

тельно оси, проходящей через центр масс тела перпендикулярно плоскости движения: $M^и = J_C \varepsilon$, где J_C – момент инерции тела относительно оси вращения, и направлен в сторону, противоположную угловому ускорению.

Если в любой момент времени к каждой из точек системы кроме действующих на нее внешних сил присоединить соответствующие силы инерции, то полученная система сил будет уравновешенной.

Принцип Даламбера даёт возможность составлять уравнения движения механической системы в виде уравнений равновесия (метод кинестатики):

$$\sum \vec{F}_k^e + \vec{R}^и = 0, \quad \sum \vec{M}_O(\vec{F}_k^e) + \vec{M}_O^и = 0,$$

где \vec{F}_k^e – внешние силы, действующие на систему; $\vec{R}^и$ – главный вектор сил инерции; $\vec{M}_O(\vec{F}_k^e)$, $\vec{M}_O^и$ – моменты внешних сил и главный момент сил инерции относительно произвольного центра O .

Примеры решения задач на применение принципа Даламбера

Задача 63. Груз 1 массы $m_1 = 10$ кг спускается вниз по наклонной грани клина, образующей угол 60° с горизонтом, и посредством нити, переброшенной

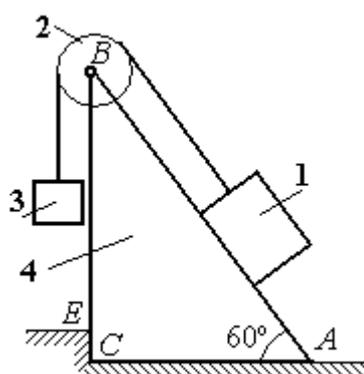


Рис. 6.4. Клин с грузами

через блок 2, укрепленный в верхней точке клина, приводит в движение груз 3 массы $m_3 = 5$ кг (рис. 6.4). Клин ABC массы $m_4 = 15$ кг стоит гранью AC на горизонтальной гладкой поверхности и упирается в выступ E .

Найти давление клина на выступ. Массой блока 2 и нити пренебречь.

Решение

Выберем систему, состоящую из клина ABC , блока 2, грузов 1 и 3 и нити, соединяющей грузы. Внешние силы, действующие на систему, – силы тяжести \vec{P}_1 , \vec{P}_3 и \vec{P}_4 грузов 1, 3 и клина 4, горизонтальная реакция \vec{R}_x упора клина в вы-

ступ и вертикальная реакция \vec{R}_y опоры на горизонтальную поверхность. Реакция нити, реакция опоры груза 1 на наклонную поверхность клина и реакция шарнира B блока 2 для данной системы являются внутренними.

Допустим, груз 1 движется вниз, груз 3 – вверх. Приложим силы инерции. Направления ускорений грузов и сил инерции показаны на рис. 6.5.

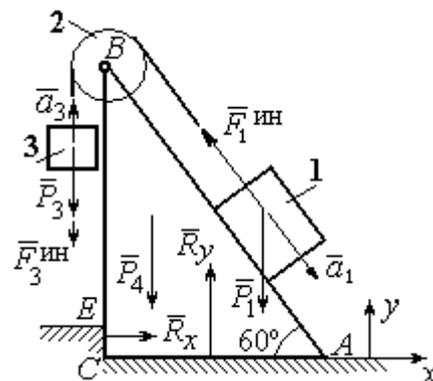


Рис. 6.5. Внешние силы и силы инерции, действующие на систему

В соответствии с принципом Даламбера, полученная система сил находится в равновесии. Условие равновесия: $\sum \vec{F}_k^e + \vec{F}_1^{\text{ин}} + \vec{F}_3^{\text{ин}} = 0$.

Выберем оси x , как показано на рис. 6.5, и спроектируем векторное равенство на ось x . Получим: $R_x - F_1^{\text{ин}} \cos 60^\circ = 0$, где модуль силы инерции $F_1^{\text{ин}} = m_1 a_1$.

Найдём ускорение груза 1. С этой целью рассмотрим отдельно движение грузов 1 и 3 (рис. 6.6 *a, b*).

Рассматривая груз 1 как отдельную систему, изобразим внешние силы:

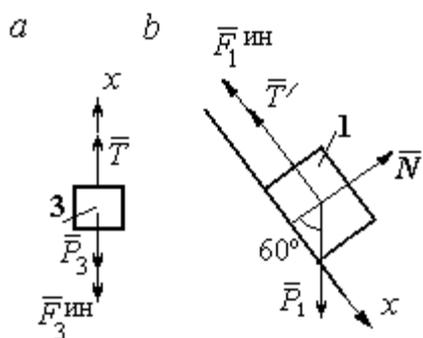


Рис. 6.6. Равновесие грузов

силу тяжести \vec{P}_1 , реакцию нити \vec{T}' и реакцию опоры \vec{N} (см. рис. 6.6, *b*). Присоединим силу инерции $\vec{F}_1^{\text{ин}}$ и составим уравнение равновесия полученной системы сил в проекции на ось x , расположенную вдоль наклонной грани клина: $P_1 \sin 60^\circ - T' - F_1^{\text{ин}} = 0$, где $F_1^{\text{ин}} = m_1 a_1$.

Для груза 3 внешними силами будут сила тяжести \vec{P}_3 и реакция нити \vec{T} . Присоединим к грузу 3 силу инерции $\vec{F}_3^{\text{ин}}$ (см. рис. 6.6, *a*) и составим уравне-

ние равновесия системы сил в проекции на ось x , выбранную по направлению движения груза 3: $T - P_3 - F_3^{\text{ин}} = 0$, где модуль силы инерции $F_3^{\text{ин}} = m_3 a_3$.

Решая полученную систему с учётом, что модули реакций нити и модули ускорений грузов равны: $T = T'$ и $a_1 = a_3$, находим ускорение грузов. Получим:

$$a_1 = a_3 = \frac{(m_1 \sin 60^\circ - m_3)g}{m_1 + m_3}. \text{ Тогда давление клина на уступ:}$$

$$R_x = F_1^{\text{ин}} \cos 60^\circ = m_1 g \frac{(m_1 \sin 60^\circ - m_3)}{(m_1 + m_3)} \cos 60^\circ.$$

Подставляя данные из условия задачи, найдём $R_x = 11,97 \text{ Н}$.

Задача 64. Для подъёма грузов используется лебёдка со ступенчатым воротом, изображённая на рис. 6.7. Радиусы большой и малой ступенек барабана ворота r_1 и r_2 , радиус инерции барабана относительно оси вращения i_3 . Лебёдка установлена на горизонтальной балке AB , которая закреплена в точке A на неподвижном цилиндрическом шарнире и опирается на каток в точке B . Груз 1 поднимается на верёвке, навитой на большую ступеньку ворота. На малой ступеньке барабана ворота закреплена другая верёвка, удерживающая противовес 2. К барабану лебёдки приложен постоянный вращающий момент $M_{\text{вр}}$.

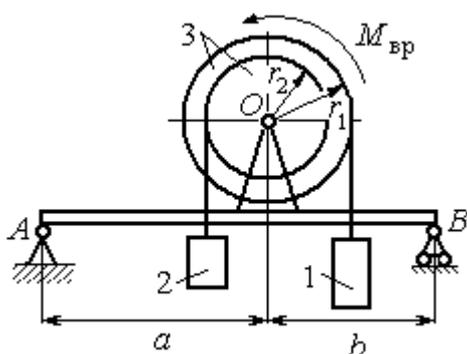


Рис. 6.7. Лебёдка на балке

Найти реакции опор балки во время движения груза, если радиусы ступенек барабана $r_1 = 0,8 \text{ м}$, $r_2 = 0,2 \text{ м}$, радиус инерции барабана относительно оси вращения $i_3 = 0,6 \text{ м}$, масса груза 1 $m_1 = 100 \text{ кг}$, противовеса 2 $m_2 = 30 \text{ кг}$, масса барабана $m_3 = 50 \text{ кг}$, величина вращающего момента $M_{\text{вр}} = 1050 \text{ Н}\cdot\text{м}$, расстояния от крайних точек балки A и B до линии вертикального диаметра барабана $a = 2 \text{ м}$, $b = 1 \text{ м}$.

Решение

Выберем систему, включающую только барабан 3, грузы 1 и 2 и нити, связывающие грузы с барабаном (рис. 6.8). Внешние силы, действующие на эту систему, – пара сил, создающая вращающий момент $M_{вр}$, силы тяжести $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$ грузов 1, 2 и барабана 3 и реакция \vec{R}_O опоры барабана на шарнир в точке O . Натяжения нитей для данной системы являются внутренними и на рис. 6.8 не показаны.

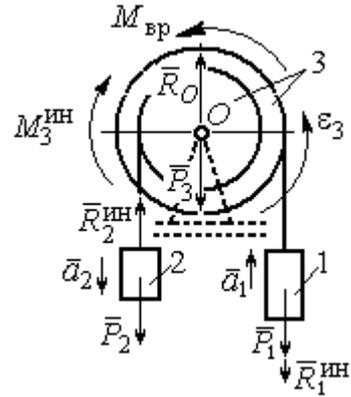


Рис. 6.8. Расчётная схема равновесия барабана

Приложим силы инерции. Направления главных векторов сил инерции $\vec{R}_1^{ин}, \vec{R}_2^{ин}$ и момента сил инерции $M_3^{ин}$ показаны на рис. 6.8.

Согласно принципу Даламбера, полученная система внешних сил и сил инерции является уравновешенной. Составим уравнения равновесия:

$$R_O + R_2^{ин} - P_2 - P_3 - P_1 - R_1^{ин} = 0; \quad M_{вр} - M_3^{ин} - R_2^{ин}r_2 + P_2r_2 - P_1r_1 - R_1^{ин}r_1 = 0,$$

где $R_1^{ин} = m_1a_1, R_2^{ин} = m_2a_2, M_3^{ин} = J_{3O}\epsilon_3, J_{3O} = m_3i_3^2$.

Из второго уравнения с учётом кинематических соотношений: $\epsilon_3 = \frac{a_1}{r_1}$ и

$$a_2 = \frac{r_2}{r_1}a_1, \text{ найдём ускорение груза 1: } a_1 = \frac{r_1(M_{вр} + P_2r_2 - P_1r_1)}{m_3i_3^2 + m_2r_2^2 + m_1r_1^2}.$$

Подставляя данные задачи, получим $a_1 = 3,49 \text{ м/с}^2$.

Вычислим модули сил инерции $R_1^{ин} = m_1a_1 = 349 \text{ Н}; R_2^{ин} = m_2a_2 = 26,17 \text{ Н}$.

Подставляя модули сил инерции в первое уравнение условий равновесия, найдём реакцию опоры барабана на шарнир O :

$$R_O = -R_2^{ин} + P_2 + P_3 + P_1 + R_1^{ин} = 2088,63 \text{ Н}.$$

Для определения реакций опор балки AB выберем объектом равновесия

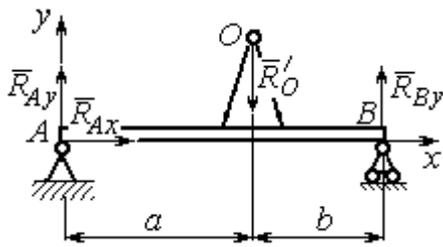


Рис. 6.9. Равновесие балки

саму балку (рис. 6.9). На балку действуют сила \vec{R}'_O давления со стороны шарнира O , реакция шарнира в точке A (на рис. 6.9 разложенная на составляющие \vec{R}_{Ax} , \vec{R}_{Ay}) и реакция \vec{R}_{By} опоры балки на шарнир в точке B . Составим уравне-

ния равновесия балки:

$$\sum F_x = R_{Ax} = 0, \quad \sum F_y = R_{Ay} - R'_O + R_{By} = 0,$$

$$\sum M_A(F) = R_{By}(a + b) - R'_O a = 0.$$

Решая систему с учётом того, что модули сил \vec{R}'_O и \vec{R}_O равны, найдём ре-

акции опор балки: $R_{By} = R_O \frac{a}{a + b} = 1392,42 \text{ Н}$; $R_{Ay} = R_O - R_{By} = 696,21 \text{ Н}$.

Для сравнения реакции опор балки при неподвижном барабане $R_{By} = 1419,18 \text{ Н}$, $R_{Ay} = 346,62 \text{ Н}$.

Упражнение

Упражнение 6.1. Груз 1 соединён с грузом 2 нерастяжимой нитью, переброшенной через неподвижный блок (рис. 6.10). Опускаясь вниз, груз 2 перемещает груз 1 по горизонтальной поверхности призмы 3 без трения. Призма стоит на горизонтальной гладкой поверхности и упирается левым краем в выступ. Определить силу давления призмы на пол, если массы грузов 1, 2 и призмы 3 одинаковы и равны m . Массой нити и блока пренебречь.

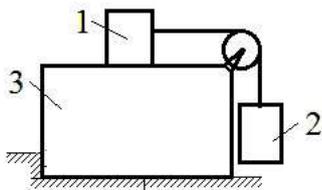


Рис. 6.10. Схема движения грузов в системе

6.2. Принцип возможных перемещений

Возможными перемещениями механической системы называют любую совокупность элементарных (бесконечно малых) перемещений точек системы из занимаемого в данный момент времени положения, которые допускаются всеми наложенными на систему связями.

Идеальными связями в механической системе называют такие связи, для которых сумма элементарных работ их реакций на любом возможном перемещении равна нулю.

Принцип возможных перемещений.

Если все приложенные к точкам системы внешние и внутренние силы разделить на **активные силы** и **реакции связей**, то для равновесия механической системы с идеальными связями необходимо и достаточно, чтобы сумма элементарных работ всех активных сил была равна нулю на любом возможном перемещении системы: $\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) = 0$.

Примеры решения задач на применение принципа возможных перемещений

Задача 65. В талевом механизме барабан 1 состоит из двух соосных жестко связанных валов (рис. 6.11). При поднятии груза верхний трос барабана 1 наматывается на вал большего радиуса R_1 , нижний – смотывается с вала меньшего радиуса r_1 .

Какой вращающий момент M , постоянный по величине, нужно приложить к барабану, чтобы уравновесить груз весом P , прикрепленный в центре блока 4. Массами блоков и троса пренебречь.

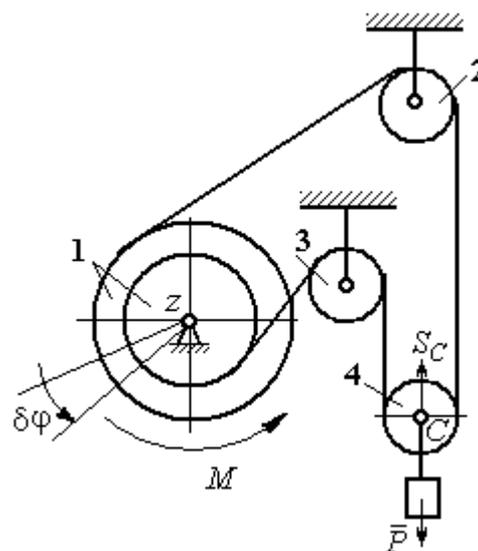


Рис. 6.11. Уравновешивание талевого механизма

Решение

Активными силами в системе являются сила тяжести груза \vec{P} и уравновешивающий момент M . По принципу возможных перемещений для равновесия системы необходимо и достаточно выполнения условия:

$$\delta A(M) + \delta A(\vec{P}) = 0, \text{ или } M\delta\varphi_1 - P\delta S_C = 0.$$

где $\delta\varphi_1$ и δS_C – возможные перемещения барабана и груза.

Найдём связь между перемещениями $\delta\varphi_1$ и δS_C . Предположим, в механизме осуществляется подъём груза. На рис. 6.12

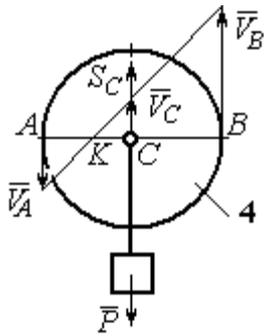


Рис. 6.12. Распределение скоростей точек блока 4

показано построение мгновенного центра скоростей блока 4 – точки K . Здесь скорость точки A блока 4 (рис. 6.12) равна скорости точек обода малого вала барабана 1, а скорость точки B – скорости точек обода большого вала. Составим пропорцию

$$\frac{V_B}{V_A} = \frac{BK}{AK} = \frac{r_4 + CK}{r_4 - CK}, \text{ где } r_4 \text{ – радиус блока 4 (см.}$$

рис.6.12). Подставляя выражения для скоростей точек A и B $V_A = \omega_1 r_1$,

$$V_B = \omega_1 R_1, \text{ найдём расстояние: } CK = \frac{(R_1 - r_1)r_4}{R_1 + r_1}.$$

Угловая скорость блока 4 $\omega_4 = \frac{V_B}{r_4 + CK} = \frac{\omega_1(R_1 + r_1)}{2r_4}$. Скорость его цен-

тра: $V_C = \omega_4 \cdot CK = \frac{\omega_1(R_1 - r_1)}{2}$. Выразим соотношение между скоростью точки

C и угловой скоростью барабана 1 в дифференциальной форме:

$$dS_C = d\varphi_1 \frac{(R_1 - r_1)}{2}. \text{ Поскольку действительное перемещение является одним из}$$

возможных (т. е. $ds = \delta s$, $d\varphi = \delta\varphi$), получим связь между возможными переме-

$$\text{щениями барабана 1 и груза: } \delta S_C = \frac{\delta\varphi_1(R_1 - r_1)}{2}.$$

Подставляя найденное соотношение в уравнение принципа возможных

$$\text{перемещений, представим его в окончательном виде: } M\delta\varphi_1 - P\frac{\delta\varphi_1(R_1 - r_1)}{2} = 0,$$

$$\text{откуда найдём значение уравновешивающего момента: } M = \frac{P(R_1 - r_1)}{2}.$$

Задача 66. Брус 1 весом $P_1 = P$ лежит на цилиндрическом катке 2 и на блоке 3 одинаковых радиусов r , и одинакового веса $P_2 = P_3 = 2P$ (рис. 6.13). Каток 2 катится без проскальзывания по наклонной плоскости с углом наклона 30° к горизонту. Блок 3 вращается вокруг неподвижной оси z и к нему приложена пара сил с моментом $M = Pr$. Каток и блок расположены так, что брус 1 параллелен наклонной плоскости.

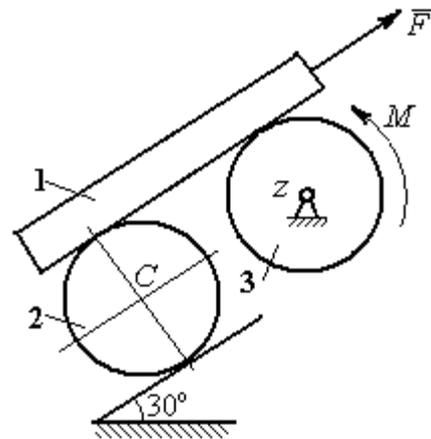


Рис. 6.13. Равновесие механической системы

Какую силу F , параллельную наклонной плоскости, нужно приложить к брусу 1, чтобы удержать его в равновесии. Скольжение между бруском и катком, бруском и блоком отсутствует.

Решение

Рассмотрим механизм, состоящий из бруса 1, катка 2 и блока 3. Активными силами, действующими на механизм, являются силы тяжести \vec{P}_1 , \vec{P}_2 и

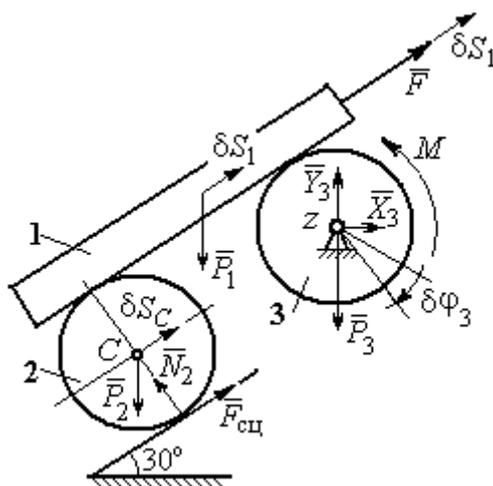


Рис. 6.14. Расчётная схема применения принципа возможных перемещений

\vec{P}_3 бруса, катка и блока, пара сил с моментом M , приложенная к блоку 3, и сила \vec{F} , приложенная к брусу. Связи в механизме идеальные, так как работа реакции \vec{N}_2 опоры катка 2 на плоскость, работа силы $\vec{F}_{сц}$ сцепления катка с плоскостью и работа реакции шарнира блока 3 при любом перемещении системы равны нулю. Направления векторов сил в системе показаны на рис. 6.14.

Придадим системе возможное перемещение, сдвинув брус 1 на расстояние δS_1 вдоль линии действия силы \vec{F} , вверх по наклонной плоскости. Тогда

центр катка 2 переместится на расстояние δS_C , а блок 3 повернётся на элементарный угол $\delta\varphi_3$ (см. рис. 6.14).

Для определения условий равновесия применим к системе принцип возможных перемещений. Получим уравнение:

$$-P_1\delta S_1\cos 60^\circ - P_2\delta S_C\cos 60^\circ - M\delta\varphi_3 + F\delta S_1 = 0.$$

Выразим все перемещения через перемещение бруса δS_1 . Допустим, скорость бруса равна V_1 . Тогда $V_C = \frac{V_1}{2}$, и, следовательно, $\delta S_C = \frac{\delta S_1}{2}$.

Угловая скорость блока 3 $\omega_3 = \frac{V_1}{r}$, отсюда $\delta\varphi_3 = \frac{\delta S_1}{r}$.

Подставляя найденные соотношения в уравнение принципа возможных перемещений с учётом данных задачи, находим $F = 2P$.

Задача 67. Уравновешивание роликового катка 3 с противовесом 1 осуществляется с помощью пары сил с моментом M , приложенных к блоку 2.

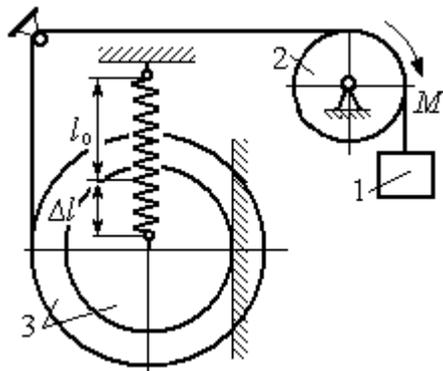


Рис. 6.15. Уравновешивание роликового катка

Каток состоит из двух соосных жестко связанных дисков (рис. 6.15) радиусов r и $R = 2r$ с общей массой $3m$. Масса груза 1 равна m . При движении каток катится без скольжения по вертикальной поверхности, касаясь её диском меньшего радиуса. Вертикальная пружина с закреплённым верхним концом своим нижним концом удерживает каток за центр масс. Жесткость пружины $c = mg / r$.

Какой величины уравновешивающий момент M приложен к блоку 2, если при равновесии катка пружина растянулась относительно недеформированного состояния на величину $\Delta l = r$.

Решение

Рассмотрим механическую систему, состоящую из груза 1, блока 2 и катка 3. Активными силами, действующими на механизм, являются силы тяжести \vec{P}_1 , \vec{P}_2 и \vec{P}_3 – груза, блока и катка, пара сил с моментом M , приложенная к блоку 2, и сила $\vec{F}_{\text{упр}}$ упругости пружины, приложенная к центру катка. Реакциями связей в механизме являются: сила $\vec{F}_{\text{сц}}$ сцепления катка с плоскостью и реакция \vec{R}_2 шарнира блока 2. Реакция \vec{N}_2 опоры катка 2 на вертикальную плоскость равна нулю (на рис. 6.16 не показана).

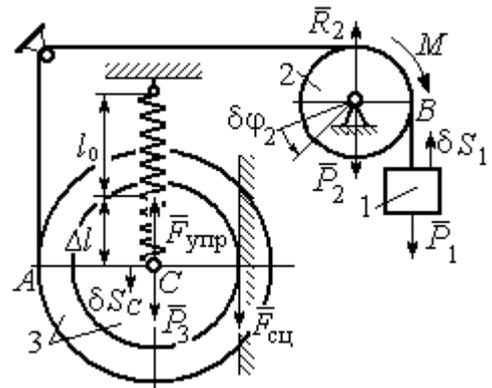


Рис. 6.16. Расчётная схема уравнивания ролика

Допустим, система находится в равновесии. Дадим центру катка возможное перемещение δS_C , направленное вертикально вниз. При этом блок 2 повернётся на угол $\delta\varphi_2$, а груз 1 получит бесконечно малое перемещение δS_1 . Направления возможных перемещений показаны на рис. 6.16.

Составим уравнение принципа возможных перемещений:

$$P_3\delta S_C - F_{\text{упр}}\delta S_C + M\delta\varphi_2 - P_1\delta S_1 = 0,$$

где сила упругости в положении равновесия системы $F_{\text{упр}} = c\Delta l$.

Выразим перемещения $\delta\varphi_2$, δS_1 блока 2 и груза 1 через перемещение центра катка δS_C . Предположим, при возможном перемещении скорость центра масс катка равна V_C . Скорость груза 1 равна скорости точки A на ободу большого диска катка: $V_1 = V_A = \frac{R+r}{r}V_C$. Здесь учтено, что точка касания катка

с вертикальной поверхностью является его мгновенным центром скоростей.

$$\text{Угловая скорость блока 2 } \omega_2 = \frac{V_A}{r} = \frac{R+r}{r^2} V_C.$$

Представляя кинематические соотношения в дифференциальном виде, получим необходимые связи между возможными перемещениями:

$$\delta S_1 = \frac{R+r}{r} \delta S_C = 3\delta S_C; \quad \delta \varphi_2 = \frac{R+r}{r^2} \delta S_C = \frac{3\delta S_C}{r}.$$

Окончательно уравнение принципа возможных перемещений выражается в виде: $P_3 \delta S_C - c \Delta l \delta S_C + M \frac{3\delta S_C}{r} - P_1 3\delta S_C = 0$. Величина уравнивающего

момента $M = \frac{1}{3} mgr$.

Упражнения

Упражнение 6.2. Штамповка деталей осуществляется при помощи рычажного пресса (рис. 6.17). Найти соотношение между силой F , приложенной к внешнему рычагу, и силой Q , сжимающей деталь A вдоль центральной оси.

Длины рычагов a, b, c, d показаны на рис. 6.17.

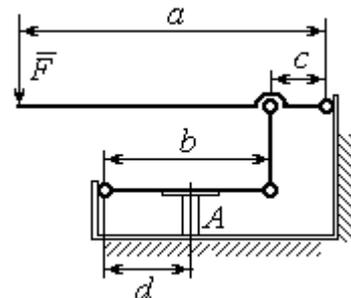


Рис. 6.17. Рычажный пресс

Упражнение 6.3. Конструкция состоит из двух валов, находящихся во внешнем зацеплении, и двух грузов, удерживающихся нитями, намотанными на валы (рис. 6.18).

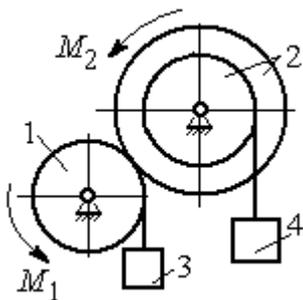


Рис. 6.18. Схема уравнивания валов

грузов, удерживающихся нитями, намотанными на валы (рис. 6.18).

Радиус вала 1 $R_1 = r$. Вал 2 состоит из двух барабанов, жестко скрепленных на одной оси. Радиусы барабанов: $R_2 = 3r, r_2 = r$.

Найти величину уравнивающего момента M_2 , приложенного к валу 2, если к валу 1 приложена пара сил с моментом $M_1 = 2Pr$, а грузы 3 и 4 одинакового веса P .

6.3. Общее уравнение динамики

При движении механической системы с идеальными связями в каждый момент времени сумма элементарных работ активных сил и сил инерции на любом возможном перемещении равна нулю:

$$\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) + \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{и}}) = 0,$$

где $\delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}})$, $\delta A(\vec{R}_k^{\text{и}})$ – элементарные работы активных сил и сил инерции, приложенных к точкам системы на её возможном перемещении.

При вычислении элементарных работ активных сил и сил инерции используют обычные формулы для вычисления работы сил на элементарном перемещении точек их приложения.

Примеры решения задач на применение общего уравнения динамики

Задача 68. Механическая система включает груз 1, ступенчатый диск 2 (каток), катящийся ступенькой по неподвижному рельсу, и однородный диск 3 (блок), вращающийся вокруг неподвижной оси, соединённых нерастяжимыми нитями (рис. 6.19). Качение ступенчатого диска происходит без скольжения. К грузу 1 приложена сила \vec{F} под углом 30° к горизонтальному направлению движения груза. К блоку 3 приложена пара сил с моментом M . Найти закон движения центра масс катка 2 и реакцию шарнира блока 3 в момент времени $t = 1$ с, если $P_1 = 10$ Н; $P_2 = 20$ Н; $P_3 = 15$ Н; $F = 5(t+1)$ Н; $M = 3(1 + 2t)$ Н·м; $R_2 = 0,8$ м; $r_2 = 0,2$ м; $R_3 = 0,4$ м; момент инерции катка 2 относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости движения, $i_{2C} = 0,6$ м.

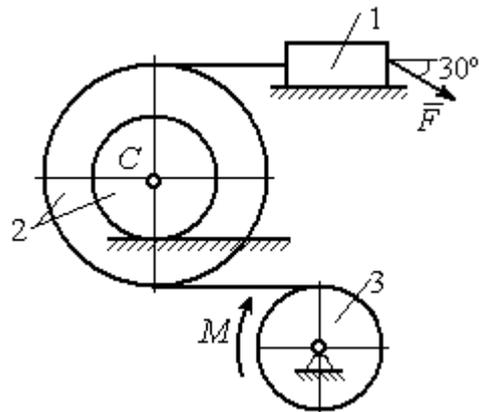


Рис. 6.19. Схема движения механической системы

Решение

В рассматриваемой механической системе активными силами являются силы тяжести $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$, сила \vec{F} и пара сил с моментом M (рис. 6.20).

Реакциями связей являются нормальные реакции опор: \vec{N}_1, \vec{N}_2 , сила сцепления катка 2 с неподвижной поверхностью $\vec{F}_{\text{сц}}$ и реакция шарнира O

блока 3 (на рис. 6.20 реакция показана в виде разложения на составляющие \vec{X}_3, \vec{Y}_3). Связи идеальные, так как скольжение груза 1 происходит по гладкой поверхности, качение диска 2 без проскальзывания, а ось вращения блока 3 неподвижна.

Предположим, система движется так, что блок 3 вращается с угловой скоростью ω_3 и угловым ускорением ε_3 в направлении поворота, создаваемого моментом M . Соответствующие направления скорости \vec{V}_C и ускорения \vec{a}_C центра масс катка 2, его угловой скорости ω_2 и ускорения ε_2 , а также направление скорости \vec{V}_1 и ускорения \vec{a}_1 груза 1 показаны на рис. 6.20.

Присоединим к телам системы силы инерции. Главные векторы $\vec{R}_1^{\text{и}}, \vec{R}_2^{\text{и}}$ сил инерции груза 1 и катка 2 приложены в центрах масс груза и катка и направлены в сторону, противоположную ускорениям \vec{a}_1 и \vec{a}_C . Главные моменты $\vec{M}_2^{\text{и}}, \vec{M}_3^{\text{и}}$ сил инерции катка 2 и блока 3 направлены в сторону, противоположную угловым ускорениям ε_2 и ε_3 .

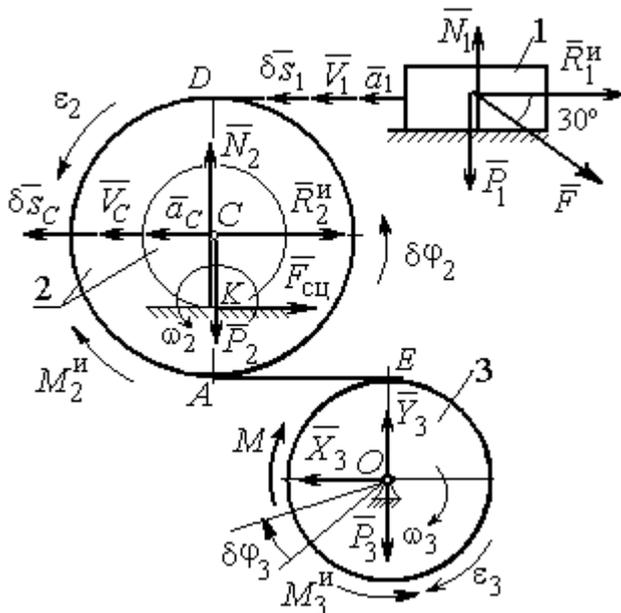


Рис. 6.20. Расчётная схема исследования движения механической системы

Главные векторы и главные моменты сил инерции показаны на рис. 6.20.

Для механической системы с идеальными связями общее уравнение динамики имеет вид:

$$\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) + \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{и}}) = 0.$$

Угловая скорость катка 2 $\omega_2 = \frac{V_C}{CK} = \frac{V_C}{r_2}$. Здесь учтено, что в точке K

находится мгновенный центр скоростей катка (см. рис. 6.20). Скорость точки E блока 3 равна скорости точки A катка 2 (см. рис. 6.20):

$$V_E = V_A = \omega_2 \cdot AK = \omega_2(R_2 - r_2) = V_C \frac{R_2 - r_2}{r_2}.$$

Угловая скорость блока 3 $\omega_3 = \frac{V_E}{R_3} = V_C \frac{(R_2 - r_2)}{R_3 r_2}$.

Скорость груза 1 равна скорости точки D катка 2:

$$V_1 = V_D = \omega_2 \cdot DK = \omega_2(R_2 + r_2) = V_C \frac{(R_2 + r_2)}{r_2}.$$

Соотношения между ускорениями определяются путем дифференцирования установленных кинематических равенств:

$$a_1 = a_C \frac{(R_2 + r_2)}{r_2}, \quad \varepsilon_2 = \frac{a_C}{r_2}, \quad \varepsilon_3 = a_C \frac{(R_2 - r_2)}{R_3 r_2}.$$

Если выразить скоростные кинематические соотношения в дифференциальном виде, то, полагая действительное перемещение возможным (т. е. $ds = \delta s$, $d\varphi = \delta\varphi$), получим соотношения между перемещениями:

$$\delta s_1 = \delta s_C \frac{(R_2 + r_2)}{r_2}, \quad \delta\varphi_2 = \frac{\delta s_C}{r_2}, \quad \delta\varphi_3 = \delta s_C \frac{(R_2 - r_2)}{R_3 r_2}.$$

Найдем элементарные работы активных сил.

Работы сил тяжести груза 1 и катка 2 равны нулю, так как перемещения точек приложения сил перпендикулярны векторам сил.

Работа силы тяжести блока 3 также равна нулю, поскольку точка прило-

жения силы тяжести блока 3 не перемещается:

$$\delta A(\vec{P}_1) = P_1 \delta s_1 \cos 90^\circ = 0; \quad \delta A(\vec{P}_2) = P_2 \delta s_C \cos 90^\circ = 0; \quad \delta A(\vec{P}_3) = 0.$$

Работу совершают только пара сил с моментом M и сила \vec{F} :

$$\delta A(\vec{M}) = M \delta \varphi_3 = M \delta s_C \frac{(R_2 - r_2)}{R_3 r_2};$$

$$\delta A(\vec{F}) = F \delta s_1 \cos 150^\circ = -F \delta s_C \frac{(R_2 + r_2)}{r_2} \cos 30^\circ.$$

В результате сумма элементарных работ активных сил:

$$\begin{aligned} \sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) &= \delta A(\vec{M}) + \delta A(\vec{F}) = \\ &= M \delta s_C \frac{(R_2 - r_2)}{R_3 r_2} - F \delta s_C \frac{(R_2 + r_2)}{r_2} \cos 30^\circ = (0,85 + 23,35t) \delta s_C. \end{aligned}$$

Определим модули главных векторов и главных моментов сил инерции:

$$R_1^{\text{н}} = m_1 a_1 = \frac{P_1 (R_2 + r_2)}{g r_2} a_C, \quad R_2^{\text{н}} = m_2 a_C = \frac{P_2 a_C}{g};$$

$$M_2^{\text{н}} = J_{2C} \varepsilon_2 = \frac{P_2}{g} i_{2C}^2 \frac{a_C}{r_2};$$

$$M_3^{\text{н}} = J_{3O} \varepsilon_3 = \frac{P_3 R_3 (R_2 - r_2)}{2g r_2} a_C,$$

где J_{2C} – момент инерции катка 2 относительно оси, проходящей через его центр масс перпендикулярно плоскости движения, $J_{2C} = m_2 i_{2C}^2$; i_{2C} – радиус инерции катка; J_{3O} – осевой момент инерции блока 3, $J_{3O} = \frac{m_3 R_3^2}{2}$.

Найдем элементарные работы сил инерции:

$$\delta A(\vec{R}_1^{\text{н}}) = -R_1^{\text{н}} \delta s_1 = -\frac{P_1 (R_2 + r_2)^2 a_C}{g r_2^2} \delta s_C;$$

$$\delta A(\vec{R}_2^{\text{н}}) = -R_2^{\text{н}} \delta s_C = -\frac{P_2 a_C}{g} \delta s_C;$$

$$\delta A(\vec{M}_2^{\text{и}}) = -M_2^{\text{и}} \delta \varphi_2 = -\frac{P_2 i_2^2 a_C}{gr_2^2} \delta s_C;$$

$$\delta A(\vec{M}_3^{\text{и}}) = -M_3^{\text{и}} \delta \varphi_3 = -\frac{P_3 (R_2 - r_2)^2 a_C}{2gr_2^2} \delta s_C.$$

Сумма элементарных работ сил инерции:

$$\begin{aligned} \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{и}}) &= -\frac{P_1 (R_2 + r_2)^2 a_C}{gr_2^2} \delta s_C - \frac{P_2 a_C}{g} \delta s_C - \frac{P_2 i_2^2 a_C}{gr_2^2} \delta s_C - \\ &- \frac{P_3 (R_2 - r_2)^2 a_C}{2gr_2^2} \delta s_C = -52,75 a_C \delta s_C, \text{ где } g = 9,81 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

С учетом проделанных вычислений общее уравнение динамики принимает вид: $\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) + \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{и}}) = (0,85 + 23,35t) \delta s_C - 52,75 a_C \delta s_C = 0$, откуда найдём ускорение центра масс катка 2 как функцию времени:

$$a_C(t) = 0,02 + 0,45t.$$

Представляя ускорение a_C в виде второй производной координаты движения центра масс $a_C = \ddot{s}_C$, получим дифференциальное уравнение $\ddot{s}_C = 0,02 + 0,45t$. Дважды проинтегрировав это уравнение с нулевыми начальными условиями, найдём закон движения центра масс:

$$s_C = 0,01t^2 + 0,075t^3.$$

Рассмотрим вращательное движение блока 3, освободив его от связей. На блок действуют сила тяжести \vec{P}_3 , реакция подшипника, разложенная на составляющие \vec{X}_3 , \vec{Y}_3 , пара сил с моментом M и реакция нити \vec{H}_3 (рис. 6.21).

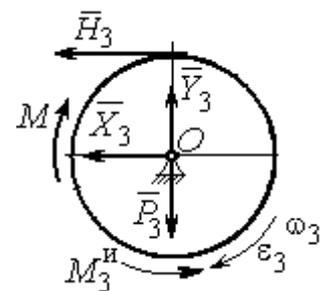


Рис. 6.21. Вращение блока 3

Присоединим к блоку 3 силы инерции. При вращательном движении блока вокруг оси, проходящей через центр масс, главный вектор сил инерции равен ну-

лю. Главный момент сил инерции $M_3^И$ направлен в сторону, противоположную угловому ускорению блока 3.

По принципу Даламбера система сил, приложенных к блоку 3, включая силы инерции, находится в равновесии. Составим уравнение равновесия в виде равенства нулю суммарного момента всех сил относительно оси вращения:

$M - H_3 R_3 - M_3^И = 0$, откуда найдём реакцию нити: $H_3 = \frac{M}{R_3} - \frac{M_3^И}{R_3}$. Подставляя

в уравнение величину модуля главного момента сил инерции блока 3 $M_3^И(1) = 0,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и значение момента, приложенного к блоку 3, в момент времени $t = 1 \text{ с}$, $M(1) = 9 \text{ Н}\cdot\text{м}$ найдём реакцию нити $H_3(1) = 20,75 \text{ Н}$.

Уравнения равновесия, составленные в виде проекций сил на вертикальную и горизонтальную оси (см. рис. 6.21), имеют вид:

$$X_3 + H_3 = 0, Y_3 - P_3 = 0.$$

Составляющие реакции шарнира блока 3 в момент времени $t = 1 \text{ с}$:

$X_3 = -20,75 \text{ Н}$, $Y_3 = 15 \text{ Н}$. Полная реакция шарнира $R_3 = \sqrt{X_3^2 + Y_3^2} = 25,6 \text{ Н}$.

Задача 69. Груз 2 весом P_2 , поднимаемый лебёдкой (рис. 6.22), подвешен в центре подвижного блока 3 весом P_3 . Нерастяжимая нить одним концом при-

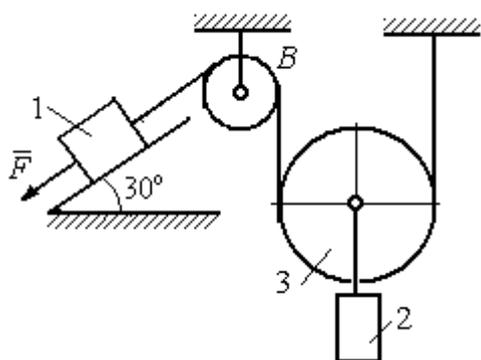


Рис. 6.22. Схема подъёмного устройства

цеплена к грузу 1 весом P_1 , лежащему на наклонной плоскости. Другой конец, переброшенный через невесомый блок B , охватывает снизу подвижный блок 3 радиуса r и закреплён в вертикальном положении. К грузу 1 приложена сила \vec{F} , направленная вдоль наклонной плоскости.

Найти закон движения поднимаемого груза, если $P_1 = P_3 = P$, $P_2 = 3P$, $F = 2P$ и движение началось из состояния покоя.

Решение

Применим к решению задачи общее уравнение динамики. В данной механической системе активными силами являются силы тяжести \vec{P}_1 , \vec{P}_2 , \vec{P}_3 и сила \vec{F} (рис. 6.23). Реакциями связей являются реакция шарнира блока B и реакция опоры груза 1 (на рис. 6.23 не показаны). Связи идеальные, так как работа реакций связей равна нулю.

Предположим, груз 1 спускается вниз по наклонной плоскости с ускорением a_1 . Приложим к телам системы силы инерции. Главные вектора сил инерции $\vec{R}_1^{\text{ин}}$ и $\vec{R}_2^{\text{ин}}$ грузов 1 и 2, движущихся поступательно, приложены в центрах масс грузов и направлены противоположно векторам ускорений тел. Глав-

ный вектор $\vec{R}_3^{\text{ин}}$ сил инерции блока 3 приложен в центре масс блока 3 и направлен противоположно вектору ускорения его центра масс. Главный момент сил инерции $M_3^{\text{ин}}$ относительно оси, проходящей через центр масс блока 3 перпендикулярно плоскости движения, направлен в сторону, противоположную направлению углового ускорения блока 3, совпадающего с направлением углового движения. Направления главных векторов и главного момента сил инерции тел показаны на рис. 6.23.

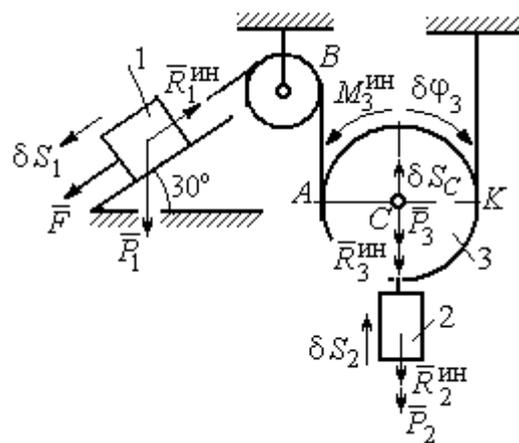


Рис.6.23. Активные силы и силы инерции, приложенные к системе

Дадим системе возможное перемещение, при котором груз 1 спустился вниз по наклонной плоскости на расстояние δS_1 . В соответствии с приложенными в системе связями центр масс подвижного блока 2 и груз 2 переместились вверх на высоту δS_C , а сам блок повернулся на угол $\delta \varphi_3$ (см. рис. 6.23).

Составим общее уравнение динамики $\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) + \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{и}}) = 0$. Получим

$$F\delta S_1 + P_1\delta S_1 \cos 60^\circ - P_2\delta S_2 - P_3\delta S_C - \\ - R_1^{\text{ин}}\delta S_1 - R_2^{\text{ин}}\delta S_C - R_3^{\text{ин}}\delta S_C - M_3^{\text{ин}}\delta\varphi_3 = 0,$$

где модули сил инерции $R_1^{\text{ин}} = m_1 a_1$, $R_2^{\text{ин}} = m_2 a_2$, $R_3^{\text{ин}} = m_3 a_C$, $M_3^{\text{ин}} = \frac{m_3 r^2}{2} \varepsilon_3$.

Выразим перемещение δS_2 и ускорение a_2 груза 2, а также поворот $\delta\varphi_3$ и угловое ускорение ε_3 подвижного блока 3 через перемещение δS_1 и ускорение a_1 груза 1.

Угловая скорость блока 3 $\omega_3 = \frac{V_A}{AK} = \frac{V_1}{2r}$. Здесь учтено, что точка K блока 3 является его мгновенным центром скоростей. Тогда, элементарный поворот блока $\delta\varphi_3 = \frac{\delta S_1}{2r}$, а его угловое ускорение $\varepsilon_3 = \frac{a_1}{2r}$.

Скорость центра масс блока 3 и скорость груза 2: $V_2 = V_C = \frac{V_1}{2}$. Из этого равенства следует, что: $\delta S_2 = \delta S_C = \frac{\delta S_1}{2}$, $a_2 = a_C = \frac{a_1}{2}$.

Подставляя найденные соотношения в общее уравнение динамики с учётом данных задачи, окончательно получим уравнение: $\frac{1}{2}P\delta S_1 = \frac{17}{8g}Pa_1\delta S_1$. От-

сюда $a_1 = \frac{4}{17}g = 0,23g$. Ускорение груза 2, $a_2 = \frac{a_1}{2} = 0,12g$.

Представим ускорение груза 2 в виде второй производной координаты его движения. Получим дифференциальное уравнение: $\ddot{S}_2 = 0,12g$. Дважды проинтегрировав его с нулевыми начальными условиями, найдём закон движения груза: $S_2 = 0,06gt^2$.

Задача 70. Грузы 1 и 2 весом $P_1 = 20$ Н и $P_2 = 30$ Н привязаны к нерастяжимой нити. Нить переброшена через неподвижные блоки B и D и охватывает снизу подвижный блок 3 весом $P_3 = 40$ Н (рис. 6.24). Определить ускорения грузов 1 и 2 и центра масс блока 3. Весом неподвижных блоков B и D пренебречь.

Решение

В данной механической системе активными силами являются силы тяжести $\vec{P}_1, \vec{P}_2,$

\vec{P}_3 (рис. 6.25), а реакциями связей – реакции шарниров блоков B и D . Связи идеальные, так как оси вращения блоков B и D неподвижны.

Применим к решению задачи общее уравнение динамики. Система имеет две степени свободы. В этом случае общее уравнение динамики необходимо

составлять для каждого из независимых перемещений.

Предположим, система движется так, что оба груза 1 и 2 равноускоренно перемещаются вверх. Скорости грузов $\vec{V}_1, \vec{V}_2,$ ускорения – \vec{a}_1 и \vec{a}_2 . Блок 3 опускается вниз с ускорением центра $\vec{a}_C,$ вращается и имеет угловое ускорение $\varepsilon_3,$ направленное по ходу часовой стрелки (см. рис. 6.25).

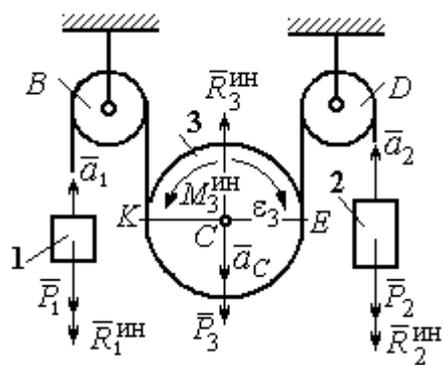


Рис.6.25. Активные силы и силы инерции, приложенные к системе

Приложим к телам системы силы инерции (см. рис. 6.25). Модули сил инерции: $R_1^{\text{ин}} = m_1 a_1, R_2^{\text{ин}} = m_2 a_2, R_3^{\text{ин}} = m_3 a_C$. Главный момент сил инерции блока 3 $M_3^{\text{ин}} = J_{3C} \varepsilon_3,$ где осевой момент инерции $J_{3C} = \frac{m_3 r^2}{2}$. Направления векторов сил и моментов сил инерции показаны на рис. 6.25.

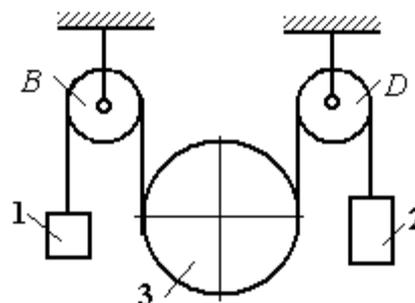


Рис. 6.24. Механическая система с двумя степенями свободы

Для вычисления углового ускорения блока 3 воспользуемся векторным представлением ускорения точки при плоскопараллельном движении тела. Выберем точку K за полюс.

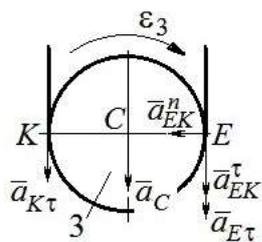


Рис. 6.26. Схема вычисления углового ускорения блока 3

Ускорение точки E определяется равенством $\vec{a}_E = \vec{a}_K + \vec{a}_{EK}^n + \vec{a}_{EK}^\tau$, где \vec{a}_K – ускорение полюса K ; \vec{a}_{EK}^n , \vec{a}_{EK}^τ – нормальная и касательная составляющие ускорения точки E при вращении блока 3 вокруг полюса K (рис. 6.26). Спроектируем векторное равенство на вертикальную ось Et .

Получим: $a_{E\tau} = a_{K\tau} + a_{EK}^\tau$, где $a_{E\tau}$ и $a_{K\tau}$ – проекции ускорений точек E и K на вертикальную ось.

Поскольку модуль ускорения точки K нити равен модулю ускорения груза 1, то $a_{K\tau} = a_1$. Модуль ускорения точки E нити равен модулю ускорения груза 2 и $a_{E\tau} = a_2$. Так как $a_{EK}^\tau = \varepsilon_3 AK = \varepsilon_3 2r$, то $\varepsilon_3 = \frac{a_{E\tau} - a_{K\tau}}{2r} = \frac{a_2 - a_1}{2r}$.

Составляя такое же векторное уравнение для определения ускорения центра масс блока 3 (точки C) и проектируя его на вертикальную ось, найдём:

$$a_C = a_{K\tau} + a_{CK}^\tau = a_1 + \varepsilon_3 r = \frac{a_2 + a_1}{2}.$$

Выберем в качестве независимых координат s_1, s_2 – положения грузов 1 и 2, отсчитываемые от неподвижных осей вращения блоков B и D . Возможные перемещения грузов обозначим δs_1 и δs_2 .

Дадим системе возможное перемещение, при котором груз 1 поднимается вверх на расстояние δs_1 , а груз 2 – неподвижен. При таком движении нить, соединяющая груз 2 с блоком 3, неподвижна вплоть до точки E (рис. 6.27).

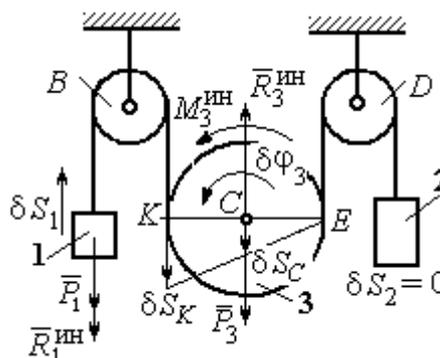


Рис.6.27. Движение системы при перемещении груза 1.

Вращение блока 3 происходит против направления хода часовой стрелки. Точка E является мгновенным центром скоростей блока 3, и угловая скорость блока $\omega_3 = \frac{V_K}{2r} = \frac{V_1}{2r}$. Скорость центра масс блока $V_C = \frac{1}{2}V_1$. Тогда элементарный поворот блока 3 $\delta\varphi_3 = \frac{\delta s_1}{2r}$ и элементарное перемещение центра масс

$$\delta s_C = \frac{1}{2}\delta s_1.$$

На данном возможном перемещении работу совершают как активные силы – силы тяжести \vec{P}_1 и \vec{P}_3 груза 1 и блока 3, так и силы инерции – $\vec{R}_1^{\text{ин}}$, $\vec{R}_3^{\text{ин}}$ и пара сил инерции с моментом $M_3^{\text{ин}}$.

Составим общее уравнение динамики:

$$\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) + \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{ин}}) = -P_1\delta s_1 + P_3\delta s_C - R_1^{\text{ин}}\delta s_1 - R_3^{\text{ин}}\delta s_C + M_3^{\text{ин}}\delta\varphi_3 = 0.$$

Здесь работа сил инерции

$$R_1^{\text{ин}}\delta s_1 = m_1 a_1 \delta s_1, \quad R_3^{\text{ин}}\delta s_C = m_3 a_C \delta s_C = \frac{P_3}{g} \left(\frac{a_1 + a_2}{2} \right) \cdot \frac{1}{2} \delta s_1;$$

$$M_3^{\text{ин}}\delta\varphi_3 = J_{3C} \varepsilon_3 \delta\varphi_3 = \frac{P_3 r^2}{2g} \cdot \frac{a_2 - a_1}{2r} \cdot \frac{\delta s_1}{2r}.$$

В результате общее уравнение динамики представляется выражением

$$-P_1\delta s_1 + \frac{1}{2}P_3\delta s_1 - \frac{P_1}{g}a_1\delta s_1 - \frac{P_3}{g} \left(\frac{a_1 + a_2}{2} \right) \cdot \frac{1}{2}\delta s_1 + \frac{P_3 r^2}{2g} \cdot \frac{a_2 - a_1}{2r} \cdot \frac{\delta s_1}{2r} = 0,$$

которое преобразуется к виду:

$$(3P_3 + 8P_1)a_1 + P_3a_2 = (4P_3 - 8P_1)g.$$

Дадим системе другое независимое возможное перемещение, при котором груз 2 движется вверх ($\delta s_2 \neq 0$), а груз 1 неподвижен ($\delta s_1 = 0$).

При этом перемещении нить, соединяющая груз 1 и блок 3 неподвижна вплоть до точки K (рис. 6.28). Вращение блока 3 происходит по направлению хода часовой стрелки. Точка K является мгновенным центром скоростей бло-

ка 3. Тогда $\omega_3 = \frac{V_E}{2r} = \frac{V_2}{2r}$ и скорость центра масс блока $V_C = \frac{1}{2}V_2$. Элементарный поворот блока 3 $\delta\varphi_3 = \frac{\delta s_2}{2r}$ и перемещение центра масс $\delta s_C = \delta s_E = \frac{1}{2}\delta s_2$.

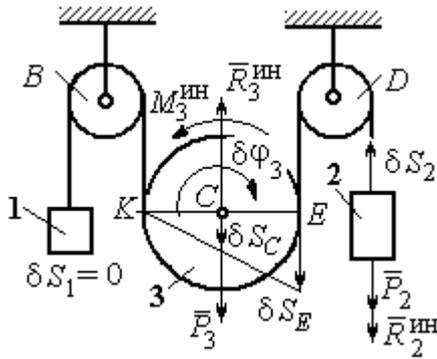


Рис. 6.28. Движение системы при перемещении груза 2

При таком движении работу совершают силы тяжести \vec{P}_2 и \vec{P}_3 , силы инерции $\vec{R}_2^{\text{ин}}$, $\vec{R}_3^{\text{ин}}$ и пара сил с моментом $M_3^{\text{ин}}$.

Составим общее уравнение динамики на возможном перемещении δs_2 (см. рис. 6.28):

$$-P_2\delta s_2 - R_2^{\text{ин}}\delta s_2 + P_3\delta s_C - R_3^{\text{ин}}\delta s_C - M_3^{\text{ин}}\delta\varphi_3 = 0$$

которое преобразуется к виду

$$-P_2\delta s_2 - \frac{P_2}{g}a_2\delta s_2 + \frac{1}{2}P_3\delta s_2 - \frac{P_3}{g}\left(\frac{a_1 + a_2}{2}\right)\frac{1}{2}\delta s_2 - \frac{P_3r^2}{2g}\left(\frac{a_2 - a_1}{2r}\right)\frac{\delta s_2}{2r} = 0$$

или к виду

$$(8P_2 + 3P_3)a_2 + P_3a_1 = (4P_3 - 8P_2)g.$$

Подставляя данные задачи в оба уравнения динамики, соответствующие независимым перемещениям δs_1 и δs_2 , получим систему уравнений:

$$7a_1 + a_2 = 0, \quad 2g + 9a_2 + a_1 = 0.$$

Решение системы: $a_1 = \frac{1}{31}g$, $a_2 = -\frac{7}{31}g$ представляет ускорения грузов 1 и 2.

Ускорение центра масс блока 3 находится по формуле $a_C = \frac{a_1 + a_2}{2} = -\frac{3}{31}g$.

Знаки ускорений определяют направления движений тел: груз 1 движется в выбранном направлении – вверх, груз 2 – вниз, центр блока 3 – вверх.

Упражнения

Упражнение 6.4. В механической системе (рис. 6.29) блок 1 радиуса r и каток 2 соединены горизонтальным невесомым стержнем. Скольжение между стержнем и катками отсутствует. Каток 2 состоит из двух шкивов радиусов r и $R = 2r$, скреплённых на одной оси. Каток катится, опираясь малым шкивом на горизонтальную поверхность, без проскальзывания. Груз 3 представляет собой поршень,двигающийся по горизонтальной поверхности без трения и прикреплённый к центру масс катка 2. К блоку 1 приложена пара сил с переменным моментом $M_{вр} = mgr \sin \omega t$.

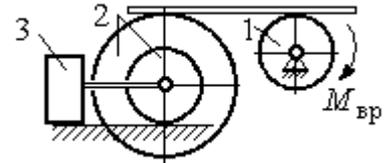


Рис. 6.29. Схема движения механической системы

Найти закон движения поршня 3, если массы грузов $m_1 = m_3 = m$, общая масса катка 2 $m_2 = 2m$, момент инерции катка 2 относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости движения, $i_2 = 1,5r$. Движение началось из состояния покоя.

Упражнение 6.5. Груз 1, двигаясь горизонтально, приводит в движение ступенчатый барабан 2 посредством нерастяжимой нити, намотанной на его малую ступень (рис. 6.30). К барабану на нитях, намотанных на большую и малую ступеньки, подвешены два груза 3 и 4. На груз 1 действует сила $F = P(t + 1)$. Определить закон движения груза 3, если веса грузов одинаковы и равны P , вес барабана 2 равен $2P$, радиусы ступенек барабана r и $2r$, радиус инерции барабана $i_2 = r\sqrt{2}$, и движение началось из состояния покоя.

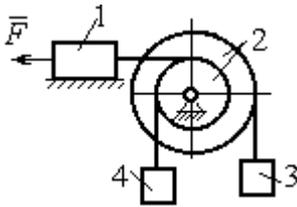


Рис. 6.30. Схема подъёмника

6.4. Уравнения Лагранжа II рода

Обобщенными координатами называется совокупность любых s независимых параметров q_1, q_2, \dots, q_s , однозначно определяющих положение системы в любой момент времени.

Если системе сообщить возможное перемещение, при котором все обобщенные координаты изменятся на элементарные (бесконечно малые) величины $\delta q_1, \delta q_2, \dots, \delta q_s$, называемые **вариациями обобщенных координат**, то все действующие активные силы совершат элементарную работу, которая может быть представлена в виде: $\delta A = Q_1 \cdot \delta q_1 + Q_2 \cdot \delta q_2 + \dots + Q_s \cdot \delta q_s$.

Величина Q_k , $k = 1, 2, \dots, s$, равная коэффициенту при вариации δq_k обобщенной координаты, называется **обобщенной силой**, соответствующей данной обобщенной координате. Расчет обобщенных сил осуществляется путем последовательного придания системе возможных перемещений, при которых варьируется только одна из обобщенных координат, а вариации остальных координат равны нулю.

Для материальной системы с идеальными связями дифференциальные уравнения движения в обобщенных координатах – **уравнения Лагранжа II**

рода – имеют вид: $\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k$, $k = 1, 2, \dots, s$, где s – число степеней

свободы системы; T – кинетическая энергия системы; q_1, q_2, \dots, q_s – обобщенные координаты; $\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_s$ – обобщенные скорости.

Примеры решения задач на составление уравнений Лагранжа

Задача 71. В механизме домкрата (рис. 6.31) движение зубчатого колеса 1 передаётся шестерне 2, к которой соосно при-

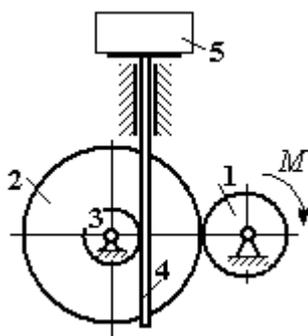


Рис. 6.31. Схема механизма домкрата

креплено зубчатое колесо 3, имеющее зацепление с зубчатой рейкой 4, на которой поднимается груз 5 массы $m_5 = 50$ кг.

Радиусы зубчатых колёс $r_1 = 5$ см, $r_2 = 12$ см, $r_3 = 6$ см. Зубчатые колёса считать сплошными однородными дисками. Массы колёс $m_1 = 0,8$ кг,

$m_2 = 1,6$ кг, $m_3 = 0,6$ кг, масса зубчатой рейки $m_4 = 1$ кг.

Какой величины постоянный вращающий момент нужно приложить к колесу 1 для того, чтобы в момент времени $t = 2$ с груз 5 имел скорость $V_5 = 1$ м/с, если движение системы начинается из состояния покоя.

Решение

Домкрат является механической системой с одной степенью свободы. Выберем в качестве обобщённой координаты координату x , отмечающую положение груза 5 (рис. 6.32).

Уравнение Лагранжа для обобщённой координаты x имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \text{ где } T - \text{ кинетическая энергия системы; } \dot{x} - \text{ обобщённая}$$

скорость; Q_x – обобщённая сила.

Кинетическая энергия колеса 1: $T_1 = \frac{J_1 \omega_1^2}{2}$, где ω_1 – угловая скорость колеса 1; J_1 – момент инерции колеса, $J_1 = \frac{m_1 r_1^2}{2}$.

Кинетические энергии шестерни 2 и зубчатого колеса 3, у которых угловые скорости одинаковы, соответственно:

$$T_2 = \frac{J_2 \omega_2^2}{2}, \quad T_3 = \frac{J_3 \omega_2^2}{2}, \text{ где } \omega_2 - \text{ угловая скорость}$$

шестерни 2; J_2, J_3 – моменты инерции шестерни 2 и зубчатого колеса 3 относительно оси, проходящей через общий центр масс, $J_2 = \frac{m_2 r_2^2}{2}$,

$$J_3 = \frac{m_3 r_3^2}{2}.$$

Скорость груза 5 равна скорости зубчатой линейки $V_5 = V_4$. Кинетическая энергия зубчатой линейки 4 и груза 5:

$$T_4 = \frac{m_4 V_4^2}{2}, \quad T_5 = \frac{m_5 V_4^2}{2}.$$

Выразим угловые скорости колёс через скорость груза (зубчатой линейки).

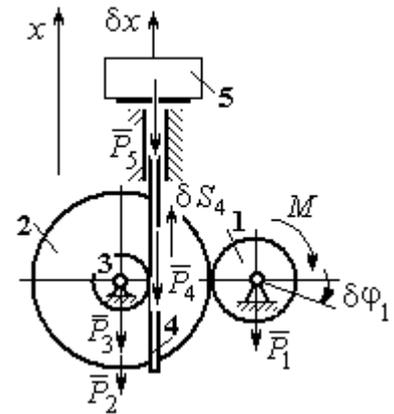


Рис. 6.32. Возможные перемещения звеньев механизма

Имеем: $\omega_2 = \omega_3 = \frac{V_4}{r_3}$ (см. рис. 6.32). Кроме того, из равенства $\omega_2 r_2 = \omega_1 r_1$

следует $\omega_1 = \frac{\omega_2 r_2}{r_1} = \frac{V_4 r_2}{r_1 r_3}$.

Подставляя полученные соотношения в выражения кинетических энергий тел и с учётом данных задачи, получим кинетическую энергию системы:

$$\begin{aligned} T &= T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 = \\ &= \frac{m_1 r_1^2}{4} \left(\frac{V_4 r_2}{r_1 r_3} \right)^2 + \frac{m_2 r_2^2}{4} \left(\frac{V_4}{r_3} \right)^2 + \frac{m_3 r_3^2}{4} \left(\frac{V_4}{r_3} \right)^2 + \frac{m_4 V_4^2}{2} + \frac{m_5 V_4^2}{2} = \\ &= \left[\frac{m_1 + m_2}{2} \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 + \frac{m_3}{2} + m_4 + m_5 \right] \frac{V_4^2}{2} = 28,05 V_4^2 = 28,05 \dot{x}^2. \end{aligned}$$

Вычислим обобщённую силу.

Дадим возможное перемещение δx грузу 5. При этом линейка 4 переместится на расстояние δs_4 , а зубчатое колесо 1 повернётся на угол $\delta \varphi_1$. Найдём сумму работ всех сил, приложенных к системе, на этом возможном перемещении. Получим: $\delta A = -P_5 \delta x - P_4 \delta s_4 + M \delta \varphi_1$. Работа сил тяжести зубчатых колёс \vec{P}_1 , \vec{P}_2 и \vec{P}_3 равна нулю, так как точки приложения этих сил неподвижны.

Из ранее полученных скоростных соотношений следуют равенства перемещений: $\delta s_4 = \delta x$, $\delta \varphi_1 = \frac{r_2}{r_1 r_3} \delta x$. В результате сумма работ сил на возможном

перемещении системы выражается в виде $\delta A = \left(-m_5 g - m_4 g + M \frac{r_2}{r_1 r_3} \right) \delta x$. От-

сюда обобщённая сила Q_x , соответствующая координате x :

$$Q_x = -(m_5 + m_4)g + M \frac{r_2}{r_1 r_3} = -500,31 + 40M.$$

Составим уравнение Лагранжа.

С учётом, что $\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right) = 56,1 \ddot{x}$ и $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$, дифференциальное уравнение

движения имеет вид: $56,1 \ddot{x} = -500,31 + 40M$ или $\ddot{x} = -8,92 + 0,71M$.

Интегрируя это уравнение с нулевыми начальными условиями, получим закон изменения скорости груза 5: $V_5 = \dot{x} = (-8,92 + 0,71M)t$.

По условию задачи при $t = 2$ с $V_5 = 1$ м/с. Подставляя эти данные в уравнение, получим: $M = 13,27$ Н·м.

Задача 72. Механическая система состоит из ступенчатого блока 2, катка 3, соединённых невесомым брусом 1, и невесомой пружины жесткостью c .

Радиусы ступеней блока r и $R = 1,5r$, радиус катка 3 равен r . Брус, лежащий на катке 3 и блоке 2, во время движения остаётся параллельным линии качения катка 3 (рис. 6.33). В центре катка 3 приложена сила \vec{F} , направленная вверх параллельно наклонной плоскости, а к блоку 2 – пара сил с моментом M . Качение катка

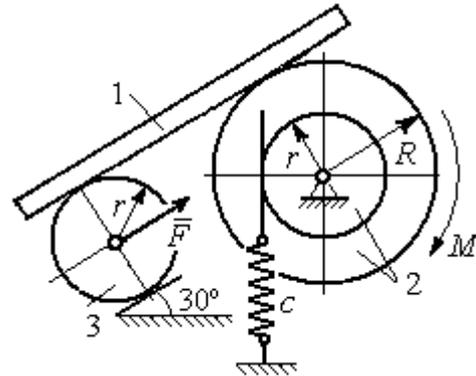


Рис. 6.33. Механическая система с одной степенью свободы

по неподвижной поверхности без скольжения. Проскальзывание между брусом 1 и дисками отсутствует. Передача движения пружины блоку 2 производится посредством невесомого жесткого вертикального стержня, прижатого к малой ступеньке блока без скольжения. Радиус инерции блока 2 относительно оси вращения $i_z = r\sqrt{2}$. Веса тел: $P_3 = P$, $P_2 = 2P$, приложенная сила $F = 2P$, момент $M = Pr$, жесткость пружины $c = P/r$.

Определить закон угловых колебаний блока 2 при $P = 10$ Н, $r = 0,2$ м, если в начальный момент пружина находилась в нерастяннутом состоянии, а блоку 2 придали угловую скорость $\omega_0 = 0,5$ рад/с в сторону вращения, создаваемого заданным моментом.

Решение

Рассматриваемая механическая система (рис. 6.34) имеет одну степень свободы. В качестве обобщённой координаты q выберем перемещение x верхнего края пружины, отсчитываемого от уровня недеформируемой пружины (см. рис. 6.34). Обобщённая скорость $\dot{q} = \dot{x}$.

Уравнение Лагранжа II рода, описывающее движение системы, имеет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \text{ где } T - \text{кинетическая энергия системы; } Q_x - \text{обобщенная}$$

сила, соответствующая обобщенной координате x .

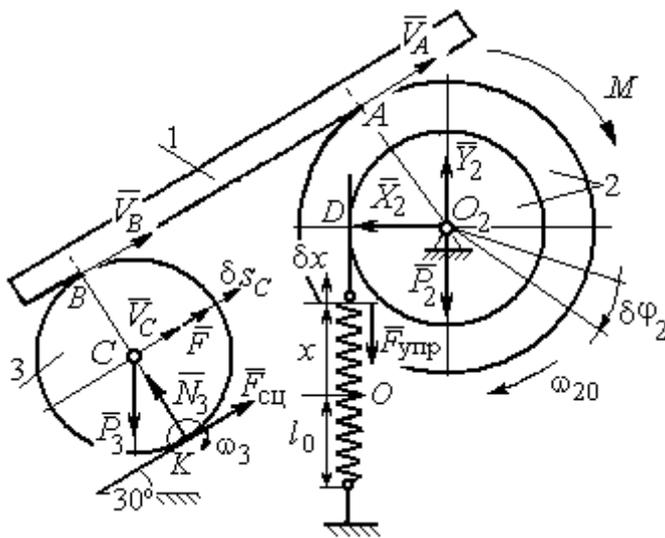


Рис. 6.34 Расчётная схема колебаний механической системы с одной степенью свободы

Вычислим кинетическую энергию системы. Энергия вращательного движения блока 2: $T_2 = \frac{1}{2} J_{2z} \omega_2^2$, где ω_2 – угловая скорость блока; J_{2z} – момент инерции блока 2 относительно оси z , $J_{2z} = m_2 i_z^2$. Каток 3 совершает плоскопараллельное движение. Его кинетическая

энергия $T_3 = \frac{1}{2} m_3 V_C^2 + \frac{1}{2} J_{zC} \omega_3^2$, где V_C, ω_3 – скорость центра масс катка 3 и его угловая скорость; J_{zC} – момент инерции катка относительно оси, проходящей через его центр масс перпендикулярно плоскости движения,

$$J_{zC} = \frac{1}{2} m_3 r^2; r - \text{радиус катка.}$$

Выразим угловые скорости ω_2, ω_3 , а также скорость V_C через обобщённую скорость \dot{x} .

Заметим, что скорость точки D блока 2 равна скорости движения верхнего края пружины: $V_D = \dot{x}$ (см. рис. 6.34). Угловая скорость блока 2: $\omega_2 = \frac{V_D}{r} = \frac{\dot{x}}{r}$. Скорость точки A блока 2: $V_A = \omega_2 R = \frac{\dot{x}R}{r}$.

Так как брус совершает поступательное движение, то скорости точек A и B равны: $V_B = V_A$. Угловая скорость катка 3 (точка K касания катка 3 с неподвижной поверхностью является его мгновенным центром скоростей): $\omega_3 = \frac{V_B}{2r} = \frac{V_A}{2r} = \frac{\dot{x}R}{2r^2}$. Скорость центра катка 3: $V_C = \frac{V_B}{2} = \frac{\dot{x}R}{2r}$.

Подставляя найденные кинематические соотношения с учётом исходных данных задачи, получим кинетическую энергию тел системы:

$$T_2 = \frac{1}{2} J_{2z} \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{2P}{g} (r\sqrt{2})^2 \left(\frac{\dot{x}}{r} \right)^2 = \frac{2P}{g} \dot{x}^2;$$

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 V_C^2 + \frac{1}{2} J_{zC} \omega_3^2 = \frac{1}{2} \frac{P}{g} \left(\frac{\dot{x}R}{2r} \right)^2 + \frac{1}{2} \frac{Pr^2}{2g} \left(\frac{\dot{x}R}{2r^2} \right)^2 = \frac{3P}{4g} \left(\frac{R}{2r} \right)^2 \dot{x}^2.$$

Полная кинетическая энергия системы:

$$T = T_2 + T_3 = \frac{P}{g} \left(2 + \frac{3}{4} \left(\frac{R}{2r} \right)^2 \right) \dot{x}^2.$$

Найдём обобщённую силу. Произвольное положение системы определяется обобщённой координатой x , показывающей растяжение пружины. Дадим пружине в произвольном положении возможное (бесконечно малое) перемещение δx в положительном направлении оси x (см. рис. 6.34). При этом блок 2 повернётся на угол $\delta\varphi_2 = \frac{\delta x}{r}$, центр масс катка 3 сдвинется на расстояние

$\delta s_C = \frac{R}{2r} \delta x$. На заданном перемещении системы работу совершают сила тяжести катка 3, пара сил с моментом M , сила \vec{F} и сила упругости пружины.

Элементарная работа вращающего момента M : $\delta A(M) = M\delta\varphi_2 = M\frac{\delta x}{r}$.

Работа силы тяжести катка 3: $\delta A(\vec{P}_3) = P_3\delta s_C \cos 120^\circ = -P_3\frac{R}{4r}\delta x$.

Работа силы F : $\delta A(\vec{F}) = F\delta s_C = F\frac{R}{2r}\delta x$.

Модуль силы упругости пружины, растянутой из недеформированного положения на расстояние x : $F_{\text{упр}} = cx$. Сила упругости направлена в сторону, противоположную растяжению (см. рис. 6.34). Её работа при перемещении δx вычисляется по формуле $\delta A(\vec{F}_{\text{упр}}) = F_{\text{упр}}\delta x \cos 180^\circ = -cx\delta x$.

Сумма работ сил на рассматриваемом возможном перемещении системы с учётом данных задачи:

$$\delta A = M\frac{\delta x}{r} - P_3\frac{R}{4r}\delta x + F\frac{R}{2r}\delta x - cx\delta x = P\left(\frac{17}{8} - \frac{x}{r}\right)\delta x,$$

откуда обобщённая сила $Q_x = P\left(\frac{17}{8} - \frac{x}{r}\right)$.

Вычислим необходимые производные кинетической энергии:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right) = \frac{2P}{g}\left(2 + \frac{3}{4}\left(\frac{R}{2r}\right)^2\right)\ddot{x}, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{и, подставляя их в общий вид уравнений}$$

Лагранжа, получим дифференциальное уравнение колебаний верхнего края пружины:

$$\frac{2P}{g}\left(2 + \frac{3}{4}\left(\frac{R}{2r}\right)^2\right)\ddot{x} = P\left(\frac{17}{8} - \frac{x}{r}\right), \quad \text{или } \ddot{x} + 10,2x = 4,34 \quad (\text{здесь } g = 9,81 \text{ м/с}^2).$$

Решение дифференциального уравнения представляется в виде суммы: $x = x_{\text{одн}} + x_{\text{частн}}$. Общее решение однородного уравнения имеет вид $x_{\text{одн}} = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt$, где C_1, C_2 – произвольные постоянные; k – круговая частота собственных колебаний пружины, $k = \sqrt{10,2} = 3,19$ рад/с. Частное ре-

шение неоднородного уравнения ищется в виде константы $x_{\text{част}} = b$. Подставив его в уравнение колебаний, получим: $b = 0,42$. Таким образом, общее решение неоднородного уравнения имеет вид $x(t) = C_1 \sin 3,19t + C_2 \cos 3,19t + 0,42$.

Произвольные постоянные C_1, C_2 находятся из начальных условий. По условию задачи в начальный момент пружина была в нерастянутом состоянии. Тогда начальная координата пружины (её верхнего края) $x(0) = 0$. Подставляя значение начальной координаты в общее решение неоднородного уравнения при $t = 0$, получим $C_2 = -0,42$. Скорость верхнего края пружины в начальный момент времени $\dot{x}(0)$ равна начальной скорости $V_D(0)$ точки D блока 2. Поскольку в начальный момент времени блоку 2 сообщили угловую скорость $\omega_{20} = 0,5$ рад/с, то при $r = 0,2$ м $\dot{x}(0) = V_D(0) = \omega_{20}r = 0,1$ м/с.

Вычисляем скорость движения края пружины, взяв производную: $\dot{x}(t) = 3,19C_1 \cos 3,19t - 3,19C_2 \sin 3,19t$. Подставляя начальное значение скорости, получим $C_1 = 0,03$.

Окончательно уравнение движения верхнего края пружин: $x(t) = 0,03 \sin 3,19t - 0,42 \cos 3,19t + 0,42$ м. Уравнение колебательного движения

блока 2: $\varphi_2 = \frac{x}{r} = 0,15 \sin 3,19t - 2,1 \cos 3,19t + 2,1$ рад.

Задача 73. Прямоугольная призма 3 весом $2P$ лежит на катке 1 радиуса r и веса P и опирается на невесомый блок 2 (рис. 6.35). Каток 1 катится по неподвижной горизонтальной поверхности без скольжения. По наклонной поверхности призмы скатывается без скольжения каток 4 весом P и радиуса r . Угол наклона поверхности призмы к горизонту составляет

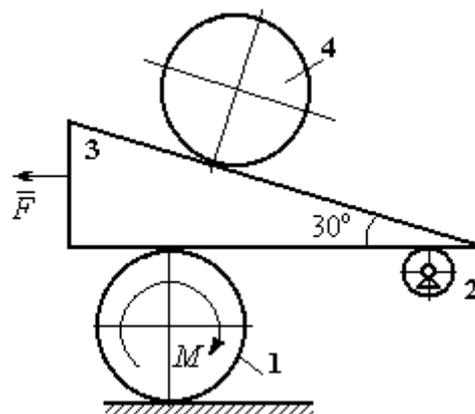


Рис. 6.35. Механическая система с двумя степенями свободы

30°. На каток 1 действует пара сил с постоянным моментом $M = 3Pr$, а на призму 3 – горизонтальная сила \vec{F} с модулем $F = P$. Катки считать однородными дисками. Проскальзывание между катками 1, 4 и призмой отсутствует. В начальный момент система находилась в покое.

Определить закон движения призмы 3 и закон движения катка 4 относительно призмы.

Решение

Рассматриваемая механическая система – катки и призма имеет две степени свободы, так как перемещение катка 4 относительно призмы 3 не зависит от перемещения самой призмы и катка 1. За обобщенные координаты выберем перемещение x_4 центра масс катка 4 относительно края призмы и перемещение x_3 края призмы 3 относительно произвольной неподвижной вертикальной плоскости (рис. 6.36). Обобщенные скорости: \dot{x}_4, \dot{x}_3 .

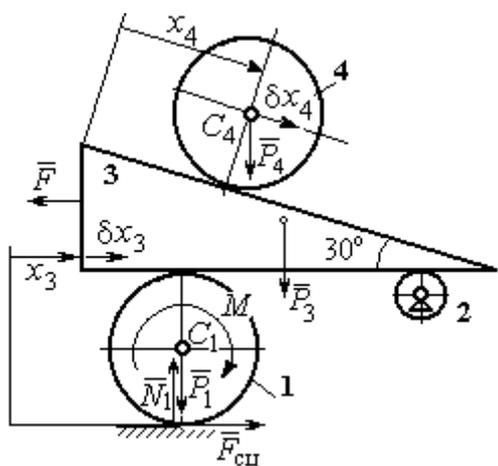


Рис. 6.36. Возможные перемещения механической системы

Уравнения Лагранжа II рода, описывающие движение системы в обобщенных координатах:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_4} = Q_{x_4};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_3} = Q_{x_3},$$

где T – кинетическая энергия системы; Q_{x_4}, Q_{x_3} – обобщенные силы, соответствующие указанным обобщенным координатам.

Вычислим кинетическую энергию тел в системе.

Вычислим кинетическую энергию тел в системе.

Каток 1 совершает плоскопараллельное движение. Кинетическая энергия

катка $T_1 = \frac{1}{2} m_1 V_{C_1}^2 + \frac{1}{2} J_{C_1} \omega_1^2$, где V_{C_1} – скорость центра масс катка, $V_{C_1} = \frac{1}{2} \dot{x}_3$;

J_{C_1} – момент инерции катка относительно оси, проходящей через центр масс

перпендикулярно плоскости движения, $J_{C_1} = \frac{m_1 r^2}{2}$; ω_1 – угловая скорость катка 1, $\omega_1 = \frac{\dot{x}_3}{2r}$.

Призма 3 совершает поступательное движение со скоростью $V_3 = \dot{x}_3$. Её кинетическая энергия

$$T_3 = \frac{m_3 V_3^2}{2} = \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2}.$$

При расчёте кинетической энергии катка 4 по

формуле $T_4 = \frac{1}{2} m_4 V_4^2 + \frac{1}{2} J_{C_4} \omega_4^2$ необходимо учитывать, что каток 4 совершает сложное движение. Здесь относительное движение катка – его качение по наклонной поверхности призмы, переносное – поступательное перемещение вместе с призмой.

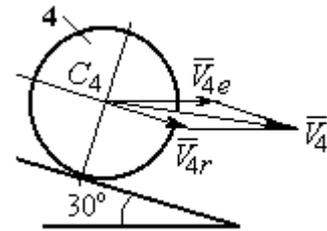


Рис. 6.37. Скорость центра масс катка 4

Вектор абсолютной скорости центра масс катка 4 \vec{V}_4 представляется в виде суммы $\vec{V}_4 = \vec{V}_{4e} + \vec{V}_{4r}$ (рис. 6.37), где \vec{V}_{4e} – вектор переносной скорости катка, равный по модулю скорости призмы: $V_{4e} = \dot{x}_3$; \vec{V}_{4r} – вектор относительной скорости центра масс катка, равный по величине $V_{4r} = \dot{x}_4$. Модуль абсолютной скорости центра масс катка 4 (по теореме косинусов):

$$V_4^2 = V_{4e}^2 + V_{4r}^2 - 2V_{4e}V_{4r}\cos 150^\circ = \dot{x}_3^2 + \dot{x}_4^2 + 2\dot{x}_3\dot{x}_4\cos 30^\circ.$$

Поскольку переносное движение катка 4 поступательное, угловая скорость катка ω_4 равна его угловой скорости в относительном движении

$$\omega_4 = \frac{V_{4r}}{r} = \frac{\dot{x}_4}{r}.$$

В результате выражение кинетической энергии системы, в обобщённых скоростях имеет вид:

$$T = \frac{1}{2} m_1 V_{C_1}^2 + \frac{1}{2} J_{C_1} \omega_1^2 + \frac{1}{2} m_3 V_3^2 + \frac{1}{2} m_4 V_4^2 + \frac{1}{2} J_{C_4} \omega_4^2 =$$

$$= \frac{P}{2g} \left(\frac{27}{8} \dot{x}_3^2 + \frac{3}{2} \dot{x}_4^2 + \dot{x}_3 \dot{x}_4 \sqrt{3} \right).$$

Дадим системе возможное перемещение по координате x_3 , оставляя координату x_4 без изменения: $\delta x_3 > 0, \delta x_4 = 0$. При таком движении системы каток 4 не скатывается по призме, а движется поступательно вместе с ней. В этом случае работа сил тяжести катков 1, 4 и призмы равна нулю, так как нет вертикального перемещения точек приложения этих сил. Работу на этом перемещении будет производить только сила \vec{F} и пара сил с моментом M , приложенная к катку 1. Суммарная элементарная работа

$$\delta A = -F\delta x_3 + M\delta\varphi_1 = \left(-F + \frac{M}{2r} \right) \delta x_3.$$

Здесь учтено, что элементарный угол поворота катка 1 связан с перемещением призмы соотношением: $\delta\varphi_1 = \frac{\delta x_3}{2r}$. Отсюда обобщённая сила, соответствующая координате x_3 : $Q_{x_3} = -F + \frac{M}{2r} = \frac{1}{2}P$.

Дадим системе другое независимое перемещение – по координате x_4 , оставляя координату x_3 без изменения: $\delta x_4 > 0, \delta x_3 = 0$. При этом возможном перемещении вся система стоит, кроме катка 4, который скатывается по наклонной поверхности призмы. При таком движении системы работу совершает только сила тяжести катка 4. Выражая элементарную работу $\delta A = P_4\delta x_4 \cos 60^\circ = \frac{1}{2}P\delta x_4$, найдём обобщённую силу, соответствующую координате x_4 : $Q_{x_4} = \frac{1}{2}P$.

Составим уравнения Лагранжа. С этой целью вычислим необходимые производные кинетической энергии

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) = \frac{27P}{8g} \ddot{x}_3 + \frac{P\sqrt{3}}{2g} \ddot{x}_4; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_4} \right) = \frac{3P}{2g} \ddot{x}_4 + \frac{P\sqrt{3}}{2g} \ddot{x}_3; \quad \frac{\partial T}{\partial x_3} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x_4} = 0.$$

Подставляя результаты расчётов в общий вид уравнений Лагранжа, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\frac{27P}{8g}\ddot{x}_3 + \frac{P\sqrt{3}}{2g}\ddot{x}_4 = \frac{1}{2}P, \quad \frac{3P}{2g}\ddot{x}_4 + \frac{P\sqrt{3}}{2g}\ddot{x}_3 = \frac{1}{2}P$$

или

$$6,75\ddot{x}_3 + 1,73\ddot{x}_4 = g; \quad 3\ddot{x}_4 + 1,73\ddot{x}_3 = g.$$

Решаем данную систему как алгебраическую относительно ускорений \ddot{x}_3 , \ddot{x}_4 . Получим: $\ddot{x}_3 = 0,07g$, $\ddot{x}_4 = 0,29g$.

Интегрируя дважды эти уравнения с нулевыми начальными условиями, получим закон движения призмы ($x_3 = 0,035gt^2$) и центра масс катка 4 относительно призмы ($x_4 = 0,145gt^2$). Движение призмы и катка 4 относительно призмы происходит в положительном направлении осей.

Задача 74. Механическая система состоит из трёх тел – груза 1, катка 2 и блока 3 (рис. 6.38). Невесомый стержень, соединяющий каток 2 с блоком 3, параллелен горизонтальной плоскости качения катка 2. К центру катка 2 прикреплена горизонтальная пружина, другой конец которой соединён с грузом 1. Коэффициент жесткости пружины c . Груз 1 весом P_1 движется без трения по горизонтальной поверхности. Каток 2 весом P_2 катится по горизонтальной поверхности без скольжения. Радиус катка 2 равен r . Блок 3 считать однородным диском весом P_3 радиуса R . К блоку 3 приложена пара сил с моментом M . Движение катка 2 блоку 3 передаётся горизонтальным невесомым стержнем. Скольжение между стержнем и дисками отсутствует. В начальный момент система находилась в покое. При этом груз 1 находился в положении, при котором

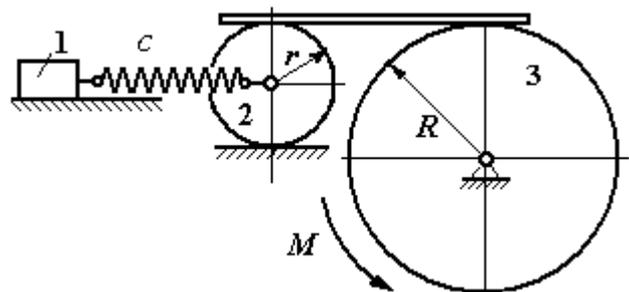


Рис. 6.38. Колебания механической системы с двумя степенями свободы

Груз 1 весом P_1 движется без трения по горизонтальной поверхности. Каток 2 весом P_2 катится по горизонтальной поверхности без скольжения. Радиус катка 2 равен r . Блок 3 считать однородным диском весом P_3 радиуса R . К блоку 3 приложена пара сил с моментом M . Движение катка 2 блоку 3 передаётся горизонтальным невесомым стержнем. Скольжение между стержнем и дисками отсутствует. В начальный момент система находилась в покое. При этом груз 1 находился в положении, при котором

пружина была растянута относительно своего недеформированного состояния на величину Δl_0 .

Найти закон абсолютного движения груза 1, если известно $P_1 = 10 \text{ Н}$, $P_2 = 20 \text{ Н}$, $P_3 = 30 \text{ Н}$, $M = 5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $R = 24 \text{ см}$, $c = 207 \text{ Н/м}$, $\Delta l_0 = 5 \text{ см}$.

Решение

Рассматриваемая механическая система имеет две степени свободы. В качестве обобщенных координат выберем удлинение пружины x_1 относительно недеформированного состояния и угол φ_3 поворота блока 3 (рис. 6.39). При этом x_1 является относительной координатой движения груза, а φ_3 – абсолютной координатой вращения блока 3.

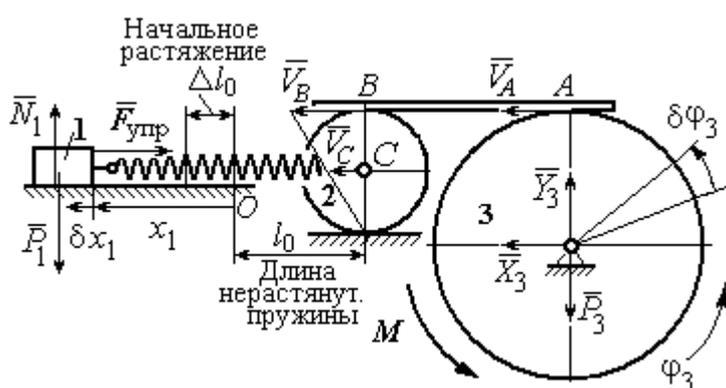


Рис. 6.39. Расчётная схема колебаний механической системы

но недеформированного состояния и угол φ_3 поворота блока 3 (рис. 6.39). При этом x_1 является относительной координатой движения груза, а φ_3 – абсолютной координатой вращения блока 3.

Рассмотрим сложное движение груза 1. Относительное движение груза – это его движение на пружине в предположении, что точка крепления пружины неподвижна. Относительная скорость $V_{1r} = \dot{x}_1$. Переносное движение – это перемещение груза вместе с фиксированной длиной пружины (иначе, заменяя пружину жестким стержнем). Переносная скорость груза 1 $V_{1e} = V_C$, где V_C – скорость центра масс катка 2.

На рис. 6.39 показано распределение скоростей точек катка 2, откуда следует: $V_C = \frac{1}{2}V_B$. Имеем: $V_B = V_A = \omega_3 R = \dot{\varphi}_3 R$ и $V_C = \frac{1}{2}\dot{\varphi}_3 R$.

Для того чтобы найти модуль абсолютной скорости груза 1, спроектируем векторное равенство теоремы сложения скоростей $\vec{V}_1 = \vec{V}_{1r} + \vec{V}_{1e}$ на горизон-

тальную ось. Полагая, что движение системы происходит в положительном направлении отсчета обобщённых координат, получим: $V_1 = \dot{x}_1 + \frac{1}{2}\dot{\phi}_3 R$.

Уравнения Лагранжа II рода, описывающие движение системы:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1}\right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} = Q_x, \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_3}\right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_3} = Q_\phi,$$

где T – кинетическая энергия системы; Q_x , Q_ϕ – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам x_1 и ϕ_3 .

Вычислим кинетическую энергию системы и выразим её через обобщённые скорости.

Кинетическая энергия поступательного движения груза 1 определяется выражением $T_1 = \frac{1}{2}m_1 V_1^2$, где V_1 следует рассматривать как абсолютную скорость груза. Тогда $T_1 = \frac{1}{2}m_1\left(\dot{x}_1 + \frac{1}{2}\dot{\phi}_3 R\right)^2$. Каток 2 совершает плоскопараллельное движение. Кинетическая энергия катка $T_2 = \frac{3}{4}m_2 V_C^2$, причём $V_C = \frac{1}{2}\dot{\phi}_3 R$.

Тогда $T_2 = \frac{3}{16}m_2\dot{\phi}_3^2 R^2$. Кинетическая энергия вращающегося блока 3: $T_3 = \frac{1}{2}J_{3z}\omega_3^2$, где J_{3z} – осевой момент инерции блока 3, $J_{3z} = \frac{m_3 R^2}{2}$. Окончательно $T_3 = \frac{1}{4}m_3\dot{\phi}_3^2 R^2$.

Кинетическая энергия системы имеет вид:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 = \frac{1}{2}m_1\left(\dot{x}_1 + \frac{1}{2}\dot{\phi}_3 R\right)^2 + \frac{3}{16}m_2\dot{\phi}_3^2 R^2 + \frac{m_3 R^2}{4}\dot{\phi}_3^2 =$$

$$= \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1\dot{\phi}_3 R + \left(\frac{1}{8}m_1 + \frac{3}{16}m_2 + \frac{1}{4}m_3\right)\dot{\phi}_3^2 R^2.$$

Дадим системе возможное перемещение, при котором изменяется координата груза x_1 ($\delta x_1 > 0$), а другая координата – угол поворота блока 3 φ_3 остаётся постоянной ($\delta\varphi_3 = 0$). В этом случае груз 1 движется горизонтально, блок 3 и каток 2 – неподвижны. При таком движении работу будет производить только упругая сила пружины.

Модуль силы упругости пружины пропорционален её растяжению и в произвольном положении груза равен: $F_{\text{упр}} = c\Delta\ell = cx_1$. Направление силы упругости противоположно растяжению (см. рис. 6.39).

Сумма элементарных работ сил на заданном перемещении системы δx_1 : $\delta A = -F_{\text{упр}}\delta x_1 = -cx_1\delta x_1$. Отсюда обобщенная сила Q_x , соответствующая координате x_1 : $Q_x = -cx_1 = -207x_1$ Н.

Дадим системе другое возможное перемещение, при котором пружина не растягивается: $\delta x_1 = 0$, а блок 3 повернулся на угол $\delta\varphi_3$: $\delta\varphi_3 > 0$. В этом случае пружина рассматривается как жёсткий стержень, связывающий груз 1 с центром масс катка 2. В результате при повороте блока 3 груз 1 и точка C движутся одинаково в горизонтальном направлении. На этом перемещении системы работу совершает только пара сил с моментом M , приложенная к блоку 3. Имеем $\delta A = M\delta\varphi_3$, и, следовательно, обобщённая сила $Q_\varphi = M = 5$ Н·м.

Составим уравнения Лагранжа, для чего вычислим производные от кинетической энергии по обобщенным скоростям и координатам:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1\dot{x}_1 + \frac{1}{2}m_1R\dot{\varphi}_3; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} = \frac{1}{2}m_1R\dot{x}_1 + \left(\frac{1}{4}m_1 + \frac{3}{8}m_2 + \frac{1}{2}m_3\right)\dot{\varphi}_3R^2;$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_1} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} = 0.$$

Полные производные по времени:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1}\right) = m_1\ddot{x}_1 + \frac{1}{2}m_1R\ddot{\varphi}_3; \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3}\right) = \frac{1}{2}m_1R\ddot{x}_1 + \left(\frac{1}{4}m_1 + \frac{3}{8}m_2 + \frac{1}{2}m_3\right)\ddot{\varphi}_3R^2.$$

Приравнивая полные производные обобщённым силам, получим уравнения Лагранжа окончательно в виде системы алгебраических уравнений относительно ускорений \ddot{x}_1 и $\ddot{\varphi}_3$:

$$1,02\ddot{x}_1 + 0,12\ddot{\varphi}_3 = -207x_1; \quad 0,12\ddot{x}_1 + 0,15\ddot{\varphi}_3 = 5.$$

Разрешая систему относительно ускорения \ddot{x}_1 , получим уравнение относительно колебаний груза:

$$\ddot{x}_1 + 225x_1 = -4,35.$$

Решение линейного неоднородного дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами представляется в виде суммы общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного: $x_1 = x_{\text{одн}} + x_{\text{частн}}$.

Общее решение однородного уравнения $x_{\text{одн}} = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt$, где C_1, C_2 – произвольные постоянные; k – круговая частота собственных колебаний груза 1, $k = \sqrt{225} = 15$ рад/с. Частное решение неоднородного уравнения ищется в виде константы $x_{\text{част}} = b$. Подставив его в уравнение колебаний, получим: $b = -0,02$.

Таким образом, общее решение неоднородного уравнения

$$x_1(t) = C_1 \sin 15t + C_2 \cos 15t - 0,02.$$

Начальная координата x_{01} груза 1 определяется из условия, что в начальный момент времени при $t = 0$ груз находился в положении, при котором пружина была растянута относительно своего недеформированного состояния на расстояние $\Delta l_0 = 0,05$ м. Следовательно, $x_{01} = 0,05$. Подставляя значение начальной координаты в общее решение неоднородного уравнения при $t = 0$, получим: $C_2 = 0,07$.

Относительная скорость груза 1 в любой момент времени: $\dot{x}_1(t) = C_1 15 \cos 15t - C_2 15 \sin 15t$. По условию задачи начальная скорость груза 1

$\dot{x}_1(0) = 0$. После подстановки начального условия в выражение для скорости груза 1 получим: $C_1 = 0$.

Окончательно уравнение относительного движения груза 1:

$$x_1(t) = 0,07\cos 15t - 0,02 \text{ м.}$$

Найдём уравнение вращательного движения блока 3. Для этого в дифференциальное уравнение $0,12\ddot{x}_1 + 0,15\ddot{\varphi}_3 = 5$ подставим значение второй производной решения относительных колебаний груза 1. Получим:

$\ddot{\varphi}_3 = 33,33 + 12,6\cos 15t$. Полагая $\dot{\varphi}_3 = \frac{d\omega_3}{dt}$, получим дифференциальное уравнение

первого порядка: $\frac{d\omega_3}{dt} = 33,33 + 12,6\cos 15t$, откуда найдём угловую скорость

блока 3: $\omega_3 = 33,33t + 0,84\sin 15t + C_3$.

Аналогично, положив $\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}$, найдём закон вращательного движения

блока 3: $\varphi_3 = 16,665t^2 - 0,056\cos 15t + C_3t + C_4$.

Начальные условия движения блока: при $t = 0$, $\varphi_3(0) = 0$, $\omega_3(0) = 0$. Подставляя начальные условия в уравнения движения, получим: $C_4 = 0,056$, $C_3 = 0$.

Окончательно уравнение вращательного движения блока 3:

$$\varphi_3 = 16,665t^2 - 0,056\cos 15t + 0,056.$$

Абсолютное движение s_1 груза 1 представляется суммой относительного и переносного движений:

$$s_1 = x_1 + S_C = x_1 + \frac{1}{2}R\varphi_3 = 2t^2 - 0,06\cos 15t - 0,01.$$

Упражнения

Упражнение 6.6. Каток весом $P_1 = 2P$, радиуса r , движущийся без проскальзывания по вертикальной стене, удерживается вертикальной пружиной жесткостью $C = 4P/r$, прикрепленной одним концом к центру катка, другим – к неподвижной поверхности (рис. 6.40). К нити, намотанной на барабан катка, подвешен груз 2 весом $P_2 = P$. На груз действует сила $F = P$, к катку приложена пара сил с моментом $M = Pr$.

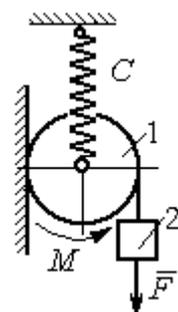


Рис. 6.40. Схема движения катка

Найти закон движения груза 2 и максимальное растяжение пружины, если движение системы началось из состояния покоя при недеформированной пружине.

Упражнение 6.7. Грузы 1 и 2 весом $P_1 = 20$ Н и $P_2 = 30$

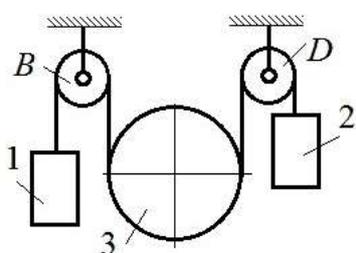


Рис. 6.41. Механическая система с двумя степенями свободы

Н привязаны к нерастяжимой нити. Нить переброшена через неподвижные блоки B и D и охватывает снизу подвижный блок 3 весом $P_3 = 40$ Н (рис. 6.41).

Определить ускорения грузов 1 и 2 и центра масс блока 3. Весом нити и неподвижных блоков B и D пренебречь.

Упражнение 6.8. Каток 1, радиуса r весом P катится по горизонтальной поверхности. К катку приложена пара сил с моментом $M = 2Pr$. Каток передает движение невесомой тележке (см. рис. 6.42). В кузове тележки находится каток 2 такого же радиуса r и веса P , который движется по горизонтальной поверхности кузова под действием силы $F = P$, приложенной в центре катка. Найти закон движения центра катка 2 относительно тележки, если движение системы началось из состояния покоя.

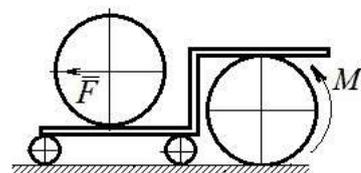


Рис. 6.42. Движение катка в кузове тележки

7. ОТВЕТЫ И КРАТКИЕ ПОЯСНЕНИЯ

7.1. Ответы к упражнениям главы 1

1.1

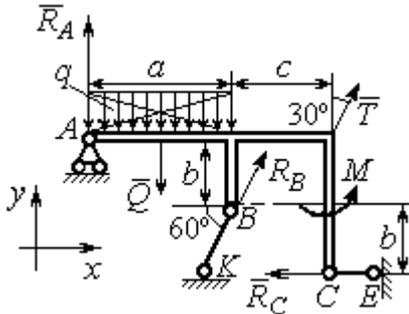


Рис. 7.1. Расчётная схема к упражнению 1.1

$$T = 15 \text{ кН}, \quad Q = 15 \text{ кН}.$$

$$R_B \cos 60^\circ + T \cos 60^\circ - R_C = 0;$$

$$R_A - Q + R_B \cos 30^\circ + T \cos 30^\circ = 0;$$

$$-Q \cdot \frac{a}{2} + R_B \cos 30^\circ \cdot a + R_B \cos 60^\circ \cdot b + T \cos 30^\circ \cdot (a + c) + M - R_C \cdot 2b = 0.$$

$$R_B = -3,8 \text{ кН}, \quad R_C = 5,6 \text{ кН}, \quad R_A = 5,3 \text{ кН}.$$

1.2

$$Q = 9 \text{ кН}, \quad T = 2 \text{ кН}.$$

$$X_A + T \cos 30^\circ + Q \cos 30^\circ = 0;$$

$$Y_A - Q \cos 60^\circ + R_B - T \cos 60^\circ - F = 0;$$

$$-Q \cdot \frac{c}{2} + R_B (b + c \cos 60^\circ) - F c \cos 60^\circ + M -$$

$$-T \cos 60^\circ (b + c \cos 60^\circ) - T \cos 30^\circ (a + c \sin 60^\circ) = 0.$$

$$R_B = 10,02 \text{ кН}, \quad X_A = -9,53 \text{ кН}, \quad Y_A = -0,52 \text{ кН}.$$

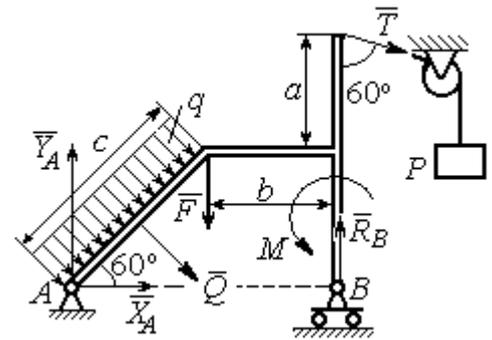


Рис. 7.2. Расчётная схема к упражнению 1.2

1.3

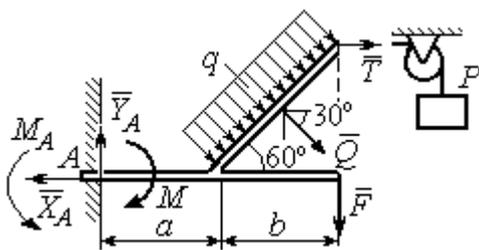


Рис. 7.3. Расчётная схема к упражнению 1.3

$$Q = 8 \text{ кН}, \quad T = 3 \text{ кН}.$$

$$-X_A + T + Q \cos 30^\circ = 0;$$

$$Y_A - Q \cos 60^\circ - F = 0;$$

$$-T 2b \cos 30^\circ - F(a + b) + M_A - M -$$

$$-Q \cos 60^\circ \left(a + \frac{b}{2} \right) - Q \cos 30^\circ (b \cos 30^\circ) = 0.$$

$$M_A = 18,61 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad X_A = 9,93 \text{ кН}, \quad Y_A = 6 \text{ кН}.$$

1.4

$$Q = 6,93 \text{ кН}, T = 2 \text{ кН}.$$

$$-X_B - T + Q\cos 30^\circ + F\cos 60^\circ = 0;$$

$$R_A - Q\cos 60^\circ + Y_B - F\cos 30^\circ = 0;$$

$$-\frac{Qa}{2\cos 30^\circ} + Y_B\left(b + \frac{a}{2\cos 30^\circ}\right) + Ta - F\cos 60^\circ -$$

$$-F\cos 30^\circ\left(b + \frac{a}{2\cos 30^\circ}\right) + M = 0.$$

$$R_A = 0,72 \text{ кН}, X_B = -5,5 \text{ кН}, Y_B = 5,34 \text{ кН}.$$

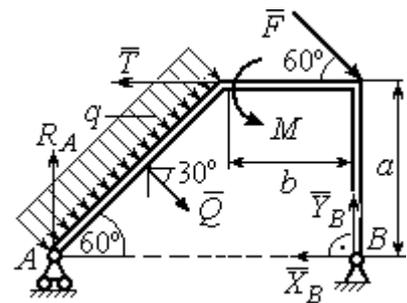


Рис.7.4. Расчётная схема к упражнению 1.4

1.5

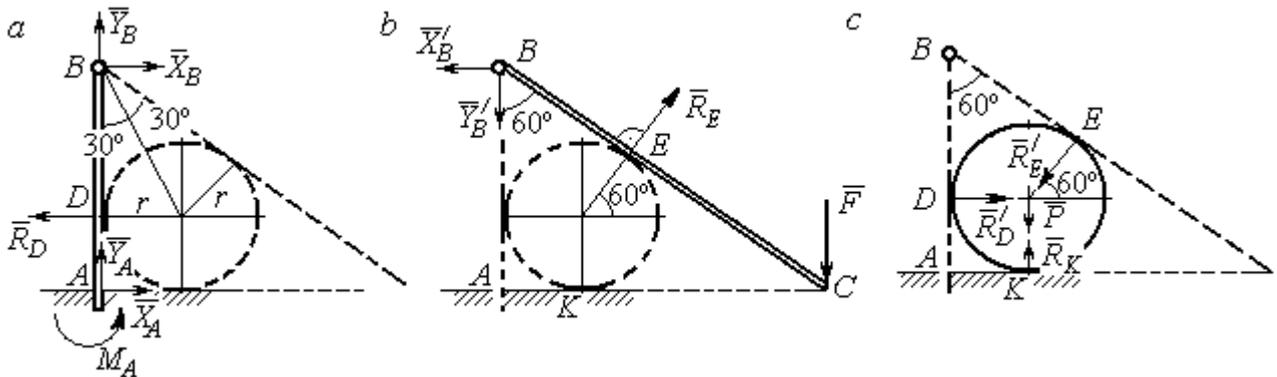


Рис. 7.5. Расчётные схемы к упражнению 1.5:

a – равновесие балки *AB*; *b* – равновесие балки *BC*; *c* – равновесие шара

$$X_B = X'_B, Y_B = Y'_B, R_D = R'_D, R_E = R'_E.$$

Балка *AB*. $AB = r + BD = r + r\text{ctg}30^\circ = 2,73 \text{ м}.$

$$X_A - R_D + X_B = 0, Y_A + Y_B = 0, M_A + R_D \cdot r - X_B \cdot AB = 0.$$

Балка *BC*. $BE = BD = 1,73 \text{ м}.$ $AC = BC\cos 30^\circ = 2AB\cos 30^\circ = 4,73 \text{ м}.$

$$R_E\cos 60^\circ - X'_B = 0, R_E\sin 60^\circ - Y'_B - F = 0, R_E \cdot BE - F \cdot AC = 0.$$

Шар.

$$R'_D - R'_E\cos 60^\circ = 0, R_K - P - R'_E\cos 30^\circ = 0.$$

$$R_E = 21,87 \text{ кН}, Y_B = 10,94 \text{ кН}, X_B = 10,94 \text{ кН}, R_D = 10,94 \text{ кН};$$

$$R_K = 20,94 \text{ кН}, X_A = 0, Y_A = -10,94 \text{ кН}, M_A = 18,93 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

1.6

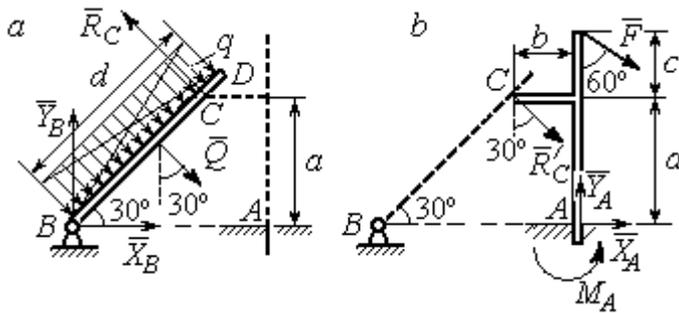


Рис. 7.6. Расчётные схемы к упражнению № 1.6:
 а – равновесие балки BD ; б – равновесие балки AC

Балка BD . $Q = 15$ кН.

$$X_B + Q \cos 60^\circ - R_C \cos 30^\circ = 0;$$

$$Y_B - Q \cos 30^\circ + R_C \cos 60^\circ = 0;$$

$$-Q \frac{d}{2} + R_C 2a = 0.$$

Балка AC . $R_C = R'_C$.

$$X_A + R'_C \cos 60^\circ + F \cos 30^\circ = 0, \quad Y_A - R'_C \cos 30^\circ - F \cos 60^\circ = 0;$$

$$M_A - R'_C \cos 60^\circ \cdot a + R'_C \cos 30^\circ \cdot b - F \cos 30^\circ (a + c) = 0.$$

$$X_B = 0,61 \text{ кН}, \quad Y_B = 8,3 \text{ кН}, \quad R_C = 9,37 \text{ кН};$$

$$X_A = -8,15 \text{ кН}, \quad Y_A = 10,11 \text{ кН}, \quad M_A = 11,65 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

1.7

Балка AB . $Q_1 = 6$ кН.

$$T = P = 3 \text{ кН}.$$

$$X_A + R_B - T \cos 60^\circ + F = 0;$$

$$Y_A - Q_1 - T \cos 30^\circ = 0;$$

$$M_A - R_B (b + c) \cos 30^\circ + Q_1 \frac{a}{2} +$$

$$+ T \cos 30^\circ a + T \cos 60^\circ c \cos 30^\circ -$$

$$- F [c + (b + c) \cos 30^\circ] = 0.$$

Балка DB . $Q_2 = 3$ кН. $R'_B = R_B$.

$$X_D - R'_B - Q_2 \cos 30^\circ = 0, \quad Y_D - Q_2 \cos 60^\circ = 0, \quad M + R'_B (b + c) \cos 30^\circ + Q_2 \frac{c}{2} = 0.$$

$$X_A = -1,49 \text{ кН}, \quad Y_A = 8,6 \text{ кН}, \quad M_A = 8,86 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad R_B = -1,01 \text{ кН};$$

$$X_D = 1,59 \text{ кН}, \quad Y_D = 1,5 \text{ кН}.$$

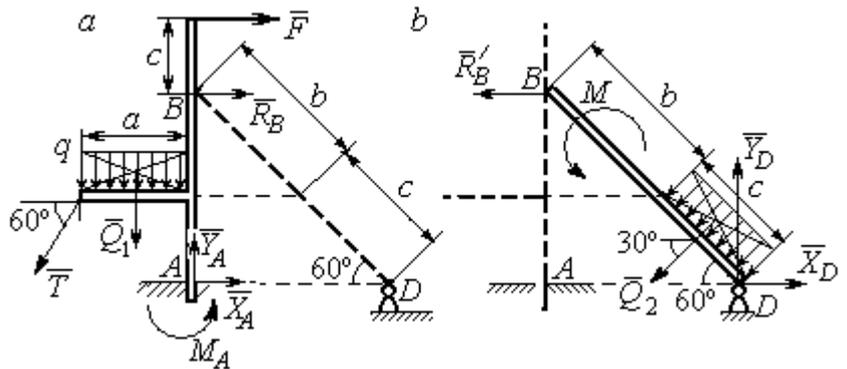


Рис. 7.7. Расчётные схемы к упражнению 1.7:
 а – равновесие балки AB ; б – равновесие балки BD

1.8

Шар.

$$R_B \cos 60^\circ - R_D \cos 60^\circ = 0;$$

$$R_B \cos 30^\circ + R_D \cos 30^\circ - P = 0.$$

Балка AC. $R'_B = R_B$.

$$X_A - R'_B \cos 60^\circ = 0;$$

$$Y_A - R'_B \cos 30^\circ + F = 0;$$

$$M_A - R'_B AB + F \cdot AC \cos 30^\circ = 0.$$

$$X_A = 2,89 \text{ кН}, Y_A = 0 \text{ кН}, M_A = -11,55 \text{ кН}\cdot\text{м}, R_B = 5,77 \text{ кН}, R_D = 5,77 \text{ кН}.$$

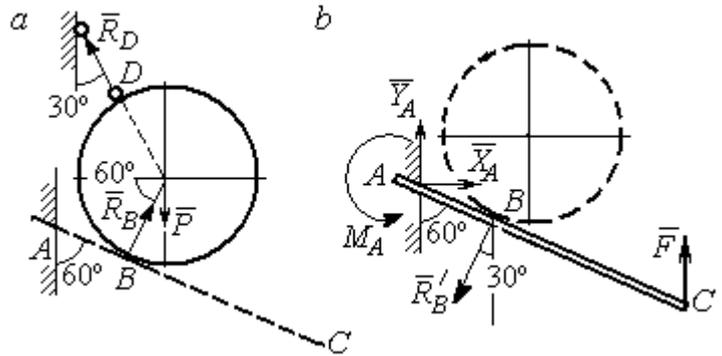


Рис. 7.8. Расчётные схемы к упражнению 1.8:
a – равновесие шара; b – равновесие балки AC

1.9

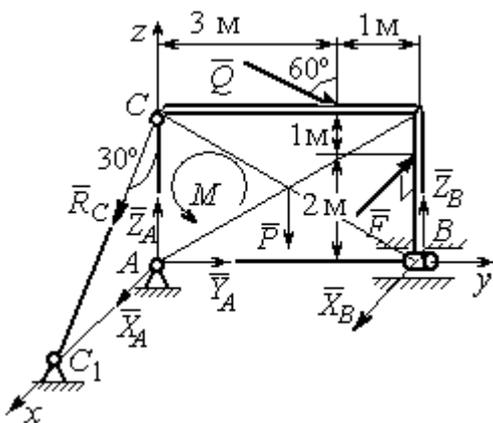


Рис. 7.9. Расчётная схема к упражнению 1.9

$$X_A + R_C \cos 60^\circ + X_B - F = 0;$$

$$Y_A + Q \cos 30^\circ = 0;$$

$$Z_A - R_C \cos 30^\circ - Q \cos 60^\circ + Z_B - P = 0;$$

$$M - Q \cos 60^\circ \cdot 3 - Q \cos 30^\circ \cdot 3 + Z_B \cdot 4 - P \cdot 2 = 0;$$

$$R_C \cos 60^\circ \cdot 3 - F \cdot 2 = 0, -X_B \cdot 4 + F \cdot 4 = 0.$$

$$X_A = 5,34 \text{ кН}, Y_A = 2,6 \text{ кН};$$

$$Z_A = 8,92 \text{ кН}, R_C = 10,67 \text{ кН};$$

$$X_B = 8 \text{ кН}, Z_B = 3,82 \text{ кН}.$$

1.10

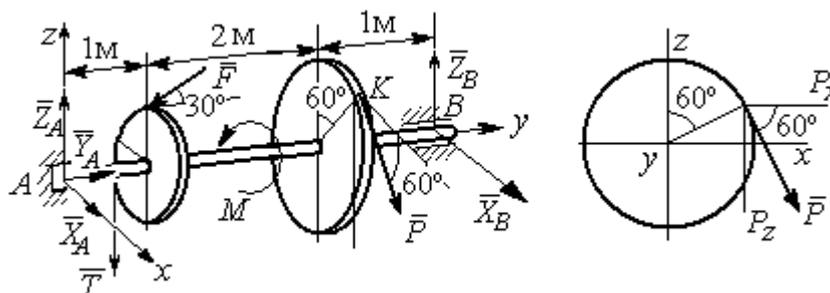


Рис. 7.10. Расчётные схемы к упражнению 1.10

$$T = Q = 3 \text{ кН.}$$

$$X_A + P\cos 60^\circ + X_B = 0, \quad Y_A - F\cos 30^\circ = 0;$$

$$Z_A - F\cos 60^\circ - P\cos 30^\circ - T + Z_B = 0.$$

$$-T \cdot 1 - F\cos 60^\circ \cdot 1 + F\cos 30^\circ \cdot r - P\cos 30^\circ \cdot 3 + Z_B \cdot 4 = 0;$$

$$-Tr + PR - M = 0, \quad -P\cos 60^\circ \cdot 3 + X_B \cdot 4 = 0.$$

$$X_A = 5,6 \text{ кН, } Y_A = 3,46 \text{ кН, } Z_A = 5,48 \text{ кН, } P = 6,4 \text{ кН, } X_B = 2,4 \text{ кН, } Z_B = 5,06 \text{ кН.}$$

1.11

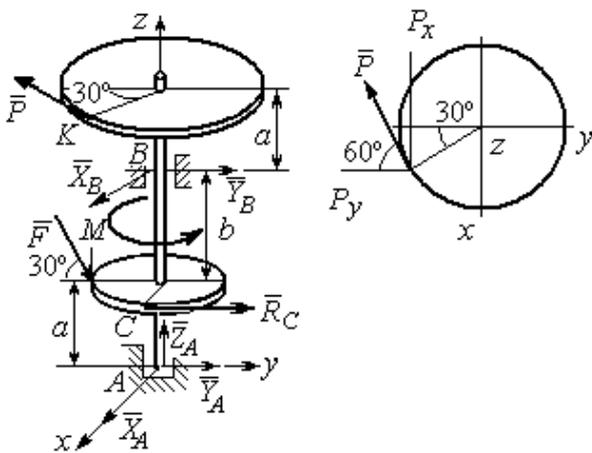


Рис. 7.11. Расчётные схемы к упражнению 1.11

$$R_C = Q = 3 \text{ кН.}$$

$$X_A + X_B - P\cos 30^\circ = 0;$$

$$Y_A + Y_B - P\cos 60^\circ + R_C + F\cos 30^\circ = 0;$$

$$Z_A - F\cos 60^\circ = 0;$$

$$-Y_B(a+b) + P\cos 60^\circ(2a+b) - R_C a -$$

$$F\cos 30^\circ \cdot a + F\cos 60^\circ \cdot r = 0;$$

$$X_B(a+b) - P\cos 30^\circ(2a+b) = 0;$$

$$-PR + R_C r + M = 0.$$

$$X_A = -1,85 \text{ кН, } Y_A = -5,64 \text{ кН, } Z_A = 2 \text{ кН, } P = 6,4 \text{ кН, } X_B = 7,39 \text{ кН, } Y_B = 2,38 \text{ кН.}$$

1.12

$$T = Q = 3 \text{ кН.}$$

$$X_A + T + X_D = 0; \quad Y_A - F + P\cos 60^\circ = 0,$$

$$Z_A + Z_D + P\cos 30^\circ = 0;$$

$$F\sin 30^\circ + Z_D(b+2a) + P(2b+2a)\cos 30^\circ = 0;$$

$$T\sin 30^\circ - P\cos 30^\circ + M = 0;$$

$$-Ta - X_D(b+2a) + P\cos 60^\circ + F\cos 30^\circ = 0.$$

$$X_A = 0,8 \text{ кН, } Y_A = 2,56 \text{ кН, } Z_A = 1,3 \text{ кН;}$$

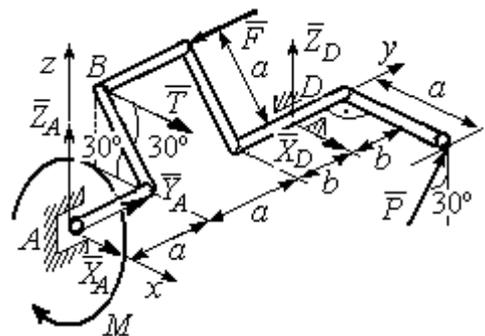


Рис. 7.12. Расчётная схема к упражнению 1.12

$$P = 2,89 \text{ кН}, X_D = 0,76 \text{ кН}, Z_D = -3,80 \text{ кН}.$$

1.13

Минимальный вес груза P :

$$T_{\min} + F_{\text{тр}A} - N_B = 0;$$

$$F_{\text{тр}B} + N_A - Q = 0;$$

$$F_{\text{тр}B} \cdot AB \sin 30^\circ + N_B \cdot AB \cos 30^\circ - Q \cdot AC \sin 30^\circ = 0$$

Максимальный вес груза P :

$$T_{\max} - F_{\text{тр}A} - N_B = 0;$$

$$-F_{\text{тр}B} + N_A - Q = 0;$$

$$-F_{\text{тр}B} \cdot AB \sin 30^\circ + N_B \cdot AB \cos 30^\circ - Q \cdot AC \sin 30^\circ = 0;$$

$$F_{\text{тр}A} = f N_A, F_{\text{тр}B} = f N_B.$$

$$T_{\min} = 31,77 \text{ Н} < P < T_{\max} = 130,51 \text{ Н}.$$

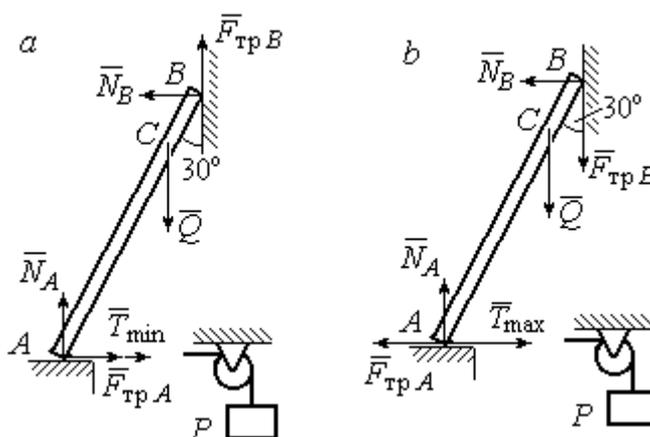


Рис. 7.13. Расчётные схемы к упражнению 1.13:
а – расчёт минимального веса груза;
б – расчёт максимального веса груза

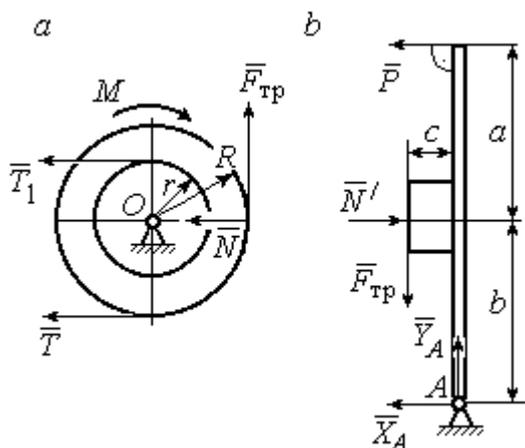


Рис. 7.14. Расчётные схемы к упражнению 1.14:

а – равновесие шкива; б – равновесие рычага

1.14

Шкив. $T = T_1 = Q$.

$$T \cdot R - T_1 r + M - F_{\text{тр}} R = 0.$$

$$F_{\text{тр}} = 266,67 \text{ Н};$$

$$N = \frac{F_{\text{тр}}}{f} = 666,67 \text{ Н}.$$

Рычаг. $N = N'$. $F_{\text{тр}} = F'_{\text{тр}}$.

$$P(a + b) - N' \cdot b + F'_{\text{тр}} c = 0.$$

$$P = 320 \text{ Н}.$$

$$-X_A - P + N' = 0;$$

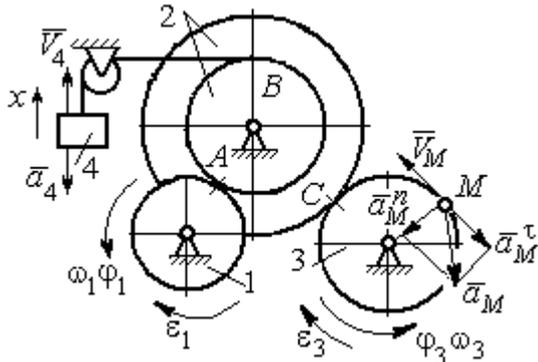
$$Y_A - F'_{\text{тр}} = 0.$$

$$X_A = 346,67 \text{ Н}, Y_A = 266,67 \text{ Н}.$$

7.2. Ответы к упражнениям главы 2

2.1

$$\omega_{1z} = \dot{\varphi}_1 = 3 + \pi \cos \frac{\pi t}{2}, \quad \omega_1(1) = |\omega_{1z}(1)| = 3 \text{ рад/с.}$$



$$\omega_{3z} = \omega_{1z} \frac{R_1 R_2}{r_2 R_3} = \left(3 + \pi \cos \frac{\pi t}{2} \right) \frac{4}{3};$$

$$\omega_3(1) = |\omega_{3z}(1)| = 4 \text{ рад/с.}$$

$$V_M(1) = \omega_3(1) R_3 = 40 \text{ см/с.}$$

$$\varepsilon_{3z} = \dot{\omega}_{3z} = -\frac{2\pi^2}{3} \sin \frac{\pi t}{2}, \quad \varepsilon_{3z}(1) = -\frac{2\pi^2}{3};$$

$$\varepsilon_3(1) = |\varepsilon_{3z}(1)| = \frac{2\pi^2}{3} = 6,58 \text{ рад/с}^2.$$

Рис. 7.15. Расчётная схема к упражнению 2.1

$$\bar{a}_M = \bar{a}_M^n + \bar{a}_M^\tau, \quad a_M^n(1) = \omega_3^2(1) R_3 = 160 \text{ см/с}^2, \quad a_M^\tau(1) = \varepsilon_3(1) R_3 = 65,8 \text{ см/с}^2.$$

$$a_M(1) = 173 \text{ см/с}^2.$$

$$V_{4x} = V_A = \omega_{1z} R_1 = \left(3 + \pi \cos \frac{\pi t}{2} \right) 8; \quad V_4(1) = |V_{4x}(1)| = 24 \text{ см/с.}$$

$$\dot{V}_{4x} = -4\pi^2 \sin \frac{\pi t}{2}, \quad \dot{V}_{4x}(1) = -4\pi^2; \quad a_4(1) = |\dot{V}_{4x}(1)| = 39,48 \text{ см/с}^2.$$

2.2

$$V_{4x} = \dot{x}_4 = 1 - \frac{\pi}{3} \cos \frac{\pi t}{3} - \frac{\pi}{3} \sin \frac{\pi t}{3};$$

$$V_{4x}(3) = 2,05 \text{ м/с}, \quad V_4 = |V_{4x}(3)|$$

$$\omega_{3z} = \frac{V_{4x}}{r_3} = \frac{1}{r_3} \left(1 - \frac{\pi}{3} \cos \frac{\pi t}{3} - \frac{\pi}{3} \sin \frac{\pi t}{3} \right);$$

$$\omega_{3z}(3) = 6,83 \text{ рад/с}; \quad \omega_3 = |\omega_{3z}(3)|.$$

$$\varepsilon_{3z} = \dot{\omega}_{3z} = \frac{1}{r_3} \left(\frac{\pi^2}{9} \sin \frac{\pi t}{3} - \frac{\pi^2}{9} \cos \frac{\pi t}{3} \right).$$

$$\varepsilon_{3z}(3) = 3,65 \text{ рад/с}^2; \quad \varepsilon_3 = |\varepsilon_{3z}(3)|.$$

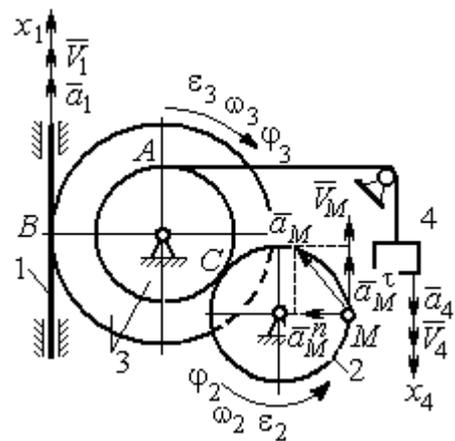


Рис. 7.16. Расчётная схема к упражнению 2.2

$$\frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{R_2}{r_3}; \quad \omega_2 = \omega_3 \frac{r_3}{R_2} = 10,25 \text{ рад/с}; \quad V_M = \omega_2 R_2 = 2,05 \text{ м/с}.$$

$$\frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2} = \frac{R_2}{r_3}; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_3 \frac{r_3}{R_2} = 5,47 \text{ рад/с}^2.$$

$$a_M^n = \omega_2^2 R_2 = 20,4 \text{ м/с}^2; \quad a_M^\tau = \varepsilon_2 R_2 = 1,09 \text{ м/с}^2.$$

$$a_M = \sqrt{(a_M^n)^2 + (a_M^\tau)^2} = 20,43 \text{ м/с}^2.$$

$$V_1 = \omega_3 R_3 = 2,73 \text{ м/с}; \quad a_1 = \dot{V}_1 = \dot{\omega}_3 R_3 = \varepsilon_3 R_3 = 2,19 \text{ м/с}^2.$$

2.3

$$BP_2 = BC \cos 30^\circ = 4,33 \text{ см}; \quad CP_2 = 2,5 \text{ см}.$$

$$\omega_{BC} = \frac{V_B}{BP_2} = 1,15 \text{ рад/с}; \quad V_C = \omega_{BC} CP_2 = 2,87 \text{ см/с};$$

$$\omega_1 = \frac{V_C}{CP_1} = 0,72 \text{ рад/с}; \quad EP_1 = 2R_1 \cos 30^\circ = 3,46 \text{ см};$$

$$V_E = \omega_1 EP_1 = 2,49 \text{ см/с}; \quad EP_3 = 2AE \cos 30^\circ = 10,39 \text{ см};$$

$$\omega_{AE} = \frac{V_E}{EP_3} = 0,24 \text{ рад/с}; \quad EA = AP_3;$$

$$V_A = \omega_{AE} AP_3 = 1,44 \text{ см/с}, \quad \omega_{AO} = \frac{V_A}{AO} = 0,24 \text{ рад/с}.$$

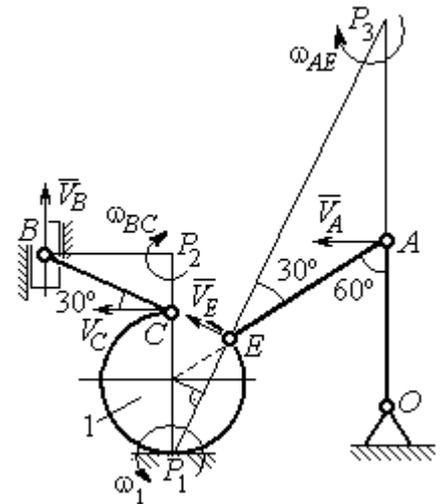


Рис. 7.17. Расчётная схема к упражнению 2.3

2.4

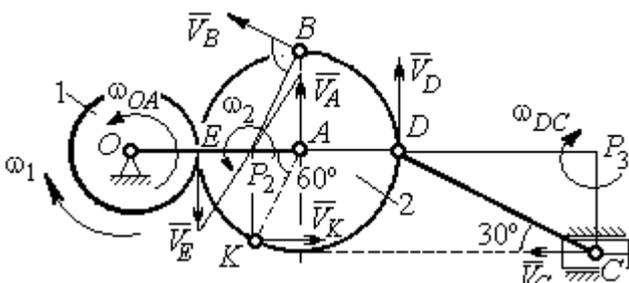


Рис. 7.18. Расчётная схема к упражнению 2.4

E – точка касания дисков.

$$V_E = \omega_1 r_1 = 18 \text{ см/с}.$$

$$V_A = \omega_{OA} (r_1 + r_2) = 18 \text{ см/с}.$$

$$EP_2 = P_2A = 3 \text{ см}, \quad \omega_2 = \frac{V_E}{EP_2} = 6 \text{ рад/с}.$$

$$V_K = \omega_2 P_2K = 31,18 \text{ см/с}.$$

$$V_B = \omega_2 P_2B = 40,25 \text{ см/с}; \quad V_D = \omega_2 P_2D = 54 \text{ см/с}.$$

$$DC = 2r_2, \omega_{DC} = \frac{V_D}{DP_3} = 5,197 \text{ рад/с}; V_C \cos 30^\circ = V_D \cos 60^\circ, V_C = 31,18 \text{ см/с}.$$

2.5

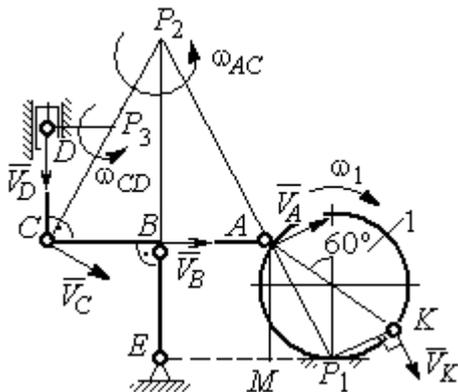


Рис. 7. 19. Расчётная схема к упражнению 2.5.

$$BE = 1,5R_1; R_1 = 2,67 \text{ см}.$$

$$KP_1 = R_1; \omega_1 = \frac{V_K}{KP_1} = 0,75 \text{ рад/с}.$$

$$AP_1 = \frac{AM}{\cos 30^\circ} = 4,62 \text{ см}; V_A = \omega_1 AP_1 = 3,46 \text{ см/с}.$$

$$AP_2 = 2AB = 8 \text{ см}; \omega_{AC} = \frac{V_A}{AP_2} = 0,43 \text{ рад/с}.$$

$$V_B \cos 0^\circ = V_A \cos 30^\circ; V_B = 2,99 \text{ см/с}.$$

$$\omega_{BE} = \frac{V_B}{BE} = 0,75 \text{ рад/с}; V_C = V_A = 3,46 \text{ см/с}; CP_3 = \frac{DC}{\cos 30^\circ} = 4,62 \text{ см};$$

$$\omega_{CD} = \frac{V_C}{CP_3} = 0,75 \text{ рад/с}; V_D \cos 0^\circ = V_C \cos 60^\circ; V_D = 1,73 \text{ см/с}.$$

2.6

$$V_A = \omega_{OA} \cdot OA = 12 \text{ см/с}; \omega_{AD} = 0, V_D = V_A.$$

$$\omega_{O_1C} = \frac{V_D}{DO_1} = 3 \text{ рад/с};$$

$$V_C = \omega_{O_1C} \cdot O_1C = 48 \text{ см/с}.$$

$$CB = CP = 16 \text{ см}; \omega_{CB} = \omega_{CL} = \frac{V_C}{CP} = 3 \text{ рад/с}.$$

$$PL = \frac{CP}{\cos 30^\circ} = 18,48 \text{ см}; PB = 2BC \cos 30^\circ.$$

$$V_L = \omega_{CL} \cdot PL = 55,44 \text{ см/с};$$

$$V_B = \omega_{CB} \cdot PB = 83,13 \text{ см/с}.$$

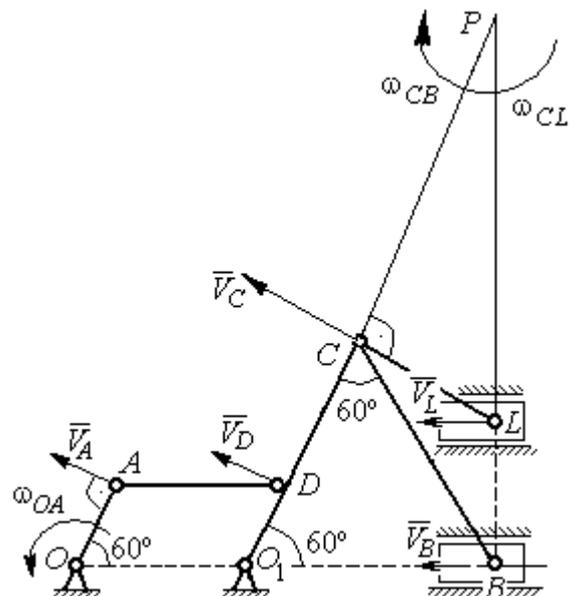


Рис. 7.20. Расчётная схема к упражнению 2.6.

2.7

$$V_D = \omega_1 R_1 = 30 \text{ см/с}; \quad V_A = \omega_{OA} \cdot OA = 15 \text{ см/с}.$$

$$\omega_2 = \frac{V_A}{AP_2} = 3 \text{ рад/с}.$$

$$V_B = \omega_2 \cdot P_2B = 21,21 \text{ см/с}.$$

$$V_C \cos 0^\circ = V_B \cos 45^\circ; \quad V_C = 15 \text{ см/с}.$$

$$CP_3 = CB; \quad \omega_{BC} = \frac{V_C}{CP_3} = 1,87 \text{ рад/с}.$$

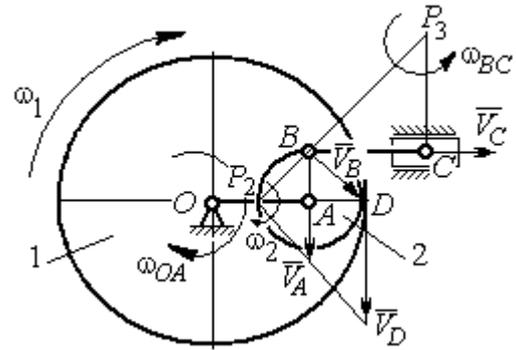


Рис. 7.21. Расчётная схема к упражнению 2.7

2.8

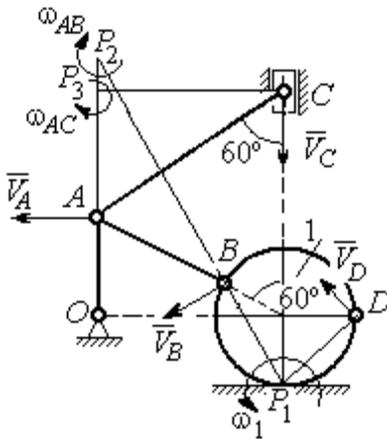


Рис. 7.22. Расчётная схема к упражнению 2.8

$$AC = AB + R_1 = 12 \text{ см}; \quad CP_3 = AC \cos 30^\circ = 10,39 \text{ см}.$$

$$\omega_{AC} = \frac{V_C}{CP_3} = 0,48 \text{ рад/с}; \quad V_A = \omega_{AC} \cdot AP_3 = 2,89 \text{ см/с}.$$

$$AB = AP_2; \quad \omega_{AB} = \frac{V_A}{AP_2} = 0,29 \text{ рад/с}.$$

$$BP_2 = 2AB \cos 30^\circ = 17,32 \text{ см}.$$

$$V_B = \omega_{AB} BP_2 = 5,02 \text{ см/с}.$$

$$OA = (AB + R_1) \sin 30^\circ = 6 \text{ см}; \quad \omega_{OA} = \frac{V_A}{AO} = 0,48 \text{ рад/с}.$$

$$BP_1 = 2R_1 \cos 30^\circ = 3,46 \text{ см}; \quad \omega_1 = \frac{V_B}{BP_1} = 1,45 \text{ рад/с}.$$

$$DP_1 = R_1 \sqrt{2} = 2,82 \text{ см}; \quad V_D = \omega_1 DP_1 = 4,09 \text{ см/с}.$$

2.9

$$V_A = \omega_{OA} OA = 12 \text{ см/с}; \quad AP = 2AB = 2BC \cdot \operatorname{tg} 60^\circ = 27,71 \text{ см}.$$

$$\omega_{AB} = \frac{V_A}{AP} = 0,43 \text{ рад/с}; \quad V_B \cos 0^\circ = V_A \cos 30^\circ; \quad V_B = 10,38 \text{ см/с}.$$

$$\omega_{BC} = \frac{V_B}{BC} = 1,29 \text{ рад/с}.$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau; \quad \bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^\tau, \quad a_C = 0.$$

$$\bar{a}_A = \bar{a}_O + \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^\tau, a_O = 0.$$

$$\bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^\tau = \bar{a}_{AO}^n + \bar{a}_{AO}^\tau + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau. \text{ Найти } a_{BC}^\tau$$

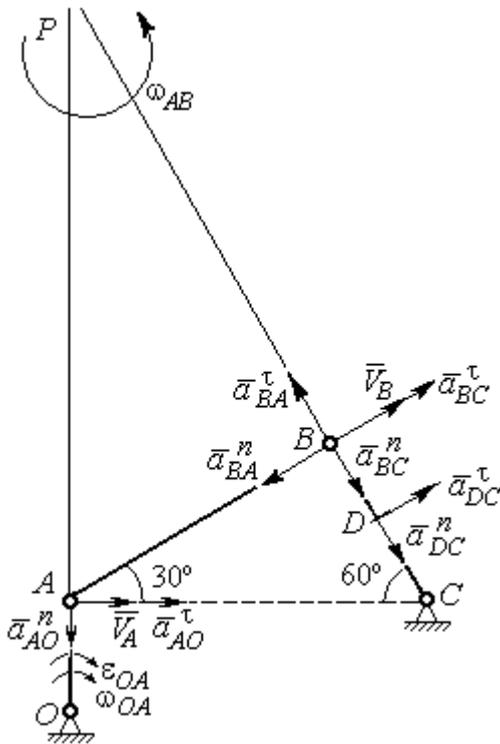


Рис. 7.23. Расчётная схема к упражнению 2.9

$$a_{AO}^n = \omega_{AO}^2 \cdot AO = 36 \text{ см/с}^2;$$

$$a_{AO}^\tau = \varepsilon_{AO} \cdot AO = 8 \text{ см/с}^2;$$

$$AB = BC \cdot \text{tg}60^\circ = 13,86 \text{ см.}$$

$$a_{BA}^n = \omega_{AB}^2 \cdot AB = 2,56 \text{ см/с}^2; a_{AB}^\tau = \varepsilon_{AB} AB.$$

$$a_{BC}^n = \omega_{BC}^2 \cdot BC = 13,31 \text{ см/с}^2; a_{BC}^\tau = \varepsilon_{BC} BC.$$

Проекция на AB:

$$a_{BC}^\tau = -a_{AO}^n \cos 60^\circ + a_{AO}^\tau \cos 30^\circ - a_{BA}^n = 13,63 \text{ см/с}^2.$$

$$\varepsilon_{BC} = \frac{|a_{BC}^\tau|}{BC} = 1,7 \text{ рад/с}^2.$$

$$\bar{a}_D = \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^\tau.$$

$$a_{DC}^n = \omega_{BC}^2 \cdot DC = 6,65 \text{ см/с}^2; a_{DC}^\tau = \varepsilon_{BC} \cdot DC = 6,8 \text{ см/с}^2.$$

$$a_D = \sqrt{(a_{DC}^n)^2 + (a_{DC}^\tau)^2} = 9,51 \text{ см/с}^2.$$

2.10

$$V_A = \omega_1 r_1 = 12 \text{ см/с}; P_2 A = \frac{1}{2} BC = 5 \text{ см.}$$

$$\omega_{AB} = \frac{V_A}{P_2 A} = 2,4 \text{ рад/с.}$$

$$V_B \cos 30^\circ = V_A \cos 60^\circ; V_B = 6,93 \text{ см/с.}$$

$$P_3 B = BC \cos 30^\circ = 8,66 \text{ см;}$$

$$\omega_{BC} = \frac{V_B}{P_3 B} = 0,8 \text{ рад/с.}$$

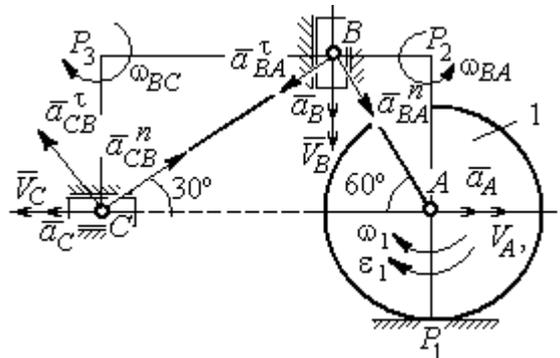


Рис. 7.24. Расчётная схема к упражнению 2.10

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau. \text{ Найти } a_B.$$

Проекция на BA : $a_B \cos 30^\circ = a_A \cos 60^\circ + a_{BA}^n$.

$$a_A = a_A^\tau = \varepsilon_1 r_1 = 8 \text{ см/с}^2; \quad AB = BC \operatorname{tg} 30^\circ = 5,77 \text{ см.}$$

$$a_{BA}^n = \omega_{BA}^2 \cdot BA = 33,23 \text{ см/с}^2; \quad a_B = 43,03 \text{ см/с}^2.$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^\tau.$$

Проекция на BC : $a_C \cos 60^\circ = a_B \cos 60^\circ - a_{CB}^n$,

$$a_{CB}^n = \omega_{CB}^2 \cdot CB = 6,4 \text{ см/с}^2; \quad a_C = a_B - 2a_{CB}^n = 30,23 \text{ см/с}^2.$$

7.3. Ответы к упражнениям главы 3

3.1

$$CM_1 = S_r(1) = \frac{40}{3} \sin \frac{\pi}{3} = 11,55 \text{ см.}$$

Так как $CM_1 \cos 30^\circ = 10 \text{ см} = R$, то точка M_1 лежит на вертикальном диаметре.

$$V_r = \dot{S}_r = \frac{40\pi}{9} \cos \frac{\pi t}{3}; \quad V_r(1) = 6,98 \text{ см/с.}$$

$$\omega_e(1) = 0,5 \text{ рад/с}; \quad OM_1 = R - \frac{1}{2} CM_1 = 4,23 \text{ см.}$$

$$V_e = \omega_e OM_1; \quad V_e(1) = 2,12 \text{ см/с.}$$

$$\bar{V}_M = \bar{V}_e + \bar{V}_r.$$

$$V_{Mx} = V_e - V_r \cos 30^\circ = -3,93 \text{ м/с}; \quad V_{My} = -V_r \cos 60^\circ = -3,49 \text{ м/с};$$

$$V_M = \sqrt{(V_{Mx})^2 + (V_{My})^2} = 5,26 \text{ см/с.}$$

$$\bar{a}_M = \bar{a}_e + \bar{a}_r + \bar{a}_k.$$

$$\bar{a}_e = \bar{a}_e^n + \bar{a}_e^\tau, \quad a_e^n = \omega_e^2 OM_1; \quad a_e^n(1) = 1,06 \text{ см/с}^2.$$

$$\dot{\omega}_e = -\frac{\pi}{3} \sin \frac{\pi t}{3}, \quad \dot{\omega}_e(1) = -0,91 \text{ рад/с}^2; \quad \varepsilon_e = |\dot{\omega}_e(1)| = 0,91 \text{ рад/с}^2,$$

$$a_e^\tau(1) = \varepsilon_e \cdot OM_1 = 3,85 \text{ см/с}^2.$$

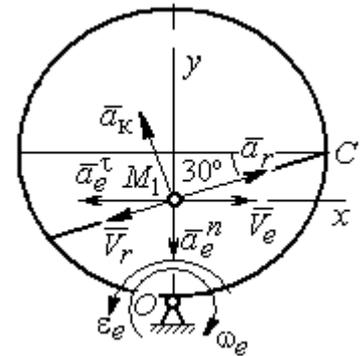


Рис. 7.25. Расчётная схема к упражнению 3.1

$$\dot{V}_r = -\frac{40\pi^2}{27} \sin \frac{\pi t}{3}, \quad \dot{V}_r(1) = -12,66; \quad a_r = |\dot{V}_r(1)| = 12,66 \text{ см/с}^2$$

$$a_k = 2|\omega_e| \cdot |V_r|; \quad a_k(1) = 6,98 \text{ см/с}^2.$$

$$\bar{a}_M = \bar{a}_e^n + \bar{a}_e^\tau + \bar{a}_r + \bar{a}_k.$$

$$a_{Mx} = -a_e^\tau + a_r \cos 30^\circ - a_k \cos 60^\circ = 3,62 \text{ см/с}^2;$$

$$a_{My} = -a_e^n + a_r \cos 60^\circ + a_k \cos 30^\circ = 11,31 \text{ см/с}^2.$$

$$a_M = \sqrt{(a_{Mx})^2 + (a_{My})^2} = 11,87 \text{ см/с}^2.$$

3.2

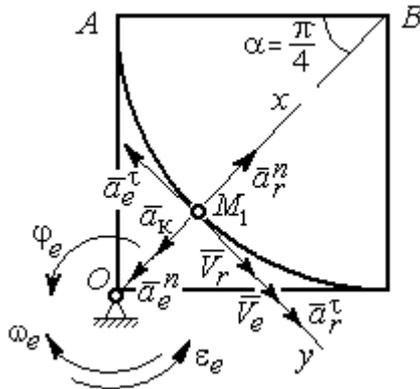


Рис. 7.26. Расчётная схема к упражнению 3.2

Положение M_1 :

$$\alpha = \frac{S_r(1)}{R} = \frac{\pi}{4}; \quad OM_1 = 8,28 \text{ см.}$$

$$\dot{S}_r = 10\pi t; \quad V_r = |\dot{S}_r(1)| = 31,42 \text{ см/с.}$$

$$\dot{\phi}_e = 2t - 5,$$

$$\dot{\phi}_e(1) = -3 \text{ рад/с}, \quad \omega_e = |\dot{\phi}_e(1)| = 3 \text{ рад/с.}$$

$$V_e = \omega_e \cdot OM_1 = 24,6 \text{ см/с.}$$

$$\bar{V}_M = \bar{V}_e + \bar{V}_r \cdot V_{Mx} = V_e + V_r = 56,02 \text{ см/с};$$

$$V_{My} = 0; \quad V_M = 56,02 \text{ см/с.}$$

$$\bar{a}_M = \bar{a}_e + \bar{a}_r + \bar{a}_k = \bar{a}_e^n + \bar{a}_e^\tau + \bar{a}_r^n + \bar{a}_r^\tau + \bar{a}_k.$$

$$\bar{a}_e = \bar{a}_e^n + \bar{a}_e^\tau \cdot a_e^n = \omega_e^2 \cdot OM_1 = 74,52 \text{ см/с}^2;$$

$$\dot{\omega}_e = 2 \text{ рад/с}^2; \quad \epsilon_e = |\dot{\omega}_e|; \quad a_e^\tau(1) = \epsilon_e OM_1 = 16,56 \text{ см/с}^2;$$

$$\bar{a}_r = \bar{a}_r^n + \bar{a}_r^\tau \cdot \dot{V}_r = 10\pi; \quad a_r^\tau = |\dot{V}_r| = 10\pi = 31,42 \text{ см/с}^2;$$

$$a_r^n(1) = \frac{V_r^2}{R} = 49,36 \text{ см/с}^2; \quad a_k = 2|\omega_e| \cdot |V_r|; \quad a_k(1) = 62,84 \text{ см/с}^2.$$

$$a_{Mx} = -a_e^n + a_r^n - a_k = -88 \text{ см/с}^2; \quad a_{My} = -a_e^\tau + a_r^\tau = 14,86 \text{ см/с}^2.$$

$$a_M = \sqrt{(a_{Mx})^2 + (a_{My})^2} = 89,24 \text{ см/с}^2.$$

7.4. Ответы к упражнениям главы 4

4.1

$$m\ddot{x} = F - P\cos 60^\circ - F_{\text{тр}}, \quad m\ddot{y} = N - P\cos 30^\circ = 0.$$

$$F_{\text{тр}} = fN = fmg\cos 30^\circ;$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{2}kt - 3,4, \quad \dot{x} = \frac{1}{4}kt^2 - 3,4t + V_0;$$

$$x = \frac{1}{12}kt^3 - 1,7t^2 + V_0t.$$

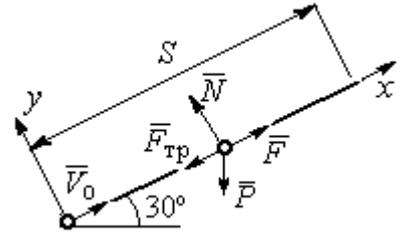


Рис. 7.27. Расчётная схема к упражнению 4.1

Конечные условия: $t = 2$ с; $x = S = 2$ м; $V = 2V_0$.

$$V_0 = k - 6,8; \quad 1 = \frac{1}{3}k - 3,4 + V_0.$$

$$k = 8,4; \quad V_0 = 1,6 \text{ м/с.}$$

4.2

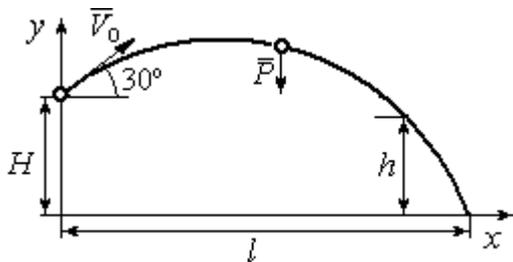


Рис. 7.28. Расчётная схема к упражнению 4.2

Уравнения движения точки:

$$m\ddot{x} = 0; \quad \dot{x} = V_0\cos 30^\circ; \quad x = V_0t\cos 30^\circ.$$

$$m\ddot{y} = -P; \quad \dot{y} = -gt + V_0\cos 60^\circ;$$

$$y = -\frac{1}{2}gt^2 + V_0t\cos 60^\circ + H.$$

Краевое условие пролёта высоты h :

$$t = 1 \text{ с}; \quad y = h = 7 \text{ м.}$$

Подставляя крайевые условия в уравнение движения, находим: $V_0 = 3,81$ м/с.

Краевое условие падения точки:

$$t = t_{\text{пад}}; \quad x = l; \quad y = 0.$$

Подстановка в уравнения движения условия приводит к системе:

$$l = V_0t_{\text{пад}}\cos 30^\circ; \quad 0 = -\frac{1}{2}gt_{\text{пад}}^2 + V_0t_{\text{пад}}\cos 60^\circ + H.$$

$$\text{Находим: } t_{\text{пад}} = 1,64 \text{ с}; \quad l = 5,41 \text{ м.}$$

4.3

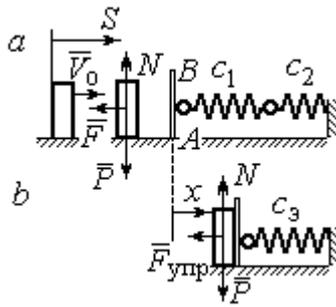


Рис. 7.29. Расчётная схема к упражнению 4.3:
 а – движение груза до начала колебаний; б – колебания груза

Уравнение движения груза (рис. 7.29, а):

$$m\ddot{S} = -F = -k\dot{S}.$$

Начальные условия: $t = 0$; $S = 0$; $\dot{S} = V_0$.

$$\text{Решение: } S = \frac{mV_0}{k} \left(1 - e^{-\frac{k}{m}t} \right) = 6(1 - e^{-t}) \text{ м.}$$

$$\text{Скорость груза: } \dot{S} = 6e^{-t}.$$

Скорость груза в момент соединения с площадкой AB : $V_1 = \dot{S}(1) = 0,21 \text{ м/с.}$

Уравнение колебаний груза на эквивалентной пружине (рис. 7.29, б):

$$m\ddot{x} = -F_{\text{упр}} = -c_3x; \quad c_3 = \frac{c_1c_2}{c_1 + c_2} = 30 \text{ Н/м.}$$

Начальные условия движения: $t = 0$; $x = 0$; $\dot{x} = V_1$.

Общий вид решения: $x = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t$; $\omega = \sqrt{\frac{c_3}{m}} = 7,75 \text{ рад/с,}$

где константы: $C_1 = 0$; $C_2 = \frac{V_1}{\omega} = 0,28 \text{ м.}$ Закон движения груза $x = 0,28 \sin 7,75t$.

Максимальное сжатие 0,28 м.

4.4

Жесткость эквивалентной пружины

$$c_3 = \frac{c \cdot 2c}{c + 2c} = \frac{2}{3}c.$$

Уравнение колебаний:

$$m\ddot{x} = P - F_{\text{упр}} = P - c_3(\lambda_{\text{ст}} + x) = -c_3x.$$

Общее решение:

$$x = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t; \quad \omega = \sqrt{\frac{c_3}{m}} = 10,33 \text{ рад/с.}$$

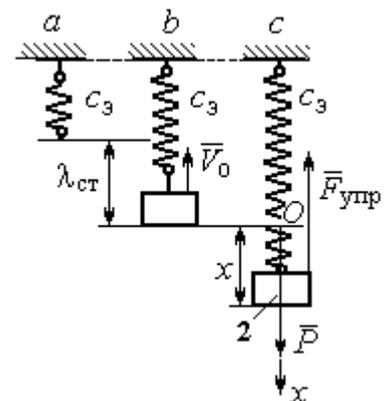


Рис. 7.30. Расчётная схема к упражнению 4.4:
 а – нерастянутая пружина;
 б – положение статического равновесия; с – произвольное положение груза

Начальные условия: $t = 0$; $x = 0$; $\dot{x} = -V_0$.

Находим константы интегрирования: $C_1 = 0$; $C_2 = \frac{V_0}{\omega} = 0,39$ м.

Закон движения груза: $x = 0,39 \sin 10,33t$.

Амплитуда $A = 0,39$ м, частота $\omega = 10,33$ рад/с.

4.5

Скорость человека, находящегося в самолёте, в нижней точке траектории (точка C):

$$\frac{mV_C^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = mg[l \sin \varphi + r(1 - \cos \varphi)].$$

Откуда $V_C^2 = V_0^2 + 2g[l \sin \varphi + r(1 - \cos \varphi)]$.

Уравнение движения человека,двигающегося

вместе с самолётом, в проекции на нормаль в точке C: $\frac{mV_C^2}{r} = N - P$, где N – реакция корпуса самолёта. Сила давления человека на корпус самолёта по величине равна реакции, но направлена в противоположную сторону.

Из условия $N \leq 3P$ следует неравенство: $V_C^2 \leq 2gr$, или

$$V_0^2 + 2g[l \sin \varphi + r(1 - \cos \varphi)] \leq 2gr. \text{ Откуда } r \geq \frac{V_0^2 + 2gl \sin \varphi}{2g \cos \varphi}.$$

4.6

Из уравнения теоремы об изменении кинетической энергии шарика в точке B с учётом, что $V_A = 0$, найдём:

$$\frac{mV_B^2}{2} = \frac{ca^2}{2} + mg[R + R \cos 60^\circ - a \cos 30^\circ].$$

Составим уравнение теоремы об изменении кинетической энергии точки на участке BD:

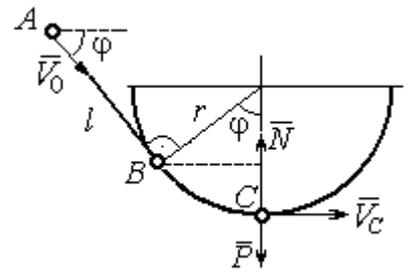


Рис. 7.31. Расчётная схема к упражнению 4.5

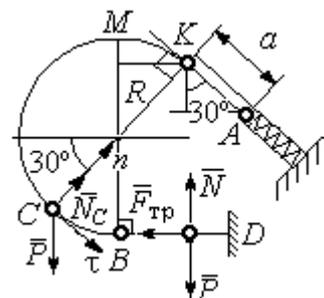


Рис. 7.32. Расчётная схема к упражнению 4.6

$-\frac{mV_B^2}{2} = -fNs$, где s – путь точки до остановки. С учётом данных задачи, получим: $s = 5,39$ м.

Уравнение движения шарика в проекции на нормальную ось в точке C

$$\frac{mV_C^2}{R} = N_C - P\cos 60^\circ.$$

Для вычисления реакции опоры шарика на трубу имеем равенство

$$N_C = \frac{mV_C^2}{R} + P\cos 60^\circ = \frac{1}{R} \left[mV_B^2 - 2mgR(1 - \cos 60^\circ) \right] + mg\cos 60^\circ,$$

где кинетическая энергия шарика в точке B : $mV_B^2 = ca^2 + 2mgR \left[(1 + \cos 60^\circ) - \frac{a}{R} \cos 30^\circ \right]$. Получим:

$N_C = 18,71$ Н. Давление шарика на трубку равно реакции опоры и направлено в противоположную сторону.

7.5. Ответы к упражнениям главы 5

5.1

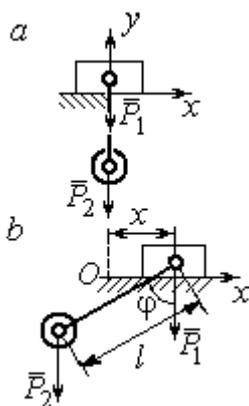


Рис. 7.33. Расчётная схема к упражнению 5.1:

a – начальное положение системы;
 b – произвольное положение

x_0 – координата центра тяжести системы в начальном положении, $x_0 = 0$ (см. рис.7.33);

x – текущая координата центра тележки; x_1 – координата центра тяжести системы в её произвольном положении:

$$x_1 = \frac{m_1x - m_2(l\sin\varphi - x)}{m_1 + m_2}.$$

Уравнение закона сохранения движения центра масс системы: $x_1 = x_0$, или

$$m_1x - m_2(l\sin\varphi - x) = 0.$$

Отсюда зависимость координаты движения тележки от положения гру-

за 2:
$$x = \frac{m_2l}{m_1 + m_2} \sin\varphi.$$

5.2

Теорема об изменении кинетического момента системы относительно

оси z :
$$\frac{dL_z}{dt} = \sum M_z(\vec{F}_k^e).$$

Кинетический момент системы:

$$L_z = L_z^{\text{бар}} + L_z^{\text{гр}} = \frac{m_2 r^2}{2} \omega + m_1 V_1 r = \left(m_1 + \frac{m_2}{2} \right) \omega r^2.$$

Суммарный момент внешних сил относительно

оси z :
$$\sum M_z(\vec{F}_k^e) = M_{\text{вр}} - P_1 r = kt - m_1 gr.$$

Дифференциальное уравнение вращения барабана:

$$\left(m_1 + \frac{m_2}{2} \right) r^2 \frac{d\omega}{dt} = kt - m_1 gr.$$

При нулевых начальных условиях
$$\omega = \frac{kt^2 - 2m_1 grt}{(2m_1 + m_2)r^2}.$$

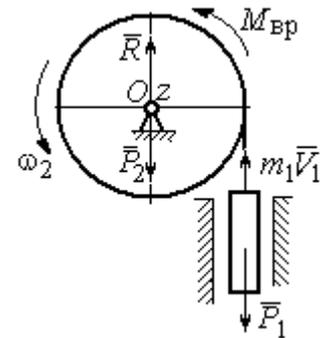


Рис. 7.34. Расчётная схема к упражнению 5.2

5.3

Уравнение теоремы об изменении кинетической энергии для неизменяемых систем на конечном перемещении: $T - T_0 = \sum A(F_k), T_0 = 0.$

Кинетическая энергия груза 1:
$$T_1 = \frac{m_1 V_1^2}{2}.$$

Энергия вращательного движения блока 2:

$$T_2 = \frac{1}{2} J_O \omega_2^2, \text{ где осевой момент инерции блока:}$$

$$J_O = \frac{m_2 r^2}{2}, \text{ угловая скорость блока } \omega_2 = \frac{V_1}{r}. \text{ Кинетическая энергия катка 3:}$$

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 V_C^2 + \frac{1}{2} J_C \omega_3^2, \text{ где момент инерции катка относительно оси, проходя-$$

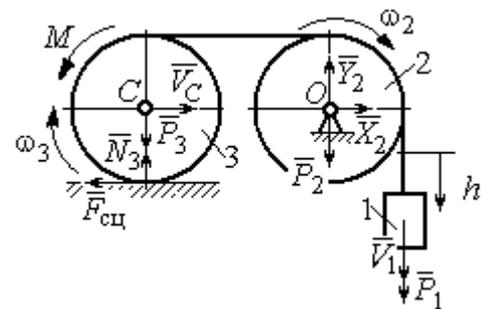


Рис. 7.35. Расчётная схема к упражнению 5.3

шей через центр масс перпендикулярно плоскости диска, $J_C = \frac{m_3 r^2}{2}$, угловая

скорость катка и скорость его центра масс $\omega_3 = \frac{V_1}{2r}$, $V_C = \frac{V_1}{2}$.

Энергия системы: $T = T_1 + T_2 + T_3 = (8m_1 + 4m_2 + 3m_3) \frac{V_1^2}{16}$.

Суммарная работа внешних сил на перемещении h : $\sum A(F_k) = P_1 h - M \frac{h}{2r}$.

Уравнение теоремы об изменении кинетической энергии:

$$(8m_1 + 4m_2 + 3m_3) \frac{V_1^2}{16} = \left(m_1 g - \frac{M}{2r} \right) h.$$

Скорость груза на высоте h : $V_1 = 4 \sqrt{\frac{\left(m_1 g - \frac{M}{2r} \right) h}{8m_1 + 4m_2 + 3m_3}}$.

5.4

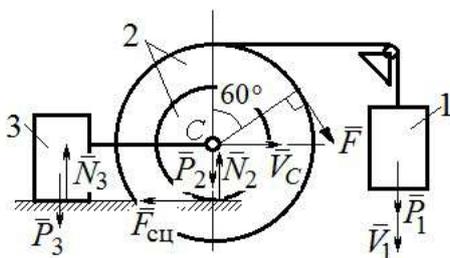


Рис. 7.36. Расчётная схема к упражнению 5.4

Для решения задачи используется теорема об изменении кинетической энергии в дифференциальной форме: $\frac{dT}{dt} = \sum N(\vec{F}_k^e)$, где T – энергия системы в её текущем положении; $\sum N(\vec{F}_k^e)$ – суммарная мощность внешних сил.

Допустим, груз 1 движется вниз со скоростью V_1 . Скорость центра масс катка V_C .

Кинетическая энергия катка 2: $T_2 = \frac{1}{2} m_2 V_C^2 + \frac{1}{2} J_{zC} \omega_2^2$. Здесь $m_2 = \frac{2P}{g}$,

$J_{zC} = m_2 i_z^2$, $\omega_2 = \frac{V_C}{r}$. В результате кинетическая энергия катка $T_2 = \frac{3P}{g} V_C^2$.

Скорость груза 3 $V_3 = V_C$. Кинетическая энергия груза 3 $T_3 = \frac{P}{g} V_C^2$.

Скорость груза 1 $V_1 = \omega_2 3r = 3V_C$. Кинетическая энергия груза 1:

$$T_1 = \frac{9P}{2g} V_C^2.$$

Суммарная кинетическая энергия (энергия системы):

$$T = T_1 + T_2 + T_3 = \frac{17P}{2g} V_C^2. \text{ Производная } \frac{dT}{dt} = \frac{17P}{g} V_C \frac{dV_C}{dt} = \frac{17}{g} V_C a_C.$$

Мощности сил $\vec{P}_2, \vec{N}_2, \vec{F}_{\text{сц}}, \vec{P}_3, \vec{N}_3$ равны нулю.

Мощность силы \vec{F} , приложенной к колесу, определяется по формуле:

$$N(\vec{F}) = \vec{F} \cdot \vec{V}_C + \vec{M}_C(\vec{F}) \cdot \vec{\omega}_2 = FV_C \cos 60^\circ + FR\omega_2. \text{ Мощность силы } \vec{P}_1$$

$$N(\vec{P}_1) = P_1 V_1. \text{ Суммарная мощность внешних сил: } \sum N(F^e) = 7PV_C.$$

Составляем уравнение теоремы об изменении кинетической энергии системы:

$$\frac{17P}{g} V_C a_C = 7PV_C, \text{ откуда } a_C = \frac{7}{17} g \text{ м/с}^2.$$

5.5

Рассмотрим движение катков отдельно, заменив невесомый стержень реакцией. Предположим, катки движутся направо (см. рис. 7.37).

Уравнения движения катков:

$$m_1 a_O = Q - F_{\text{сц}1}, J_{1O} \varepsilon_1 = F_{\text{сц}1} r - M;$$

$$m_2 a_C = -Q' - F_{\text{сц}2} + F \cos 30^\circ;$$

$$J_{2C} \varepsilon_2 = F_{\text{сц}2} 3r - Q' r.$$

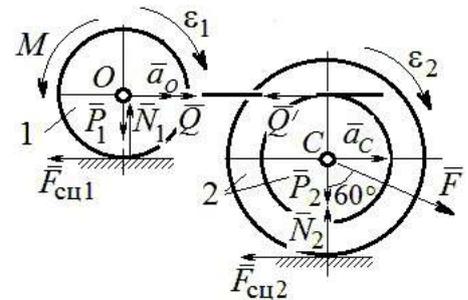


Рис. 7.37. Расчётная схема к упражнению 5.5

Здесь \vec{Q} – реакция невесомого стержня, $|\vec{Q}| = |\vec{Q}'|$; $\vec{F}_{\text{сц}1}, \vec{F}_{\text{сц}2}$ – силы сцепления

катков с поверхностями качения; моменты инерции катков $J_{1O} = \frac{m_1 r^2}{2}$,

$J_{2C} = m_2 i_2^2$. Подставляя кинематические соотношения $\varepsilon_2 = \frac{a_C}{3r}$; $a_O = \frac{4}{3} a_C$;

$\varepsilon_1 = \frac{4a_C}{3r}$, с учётом данных задачи, получим систему уравнений:

$$\frac{4P}{3g} a_C = Q - F_{\text{сц1}}; \quad \frac{2P}{3g} a_C = F_{\text{сц1}} - 4P;$$

$$\frac{2P}{g} a_C = -Q - F_{\text{сц2}} + P\sqrt{3}; \quad \frac{4P}{3g} a_C = 3F_{\text{сц2}} - Q.$$

Находим ускорение центра катка 2: $a_C = \frac{3(3\sqrt{3}-16)g}{46} \approx -0,7g$. Каток

движется в противоположную сторону. Реакция стержня $Q = 2,6P$.

5.6

Выделяем звенья механизма, заменяя действия нитей их реакциями. Допустим, направления движений тел в системе соответствуют подъёму груза 1.

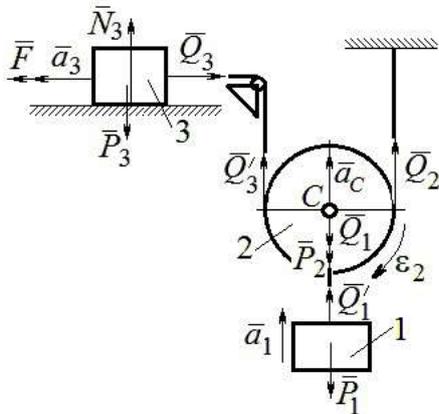


Рис. 7.38. Расчётная схема к упражнению 5.6

Уравнения движения тел:

$$m_3 a_3 = F - Q_3, \quad m_2 a_C = Q_3' + Q_2 - P_2 - Q_1;$$

$$J_{2C} \varepsilon_2 = Q_3' r - Q_2 r, \quad m_1 a_1 = Q_1' - P_1.$$

С учётом, что $|\vec{Q}_3| = |\vec{Q}_3'|$, $|\vec{Q}_1| = |\vec{Q}_1'|$ и

$$a_C = a_1, \quad a_3 = 2a_1, \quad \varepsilon_2 = \frac{a_1}{r}, \quad J_{2C} = \frac{m_2 r^2}{2}, \quad \text{под-}$$

ставляя данные задачи, получим систему уравнений:

$$2m a_1 = 2,5mg - Q_3; \quad m a_1 = Q_3 + Q_2 - mg - Q_1;$$

$$\frac{m a_1}{2} = Q_3 - Q_2; \quad m_1 a_1 = Q_1 - P_1.$$

Решая систему, находим: $a_1 = \frac{2}{17}g \approx 0,12g$; $Q_3 = 2,26mg$; $Q_2 = 2,15mg$.

5.7

Заменяем действия нитей реакциями.

Предположим, груз 1 спускается по наклонной плоскости. Уравнения движения тел:

$$m_1 a_1 = P_1 \cos 30^\circ - Q_1; \quad m_3 a_3 = Q_3;$$

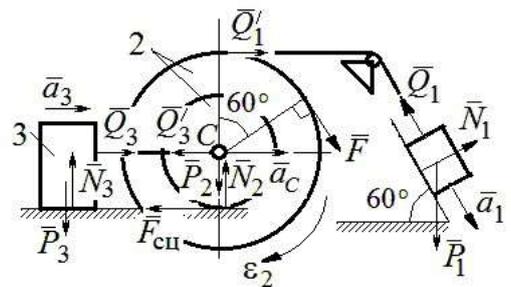


Рис. 7.39. Расчётная схема к упражнению 5.7

$$m_2 a_C = Q'_1 - Q'_3 - F_{\text{сц}} + F \cos 60^\circ; J_{2C} \varepsilon_2 = Q'_1 R + FR + F_{\text{сц}} r, J_{2C} = m_2 i_2^2.$$

Соотношения ускорений: $\varepsilon_2 = \frac{a_1}{R+r}$, $a_C = \frac{a_1 r}{R+r}$, $a_3 = a_C$. Подставляя

данные задачи, с учётом, что модули сил $Q'_1 = Q_1$ и $Q'_3 = Q_3$, получим систему уравнений:

$$ma_1 = mg \frac{\sqrt{3}}{2} - Q_1; \frac{2}{3} ma_1 = Q_3;$$

$$ma_1 = Q_1 - Q_3 - F_{\text{сц}} + \frac{1}{2} mg; 3ma_1 = 2Q_1 + 2mg + F_{\text{сц}}.$$

Находим $a_1 = \frac{3}{46} (5 + 3\sqrt{3})g \approx 0,44g$; $Q_1 = 0,21mg$; $Q_3 = 0,44mg$.

7.6. Ответы к упражнениям главы 6

6.1

Внешние силы, действующие на систему: силы тяжести – \vec{P}_1 , \vec{P}_2 , \vec{P}_3 и реакции опор \vec{N}_3 , \vec{R}_3 . Приложим к телам системы, силы инерции $\vec{R}_1^{\text{ин}}$, $\vec{R}_2^{\text{ин}}$ (рис. 7.40, а). В соответствии с принципом Даламбера, полученная система сил находится в равновесии. Составляем условие равновесия системы сил в проекциях на горизонтальную и вертикальную оси:

$$R_3 - R_1^{\text{ин}} = 0, N_3 - P_3 - P_1 - P_2 + R_2^{\text{ин}} = 0.$$

Для вычисления сил инерции рассмотрим отдельно грузы 1 и 2, заменяя действие соединяющей их нити реакцией (рис. 7.40, б, с). Присоединим к грузам силы инерции и, применив принцип Даламбера, составим уравнения равновесия систем сил - для груза 1 в проекции на горизонтальную ось, для груза 2 – на вертикальную:

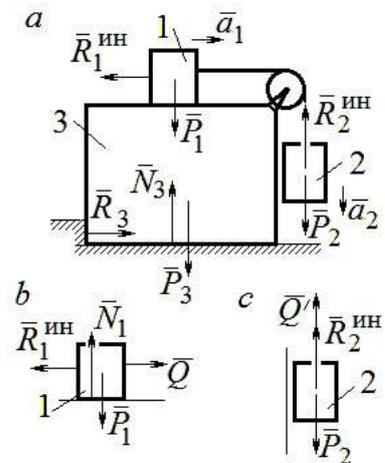


Рис. 7.40. Расчётная схема к упражнению 6.1

$$Q - R_1^{\text{ин}} = 0; P_2 - Q' - R_2^{\text{ин}} = 0,$$

где $R_1^{\text{ин}} = m_1 a_1$, $R_2^{\text{ин}} = m_2 a_2$.

Решая полученную систему с учётом равенства модулей сил $Q = Q'$ и ускорений грузов $a_1 = a_2$, находим ускорение грузов: $a_1 = a_2 = 0,5g$. Тогда давление призмы на горизонтальную поверхность: $N_3 = 2,5mg$.

6.2

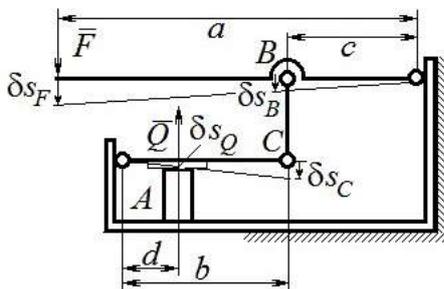


Рис. 7.41. Расчётная схема к упражнению 6.2

Активными силами в системе являются силы \vec{F} и \vec{Q} . Для равновесия системы необходимо и достаточно выполнения условия: $\delta A(\vec{F}) + \delta A(\vec{Q}) = 0$ или $F\delta s_F - Q\delta s_Q = 0$, где δs_F и δs_Q – возможные перемещения точек приложения сил \vec{F} и \vec{Q} .

Имеем соотношения: $\frac{\delta s_F}{\delta s_B} = \frac{a}{c}$, $\frac{\delta s_C}{\delta s_Q} = \frac{b}{d}$, где δs_B и δs_C – возможные перемещения точек B и C , причём $\delta s_B = \delta s_C$. Тогда $\delta s_Q = \frac{cd}{ab}\delta s_F$ и сила, сжимающая деталь A под прессом, равна $Q = \frac{ab}{cd}F$.

ремещения точек B и C , причём $\delta s_B = \delta s_C$. Тогда $\delta s_Q = \frac{cd}{ab}\delta s_F$ и сила, сжимающая деталь A под прессом, равна $Q = \frac{ab}{cd}F$.

6.3

Активными силами, совершающими работу при движении системы, являются силы тяжести \vec{P}_3 , \vec{P}_4 и пары сил с моментами M_1 и M_2 . Связи идеальные.

Для равновесия системы необходимо и достаточно выполнения условия:

$$\delta A(\vec{P}_3) + \delta A(\vec{P}_4) + \delta A(M_1) + \delta A(M_2) = 0 \text{ или}$$

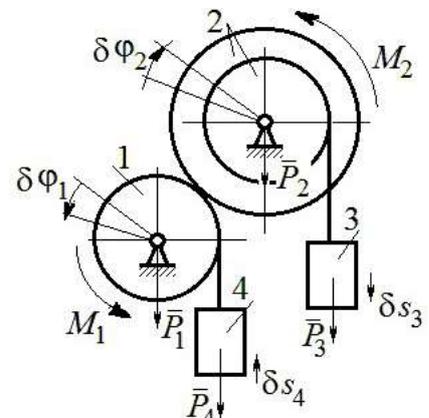


Рис. 7.42. Расчётная схема к упражнению 6.3

$$P_3\delta s_3 - P_4\delta s_4 + M_1\delta\varphi_1 - M_2\delta\varphi_2 = 0,$$

где $\delta s_3, \delta s_4$ – элементарные перемещения грузов 3, 4; $\delta\varphi_1, \delta\varphi_2$ – элементарные повороты валов 1 и 2. Выразим все перемещения через угол поворота вала 2: $\delta s_3 = \delta\varphi_2 r$, $\delta\varphi_1 = 3\delta\varphi_2$, $\delta s_4 = 3r\delta\varphi_2$ и подставим в уравнение равновесия. Получим: $M_2 = 4Pr$.

6.4

Система с идеальными связями. Активными силами являются силы тяжести $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$ и пара сил с моментом $M_{вр}$ (рис. 7.43).

Направления поворотов дисков и их угловые ускорения показаны на рис. 7.43 дуговыми стрелками $\delta\varphi_1, \varepsilon_1$ и $\delta\varphi_2, \varepsilon_2$. Направления движения центра масс катка 2, груза 3 и их ускорения обозначены: $\delta s_C, a_C$ и $\delta s_3, a_3$.

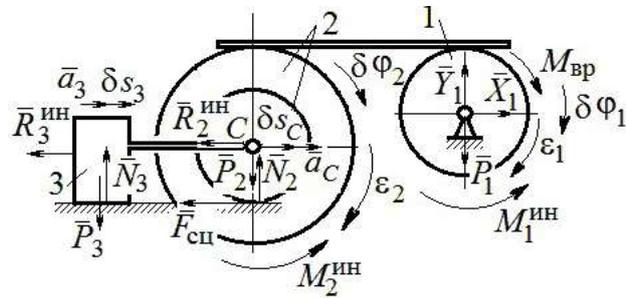


Рис. 7.43. Расчётная схема к упражнению 6.4

Кинематические соотношения между перемещениями и ускорениями:

$$\delta s_C = \delta s_3, a_C = a_3, \delta\varphi_2 = \frac{\delta s_3}{r}, \varepsilon_2 = \frac{a_3}{r}, \delta\varphi_1 = \frac{3\delta s_3}{r}, \varepsilon_1 = \frac{3a_3}{r}.$$

Присоединим к телам системы силы инерции.

Модули главных векторов сил инерции: $R_3^{ин} = m_3 a_3 = m a_3$;

$$R_2^{ин} = m_2 a_C = 2m a_3; M_2^{ин} = m_2 i_2^2 \varepsilon_2 = 4,5 m r a_3; M_1^{ин} = \frac{m_1 R_1^2}{2} \varepsilon_1 = 1,5 m r a_3.$$

Элементарные работы активных сил:

$$\sum \delta A(\vec{F}_k^{акт}) = M_{вр} \delta\varphi_1 = (m g \sin \omega t) 3 \delta s_3.$$

Элементарные работы сил инерции:

$$\begin{aligned} \sum \delta A(\vec{R}_k^{ин}) &= -R_3^{ин} \delta s_3 - R_2^{ин} \delta s_C - M_2^{ин} \delta\varphi_2 - M_1^{ин} \delta\varphi_1 = \\ &= -m a_3 \delta s_3 - 2m a_3 \delta s_3 - 4,5 m a_3 \delta s_3 - 1,5 m a_3 3 \delta s_3 = -12 m a_3 \delta s_3. \end{aligned}$$

Общее уравнение динамики имеет вид:

$$\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) + \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{ин}}) = m(3g \sin \omega t - 12a_3) \delta s_3 = 0.$$

Ускорение груза 3: $a_3 = 0,25g \sin \omega t$, или $\ddot{s}_3 = 0,25g \sin \omega t$. Интегрируя дифференциальное уравнение с нулевыми начальными условиями, получим закон движения груза:

$$s_3 = \frac{0,25g}{\omega} \left(t - \frac{1}{\omega} \sin \omega t \right).$$

6.5

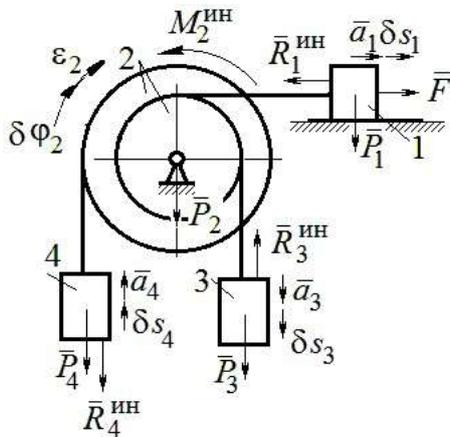


Рис. 7.44. Расчётная схема к упражнению 6.5

Система с идеальными связями. Активные силы и главные вектора сил инерции показаны на рис. 7.44.

Элементарные работы активных сил:

$$\sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) = F \delta s_1 + P_3 \delta s_3 - P_4 \delta s_4$$

$$\sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{ин}}) = -R_1^{\text{ин}} \delta s_1 - R_3^{\text{ин}} \delta s_3 - R_4^{\text{ин}} \delta s_4 - M_2^{\text{ин}} \delta \varphi_2,$$

где модули сил инерции: $R_1^{\text{ин}} = \frac{P_1}{g} a_1$, $R_3^{\text{ин}} = \frac{P_3}{g} a_3$,

$$R_4^{\text{ин}} = \frac{P_4}{g} a_4, \quad M_2^{\text{ин}} = \frac{P_2}{g} i_2^2 \varepsilon_2.$$

Кинематические соотношения: $\delta s_3 = \delta s_1$, $a_3 = a_1$, $\delta s_4 = 2\delta s_1$, $a_4 = 2a_1$,

$\delta \varphi_2 = \frac{\delta s_1}{r}$, $\varepsilon_2 = \frac{a_1}{r}$. Общее уравнение динамики:

$$\begin{aligned} \sum \delta A(\vec{F}_k^{\text{акт}}) + \sum \delta A(\vec{R}_k^{\text{ин}}) &= P(t+1) \delta s_1 + P \delta s_1 - 2P \delta s_1 - \\ &- \left(\frac{P}{g} a_1 \delta s_1 + \frac{P}{g} a_1 \delta s_1 + \frac{2P}{g} 2a_1 2\delta s_1 + \frac{2P}{g} 2r^2 \frac{a_1}{r} \frac{\delta s_1}{r} \right) = P \left(t - \frac{14a_1}{g} \right) \delta s_1 = 0. \end{aligned}$$

Находим уравнение движения груза 3: $a_3 = a_1 = \frac{1}{14} g t$, или $\ddot{x}_3 = \frac{1}{14} g t$.

Проинтегрировав дифференциальное уравнение с нулевыми начальными условиями, получим закон движения груза 3: $x_3 = \frac{1}{84} g t^3 \approx 0,012 g t^3$.

6.6

Рассматриваемая механическая система (рис. 7.45) имеет одну степень свободы. Уравнение Лагранжа: $\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x$, где T – кинетическая энергия системы: Q_x – обобщенная сила.

В качестве обобщённой координаты x выберем положение точки C относительно недеформированной пружины, отмеченной на рис. 7.45 величиной l_0 . Обобщённая скорость \dot{x} .

Кинетическая энергия катка:

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 V_C^2 + \frac{1}{2} J_{zC} \omega_1^2, \text{ где } \omega_1, V_C - \text{угловая}$$

скорость катка и скорость его центра масс, $V_C = \dot{x}$, $\omega_1 = \frac{V_C}{r} = \frac{\dot{x}}{r}$; момент инерции $J_{zC} = \frac{1}{2} m_1 r^2$. Кинетическая энергия груза 2: $T_2 = \frac{1}{2} m_2 V_2^2$, где V_2 – скорость груза 2, $V_2 = 2V_C = 2\dot{x}$. Кинетическая энергия системы, выраженная через обобщённую скорость: $T = T_1 + T_2 = \frac{7P}{2g} \dot{x}^2$.

В произвольном положении системы, определяемом координатой x , дадим центру масс катка возможное перемещение δx (см. рис. 7.45). Элементарная работа активных сил $\sum \delta A(F_k) = P_1 \delta x - F_{\text{упр}} \delta x + (P_2 + F) \delta s_2 - M \delta \phi_1$. Полагая перемещения $\delta s_2 = 2\delta x$, $\delta \phi_1 = \frac{\delta x}{r}$, модуль силы упругости $F_{\text{упр}} = cx$ и с учётом данных задачи, получим $\sum \delta A(F_k) = (3P - cx) \delta x$. Обобщённая сила $Q_x = 3P - cx$.

$$\text{Уравнение Лагранжа } \frac{7P}{g} \ddot{x} = 3P - cx, \text{ или } \ddot{x} + \frac{4g}{7r} x = \frac{3g}{7}.$$

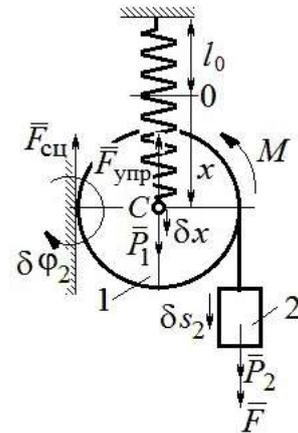


Рис. 7.45. Расчётная схема к упражнению 6.6

Решение уравнения (с нулевыми начальными условиями):

$$x = \frac{3}{4}r(1 - \cos\omega t). \text{ Закон движения груза: } s_2 = 2x = \frac{3}{2}r(1 - \cos\omega t).$$

6.7

Рассматриваемая система имеет две степени свободы. Обобщённые координаты – расстояния x_1, x_2 соответственно до грузов 1 и 2, отсчитываемые

от неподвижных центров блоков B и D (рис.

7.46, a). Обобщённые скорости \dot{x}_1, \dot{x}_2 . Кинетическая энергия грузов и блока 3:

$$T_1 = \frac{P_1 \dot{x}_1^2}{2g}, \quad T_2 = \frac{P_2 \dot{x}_2^2}{2g};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{2g} \left(\frac{\dot{x}_1 + \dot{x}_2}{2} \right)^2 + \frac{1}{2} \frac{P_3 r^2}{2g} \left(\frac{\dot{x}_2 - \dot{x}_1}{2r} \right)^2.$$

Здесь учтено (см. рис. 7.46, a): что

$$V_C = \frac{V_N + V_M}{2} = \frac{\dot{x}_2 + \dot{x}_1}{2};$$

$$\omega_2 = \frac{V_N - V_M}{2r} = \frac{\dot{x}_2 - \dot{x}_1}{2r}.$$

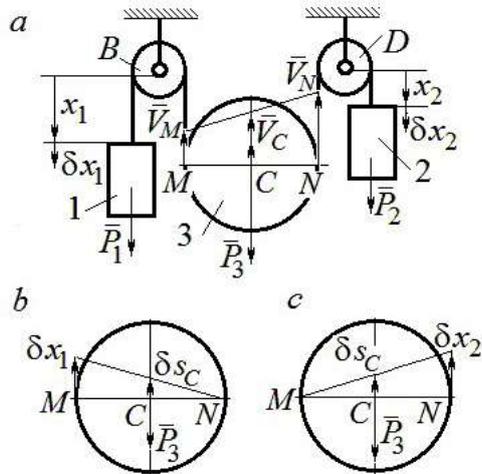


Рис. 7.46. Расчётная схема к упражнению 6.7:

a – кинематика механизма;

b, c – возможные перемещения блока 3 при вычислении обобщённых сил

Дадим системе возможное перемещение по координате x_1 , оставляя координату x_2 постоянной: $\delta x_1 \neq 0, \delta x_2 = 0$. На этом перемещении сумма элементарных работ внешних сил (см. рис. 7.46, a, b):

$$\sum \delta A(F_k) = P_1 \delta x_1 - P_3 \delta s_C = \left(P_1 - \frac{1}{2} P_3 \right) \delta x_1.$$

$$\text{Обобщённая сила } Q_{x_1} = P_1 - \frac{1}{2} P_3.$$

Дадим системе другое независимое возможное перемещение – по координате x_2 , так, что $\delta x_1 = 0, \delta x_2 \neq 0$. При этом перемещении сумма элементарных работ внешних сил (см. рис. 7.46, a, c):

$$\sum \delta A(F_K) = P_2 \delta x_2 - P_3 \delta s_C = \left(P_2 - \frac{1}{2} P_3 \right) \delta x_2.$$

Обобщённая сила $Q_{x_2} = P_2 - \frac{1}{2} P_3$.

Уравнения Лагранжа

$$\left(P_1 + \frac{3}{8} P_3 \right) \frac{\ddot{x}_1}{g} + \frac{1}{8} P_3 \frac{\ddot{x}_2}{g} = P_1 - \frac{1}{2} P_3, \quad \frac{1}{8} P_3 \frac{\ddot{x}_1}{g} + \left(P_2 + \frac{3}{8} P_3 \right) \frac{\ddot{x}_2}{g} = P_2 - \frac{1}{2} P_3 \quad \text{или}$$

$$7\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2 = 0, \quad \ddot{x}_1 + 9\ddot{x}_2 = 2g.$$

Ускорения грузов: $\ddot{x}_1 = -\frac{1}{31}g$, $\ddot{x}_2 = \frac{7}{31}g$. Ускорение центра масс блока

$\ddot{x}_C = \frac{\ddot{x}_2 + \ddot{x}_1}{2} = \frac{6}{31}g$. Груз 1 и центр блока 3 движутся вверх, груз 2 – вниз. (Сравнить с задачей 70.)

6.8

Система с двумя степенями свободы.

Обобщённые координаты: x_1 – положение центра масс катка 1 (точки C_1) относительно неподвижной вертикальной стены; x_2 – положение центра масс катка 2 (точки C_2) относительно подвижного края платформы.

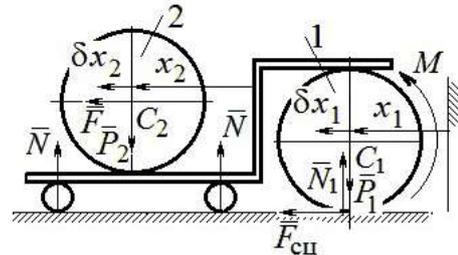


Рис. 7.47. Расчётная схема к упражнению 6.8

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{3}{4} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} \left[m_2 (\dot{x}_2 + 2\dot{x}_1)^2 + \frac{m_2 r^2}{2} \left(\frac{\dot{x}_2}{r} \right)^2 \right] = \frac{P}{g} \left(\frac{11}{4} \dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2 + 2\dot{x}_1 \dot{x}_2 \right).$$

Дадим системе возможное перемещение по координате x_1 ($\delta x_1 \neq 0$), оставляя другую координату x_2 неизменной ($\delta x_2 = 0$). Работу совершают момент M и сила \bar{F} . Суммарная работа

$$\sum \delta A(F_K) = M \delta \varphi_1 + F \delta s_{C_2} = M \frac{\delta x_1}{r} + F 2 \delta x_1 = 4P \delta x_1.$$

Обобщённая сила $Q_{x_1} = 4P$.

При другом независимом возможном перемещении $\delta x_1 = 0$, $\delta x_2 \neq 0$ суммарная работа внешних сил $\sum \delta A(F_k) = F\delta x_2$ и обобщённая сила, соответствующая координате x_2 , равна $Q_{x_2} = P$.

Уравнения Лагранжа

$$\frac{P}{g} \left(\frac{11}{2} \ddot{x}_1 + 2\ddot{x}_2 \right) = 4P, \quad \frac{P}{g} (2\ddot{x}_2 + 2\ddot{x}_1) = P, \text{ или}$$
$$11\ddot{x}_1 + 4\ddot{x}_2 = 8g, \quad 2\ddot{x}_2 + 2\ddot{x}_1 = g$$

Ускорение центра катка 1 $\ddot{x}_1 = \frac{6}{7}g$. Тележка катится в направлении оси

x_1 . Ускорение центра катка 2 относительно тележки $\ddot{x}_2 = -\frac{5}{14}g$. Закон относительного движения центра катка 2 при нулевых начальных условиях: $x_2 = -\frac{5}{28}gt^2$. Каток катится к правому борту тележки.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах: Т. 1–2.– СПб.: Лань, 2010.

Бутенин Н. В., Луиц Я. Л., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики: В 2-х томах.– М.: Наука, 2009.

Вебер Г. Э., Ляицев, С. А. Лекции по теоретической механике. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2008.

Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебник для втузов. – М.: Высшая школа, 2010.

Учебное издание

Валерий Григорьевич Брагин
Евгений Борисович Волков
Юрий Михайлович Казаков

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Учебное пособие

Редактор *Л.В. Устьянцева*

Компьютерная версия

Подписано в печать 26.10.2018 г.

Бумага писчая. Формат бумаги 60×84 1/16.

Гарнитура Times New Roman. Печать на ризографе.

Печ. л. 15,625. Уч. изд. л. 10,5. Тираж экз. Заказ №

Издательство УГГУ

620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

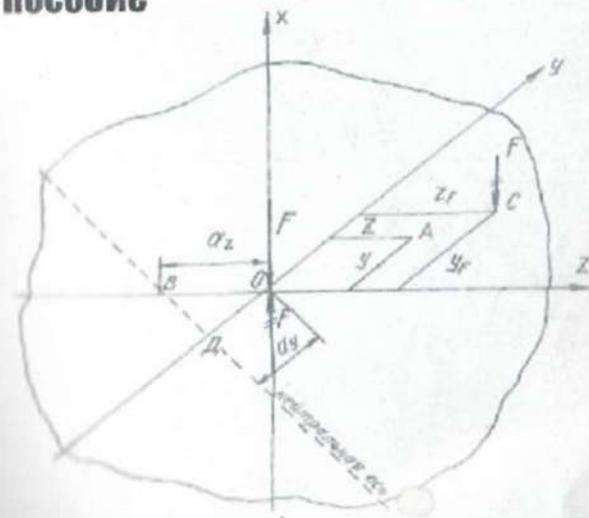
Уральский государственный горный университет

Отпечатано с оригинал-макета

в лаборатории множительной техники УГГУ

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Учебное пособие



Иркутск - 2012

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Уральский государственный горный университет»



СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Утверждено Редакционно-издательским советом
Уральского государственного горного университета
в качестве учебного пособия

Издание второе, исправленное и дополненное

Екатеринбург – 2012

УДК 620.10
М 74

Рецензенты: Таугер В. М., профессор кафедры мехатроника УрГУПС, канд. техн. наук, доцент; Раевская Л. Т., зав. кафедрой сопротивления материалов и теоретической механики УГЛТУ, канд. техн. наук, доцент.

Печатается по решению Редакционно-издательского совета
Уральского государственного горного университета

М 74 **Сопротивление материалов в примерах и задачах: учебное пособие / 2-е изд., испр. и доп.** Екатеринбург Н. В. Мокрушин, С. А. Ляшев, Л. Д. Чучманова, К. В. Серeda; Уральский гос. горный университет. – Екатеринбург: Изд-во УГТУ, 2012. – 184 с.
ISBN 978-5-8019-0185-5

Учебное пособие отражает опыт проведения практических занятий по дисциплине «Сопротивление материалов» в Уральском государственном горном университете. В пособии приведены примеры расчетов стержней, валов, балок, испытывающих простые и сложные виды деформаций. Для самостоятельной работы представлены задания по основным темам дисциплины.

Учебное пособие предназначено для студентов очного и заочного обучения.
Рис. 42. Табл. 22. Библи. 21 назв.

УДК 620.10

ISBN 978-5-8019-0185-5

© Уральский государственный
горный университет, 2008, 2012
© Мокрушин Н. В., Ляшев С. А.,
Чучманова Л. Д., Серeda К. В., 2008, 2012

ПРЕДИСЛОВИЕ

Введение в учебную программу высших технических учебных заведений новых дисциплин, отражающих современное состояние науки и техники, при ограниченных сроках обучения привело к существенному сокращению количества лекционных часов по курсу сопротивления материалов.

Выполнение появившихся в результате этого пробелов в знании студентами вузов сопротивления материалов может быть достигнуто в известной мере за счет самостоятельного изучения ими необходимых разделов этого важного для будущего инженера курса. Данное учебное пособие составлено в соответствии с программой курса по сопротивлению материалов. По каждой теме предмета в пособии даны краткие теоретические сведения и основные формулы. Приведены примеры расчетов стержней на растяжение и сжатие (глава 1), примеры по определению главных моментов инерции поперечных сечений различного профиля (глава 2), рассмотрены примеры расчета вала на кручение (глава 3). В главе 4 рассмотрены примеры расчетов балок, испытывающих деформацию поперечного изгиба, на прочность и жесткость. С применением метода сил в главе 5 приведены примеры расчетов статически неопределимых неразрезных балок и плоских статически неопределимых рам. Виды сложного сопротивления (косой изгиб, внецентренное растяжение и сжатие, изгиб с кручением) рассмотрены в главе 6. Рассмотрение деформации продольного изгиба и расчеты на устойчивость гибких стержней приведены в главе 7.

Более подробное изложение теоретического материала приведено в работах [1, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 12, 13, 18].

Для самостоятельного выполнения расчетно-графических работ по каждой теме составлены задания с необходимыми рисунками и таблицами. Для расчетов рекомендуется следующая литература [2, 8, 11, 14, 15, 16].

При выполнении практических расчетов используются следующие основные характеристики материалов [17]:

модули продольной упругости: стали $E_c = 2 \cdot 10^{11}$ Па; дюралю (и алюминия) $E_a = 0,7 \cdot 10^{11}$ Па; меди $E_m = 1 \cdot 10^{11}$ Па; чугуна $E_{ч} = 1,2 \cdot 10^{11}$ Па; дерева $E_d = 1 \cdot 10^{10}$ Па;

модуль сдвига стали: $G = 0,8 \cdot 10^{11}$ Па;

коэффициенты теплового линейного расширения: стали $\alpha_c = 1,25 \cdot 10^{-5}$ 1/град; дюралю $\alpha_a = 2,25 \cdot 10^{-5}$ 1/град; меди $\alpha_m = 1,65 \cdot 10^{-5}$ 1/град;

коэффициент Пуассона для стали: $\nu = 0,30$.

Глава 1

ПРОДОЛЬНОЕ РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ СТЕРЖНЕЙ

Растяжением называют такой вид деформации, при котором в каждом его поперечном сечении возникают только продольные внутренние усилия.

Продольное усилие F в любом поперечном сечении численно равно алгебраической сумме проекций на ось стержня внешних сил, приложенных к части стержня, расположенной по одну сторону от сечения. Усилие считается положительным, если вызывает растяжение рассматриваемого участка.

При растяжении (сжатии) в сечении возникают только нормальные напряжения, которые определяются по формуле (1.1):

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad (1.1)$$

где F – продольное усилие, кН; A – площадь поперечного сечения, м².

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (1.2)$$

где σ_{adm} – допускаемое нормальное напряжение материала стержня, МПа.

Абсолютная деформация Δl однородного участка (постоянное сечение и материал) определяется **по закону Гука**:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA}, \quad (1.3)$$

где l – длина участка, м; E – модуль продольной упругости материала (модуль Юнга), Па.

Для наглядного представления строятся эпюры. Эпюрами продольных сил и нормальных напряжений называют графики, показывающие законы изменения сил и напряжений в поперечных сечениях по длине стержня. Эпюры продольных сил, нормальных напряжений и перемещений поперечных сечений строятся в выбранном масштабе с учетом знаков.

Пример 1.1.

К узлу C кронштейна ABC (рис. 1.1, a) приложена сила $F = 100$ кН. Стержень AC – стальной, круглого сечения диаметром $d = 30$ мм; стержень BC – дюралюминиевый, квадратного сечения со стороной $a = 40$ мм. Определить напряжения в стержнях, а также горизонтальное, вертикальное и полное перемещение узла C .

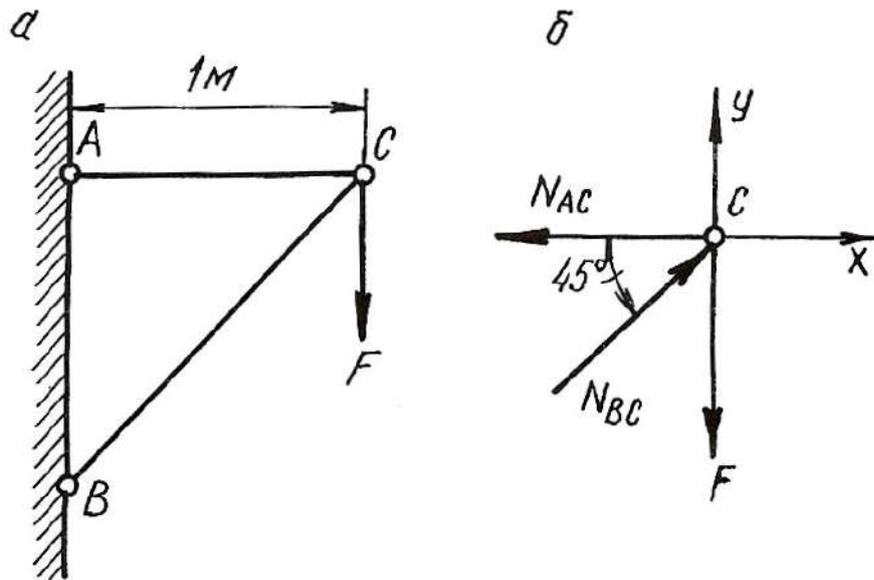


Рис. 1.1.

Решение.

Для определения продольных сил в стержнях AC и BC условно вырезаем узел C , заменяем действие стержней на узел усилиями и составляем уравнение равновесия для узла C (рис. 1.1, б)

$$\sum X = 0; \quad -N_{AC} + N_{BC} \cdot \cos 45^\circ = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad N_{BC} \cdot \sin 45^\circ - F = 0.$$

Откуда

$$N_{BC} = \frac{F}{\sin 45^\circ} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,707} = 141 \cdot 10^3 \text{ Н} = 141 \text{ кН},$$

$$N_{AC} = N_{BC} \cdot \cos 45^\circ = 141 \cdot 10^3 \cdot 0,707 = 100 \cdot 10^3 \text{ Н} = 100 \text{ кН}.$$

Стержень AC растянут, а стержень BC сжат. Определяем площади поперечных сечений стержней

$$A_{AC} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 706 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$A_{BC} = a^2 = (40 \cdot 10^{-3})^2 = 1600 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Напряжения в поперечных сечениях стержней AC и BC

$$\sigma_{AC} = \frac{N_{AC}}{A_{AC}} = \frac{100 \cdot 10^3}{706 \cdot 10^{-6}} = 141 \cdot 10^6 \text{ Па} = 141 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{BC} = -\frac{N_{BC}}{A_{BC}} = -\frac{141 \cdot 10^3}{1600 \cdot 10^{-6}} = -88 \cdot 10^6 \text{ Па} = -88 \text{ МПа}.$$

Знак минус указывает на то, что в стержне BC возникает деформация сжатия.

Находим удлинения стержней:

$$\Delta l_{AC} = \frac{N_{AC} \cdot l_{AC}}{E_{ст} \cdot A_{AC}} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 706 \cdot 10^{-6}} = 0,71 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,71 \text{ мм};$$

$$\Delta l_{BC} = -\frac{N_{BC} \cdot l_{BC}}{E_{дюр} \cdot A_{BC}} = -\frac{141 \cdot 10^3 \cdot 1,41}{7 \cdot 10^{10} \cdot 1600 \cdot 10^{-6}} = -1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м} = -1,77 \text{ мм},$$

где $l_{BC} = \frac{l_{AC}}{\cos 45^\circ} = \frac{1}{0,707} = 1,41 \text{ м}$; $E_{ст}$, $E_{дюр}$ – модули продольной упругости стального и дюралюминиевого стержней, Па.

Для определения перемещения точки C мысленно разведем стержни в этом шарнире и отметим их новые длины AC_1 и BC_2 (рис. 1.2, а). Для того, чтобы найти новое положение точки C , необходимо деформированные стержни свести вместе путем их вращения вокруг шарниров A и B . Точки C_1 и C_2 будут перемещаться по дугам, которые вследствие их малости могут быть приняты за прямые C_1C_3 и C_2C_3 , перпендикулярные к стержням AC и BC . Точка пересечения этих перпендикуляров (точка C_3) и даст положение узла C после деформации. На рис. 1.2, б изображена диаграмма перемещений в большом масштабе.

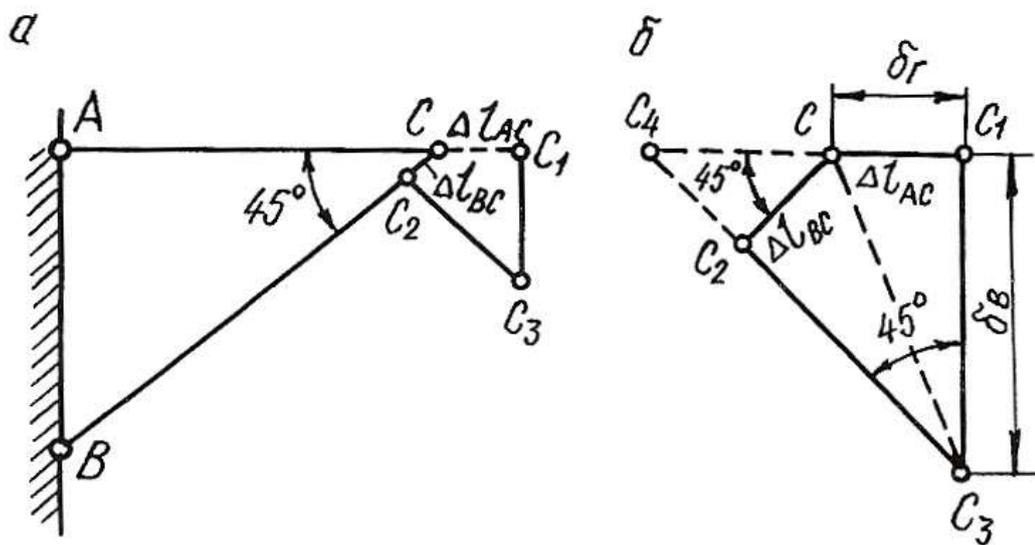


Рис. 1.2.

Горизонтальное перемещение узла C равно $\delta_r = \Delta l_{AC} = 0,71 \text{ мм}$.

Для удобства определения вертикального перемещения произведем дополнительное построение. Продолжим линии C_1C и C_3C_2 до их пересечения в точке C_4 .

Вертикальное перемещение узла C

$$\delta_B = C_1 C_3 = \frac{C_1 C_4}{\operatorname{tg} 45^\circ} = C_1 C_4 = C_1 C + C C_4 = \Delta l_{AC} + \frac{\Delta l_{BC}}{\cos 45^\circ};$$

$$\delta_B = 0,71 + \frac{1,77}{0,707} = 3,21 \text{ мм.}$$

Полное перемещение узла C

$$\delta = C C_3 = \sqrt{\delta_G^2 + \delta_B^2} = \sqrt{0,71^2 + 3,21^2} = 3,29 \text{ мм.}$$

1.1. Влияние собственного веса на напряжения и перемещения

Если ось в стержне вертикальна, то его собственный вес вызывает центральное растяжение или сжатие. Если вертикальный брус закреплен верхним концом, то от собственного веса он растягивается, а при закреплении нижнего конца – сжимается. Собственный вес вертикального бруса можно рассматривать как продольную (осевую) внешнюю нагрузку, распределенную вдоль оси бруса.

Рассмотрим брус постоянного сечения, закрепленный верхним концом. Продольная сила от собственного веса в поперечном сечении бруса на расстоянии x от его нижнего конца равна весу нижележащей части бруса

$$N_x = \rho g A x, \quad (1.4)$$

где N_x – продольная сила от собственного веса, Н; ρ – плотность материала, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; A – площадь поперечного сечения бруса, м²; x – расстояние от нижнего конца стержня, м.

Напряжение от собственного веса определяется по формуле:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} = \rho g x. \quad (1.5)$$

По формулам (1.4) и (1.5) строятся эпюры N и σ с учетом знаков. Если на стержень действует дополнительная сила F , то продольная сила и нормальное напряжение определяются по формулам:

$$N_x = F + \rho g A x; \quad (1.6)$$

$$\sigma_x = \frac{F}{A} + \rho g x. \quad (1.7)$$

Полное удлинение (укорочение) стержня постоянного сечения от собственного веса определяется по формуле:

$$\Delta l = \frac{\rho g l^2}{2E}, \quad (1.8)$$

где l – длина стержня, м; E – модуль продольной упругости материала, Па.

При действии внешней силы F и собственного веса удлинение стержня определяется по формуле:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} + \frac{\rho gl^2}{2E}. \quad (1.9)$$

В формулах (1.7) и (1.9) физический смысл первого слагаемого – напряжение и удлинение от внешней силы, второго – напряжение и удлинение от собственного веса.

Перемещение любого поперечного сечения бруса, закрепленного верхним концом, равно удлинению части бруса, лежащей над сечением, и равно сумме удлинений под действием собственного веса верхней части, нижней части бруса и внешней силы.

Рассмотрим подробнее решение типовой задачи.

Пример 1.2.

Для стального бруса переменного сечения (рис. 1.3, а) с учетом собственного веса и при продольной нагрузке F требуется:

1. Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса.
2. Найти полное удлинение (укорочение) бруса.
3. Определить перемещение сечения I-I.

Исходные данные: $A = 20 \text{ см}^2$; $a = 1,0 \text{ м}$; $b = 1,5 \text{ м}$; $c = 1,0 \text{ м}$; $F = 40 \text{ кН}$.

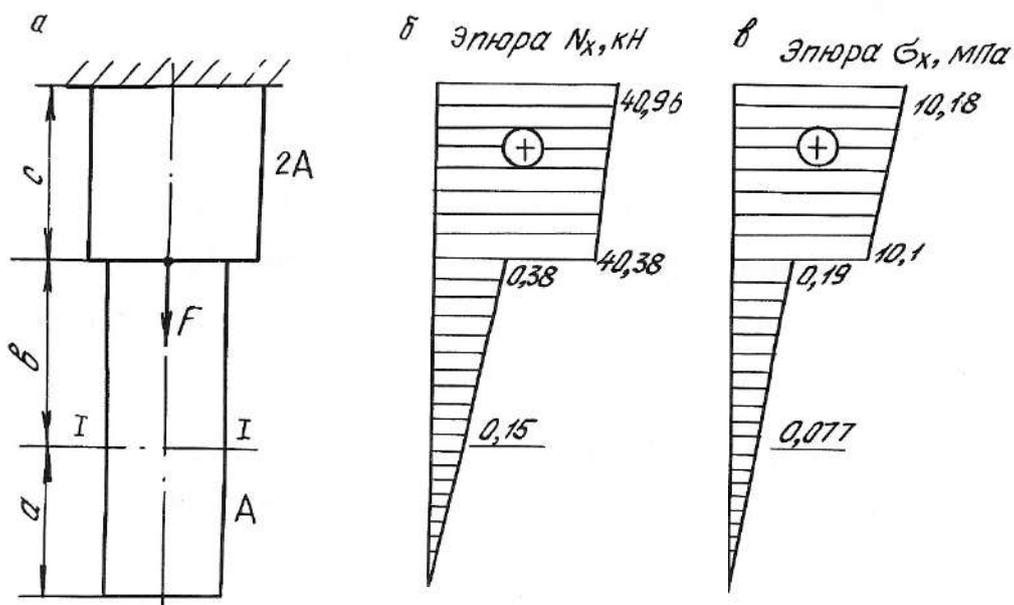


Рис. 1.3.

Решение.

Определим продольную силу и нормальное напряжение в поперечном сечении по формулам (1.6) и (1.7):

а) на участке длиной a (нижний участок): $0 \leq x \leq 1,0$ м;

$$N_x = \rho g A x;$$

$$\sigma_x = \rho g x.$$

При $x = 0$ $N_x = 0,$
 $\sigma_x = 0.$

При $x = 1$ м $N_x = 7850 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 10^{-4} \cdot 1 = 150 \text{ Н} = 0,15 \text{ кН};$
 $\sigma_x = 7850 \cdot 9,81 \cdot 1 = 80000 \text{ Па} = 0,08 \text{ МПа}.$

б) на участке длиной b (средний участок): $1,0 \leq x \leq 2,5$ м;

$$N_x = Q_a + \rho g A (x - a);$$

$$\sigma_x = \frac{Q_a}{A} + \rho g (x - a);$$

где $Q_a = \rho g A a = 0,15$ кН – вес нижнего участка бруса; для среднего участка он играет роль внешней силы.

При $x = 1,0$ м; $N_x = Q_a = 0,15$ кН;
 $\sigma_x = 0,08$ МПа.

При $x = 2,5$ м; $N_x = 0,15 + 7850 \cdot 9,81 \cdot 20 \cdot 10^{-4} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 0,38$ кН;
 $\sigma_x = 0,08 + 7850 \cdot 9,81 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6} = 0,19$ МПа.

в) на участке длиной c (верхний участок): $2,5 \leq x \leq 3,5$ м;

$$N_x = Q_a + Q_b + F + \rho g 2A (x - a - b);$$

$$\sigma_x = \frac{Q_a + Q_b + F}{2A} + \rho g (x - a - b),$$

где $Q_b = \rho g A b = 0,23$ кН – вес среднего участка бруса.

При $x = 2,5$ м; $N_x = 0,15 + 0,23 + 40 + 7850 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 10^{-7} = 40,38$ кН;
 $\sigma_x = 10,1$ МПа.

При $x = 3,5$ м; $N_x = 0,15 + 0,23 + 40 + 7850 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 20 \cdot 1,5 \cdot 10^{-7} = 40,96$ кН;
 $\sigma_x = 10,18$ МПа.

Строим эпюры N_x (рис. 1.3, б) и σ_x (рис. 1.3, в).

Определим полное удлинение стержня по формуле (1.9). Полное удлинение складывается из удлинений каждого участка бруса под действием внешних сил и собственного веса.

$$\Delta l = \Delta a + \Delta b + \Delta c ;$$

где $\Delta a = \frac{\rho g a^2}{2E} = \frac{7850 \cdot 9,81 \cdot 1^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 0,19 \cdot 10^{-6} \text{ м};$

$$\Delta b = \frac{Q_a \cdot b}{EA} + \frac{\rho g b^2}{2E} = \frac{0,15 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 20 \cdot 10^{-4}} + \frac{7850 \cdot 9,81 \cdot 1,5^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} =$$

$$= 0,56 \cdot 10^{-6} + 0,43 \cdot 10^{-6} = 0,99 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$\Delta c = \frac{(Q_a + Q_b + F)c}{E \cdot 2A} + \frac{\rho g c^2}{2E} = \frac{(0,15 + 0,23 + 40) \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} + \frac{7850 \cdot 9,81 \cdot 1^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} =$$

$$= 50,48 \cdot 10^{-6} + 0,19 \cdot 10^{-6} = 50,67 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$\Delta l = 0,19 \cdot 10^{-6} + 0,99 \cdot 10^{-6} + 50,67 \cdot 10^{-6} = 51,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Перемещение сечения I-I равно удлинению лежащей над сечением части бруса, т. е.

$$\delta_{I-I} = \Delta c + \Delta b = 0,99 \cdot 10^{-6} + 50,67 \cdot 10^{-6} = 51,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

1.2. Напряженное состояние материала в точке

Напряженным состоянием называют совокупность напряжений, действующих по всевозможным площадкам, проведенным через данную точку. В различных точках тела напряженное состояние неоднородно и определить все значения возникающих напряжений затруднительно. В связи с этим в сопротивлении материалов точку рассматривают в виде элементарного параллелепипеда с гранями $dx \cdot dy \cdot dz$. При этом считается, что возникающие напряжения на гранях и в наклонных сечениях распределяются равномерно. Нормальные напряжения на гранях обозначаются: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, а касательные: $\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{zy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}, \tau_{zx}$. Двойной индекс при касательных напряжениях указывает на направление и плоскость, где они действуют. Например, индексы при напряжении τ_{xy} означают, что x – направление действия этого напряжения по оси x ; y – это напряжение возникает в плоскости, нормаль к которой параллельна оси y .

Во взаимно перпендикулярных сечениях касательные напряжения равны по величине и противоположны по знаку. Это свойство касательных напряжений называется **законом парности касательных напряжений**

$$-\tau_{xy} = \tau_{yx}.$$

Рассматриваемый параллелепипед в теле стержня можно сориентировать таким образом, что по его граням будут действовать только нормальные напряжения, а касательные будут равны нулю. В этом случае грани будут называться главными площадками, а действующие на них нормальные напряжения – главными напряжениями. По количеству главных напряжений, возникающих одновременно на главных площадках, различают три вида напряженного состояния точки упругого тела: линейное, плоское и объемное. Главные напряжения обозначаются: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Принято считать, что $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. Наиболее часто встречается плоское напряженное состояние материала.

Для правильной оценки опасности, угрожающей прочности стержня, необходимо знать полностью его напряженное состояние. Это требует умение вычислять напряжения не только по сечениям, перпендикулярным оси стержня, но и по наклонным сечениям.

Напряжения в наклонных сечениях, нормаль к которым с осью x составляет угол α , определяются по следующим формулам:

$$\sigma_\alpha = \sigma_x \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha - \tau_{yx} \sin 2\alpha; \quad (1.10)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{yx} \cos 2\alpha, \quad (1.11)$$

Для сечений, проходящих под углом $\beta = \alpha + 90^\circ$, возникающие напряжения определяются по формулам:

$$\sigma_\beta = \sigma_x \sin^2 \alpha + \sigma_y \cos^2 \alpha + \tau_{yx} \sin 2\alpha; \quad (1.12)$$

$$\tau_\beta = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha - \tau_{yx} \cos 2\alpha, \quad (1.13)$$

Угол α положительный, если он отсчитан в направлении от оси x к оси y по кратчайшему угловому пути, против хода часовой стрелки.

Нормальное напряжение σ_α считается положительным, если его направление совпадает с направлением внешней нормали к наклонной площадке. Положительное направление τ_α образовано поворотом внешней нормали к наклонной площадке на угол 90° по ходу часовой стрелки.

Противоположные направления σ_α и τ_α следует считать отрицательными.

Площадки, где действуют экстремальные нормальные напряжения и нет касательных напряжений, называются главными площадками, а напряжения, действующие на главных площадках – главными напряжениями. Они обозначаются: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, причем $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ и определяются по следующим формулам:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 = \frac{1}{2} \left[(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2} \right]; \quad (1.14)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 = \frac{1}{2} \left[(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2} \right]. \quad (1.15)$$

Положение главных площадок определяется углом наклона α_0

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{-2\tau_{yx}}{\sigma_x - \sigma_y}, \quad (1.16)$$

Наибольшие касательные напряжения действуют на площадках под углом 45°

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2}. \quad (1.17)$$

Пример 1.3.

Стальной кубик находится под действием сил, создающих плоское напряженное состояние: $\sigma_x = 80$ МПа; $\alpha = 30^\circ$; $\tau_{xy} = 10$ МПа (рис. 1.4). Требуется найти:

1. Главные напряжения и положение главных площадок.

2. Максимальные касательные напряжения.

3. Определить аналитически величины нормальных σ_α и касательных τ_α напряжений, действующих на площадках, нормаль, к которой составляет угол α с горизонтальной осью x . Показать на чертеже заданный элемент и направления соответствующих напряжений.

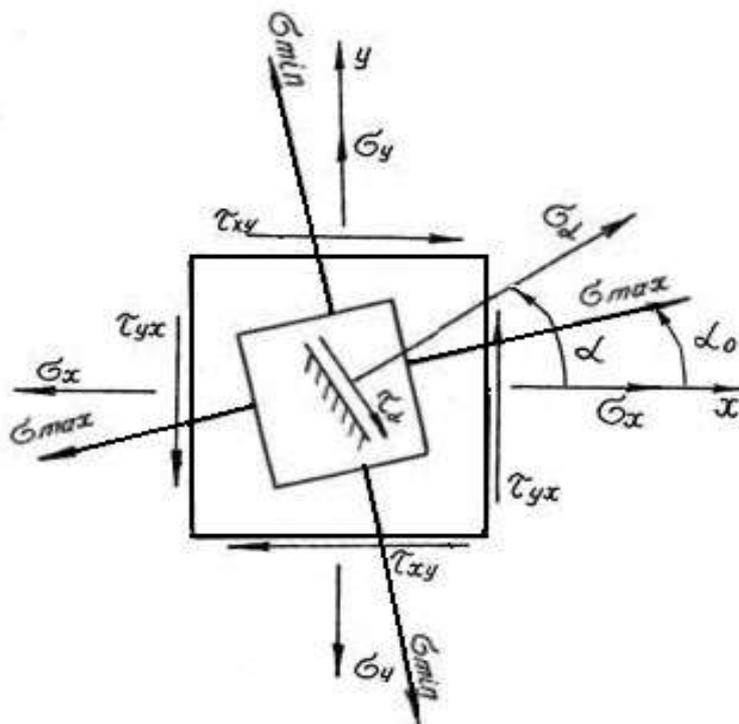


Рис. 1.4.

Решение.

Определим главные напряжения

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left[(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2} \right] = \frac{1}{2} \left[(80 + 20) + \sqrt{(80 - 20)^2 + 4 \cdot 10^2} \right] = \\ = \frac{1}{2} [100 + 63,6] = 81,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2} \left[(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{yx}^2} \right] = \frac{1}{2} \left[(80 + 20) - \sqrt{(80 - 20)^2 + 4 \cdot 10^2} \right] = \\ = \frac{1}{2} [100 - 63,6] = 18,2 \text{ МПа}.$$

Найдем положение главных площадок

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau_{yx}}{\sigma_x - \sigma_y} = \frac{-2 \cdot (-10)}{80 - 20} = 0,333; \quad 2\alpha_0 = 18^\circ 24'; \quad \alpha_0 = 9^\circ 12'.$$

Определим аналитически величины σ_α и τ_α , действующие на площадке, нормаль к которой составляет угол 30° с горизонтальной осью (см. рис. 1.4.)

$$\sigma_\alpha = \sigma_x \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha - \tau_{yx} \sin 2\alpha = 80 \cdot 0,866^2 + 20 \cdot 0,5^2 - (-10) \cdot 0,866 = \\ = 73,65 \text{ МПа};$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{yx} \cos 2\alpha = \frac{80 - 20}{2} 0,866 + (-10) \cdot 0,5 = 20,98 \text{ МПа}.$$

Вектор максимальных главных напряжений σ_{\max} всегда проходит через те четверти осей координат, в которых стрелки касательных напряжений сходятся.

1.3. Статически неопределимые стержневые системы

Статически неопределимыми системами называют такие системы, у которых реакции или все внутренние суммарные силовые факторы, возникающие в сечениях их элементов при действии произвольной нагрузки, не могут быть определены из уравнений равновесия статики.

Равновесие плоской стержневой системы обеспечивается тремя опорными направлениями. Всякое закрепление сверх трех опорных направлений является «лишним» с точки зрения равновесия системы, что делает ее *статически неопределимой*. Термин «лишние» является условным. Постановка дополнительных опорных закреплений производится с целью уменьшения деформации, веса конструкции или с целью увеличения ее грузоподъемности.

Расчет статически неопределимой системы начинается с определения степени статической неопределимости системы, которая равна числу «лишних» связей (число неизвестных сил минус три – число уравнений статики для плоской системы).

Определение усилий в статически неопределимой системе связано с необходимостью составления дополнительных уравнений – уравнений совместности деформаций. Число этих уравнений должно быть равно степени статической неопределимости стержневой системы.

Уравнения совместности деформаций устанавливают геометрические зависимости между упругими перемещениями отдельных элементов при соблюдении равновесия всей системы в целом.

Геометрическая схема деформаций должна рассматриваться не с точки зрения обычной геометрии, а на основе кинематики малых перемещений, с учетом того, что траектории отдельных точек элементов являются прямыми линиями.

Решение статически неопределимых систем необходимо производить в следующей последовательности:

1. Заданную систему освободить от наложенных на нее связей, действие которых заменяется реакциями, и составить уравнения статики;
2. Определить степень статической неопределимости системы;
3. По числу «лишних» неизвестных составить дополнительные уравнения из условия совместности деформаций. В уравнениях упругие деформации выразить через усилия по закону Гука в развернутом виде по формуле (1.3);
4. Решить совместно уравнения равновесия статики и дополнительные уравнения, определяя усилия в элементах конструкций;
5. Исходя из условия задачи и на основании условия прочности, определить поперечные размеры стержней.

Рассмотрим подробнее пример расчета статически неопределимой системы.

Пример 1.4.

Для статически неопределимой системы (рис. 1.5), состоящей из жесткой невесомой балки AB и стальных стержней 1 и 2, соединенных с ней шарнирно, требуется:

1. Определить усилия, возникающие в стержне от действия силы F .
2. Подобрать сечение стержней из двух равнобоких уголков, каждое при $A_2 : A_1 = 2$; $F = 180$ кН; $a = 2,0$ м; $b = 1,0$ м; $h = 2,0$ м.

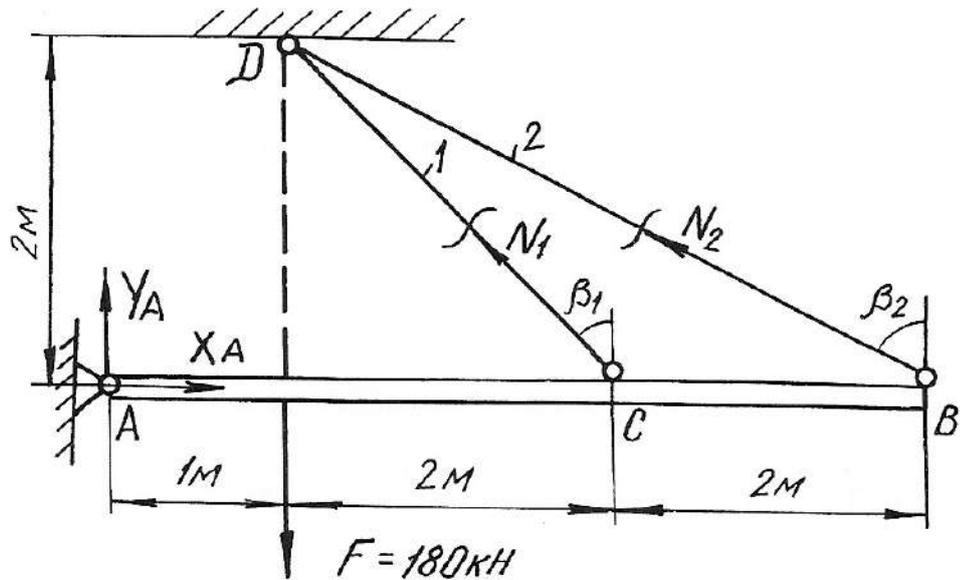


Рис. 1.5.

Решение.

Перед началом решения по приведенному плану определяем геометрические параметры системы

$$l_1 = DC = \sqrt{4 + 4} = 2,83 \text{ м}; \quad \beta_1 = 45^\circ;$$

$$l_2 = DB = \sqrt{4 + 16} = 4,47 \text{ м}; \quad \sin\beta_2 = \frac{4}{4,47} = 0,89;$$

Далее освобождаем брус AB от наложенных связей, заменяя их действие реакциями X_A, Y_A, N_1, N_2 . Так как на балку AB действуют четыре неизвестные силы, то одна связь «лишняя», т. е. задача является однажды статически неопределимой.

Из трех уравнений равновесия достаточно записать только одно уравнение, не содержащее X_A, Y_A , определение которых не ставится в задаче,

$$\sum M_A = 0; \quad -F \cdot 1 + N_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot 3 + N_2 \cdot \cos\beta_2 \cdot 5 = 0;$$

$$-180 + N_1 \cdot 0,707 \cdot 3 + N_2 \cdot 0,45 \cdot 5 = 0 \quad (1.18)$$

В уравнении статики два неизвестных, поэтому нужно записать еще одно дополнительное уравнение из условия совместности деформаций стержней DB и DC . Рассматривая геометрическую схему деформаций этих стержней, считаем перемещение точек B и C балки вертикальными (рис. 1.6). Из подобия треугольников ACC_1 и ABB_1 имеем:

$$\frac{AC}{AB} = \frac{CC_1}{BB_1} = \frac{3}{5}.$$

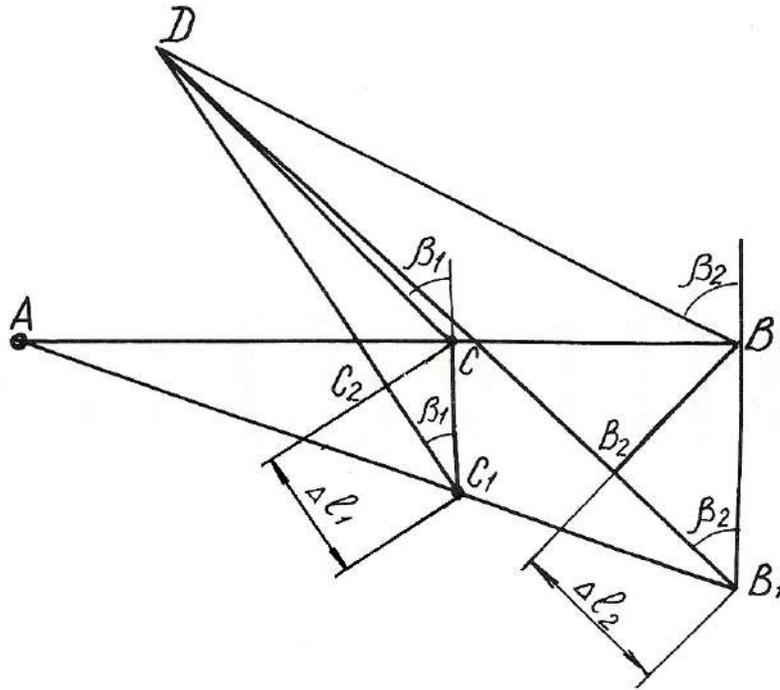


Рис. 1.6.

Учитывая, что

$$\begin{cases} CC_1 = \frac{CC_1}{\cos\beta_1} = \frac{\Delta l_1}{\cos\beta_1}; \\ BB_1 = \frac{B_1B_2}{\cos\beta_2} = \frac{\Delta l_2}{\cos\beta_2}, \end{cases}$$

получим $\frac{\Delta l_1}{\cos\beta_1} = \frac{3}{5} \cdot \frac{\Delta l_2}{\cos\beta_2}$; откуда

$$\Delta l_1 = 0,94 \cdot \Delta l_2. \quad (1.19)$$

Равенство (1.19) и есть условие совместности деформации стержней 1 и 2. Выразим деформации через усилия по закону Гука

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{EA_1} = \frac{N_1 \cdot 2,83}{EA_1}; \quad \Delta l_2 = \frac{N_2 l_2}{EA_2} = \frac{N_2 \cdot 4,74}{E \cdot 2A_1}.$$

Подставим полученные выражения в формулу (1.19)

$$\frac{N_1 \cdot 2,83}{EA_1} = 0,94 \frac{N_2 \cdot 4,74}{E \cdot 2A_1}.$$

Отсюда получим

$$2,83 \cdot N_1 - 2,10 \cdot N_2 = 0. \quad (1.20)$$

Теперь можно определить усилия N_1 и N_2 , решая совместно систему уравнений (1.18) и (1.20),

$$\begin{cases} 2,12 \cdot N_1 + 2,25 \cdot N_2 - 180 = 0; \\ 2,83 \cdot N_1 - 2,10 \cdot N_2 = 0. \end{cases}$$

Получаем $N_1 = 34,94$ кН; $N_2 = 47,08$ кН.

Подбираем сечение стержней из условий прочности:

$$A_1 \geq \frac{N_1}{\sigma_{adm}} = \frac{34,94 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 2,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2,18 \text{ см}^2;$$

$$A_2 \geq \frac{N_2}{\sigma_{adm}} = \frac{47,08 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 2,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2,94 \text{ см}^2.$$

Для площадей задано условие $A_2:A_1 = 2$. Если принять $A_1 = 2,18 \text{ см}^2$, тогда $A_2 = 4,36 \text{ см}^2$. Условие $A_2 \geq 2,94 \text{ см}^2$ выполняется.

Сечение подбираем из двух равнобоких уголков по ГОСТ 8509-93 (табл. П. 3).

Для первого стержня подбираем два уголка №2 (20x20x3 мм) с площадью сечения $1,13 \text{ см}^2$. Для второго стержня принимаем два уголка №4 (40x40x3 мм) с площадью сечения $2,35 \text{ см}^2$.

Полные площади сечений будут равны $A_1 = 2,26 \text{ см}^2$; $A_2 = 4,70 \text{ см}^2$.

Проверим отношение площадей:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{4,70}{2,26} = 2,08.$$

Отклонение $\delta = \frac{2,08 - 2}{2} 100 \% = 3,98 \%$.

Погрешность допустимая.

Пример 1.5. Монтажная задача

Для статически неопределимой системы (рис. 1.7), состоящей из жесткой невесомой балки AB и стальных стержней 1 и 2, соединенных с ней шарнирно, требуется определить дополнительные усилия в стержнях конструкции, если стержень 2 изготовлен короче проектного размера на $\Delta = 5 \cdot 10^{-3}$ м при $A_2 : A_1 = 2$; $a = 2,0$ м; $b = 1,0$ м; $h = 2,0$ м.

При сборке стержни деформируются: стержень 2 – растянется, стержень 1 – сожмется. В соответствии с этим покажем направления дополнительных усилий N_1' и N_2' (см. рис. 1.7), возникающих после сборки конструкции.

Для определения усилий воспользуемся уравнением статики

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; \quad & -N_1' \cdot \cos\beta_1 \cdot 3 + N_2' \cdot \cos\beta_2 \cdot 5 = 0; \\ & -2,12N_1' + 2,25N_2' = 0. \end{aligned} \quad (1.21)$$

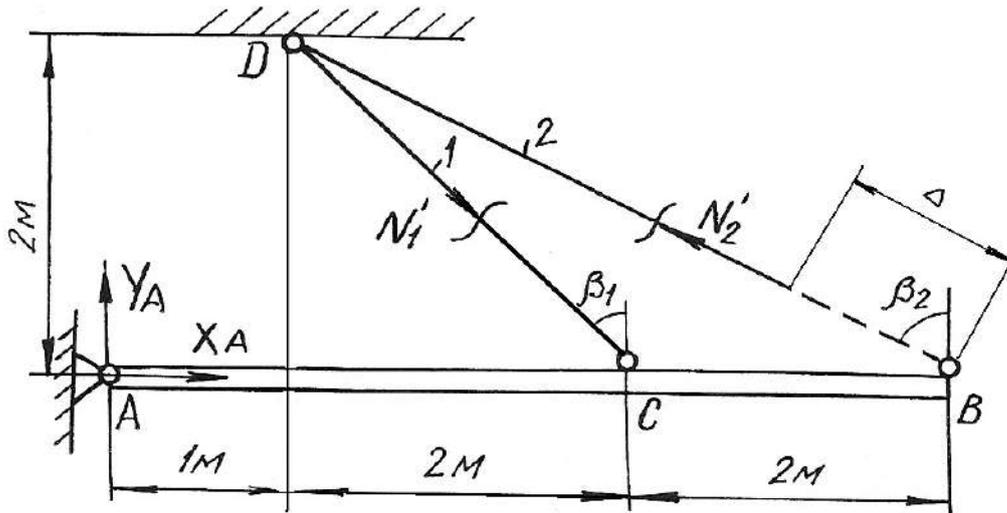


Рис. 1.7.

Уравнение одно, неизвестных два, следовательно, система один раз статически неопределима. Запишем дополнительно условие совместности деформаций. Рассмотрим картину деформаций стержней (см. рис. 1.8). Из подобия треугольников AC_1C и AB_1B получим $\frac{AC}{AB} = \frac{C_1C}{B_1B} = \frac{3}{5}$.

Учитывая соотношение $C_1C = \frac{CC_2}{\cos\beta_1} = \frac{\Delta l_1}{\cos\beta_1}$; $B_1B = \frac{B_2B}{\cos\beta_2} = \frac{\Delta - \Delta l_2}{\cos\beta_2}$,

получаем $\frac{\Delta l_1}{0,707} = \frac{3}{5} \cdot \frac{\Delta - \Delta l_2}{0,45}$; $\Delta l_1 = 0,94(\Delta - \Delta l_2)$. (1.22)

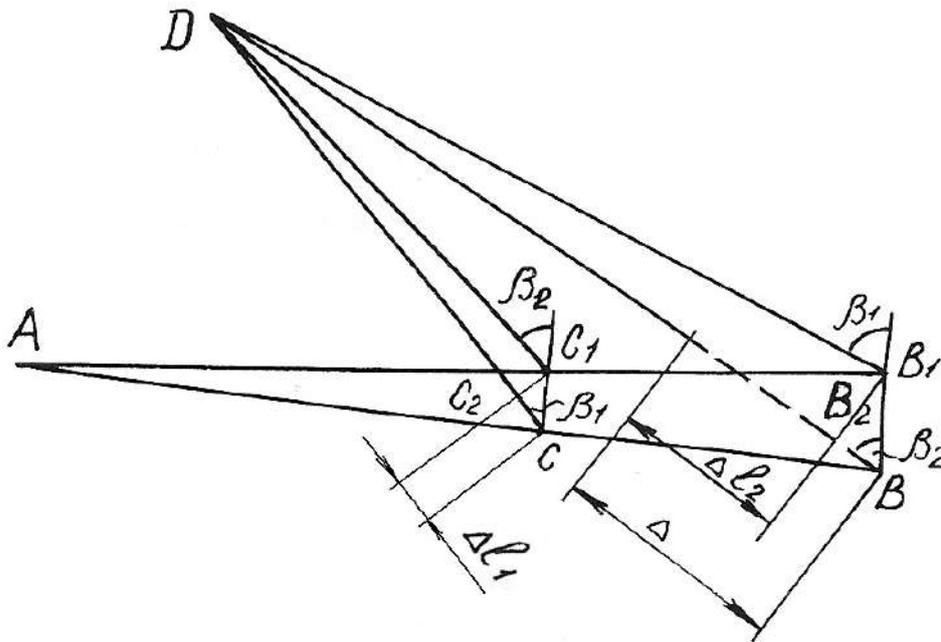


Рис. 1.8.

Выражение (1.22) – условие совместности деформаций стержней 1 и 2. Выражая деформацию через усилия по закону Гука, получим

$$\frac{N_1' l_1}{EA_1} + \frac{0,94 \cdot N_2' l_2}{EA_2} = 0,94 \cdot \Delta$$

или

$$1,25 \cdot N_1' + 0,894 \cdot N_2' = 94 \quad (1.23)$$

Решая совместно систему уравнений (1.21) и (1.23), определяем усилия N_1' и N_2'

$$N_1' = 42,75 \text{ кН}; N_2' = 45,36 \text{ кН}.$$

Пример 1.6.

Стержень длиной $l = 800$ мм, заделанный обоими концами, подвергается действию двух сосредоточенных сил $F_1 = 100$ кН и $F_2 = 150$ кН (рис. 1.9, а). Определить напряжения, возникающие в различных сечениях стержня, и проверить его прочность, если допускаемое напряжение $\sigma_{adm} = 140$ МПа. Площадь поперечного сечения $A = 10 \text{ см}^2$, $l_1 = 200$ мм и $l_2 = 600$ мм.

Решение.

Обозначим реакции в заделках стержня через R_A и R_B . На стержень действует система сил, направленных вдоль одной прямой. Для такой системы статика дает одно уравнение равновесия

$$\sum Y = 0; R_A - F_1 - F_2 + R_B = 0,$$

откуда $R_A + R_B = F_1 + F_2$. (1.24)

Для составления уравнения совместности деформаций мысленно отбросим нижнюю заделку и заменим ее действие на стержень реакцией R_B , т. е. приложим к сечению B (к нижнему торцовому сечению) такую силу, которая оказывает на стержень воздействие, полностью аналогичное воздействию заделки. Таким образом, изображенная система эквивалентна заданной системе и, поскольку в заданной системе перемещение сечения B равно нулю, то и для второй системы (рис. 1.9, б) должно соблюдаться то же условие

$$\delta_B = 0. \quad (1.25)$$

Для определения вида левой части записанного равенства используем принцип независимости действия сил, т. е. вычислим перемещение сечения B как сумму перемещений, вызванных каждой силой F_1 , F_2 и R_B в отдельности

$$\delta_B = \delta_{F_1} + \delta_{F_2} + \delta_{R_B}.$$

Под действием одной лишь силы F_1 деформируется только верхняя часть стержня, нижняя и средняя части перемещаются как твердое тело. Таким образом, перемещение сечения B , вызванное силой F_1 , равно удлинению верхней части стержня

$$\delta_{F_1} = \frac{F_1 l_1}{EA}.$$

Аналогично установим, что перемещение сечения B от действия силы F_2 , равно удлинению верхней и средней частей

$$\delta_{F_2} = \frac{F_2 l_2}{EA}.$$

Наконец, перемещение сечения B от действия силы R_B равно укорочению всего стержня

$$\delta_{R_B} = \frac{R_B l}{EA}.$$

Суммируя полученные величины и приравнявая сумму нулю согласно равенству (1.25), получим уравнение совместности деформаций,

$$\frac{F_1 l_1}{EA} + \frac{F_2 l_2}{EA} - \frac{R_B l}{EA} = 0,$$

откуда
$$R_B = \frac{F_1 l_1 + F_2 l_2}{l} = \frac{100 \cdot 0,2 + 150 \cdot 0,6}{0,8} = 137,5 \text{ кН}.$$

Подставив значение реакции R_B в уравнение равновесия (1.24), определим значение реакции в точке A :

$$\begin{aligned} R_A = F_1 + F_2 - R_B &= F_1 + F_2 - \frac{F_1 l_1 + F_2 l_2}{l} = \frac{(F_1 + F_2)l - (F_1 l_1 + F_2 l_2)}{l} = \\ &= \frac{(100 + 150) \cdot 0,8 - (100 \cdot 0,2 + 150 \cdot 0,6)}{0,8} = 112,5 \text{ кН}. \end{aligned}$$

На рис. 1.9, в приведена эпюра продольных сил, в соответствии с которой определяем напряжения на различных участках стержня.

В поперечных сечениях верхней части стержня

$$\sigma^{(1)} = \frac{N_1}{A} = \frac{112,5 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = 112,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 112,5 \text{ МПа};$$

в поперечных сечениях средней части

$$\sigma^{(2)} = \frac{N_2}{A} = \frac{12,5 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = 12,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12,5 \text{ МПа},$$

а в нижней части

$$\sigma^{(3)} = \frac{N_3}{A} = -\frac{137,5 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-4}} = -137,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = -137,5 \text{ МПа}.$$

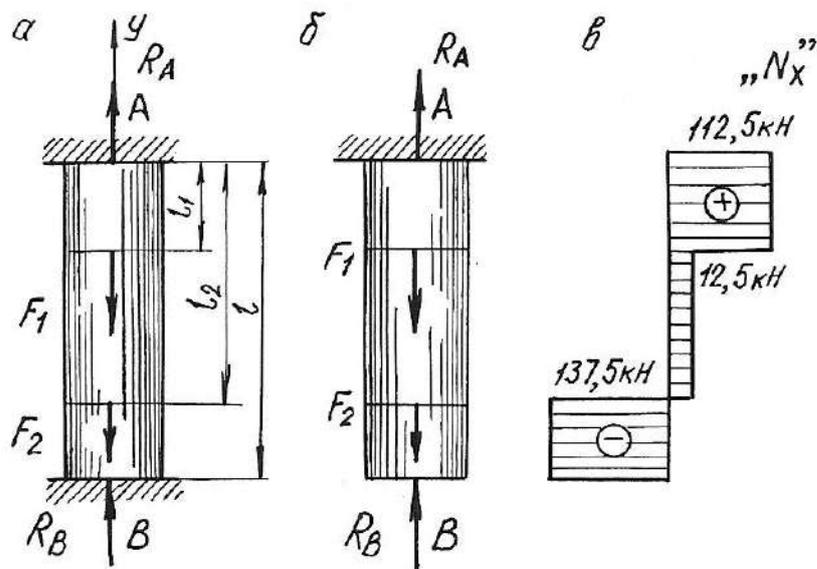


Рис. 1.9.

Наиболее напряженными, как видно из расчетов, являются поперечные сечения нижней части стержня. Это напряжение используем для проверки стержня на прочность:

$$|\sigma^{(3)}| = 137,5 \text{ МПа} < \sigma_{\text{adm}} = 140 \text{ МПа},$$

т. е. условие прочности выполняется.

Пример 1.7. Температурная задача

Определить допускаемое повышение температуры составного стержня (рис. 1.10.) из условия, чтобы напряжения сжатия не превышали в стальной части $\sigma_c = 120$ МПа, в медной $\sigma_M = 60$ МПа и в алюминиевой $\sigma_a = 70$ МПа. (линейные размеры на рисунке приведены в мм).

Решение.

Площади поперечных сечений ступеней стержня

$$A_M = \frac{\pi(50 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1963 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$A_a = \frac{\pi(40 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1257 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$A_c = \frac{\pi(30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 707 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

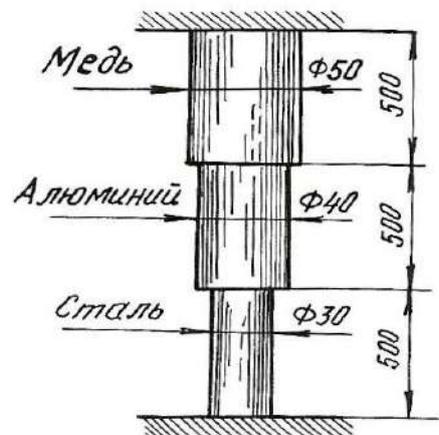


Рис. 1.10.

Продольные силы, при которых напряжения в ступенях будут равны заданным величинам, должны быть следующими:

$$N_M = A_M \cdot \sigma_M = 1963 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 10^6 = 118000 \text{ Н} = 118 \text{ кН};$$

$$N_a = A_a \cdot \sigma_a = 1257 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \cdot 10^6 = 88000 \text{ Н} = 88 \text{ кН};$$

$$N_c = A_c \cdot \sigma_c = 707 \cdot 10^{-6} \cdot 120 \cdot 10^6 = 84800 \text{ Н} = 84,8 \text{ кН}.$$

Величина продольной силы не одинакова для всего стержня, следовательно, в качестве допускаемой продольной силы должно быть принято меньшее из трех полученных значений, а именно $N = N_c = 84,8 \text{ кН}$.

Длина стержня в результате заземления обоих концов остается при изменении температуры неизменной. Следовательно, удлинение стержня в результате повышения температуры должно равняться полученному упругому укорочению

$$\Delta l_t = \Delta l = l_M \alpha_M \Delta t + l_a \alpha_a \Delta t + l_c \alpha_c \Delta t = l(\alpha_M + \alpha_a + \alpha_c) \Delta t,$$

где $\alpha_M, \alpha_a, \alpha_c$ – соответствующие коэффициенты теплового линейного расширения.

$$\Delta l = \Delta l_M = \Delta l_a = \Delta l_c = \frac{N l_M}{E_M A_M} + \frac{N l_a}{E_a A_a} + \frac{N l_c}{E_c A_c} = N l \left(\frac{1}{E_M A_M} + \frac{1}{E_a A_a} + \frac{1}{E_c A_c} \right);$$

$$l(\alpha_M + \alpha_a + \alpha_c) \Delta t = N l \left(\frac{1}{E_M A_M} + \frac{1}{E_a A_a} + \frac{1}{E_c A_c} \right),$$

$$\text{откуда } \Delta t = \frac{N \left(\frac{1}{E_M A_M} + \frac{1}{E_a A_a} + \frac{1}{E_c A_c} \right)}{\alpha_M + \alpha_a + \alpha_c}.$$

Подставим численные значения величин и произведем вычисления

$$\Delta t = \frac{84800 \left[\frac{1}{1 \cdot 10^{11} \cdot 1963 \cdot 10^{-6}} + \frac{1}{0,7 \cdot 10^{11} \cdot 1257 \cdot 10^{-6}} + \frac{1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 707 \cdot 10^{-6}} \right]}{16,5 \cdot 10^{-6} + 25 \cdot 10^{-6} + 12,5 \cdot 10^{-6}} = 36^\circ.$$

Далее определим напряжения в поперечных сечениях стержня при повышении температуры на 36°

$$\sigma_M = -\frac{N}{A_M} = -\frac{84800}{1963 \cdot 10^{-6}} = -43 \cdot 10^6 \text{ Па} = -43 \text{ МПа},$$

$$\sigma_a = -\frac{N}{A_a} = -\frac{84800}{1257 \cdot 10^{-6}} = -67,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = -67,5 \text{ МПа},$$

$$\sigma_c = -120 \text{ МПа}.$$

1.4. Задания для расчетов стержней с учетом собственного веса

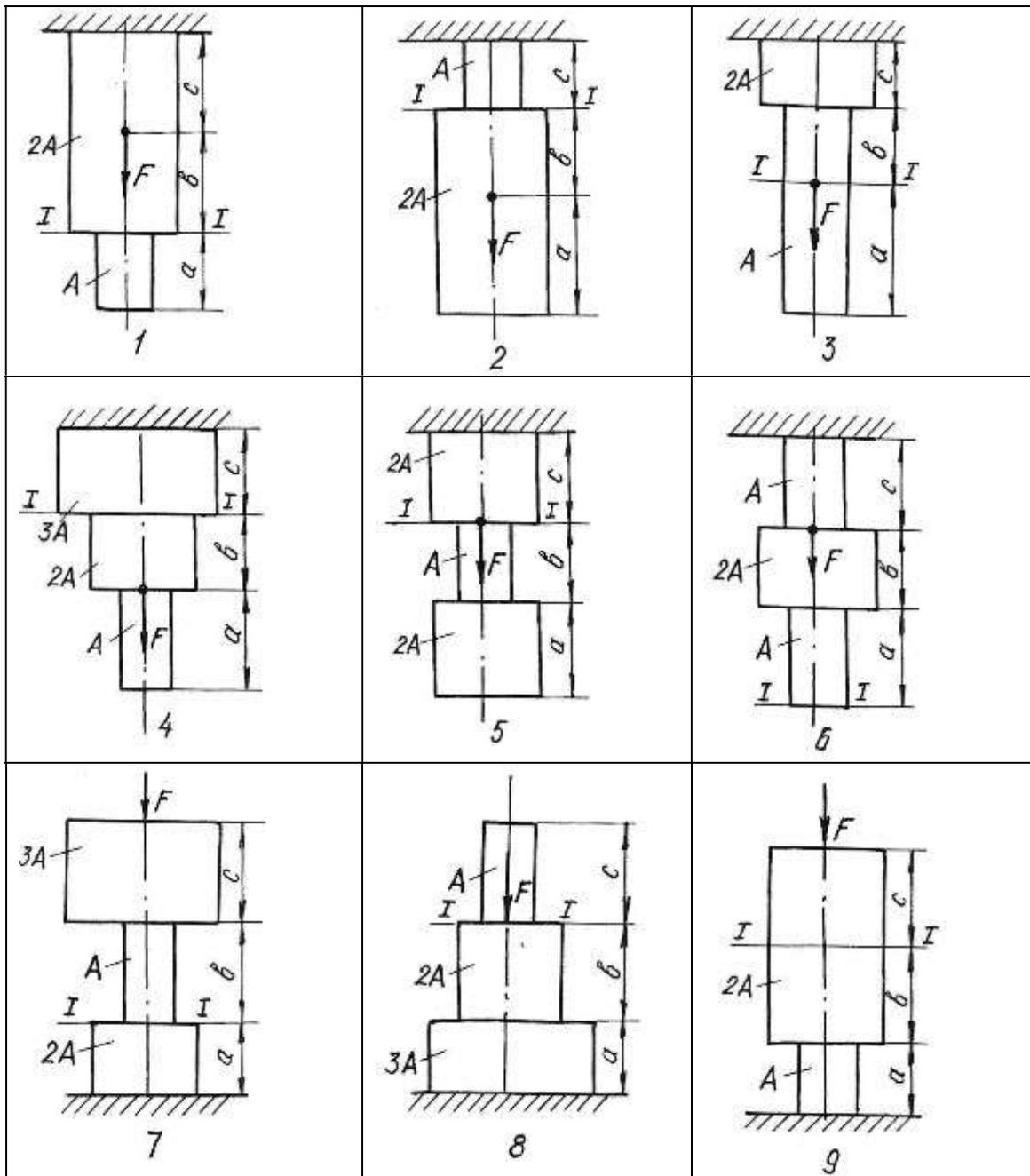
Для стального бруса с учетом собственного веса и при продольной нагрузке F (табл. 1.1.) требуется по указанной схеме (табл. 1.2.):

1. Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса.
2. Найти полное удлинение (укорочение) бруса для геометрических размеров, приведенных в табл. 1.1. Плотность стали $\rho=7850 \text{ кг/см}^3$; ускорение силы тяжести $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.
3. Определить перемещение сечений I-I.

Таблица 1.1

Номер варианта	$a, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	$c, \text{ м}$	$F, \text{ кН}$	$A, \text{ см}^2$
1	1,5	1,0	2,0	30	20
2	1,0	1,5	2,0	40	30
3	2,0	1,0	2,0	50	40
4	2,0	1,0	1,5	60	18
5	2,0	1,5	1,5	20	24
6	1,5	1,0	2,0	40	28
7	1,5	1,0	1,0	50	30
8	1,0	1,5	2,0	50	32
9	1,5	1,0	1,5	60	12
10	2,0	1,0	1,5	70	14
11	1,0	2,0	1,0	20	15
12	2,0	2,0	1,0	40	18
13	1,0	1,5	1,0	30	20
14	1,4	1,0	1,0	40	24
15	1,0	3,0	1,0	50	28
16	1,0	2,0	1,0	40	30
17	1,2	1,0	2,4	70	32
18	2,0	1,5	2,0	60	20
19	2,6	1,0	1,7	60	18
20	2,0	1,0	1,5	50	22
21	1,5	1,8	1,4	40	15
22	2,0	1,0	1,4	30	16
23	1,2	1,2	1,2	20	20
24	1,5	1,0	2,0	10	16
25	1,4	2,0	1,0	40	18

Расчетные схемы бруса



1.5. Задания для определения напряжений при плоском напряженном состоянии

Стальной кубик находится под действием сил, создающих плоское напряженное состояние (рис. 1.11.). Показать на рисунке элемент и направления напряжений в соответствии с вариантом задания.

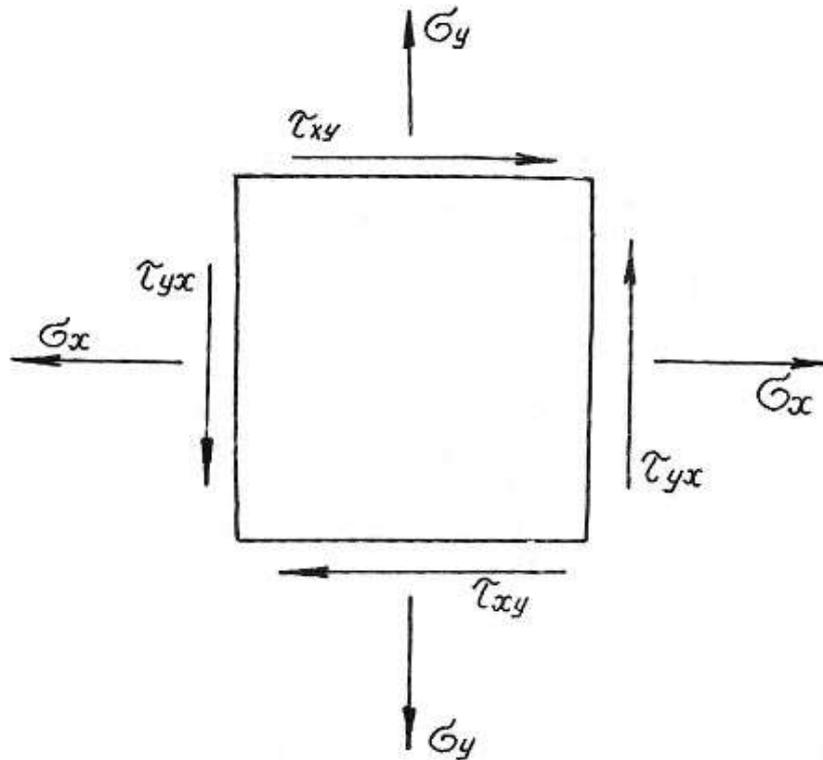


Рис. 1.11.

Требуется найти:

1. Главные напряжения и положение главных площадок.
2. Максимальные касательные напряжения.
3. Определить аналитически величины нормальных σ_α и касательных напряжений τ_α , действующих на площадках, нормаль к которым составляет угол α с горизонтальной осью x .

Данные приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Номер варианта	σ_x , МПа	σ_y , МПа	τ_{xy} , МПа	α , град
1	40,0	-20,0	-10,0	30
2	12,0	10,0	-80,0	-45
3	-10,0	-14,0	-12,0	15
4	15,0	12,0	90,0	30
5	20,0	-40,0	80,0	15
6	-12,0	10,0	-80,0	45
7	20,0	-2,0	10,0	-30
8	80,0	10,0	-60,0	45
9	12,0	14,0	10,0	30
10	-14,0	-10,0	50,0	15
11	20,0	10,0	-80,0	-45
12	30,0	-50,0	-10,0	60
13	-25,0	10,0	50,0	15
14	16,0	80,0	10,0	30
15	18,0	-10,0	10,0	-30
16	22,0	12,0	-90,0	45
17	-16,0	-12,0	10,0	20
18	10,0	80,0	-60,0	-20
19	25,0	-25,0	10,0	30
20	-10,0	10,0	60,0	60
21	12,0	10,0	-60,0	20
22	18,0	-10,0	-12,0	45
23	-40,0	30,0	20,0	30
24	50,0	-60,0	10,0	-30
25	45,0	35,0	15,0	-45

1.6. Задания для расчета статически неопределимых стержневых систем

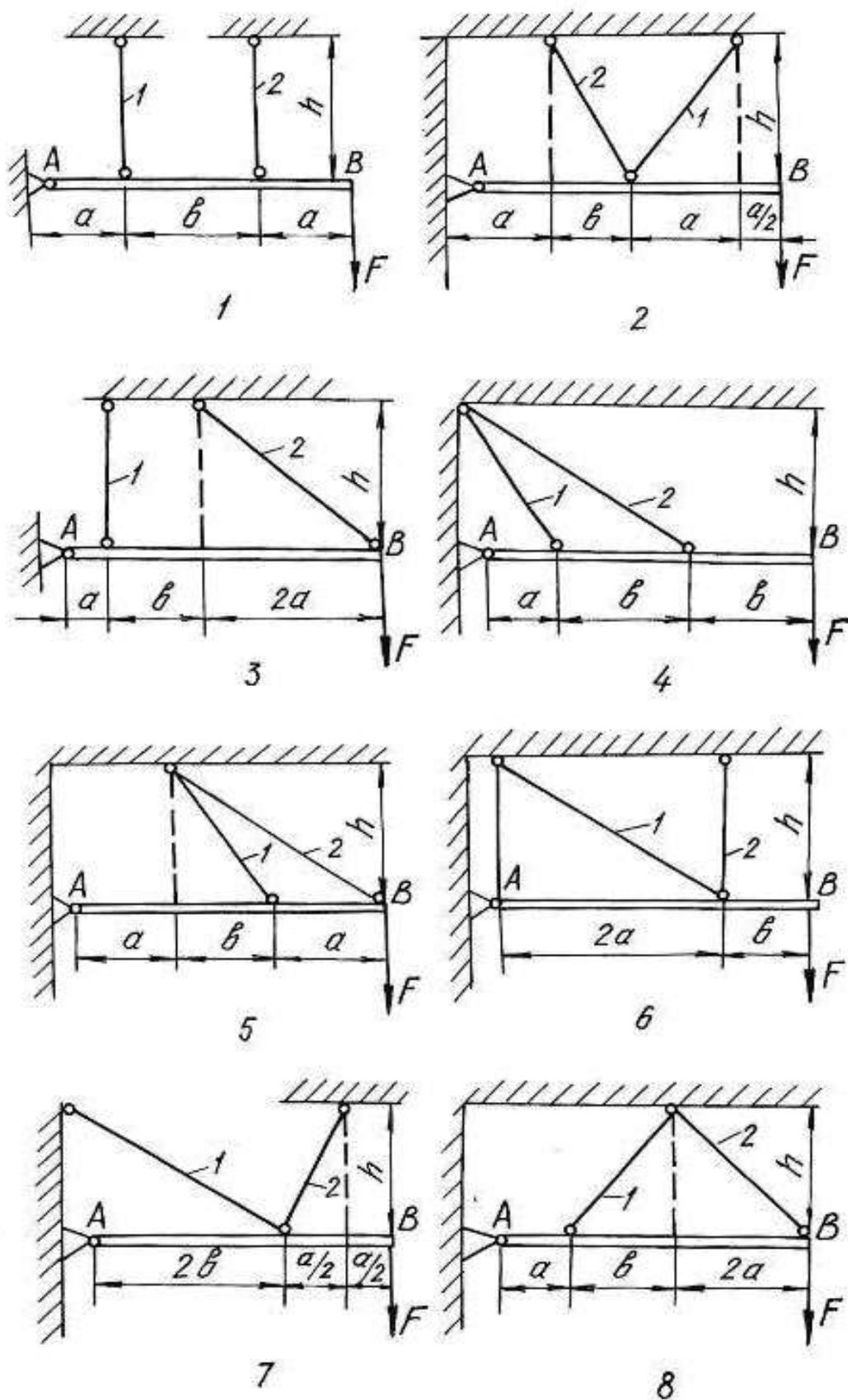
Для статически неопределимой системы, состоящей из жесткой невесомой балки и стальных стержней 1 и 2, соединенных с ней шарнирно (табл.1.4), требуется:

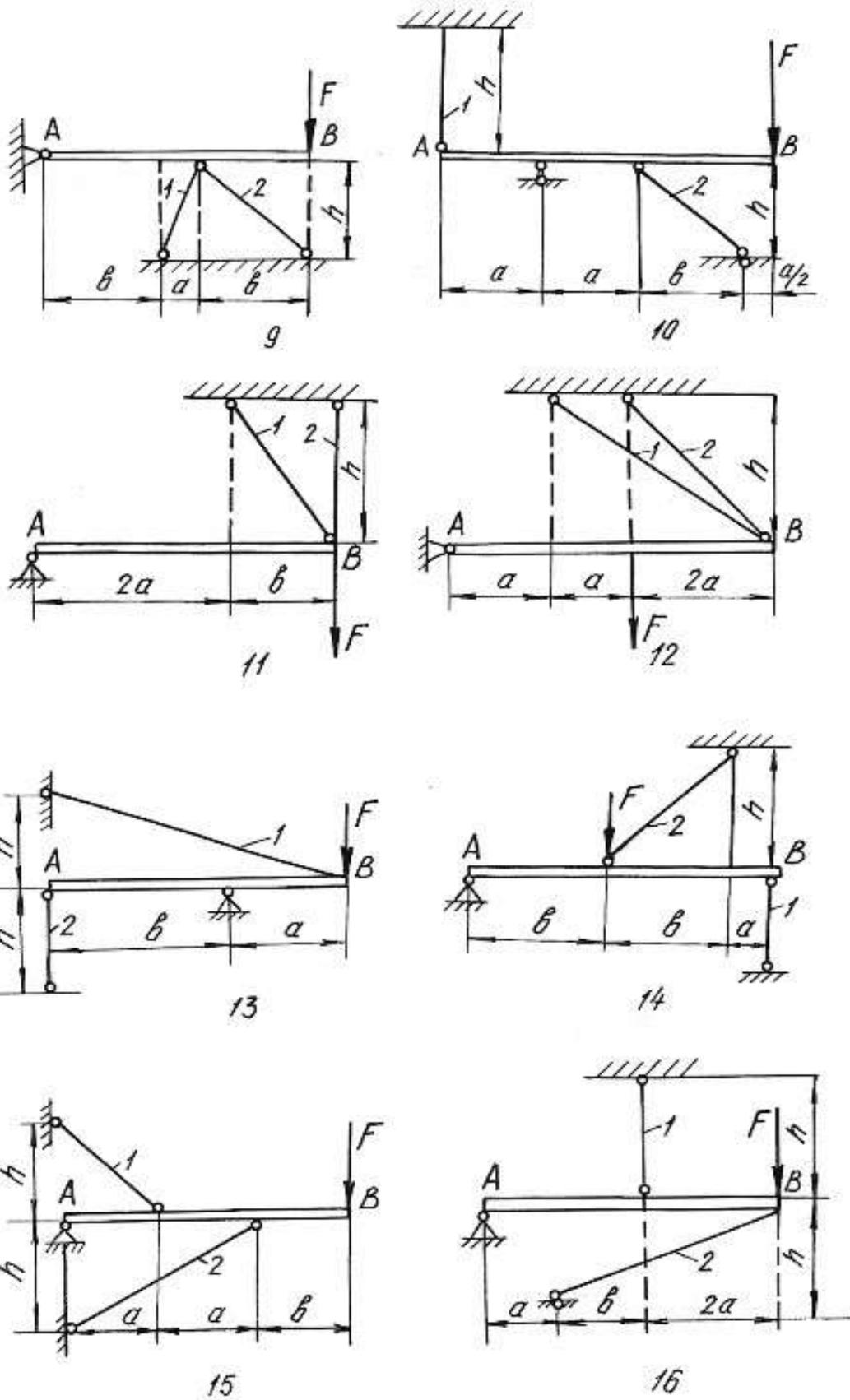
1. Определить усилия, возникающие в стержнях от действия нагрузки F ;
2. Подобрать сечение стержней из двух равнобоких уголков каждое по ГОСТ 8509-93 (см. табл. П. 3).
3. Определить дополнительные усилия в стержнях конструкции, если стержень 2 изготовлен короче проектного размера на $\Delta = 5 \cdot 10^{-3}$ м.

При расчетах принять $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\sigma_{adm} = 160$ МПа, остальные данные приведены в табл. 1.4. Расчетные схемы приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.4

Номер варианта	a , м	b , м	h , м	$A_2 : A_1$	F , кН
1	2,0	1,4	1,8	2,0	80
2	2,2	1,6	2,0	1,5	120
3	2,6	1,8	2,2	1,2	150
4	2,5	1,1	1,5	1,0	180
5	1,8	1,0	1,2	1,5	100
6	2,0	1,0	1,5	2,0	240
7	2,4	1,4	1,6	1,8	140
8	2,8	1,6	2,	2,0	120
9	1,6	1,2	1,5	1,5	100
10	2,4	1,4	1,6	1,8	180
11	3,0	2,0	2,0	1,5	260
12	2,4	1,8	2,2	2,0	320
13	1,8	1,4	1,2	1,5	400
14	2,0	1,5	1,3	1,2	360
15	1,5	1,5	2,0	1,5	400
16	1,0	0,9	1,5	1,1	340
17	1,1	1,3	1,8	1,8	250
18	1,5	1,2	2,0	2,0	120
19	0,9	0,6	3,0	1,4	170
20	0,8	0,7	2,3	1,6	210
21	1,2	1,7	1,3	1,3	200
22	1,3	1,4	0,8	1,7	90
23	2,0	2,0	2,0	0,9	110
24	2,0	1,1	1,0	0,8	130
25	1,5	1,6	0,8	0,7	280





Глава 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ

Моментами инерции являются геометрические характеристики, отражающие заполнение веществом плоского поперечного сечения балки. Значения моментов инерции для стандартных поперечных сечений можно найти в любой литературе, список которой приведен в конце настоящего пособия. Моменты инерции относительно собственных осей простых фигур определяются по известным формулам.

Для прямоугольника

$$J_x = \frac{bh^3}{12}; \quad J_y = \frac{hb^3}{12}; \quad J_{xy} = 0, \quad (2.1)$$

где x, y – горизонтальная и вертикальная оси, проходящие через центр тяжести прямоугольника; b – ширина; h – высота прямоугольника.

Для круга

$$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64}; \quad J_{xy} = 0. \quad (2.2)$$

Для треугольника

$$J_x = \frac{bh^3}{36}; \quad J_y = \frac{hb^3}{36}; \quad J_{xy} = \pm \frac{b^2h^2}{72}. \quad (2.3)$$

При этом знак центробежного момента определяется следующим образом. Треугольник вычерчивается в масштабе, через его центр проводятся оси, которые делят треугольник на четыре четверти. В первой и третьей четвертях площадь положительна, в остальных – отрицательна. Если суммарная положительная площадь будет по размеру больше отрицательной, то знак центробежного момента будет тоже положительный и наоборот.

Осевые моменты инерции прокатных профилей выписываются из таблицы (сортамента проката) в соответствии с номером профиля. Для равнополочных уголков центробежный момент относительно горизонтальной и вертикальной осей определяется по формуле:

$$J_{xy} = \left(J_{x_0} - J_{y_0} \right) \frac{\sin 2\alpha}{2} + J_{x_0 y_0} \cos 2\alpha, \quad (2.4)$$

где x_0, y_0 – оси, проходящие через центр тяжести уголка под углом 45° к горизонтальной и вертикальной осям уголка.

При этом нужно помнить, что угол поворота осей xu относительно осей x_0y_0 будет отрицательным. Если уголок неравнополочный, то его условно разбивают на два прямоугольника, находят их центры тяжести, и центробежный

момент относительно собственных осей всего уголка определяют по формуле центробежных моментов инерции относительно параллельных осей.

Для составного сечения необходимо определять положение центра тяжести, разбив его на простейшие части (прямоугольник, круг, треугольник, двутавр, швеллер, уголок). Формулы для определения центра тяжести имеют вид:

$$\begin{aligned} x_c &= \frac{\sum S_{x_{вр}}}{\sum A} = \frac{(A_1x_1 + A_2x_2 + \dots + A_nx_n)}{(A_1 + A_2 + \dots + A_n)}; \\ y_c &= \frac{\sum S_{y_{вр}}}{\sum A} = \frac{(A_1y_1 + A_2y_2 + \dots + A_ny_n)}{(A_1 + A_2 + \dots + A_n)}, \end{aligned} \quad (2.5)$$

где $S_{y_{вр}}$, $S_{x_{вр}}$ – статические моменты площадей простых фигур относительно временных осей; A_1, A_2, \dots, A_n – площади простых фигур; x_n, y_n – координаты центров тяжести простых фигур во временных осях.

Главными моментами инерции плоской фигуры (сечения) называют моменты инерции, определяемые относительно главных центральных осей сечения. Такие оси должны отвечать следующим требованиям:

- 1) они проходят через центр тяжести сечения;
- 2) относительно этих осей наблюдаются экстремальные значения моментов инерции (главные моменты инерции);
- 3) центробежный момент инерции относительно главных осей равен нулю.

В формулы напряжений, содержащие моменты инерции, необходимо всегда подставлять значения главных моментов инерции. Определение главных моментов инерции проводится в следующем порядке.

1. Заданное поперечное сечение сложной конфигурации вычерчивается в выбранном масштабе с указанием всех размеров.

2. Сечение условно разбивается на простейшие фигуры (прямоугольник, круг, треугольник, двутавр, швеллер, уголок).

3. Определяется положение центра тяжести площадки каждой простой фигуры и из этих центров проводятся собственные оси координат.

4. Для всей фигуры сечения проводятся временные (вспомогательные) оси координат ($x_{вр}$, $y_{вр}$) параллельно собственным осям отдельных фигур (желательно, чтобы временные оси проходили через центры тяжести простых фигур, что ведет к уменьшению объема вычислений).

5. Определяются координаты центра тяжести площади всего сечения по формулам (2.5).

6. Центр тяжести сечения наносится на чертеж, и из него проводятся опорные оси координат (x_c , y_c) параллельно временным осям.

7. Определяются осевые и центробежные моменты инерции сечения относительно опорных осей. При этом используют формулы для определения моментов инерции относительно параллельных осей:

$$\begin{aligned} J_{x_c} &= \left(J_{x_1} + A_1 a_1^2 \right)^I + \left(J_{x_2} + A_2 a_2^2 \right)^{II} + \dots + \left(J_{x_n} + A_n a_n^2 \right)^n; \\ J_{y_c} &= \left(J_{y_1} + A_1 b_1^2 \right)^I + \left(J_{y_2} + A_2 b_2^2 \right)^{II} + \dots + \left(J_{y_n} + A_n b_n^2 \right)^n; \\ J_{x_c y_c} &= \left(J_{x_1 y_1} + A_1 a_1 b_1 \right)^I + \left(J_{x_2 y_2} + A_2 a_2 b_2 \right)^{II} + \dots + \left(J_{x_n y_n} + A_n a_n b_n \right)^n, \end{aligned} \quad (2.6)$$

где $J_{x_1}, J_{x_2}, \dots, J_{x_n}$ и $J_{y_1}, J_{y_2}, \dots, J_{y_n}$ – моменты инерции простых фигур относительно собственных осей; $J_{x_1 y_1}, J_{x_2 y_2}, \dots, J_{x_n y_n}$ – центробежные моменты инерции простых фигур относительно собственных осей; a_1, a_2, \dots, a_n – расстояния между собственными осями x_1, x_2, \dots, x_n простых фигур и центральной осью x_c ; b_1, b_2, \dots, b_n – расстояния между собственными осями y_1, y_2, \dots, y_n простых фигур и центральной осью y_c (с учетом знаков).

8. Определяется положение главных осей инерции по формуле:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2 \cdot J_{x_c y_c}}{J_{y_c} - J_{x_c}}. \quad (2.7)$$

Положительным считается угол α_0 , откладываемый против хода часовой стрелки.

9. Проводятся главные оси на чертеже под углом α_0 по отношению к центральным осям.

10. Определяются главные моменты инерции по формулам:

$$\begin{aligned} J_{x_0} &= J_{x_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{y_c} \sin^2 \alpha_0 - J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0; \\ J_{y_0} &= J_{x_c} \sin^2 \alpha_0 + J_{y_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0 \end{aligned} \quad (2.8)$$

или

$$J_{\max/\min} = \frac{J_{x_c} + J_{y_c}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(J_{x_c} - J_{y_c} \right)^2 + 4 \cdot J_{x_c y_c}^2}. \quad (2.9)$$

11. Проводится проверка правильности решения задачи в двух вариантах:

а) суммы главных моментов инерции и моментов инерции относительно центральных осей должны быть равны

$$J_{x_0} + J_{y_0} = \left(J_{x_c} + J_{y_c} \right) \pm 5\%; \quad (2.10)$$

б) центробежный момент инерции относительно главных осей должен быть равен нулю

$$J_{x_0y_0} = \frac{J_{x_c} - J_{y_c}}{2} \sin 2\alpha_0 + J_{x_c y_c} \cos 2\alpha_0 = 0. \quad (2.11)$$

Пример 2.1.

Для заданного поперечного сечения, состоящего из швеллера и равнополочного уголка (рис. 2.1), требуется:

- 1) определить положение центра тяжести;
- 2) найти осевые и центробежный моменты инерции относительно осей, проходящих через центр тяжести;
- 3) определить направления главных центральных осей x_0 и y_0 ;
- 4) найти моменты инерции относительно главных центральных осей;
- 5) вычертить сечение в масштабе 1:2 и указать на нем все размеры в числах и все оси.

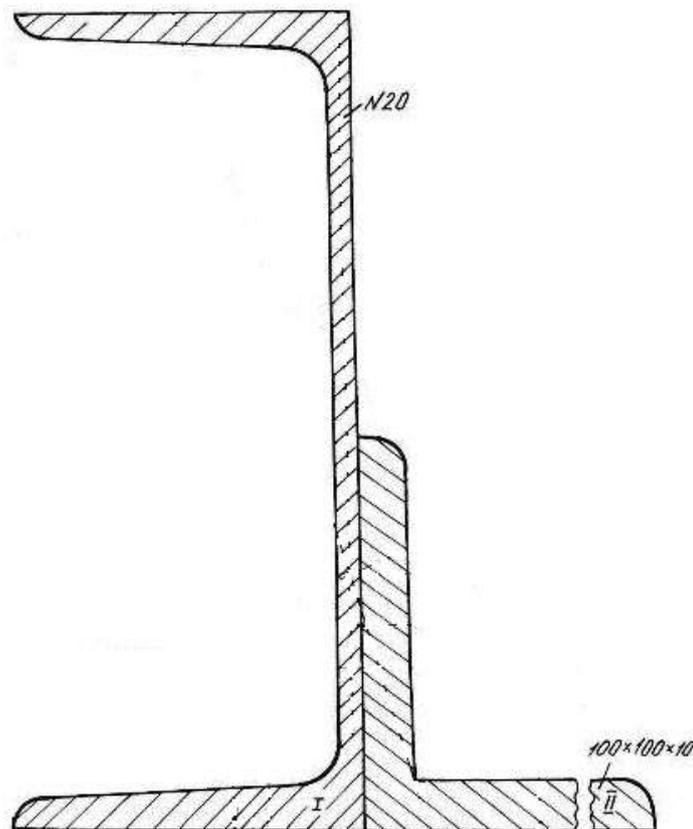


Рис. 2.1.

Решение.

1. Проводим временные оси $x_{вр}$ и $y_{вр}$ через левый нижний угол сечения (рис. 2.2) и разбиваем сечение на две фигуры: швеллер I и уголок II.

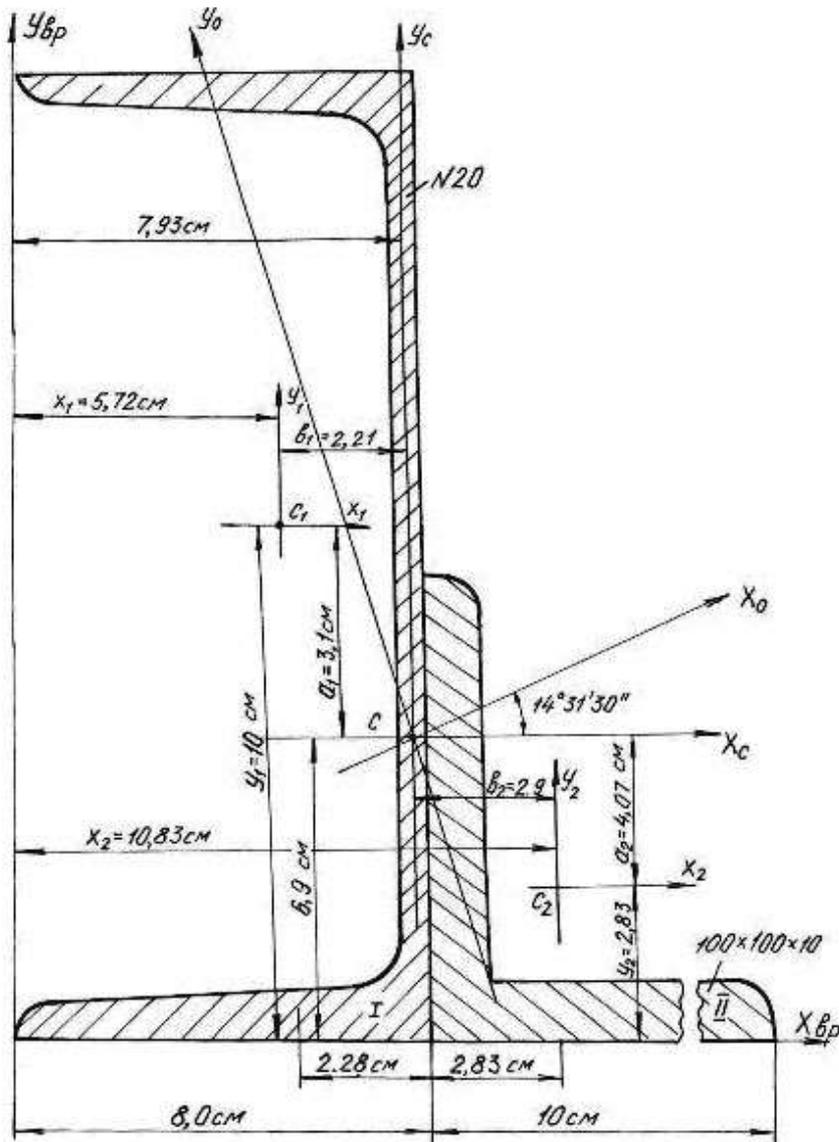


Рис. 2.2.

Основные данные фигур выписываем из таблиц сортамента проката.

Швеллер № 20а: $A_1 = 25,2 \text{ см}^2$, $Z_0 = 2,28 \text{ см}$, $J_{x_1} = 1670 \text{ см}^4$, $J_{y_1} = 139 \text{ см}^4$.

Уголок $100 \times 100 \times 10 \text{ мм}$: $A_2 = 19,2 \text{ см}^2$, $Z_0 = 2,83 \text{ см}$, $J_{x_0} = 284 \text{ см}^4$,

$J_{y_0} = 74,1 \text{ см}^4$, $J_{x_2} = J_{y_2} = 179 \text{ см}^4$ (рис. 2.3).

Координаты центра тяжести сечения

$$x_c = \frac{(A_1 x_1 + A_2 x_2)}{(A_1 + A_2)} = \frac{25,2 \cdot 5,72 + 19,2 \cdot 10,83}{25,2 + 19,2} = 7,93 \text{ см};$$

$$y_c = \frac{(A_1 y_1 + A_2 y_2)}{(A_1 + A_2)} = \frac{25,2 \cdot 10 + 19,2 \cdot 2,83}{25,2 + 19,2} = 6,9 \text{ см};$$

где A_1, A_2 – площади поперечного сечения первой и второй фигур; x_1, x_2, y_1, y_2 – координаты центров тяжести фигур относительно временных осей.

По значениям координат центра тяжести фигуры наносим точку C (см. рис. 2.2.) и проводим центральные оси x_c и y_c параллельно временным осям.

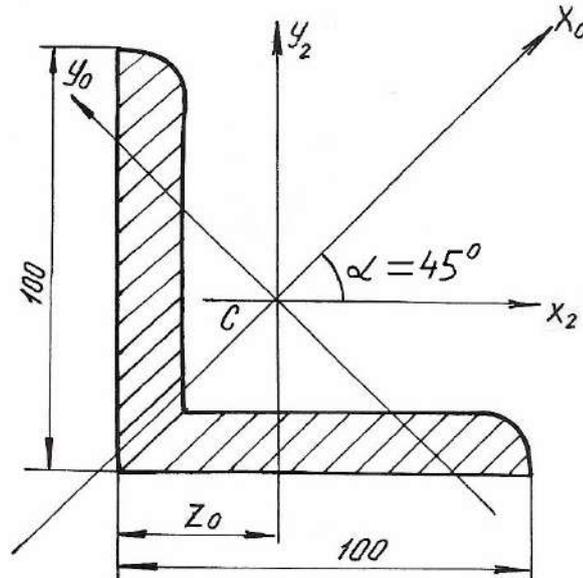


Рис. 2.3.

2. Вычисляем осевые моменты инерции относительно центральных опорных осей

$$J_{x_c} = (J_{x_c})^I + (J_{x_c})^{II} = (J_{x_1} + A_1 a_1^2) + (J_{x_2} + A_2 a_2^2) = \\ = [1670 + 25,2(3,1)^2] + [179 + 19,2(-4,07)^2] = 2409 \text{ см}^4;$$

$$J_{y_c} = (J_{y_c})^I + (J_{y_c})^{II} = (J_{y_1} + A_1 b_1^2) + (J_{y_2} + A_2 b_2^2) = \\ = [139 + 25,2(-2,21)^2] + [179 + 19,2(2,9)^2] = 603 \text{ см}^4.$$

3. Вычисляем центробежный момент инерции сечения относительно осей x_c и y_c . Центробежный момент швеллера относительно собственных осей равен 0, так как его оси проходят через центр тяжести и одна из них является осью симметрии.

Для уголка собственные центральные оси, т. е. оси x_2 и y_2 не являются главными, поэтому центробежный момент уголка в этой системе координат не равен 0. Вычислим его.

Из таблиц сортамента

$$J_{x_0} = 284 \text{ см}^4; \quad J_{y_0} = 74,1 \text{ см}^4;$$

$$J_{x_2y_2} = \frac{(J_{x_0} - J_{y_0})}{2} \sin 2\alpha + J_{x_0y_0} \cos 2\alpha = \frac{284 - 74,1}{2} (-1) + 0 = -104,95 \text{ см}^4.$$

Угол α отрицателен, так как поворот осей x_0 , y_0 направлен по ходу часовой стрелки.

$$\begin{aligned} J_{x_c y_c} &= (J_{x_c y_c})^I + (J_{x_c y_c})^{II} = (J_{x_1 y_1} + A_1 a_1 b_1) + (J_{x_2 y_2} + A_2 a_2 b_2) = \\ &= [0 + 25,2(3,1)(-2,21)] + [-104,95 + 19,2(-4,07)(2,90)] = \\ &= -172,0 - 104,95 - 225 = -501,95 \text{ см}^4. \end{aligned}$$

Угол поворота главных осей инерции

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2J_{x_c y_c}}{(J_{y_c} - J_{x_c})} = \frac{2(-501,95)}{(603 - 2409)} = 0,555, \quad 2\alpha_0 = 29^\circ 03', \quad \alpha_0 = 14^\circ 31' 30''.$$

4. Откладываем полученный угол против хода часовой стрелки от центральных осей x_c , y_c и проводим главные оси инерции x_0 , y_0 (см. рис. 2.2).

5. Определяем главные моменты инерции

$$J_{x_0} = J_{x_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{y_c} \sin^2 \alpha_0 - J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0 = 2536 \text{ см}^4;$$

$$J_{y_0} = J_{x_c} \sin^2 \alpha_0 + J_{y_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0 = 476 \text{ см}^4.$$

Так как $J_{x_c} > J_{y_c}$, то J_{\max} будет относительно оси x_0 , а J_{\min} будет относительно оси y_0 .

Проверка.

а) Согласно формуле (2.10)

$$J_{x_c} + J_{y_c} = (J_{x_0} + J_{y_0}) \pm 5 \%;$$

$$(2409 + 603) \cdot 10^{-8} = (2536 + 476) \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$3012 \cdot 10^{-8} \text{ см}^4 = 3012 \cdot 10^{-8} \text{ см}^4.$$

б) Согласно формуле (2.11)

$$J_{x_0 y_0} = \frac{(J_{x_c} - J_{y_c})}{2} \sin 2\alpha_0 + J_{x_c y_c} \cos 2\alpha_0 = 0;$$

$$J_{x_0 y_0} = \frac{(2409 - 603)}{2} \sin 2(14^\circ 31' 30'') - 501,95 \cdot \cos 2(14^\circ 31' 30'') = 0;$$

$$J_{x_0 y_0} = 438 - 438 = 0.$$

Проверка показывает, что главные моменты инерции определены правильно.

6. Вычерчиваем поперечное сечение в масштабе 1:2 с указанием всех осей и размеров.

Пример 2.2.

Для заданного поперечного сечения (рис. 2.4) определить положение центра тяжести, найти положение главных осей инерции и значения главных моментов инерции.

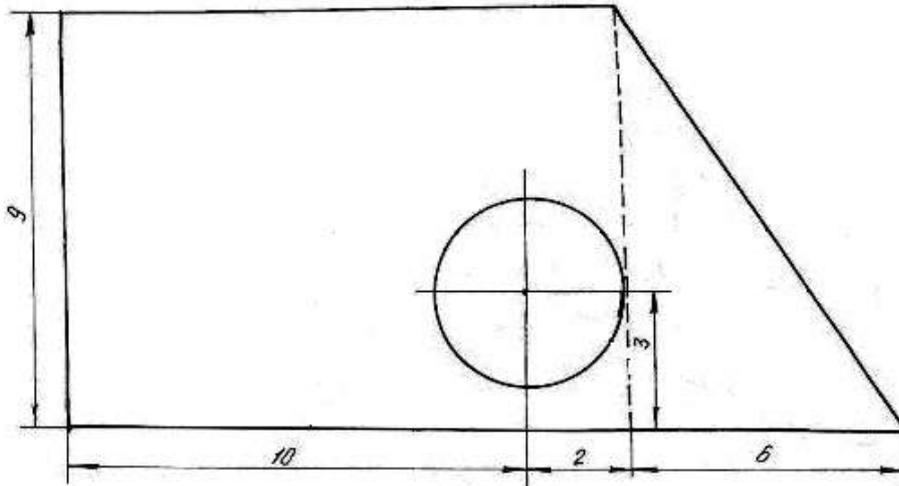


Рис. 2.4.

Решение.

1. Чертим поперечное сечение в масштабе 1:1;
2. Разбиваем сечение на простейшие фигуры: I – прямоугольник, II – прямоугольный треугольник, III – круг;
3. Проводим временные оси $x_{вр}$ и $y_{вр}$ через левый нижний угол заданного сечения (рис. 2.5).
4. Обозначив на рисунке центры тяжести простейших фигур, находим их координаты относительно временных осей и определяем площади фигур

$$C_1 \begin{cases} x_1 = 6 \text{ см;} \\ y_1 = 4,5 \text{ см;} \end{cases} \quad C_2 \begin{cases} x_2 = 14 \text{ см;} \\ y_2 = 3 \text{ см;} \end{cases} \quad C_3 \begin{cases} x_3 = 10 \text{ см;} \\ y_3 = 3 \text{ см.} \end{cases}$$

$$A_1 = 108 \text{ см}^2, \quad A_2 = 27 \text{ см}^2, \quad A_3 = 12,56 \text{ см}^2.$$

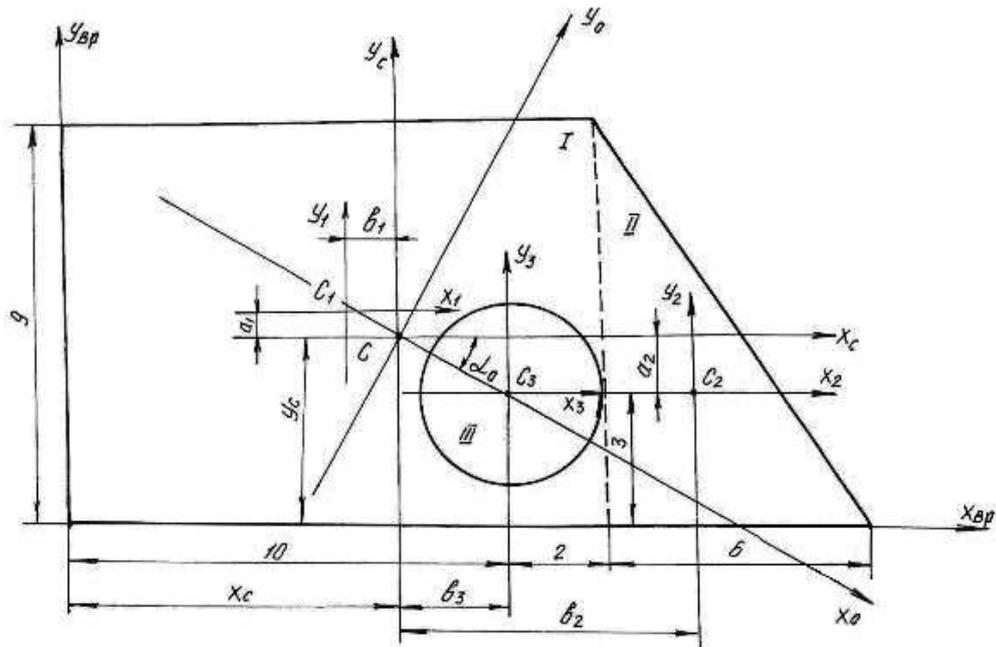


Рис. 2.5.

5. Определим координаты центра тяжести сечения

$$x_c = \frac{S_y}{A} = \frac{x_1 A_1 + x_2 A_2 - x_3 A_3}{A_1 + A_2 - A_3} = \frac{6 \cdot 108 + 14 \cdot 27 - 10 \cdot 12,56}{108 + 27 - 12,56} = 7,35 \text{ см};$$

$$y_c = \frac{S_x}{A} = \frac{y_1 A_1 + y_2 A_2 - y_3 A_3}{A_1 + A_2 - A_3} = \frac{4,5 \cdot 108 + 3 \cdot 27 - 3 \cdot 12,56}{108 + 27 - 12,56} = 4,32 \text{ см}.$$

Обозначим на рис. 2.5 положение центра тяжести C ($x_c = 7,35$ см; $y_c = 4,32$ см) и проведем центральные оси x_c и y_c параллельно временным осям.

6. Определим координаты центров тяжести простейших фигур (C_1, C_2, C_3) относительно центральных осей x_c и y_c

$$C_1 \begin{cases} b_1 = x_1 - x_c = 1,35 \text{ см} \\ a_1 = y_1 - y_c = 0,18 \text{ см} \end{cases} \quad C_2 \begin{cases} b_2 = x_2 - x_c = 6,65 \text{ см} \\ a_2 = y_2 - y_c = -1,32 \text{ см} \end{cases}$$

$$C_3 \begin{cases} b_3 = x_3 - x_c = 2,65 \text{ см} \\ a_3 = y_3 - y_c = -1,32 \text{ см} \end{cases}$$

7. Определим моменты инерции простейших фигур относительно их центральных осей

Для прямоугольника:

$$J_{x_1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{12 \cdot 9^3}{12} = 729 \text{ см}^4; \quad J_{y_1} = \frac{b^3 h}{12} = \frac{12^3 \cdot 9}{12} = 1296 \text{ см}^4; \quad J_{x_1 y_1} = 0.$$

Для треугольника:

$$J_{x_2} = \frac{bh^3}{36} = \frac{6 \cdot 9^3}{36} = 121,5 \text{ см}^4; \quad J_{y_2} = \frac{b^3h}{36} = \frac{6^3 \cdot 9}{36} = 54 \text{ см}^4;$$

$$J_{x_2y_2} = -\frac{b^2h^2}{72} = -\frac{6^2 \cdot 9^2}{72} = -40,5 \text{ см}^4,$$

знак минус указывает на преобладание суммарной отрицательной части площади поперечного сечения.

Для круга:

$$J_{x_3} = J_{y_3} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 4^4}{64} = 12,56 \text{ см}^4; \quad J_{x_3y_3} = 0.$$

8. Определим моменты инерции всего сечения относительно центральных осей x_c и y_c , используя формулы моментов инерции относительно параллельных осей

$$J_{x_c} = \left(J_{x_c} \right)^I + \left(J_{x_c} \right)^II - \left(J_{x_c} \right)^III = \left(J_{x_1} + A_1 a_1^2 \right) + \left(J_{x_2} + A_2 a_2^2 \right) - \left(J_{x_3} + A_3 a_3^2 \right) = \\ = \left(729 + 0,18^2 \cdot 108 \right) + \left(121,5 + (-1,32)^2 \cdot 27 \right) - \left(12,56 + (-1,32)^2 \cdot 12,56 \right) = 866,6 \text{ см}^4;$$

$$J_{y_c} = \left(J_{y_c} \right)^I + \left(J_{y_c} \right)^II - \left(J_{y_c} \right)^III = \left(J_{y_1} + A_1 b_1^2 \right) + \left(J_{y_2} + A_2 b_2^2 \right) - \left(J_{y_3} + A_3 b_3^2 \right) = \\ = \left(1296 + (-1,35)^2 \cdot 108 \right) + \left(54 + 6,65^2 \cdot 27 \right) - \left(12,56 + 2,65^2 \cdot 12,56 \right) = 1093,32 \text{ см}^4;$$

$$J_{x_c y_c} = \left(J_{x_c y_c} \right)^I + \left(J_{x_c y_c} \right)^II - \left(J_{x_c y_c} \right)^III = \\ = \left(J_{x_1 y_1} + a_1 b_1 A_1 \right) + \left(J_{x_2 y_2} + a_2 b_2 A_2 \right) - \left(J_{x_3 y_3} + a_3 b_3 A_3 \right) = \\ = \left(0 + 0,18 \cdot (-1,35) \cdot 108 \right) + \left(-40,5 + (-1,32) \cdot 6,65 \cdot 27 \right) - \left(0 + (-1,32) \cdot 2,65 \cdot 12,56 \right) = \\ = -259,82 \text{ см}^4.$$

Получили, что центробежный момент сечения $J_{x_c y_c} \neq 0$, следовательно, оси x_c и y_c не являются главными осями инерции.

9. Найдём положение главных осей инерции по формуле:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{-2 \cdot J_{x_c y_c}}{J_{x_c} - J_{y_c}} = -2,29; \text{ откуда } 2 \cdot \alpha_0 = -66^\circ 20'; \quad \alpha_0 = -33^\circ 10'.$$

10. Проводим главные оси инерции x_0 , y_0 под углом α_0 относительно центральных осей и определяем значение главных моментов инерции

$$J_{x_0} = J_{x_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{y_c} \sin^2 \alpha_0 - J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0 = 696,48 \text{ см}^4;$$

$$J_{y_0} = J_{x_c} \sin^2 \alpha_0 + J_{y_c} \cos^2 \alpha_0 + J_{x_c y_c} \sin 2\alpha_0 = 1263,42 \text{ см}^4.$$

$$J_{\min} = J_{x_0} = 696,48 \text{ см}^4; \quad J_{\max} = J_{y_0} = 1263,42 \text{ см}^4.$$

Проверка.

а) Согласно формуле (2.10)

$$J_{x_c} + J_{y_c} = (J_{x_0} + J_{y_0}) \pm 5\%;$$

$$(866,6 + 1093,32) \cdot 10^{-8} = (696,48 + 1263,42) \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$1959,9 \cdot 10^{-8} \text{ см}^4 = 1959,9 \cdot 10^{-8} \text{ см}^4.$$

б) Согласно формуле (2.11)

$$J_{x_0 y_0} = \frac{(J_{x_c} - J_{y_c})}{2} \sin 2\alpha_0 + J_{x_c y_c} \cos 2\alpha_0 = 0;$$

$$J_{x_0 y_0} = \frac{(866,6 - 1093,32)}{2} \sin 2(-33^\circ 10') + (-259,82) \cos 2(-33^\circ 10') = 0;$$

$$J_{x_0 y_0} = 104 - 104 = 0.$$

Проверка показывает, что главные моменты инерции определены правильно.

2.1. Задания для определения главных моментов инерции

а) Для заданного поперечного сечения (табл. 2.1), состоящего из швеллера и равнополочного уголка или из швеллера и двутавра (табл. 2.2), требуется:

1. Определить положение центра тяжести;
2. Найти осевые и центробежный моменты инерции относительно осей x_c и y_c , проходящих через центр тяжести сечения;
3. Определить положение главных осей инерции x_0 и y_0 ;
4. Найти главные моменты инерции относительно главных осей x_0 и y_0 ;

5. Вычертить сечение в выбранном масштабе и указать на нем все размеры в числах и все оси;

6. Сделать проверочные расчеты.

б) Для заданного поперечного сечения (табл. 2.3) требуется:

1. Определить положение центра тяжести;
2. Найти осевые и центробежный моменты инерции относительно осей x_c и y_c , проходящих через центр тяжести сечения;
3. Определить положение главных осей инерции x_0 и y_0 ;

4. Найти главные моменты инерции относительно главных осей x_0 и y_0 ;
 5. Сделать проверочные расчеты.

Таблица 2.1

Номер варианта	Тип сечения	Швеллер №	Равнобокий уголок, мм	Двутавр №
1	I	14	80×80×8	12
2	II	16	80×80×6	14
3	III	18	90×90×8	16
4	IV	20	90×90×7	18
5	V	22	90×90×6	20а
6	VI	24	100×100×8	20
7	VII	27	100×100×10	22а
8	VIII	30	100×100×12	22
9	IX	33	125×125×10	24а
10	X	36	125×125×12	24

Таблица 2.2

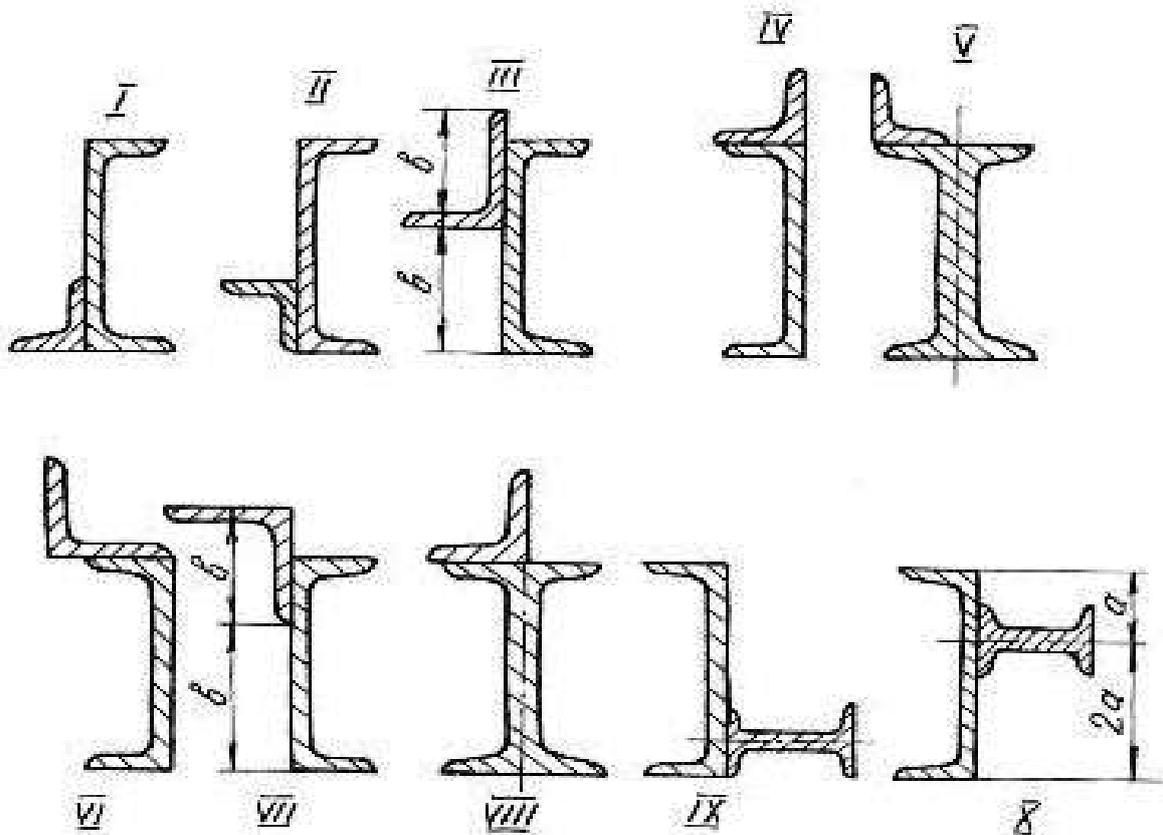
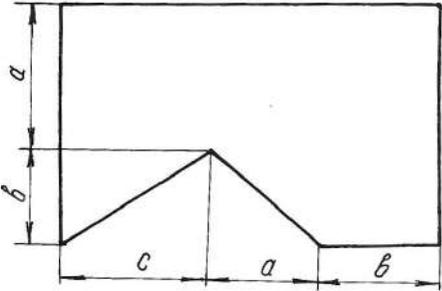
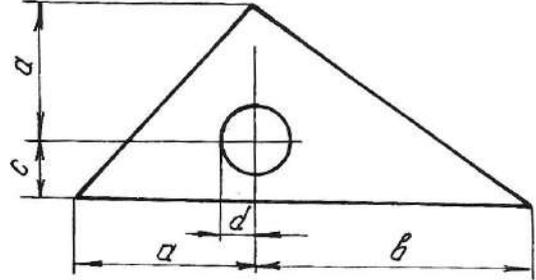
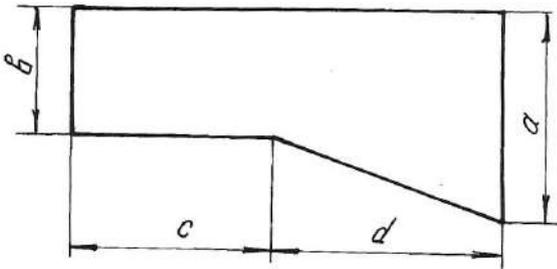
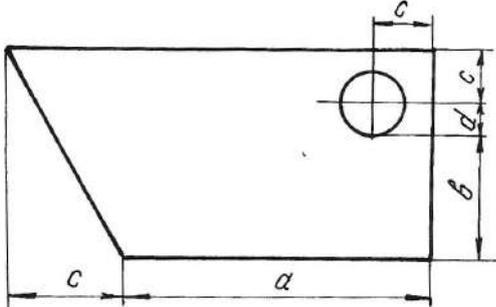


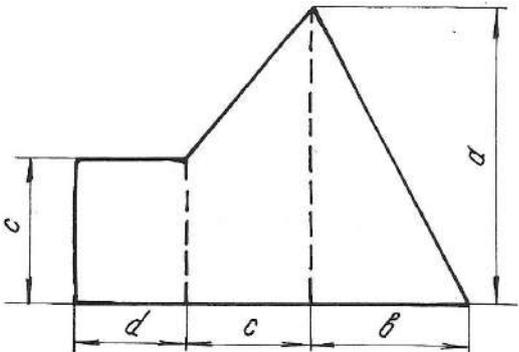
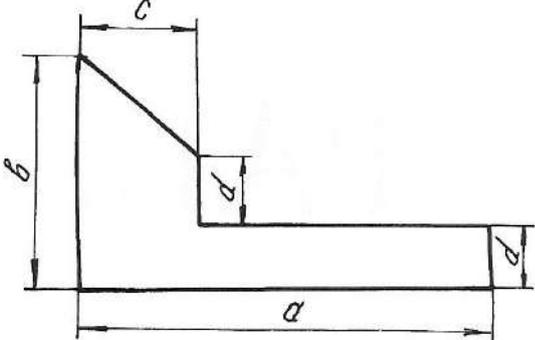
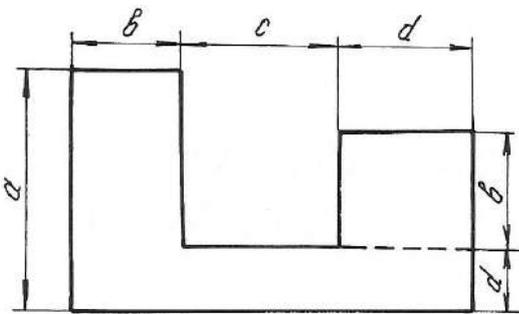
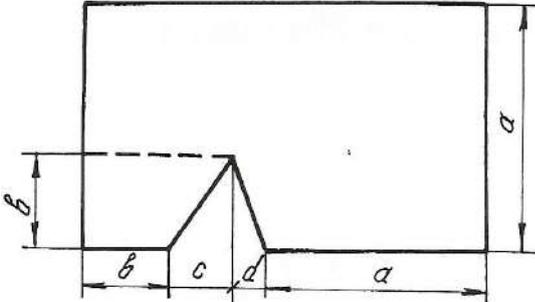
Таблица 2.3

Вид поперечного сечения	Номер варианта	a , см	b , см	c , см	d , см
	1	12	6	4	2
	2	16	10	2	6
	3	9	6	1	3
	4	6	9	3	5
	5	7	8	6	9
	6	8	6	4	6
	7	9	5	2	3
	8	6	4	3	4
	9	5	2	4	4
	10	4	3	2	5
	11	7	5	3	2
	12	9	4	4	6
	13	7	5	3	3
	14	6	3	6	4
	15	4	2	5	6

Продолжение табл. 2.3

Вид поперечного сечения	Номер варианта	a , см	b , см	c , см	d , см
	16	12	9	4	6
	17	18	12	5	8
	18	14	6	6	7
	19	15	19	3	4
	20	12	10	6	6
	21	16	8	9	4
	22	20	9	8	12
	23	14	14	12	6
	24	24	20	10	4
	25	10	8	4	3
	26	11	9	6	6
	27	13	12	5	9
	28	15	10	5	6
	29	8	4	8	12
	30	8	5	2	2
	31	9	4	1	2
	32	6	9	3	3
	33	10	6	4	1
	34	12	8	5	1

Вид поперечного сечения	Номер варианта	a , см	b , см	c , см	d , см
	35	6	6	3	4
	36	9	4	6	5
	37	10	6	12	9
	38	12	9	10	6
	39	12	10	3	1
	40	10	12	3	2
	41	9	12	3	1
	42	8	10	3	2
	43	20	12	4	4
	44	18	10	3	5
	45	12	9	5	6
	46	15	12	6	4
	47	10	4	3	1
	48	12	6	4	2
	49	14	5	5	3
	50	16	6	4	1

Вид поперечного сечения	Номер варианта	a , см	b , см	c , см	d , см
	51	12	10	6	3
	52	18	12	4	9
	53	20	14	8	6
	54	22	16	10	4
	55	30	12	12	4
	56	24	14	10	6
	57	18	16	9	5
	58	12	10	8	3
	59	9	6	2	4
	60	6	5	4	2
	61	10	8	3	8
	62	12	9	4	1
	63	20	10	6	3
	64	12	6	4	3
	65	15	9	3	6
	66	18	10	9	6

Глава 3

ДЕФОРМАЦИЯ КРУЧЕНИЯ ВАЛА

Деформация кручения возникает при действии на вал пар сил, действующих в плоскостях, перпендикулярных к его продольной оси. При расчетах вала на кручение выполняются следующие условия прочности и жесткости:

$$\tau_{\max} \leq \tau_{\text{adm}}, \quad \varphi_{\max} \leq \varphi_{\text{adm}},$$

где τ_{\max} – максимальное касательное напряжение, φ_{\max} – максимальный угол закручивания вала.

Для определения максимального касательного напряжения и максимального угла закручивания необходимо иметь представление о том, как изменяется величина крутящего момента по длине вала. Текущие значения крутящих моментов определяются графиками их изменения, называемыми эпюрами. Вал по длине делится на участки вертикальными линиями, проведенными через те сечения, где приложены моменты пар сил. На каждом участке крутящий момент имеет постоянное значение и равен алгебраической сумме моментов относительно продольной оси, приложенных слева от сечения, проведенного условно на данном участке, или же приложенных справа от этого сечения.

Правило знаков: момент в сечении считается положительным, если, смотря на торцевое крайнее правое сечение вала, момент направлен по ходу часовой стрелки. Параллельно продольной оси вала проводится нулевая линия, от которой положительные моменты откладываются вверх, отрицательные – вниз в выбранном масштабе. Эпюра штрихуется вертикальными линиями. Диаметр сечения вала определяется из условия прочности

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p} \leq \tau_{\text{adm}}, \quad (3.1)$$

где T_{\max} – максимальный крутящий момент из эпюры T ;

$W_p = \frac{J_p}{d/2} = \frac{(\pi d^4/32)}{(d/2)} = \frac{\pi d^3}{16}$ – полярный момент сопротивления кручению поперечного сечения.

Исходя из условия прочности $\frac{\pi d^3}{16} \geq \frac{T_{\max}}{\tau_{\text{adm}}}$, можно определить диаметр

вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T_{\max}}{\pi\tau_{\text{adm}}}}. \quad (3.2)$$

Углы закручивания вала на отдельных участках определяются по формуле:

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_p}, \quad (3.3)$$

где T – крутящий момент на рассматриваемом участке вала, взятый из эпюры моментов; l – длина участка вала; GJ_p – жесткость вала при кручении; G – модуль сдвига; $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – полярный момент инерции поперечного сечения вала.

При построении эпюры углов закручивания вала необходимо помнить, что полный угол закручивания равен алгебраической сумме углов закручивания вала на отдельных участках. Значения углов закручивания в промежуточных сечениях определяются по формуле:

$$\alpha_{\text{прав}} = \alpha_{\text{лев}} + \varphi, \quad (3.4)$$

где $\alpha_{\text{лев}}$ – суммарный угол закручивания всех участков, которые находятся слева от рассматриваемого участка; φ – угол закручивания на данном участке.

Для определения максимального относительного угла закручивания определяют углы для каждого участка по формуле:

$$\theta = \frac{\varphi}{l}, \quad (3.5)$$

где l – длина рассматриваемого участка.

Пример 3.1.

К стальному валу приложены три известных момента: $T_1=1100$ Н·м, $T_2=1400$ Н·м, $T_3=1800$ Н·м, $a=1,1$ м, $b=1,4$ м, $c=1,8$ м (рис. 3.1).

Требуется:

1. Установить, при каком значении момента X угол закручивания правого концевого сечения вала равен нулю.
2. Построить эпюру крутящих моментов.
3. При заданном значении τ_{adm} определить диаметр вала из расчета на прочность и округлить его величину до ближайшего большего, соответственно равного 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм.
4. Построить эпюру углов закручивания.
5. Найти наибольший относительный угол закручивания и проверить вал на жесткость при $\theta_{\text{adm}} = 1,5$ град/м.

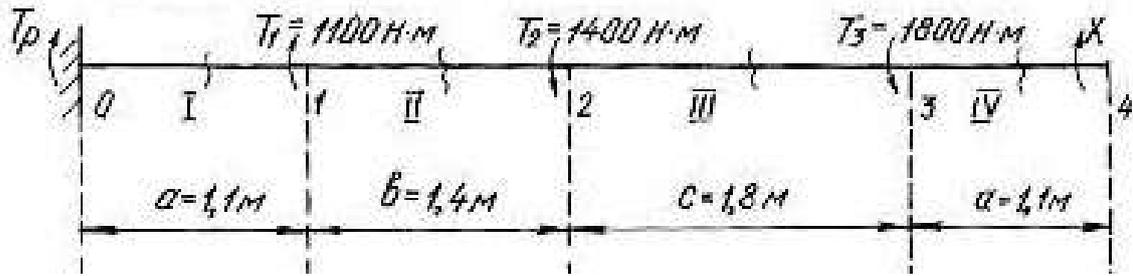


Рис. 3.1.

Решение.

1. Задача является статически неопределимой, так как невозможно определить из одного уравнения равновесия два неизвестных момента T_p и X . Для решения составим одно уравнение статики и одно уравнение совместности деформации. Уравнение статики представляем в виде уравнения моментов относительно продольной оси вала

$$\sum T = T_p + T_1 - T_2 - T_3 + X = 0.$$

Угол закручивания правого концевого сечения может быть выражен как алгебраическая сумма взаимных углов закручивания сечений отдельных участков под действием каждого из моментов в отдельности

$$\sum \varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 0,$$

где φ_1 – угол закручивания вала на участке 0-1 под действием момента T_1 ; φ_2 – угол закручивания вала на участке под действием момента T_2 ; φ_3 – угол закручивания вала на участке под действием момента T_3 ; φ_4 – угол закручивания вала на участке 3-4 под действием неизвестного момента X .

При этом

$$\varphi_1 = \frac{T_1 a}{GJ_p}; \quad \varphi_2 = -\frac{T_2 (a+b)}{GJ_p}; \quad \varphi_3 = -\frac{T_3 (a+b+c)}{GJ_p}; \quad \varphi_4 = \frac{X (2a+b+c)}{GJ_p}.$$

$$\begin{aligned} \sum \varphi &= \frac{T_1 a}{GJ_p} - \frac{T_2 (a+b)}{GJ_p} - \frac{T_3 (a+b+c)}{GJ_p} + \frac{X (2a+b+c)}{GJ_p} = \\ &= T_1 a - T_2 (a+b) - T_3 (a+b+c) + X (2a+b+c) = 0. \end{aligned}$$

Подставив данные, получим

$$1100 \cdot 1,1 - 1400 \cdot 2,5 - 1800 \cdot 4,3 + X \cdot 5,4 = 0;$$

откуда $X = \frac{-1210 + 3500 + 7740}{5,4} = 1857 \text{ Н·м}.$

Реактивный момент находим из уравнения статики:

$$T_p = -T_1 + T_2 + T_3 - X;$$

$$T_p = -1100 + 1400 + 1800 - 1857 = 243 \text{ Н·м}.$$

2. Для построения эпюры моментов (рис. 3.2) определяем значения мо-

ментов методом сечений.

В сечении IV-IV $T_{IV} = 1857 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

В сечении III-III $T_{III} = 1857 - 1800 = 57 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

В сечении II-II $T_{II} = 1857 - 1800 - 1400 = -1343 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

В сечении I-I $T_I = 1857 - 1800 - 1400 + 1100 = -243 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3. Найдем полярный момент инерции сечения

$$W_p \geq \frac{|T_{\max}|}{\tau_{\text{adm}}} \geq \frac{1857}{60 \cdot 10^6} \geq 30,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

где $\tau_{\text{adm}} = 60 \text{ МПа}$; $T_{\max} = 1857 \text{ Нм}$.

Из соотношения $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ найдем диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 30,95 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 5,5 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 55 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр вала равным 60 мм.

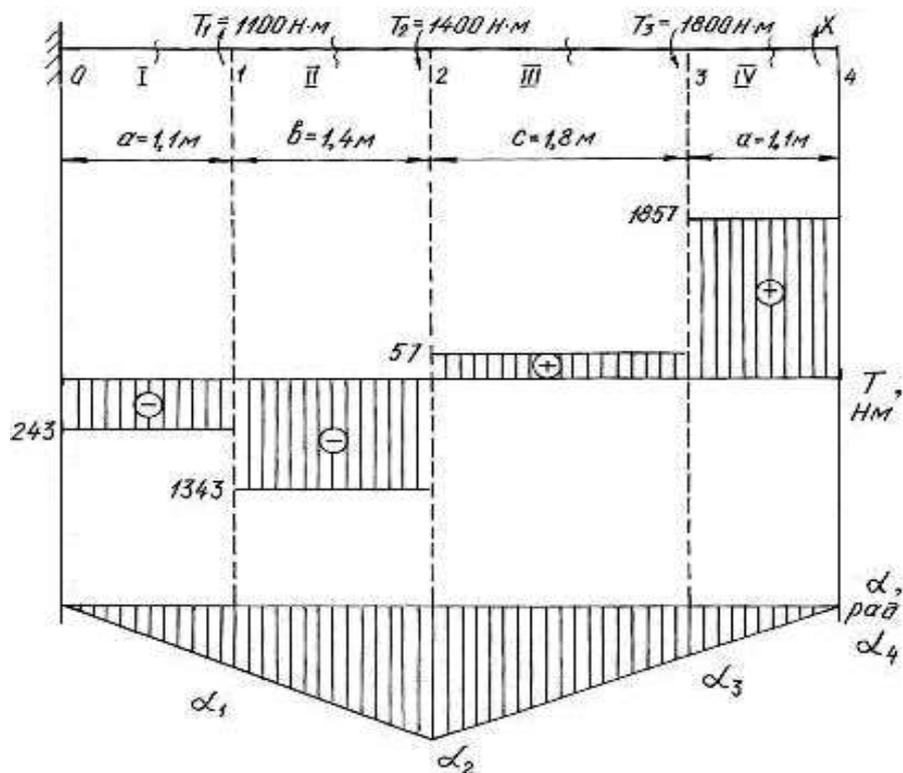


Рис. 3.2.

4. Углы закручивания вала на участках находим по формуле (3.3). Для этого сначала найдем J_p

$$J_p = \frac{3,14 \cdot 6^4}{32} = 127,2 \text{ см}^4 = 127,2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

$$\varphi_I = \frac{T_I a}{G J_p} = -\frac{243 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1}{8 \cdot 10^4 \cdot 127,2 \cdot 10^{-8}} = -0,0026 \text{ рад};$$

$$\varphi_{II} = \frac{T_{II} b}{G J_p} = -\frac{-1343 \cdot 10^{-6} \cdot 1,4}{8 \cdot 10^4 \cdot 127,2 \cdot 10^{-8}} = -0,0185 \text{ рад};$$

$$\varphi_{III} = \frac{T_{III} c}{G J_p} = \frac{57 \cdot 10^{-6} \cdot 1,8}{8 \cdot 10^4 \cdot 127,2 \cdot 10^{-8}} = 0,0010 \text{ рад};$$

$$\varphi_{IV} = \frac{T_{IV} a}{G J_p} = \frac{1857 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1}{8 \cdot 10^4 \cdot 127,2 \cdot 10^{-8}} = 0,0200 \text{ рад}.$$

В месте жёсткой заделки в сечении 0 вал неподвижен. По формуле (3.4), находим угол закручивания вала в сечениях 1, 2, 3, 4:

$$\alpha_1 = \alpha_0 + \varphi_I = 0 - 0,0026 \text{ рад};$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \varphi_{II} = -0,0026 - 0,0185 = -0,0211 \text{ рад};$$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \varphi_{III} = -0,0211 + 0,001 = -0,0201 \text{ рад};$$

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \varphi_{IV} = -0,0201 + 0,02 = -0,0001 \approx 0 \text{ рад}.$$

Строим эпюру углов закручивания (см. рис.3.2). Относительный угол закручивания на каждом участке можно определить по формуле (3.5):

$$\theta_I = \frac{\varphi_I}{1,1} = -\frac{0,0026}{1,1} = -0,0023 \text{ рад/м};$$

$$\theta_{II} = \frac{\varphi_{II}}{1,4} = -\frac{0,0185}{1,4} = -0,0132 \text{ рад/м};$$

$$\theta_{III} = \frac{\varphi_{III}}{1,8} = \frac{0,0010}{1,8} = 0,0006 \text{ рад/м};$$

$$\theta_{IV} = \frac{\varphi_{IV}}{1,1} = \frac{0,0200}{1,1} = 0,0182 \text{ рад/м}.$$

5. Наибольшим является относительный угол закручивания на участке 3-4

$$\theta_{\max} = 0,0182 \text{ рад/м} = 0,0182 \frac{180^\circ}{\pi} = 1,04 \text{ град/м}.$$

Таким образом, $\theta_{\max} = 1,04 \text{ град/м} < \theta_{\text{adm}} = 1,5 \text{ град/м}$, т. е. условие жесткости выполняется.

Пример 3.2.

Шкив двухколесного тормоза крана, имеющий диаметр $D = 300$ мм, жестко крепится на стальном валу диаметром $d = 30$ мм (рис. 3.3). Определить наибольшие напряжения кручения в сечении вала, если сила нажатия на колодки тормозного шкива $Q = 820$ Н, коэффициент трения скольжения между колодками и шкивом $f = 0,4$. Определить угол закручивания вала, если $l = 400$ мм.

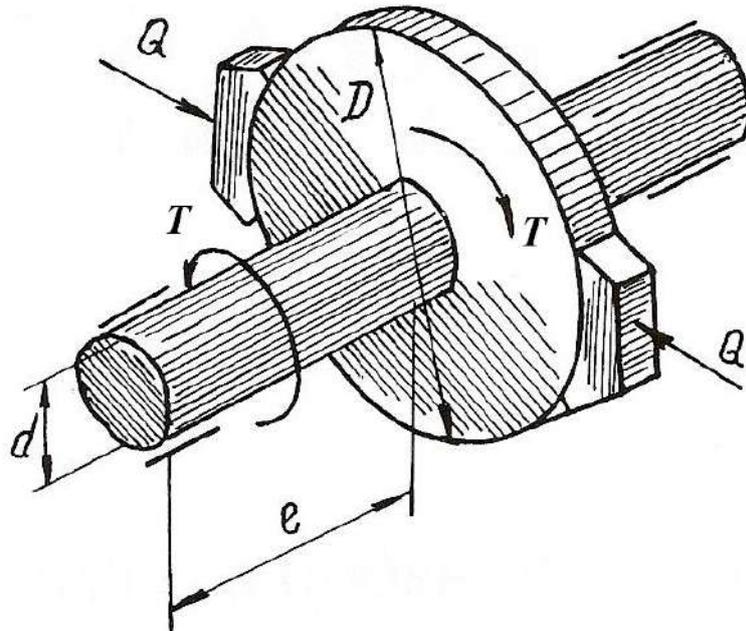


Рис. 3.3.

Решение.

Окружное усилие на тормозном шкиве равно силе трения, возникающей между колодками и шкивом

$$F = Qf = 820 \cdot 0,4 = 328 \text{ Н.}$$

Крутящий момент на тормозном шкиве

$$T = FD = 328 \cdot 30 \cdot 10^{-2} = 98,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Полярный момент сопротивления и полярный момент инерции сечения вала равны

$$W_p = \frac{\pi}{16} d^3 = \frac{\pi}{16} (3 \cdot 10^{-2})^3 = 5,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$J_p = \frac{\pi}{32} d^4 = \frac{\pi}{32} (3 \cdot 10^{-2})^4 = 7,96 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Наибольшее касательное напряжение в сечении определяем по формуле (3.1)

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_P} = \frac{98,4}{5,3 \cdot 10^{-6}} = 18,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 18,5 \text{ МПа.}$$

Угол закручивания вала тормозного шкива

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_p} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = \frac{98,4 \cdot 0,4}{8 \cdot 10^{-10} \cdot 7,96 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,36^\circ,$$

следовательно $\varphi = 22'$.

Пример 3.3.

К стальному валу, оба конца которого защемлены (рис. 3.4, а), приложен крутящий момент $T = 440 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Определить реактивные моменты в опорах A и B и построить эпюру крутящих моментов при $l_1 = 0,2 \text{ м}$, $l = 0,8 \text{ м}$.

Решение.

Обозначим реактивные моменты в защемлении через T_A и T_B . Из статики знаем уравнение равновесия

$$-T_A + T - T_B = 0 \text{ или } T_A + T_B = T$$

Далее составим уравнение совместности деформаций. Для этого отбросим (мысленно) защемление правого конца вала и заменим его действием на вал неизвестным реактивным моментом T_B (рис. 3.4, б).

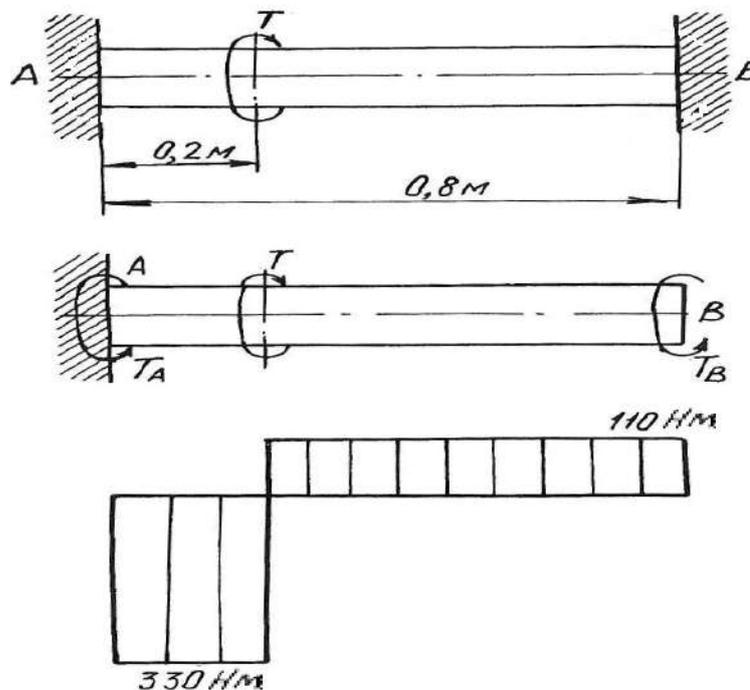


Рис. 3.4.

Величину момента T_B определим из условия, что угол закручивания правого крайнего сечения от действия моментов T и T_A равен нулю, так как это сечение вследствие защемления неподвижно. Угол закручивания правого освобожденного сечения вала на основе принципа независимости действия сил можно определить как сумму двух слагаемых

$$\varphi = \varphi' + \varphi'',$$

где φ' и φ'' – углы закручивания правого освобожденного сечения вала, найденные отдельно от моментов T и T_B , при этом $\varphi' = \frac{Tl_1}{GJ_p}$; $\varphi'' = -\frac{T_B l}{GJ_p}$.

Знак минус в выражении φ'' взят потому, что моменты T и T_B противоположны по направлению.

Полный угол закручивания правого сечения равен нулю, поэтому

$$\varphi = \varphi' + \varphi'' = \frac{Tl_1}{GJ_p} - \frac{T_B l}{GJ_p} = 0,$$

откуда $T_B = \frac{Tl_1}{l} = \frac{440 \cdot 0,2}{0,8} = 110 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Из уравнения статики определим момент T_A

$$T_A = T - T_B = 440 - 110 = 330 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эпюра крутящих моментов приведена на рис. 3.4, в.

3.1. Задания для расчета валов на кручение

К стальному валу приложены три известных момента T_1 , T_2 , T_3 .

Требуется:

1. Установить, при каком значении момента X угол закручивания правого концевого сечения вала равен нулю.
2. Построить эпюру крутящих моментов.
3. При заданном значении τ_{adm} определить диаметр вала из расчета на прочность и округлить его значение до ближайшего равного: 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм.
4. Построить эпюру углов закручивания, найти наибольший относительный угол закручивания и проверить вал на жесткость при $\theta_{adm} = 1,5$ град/м.

Данные для расчета приведены на рис. 3.5 и в табл. 3.1.

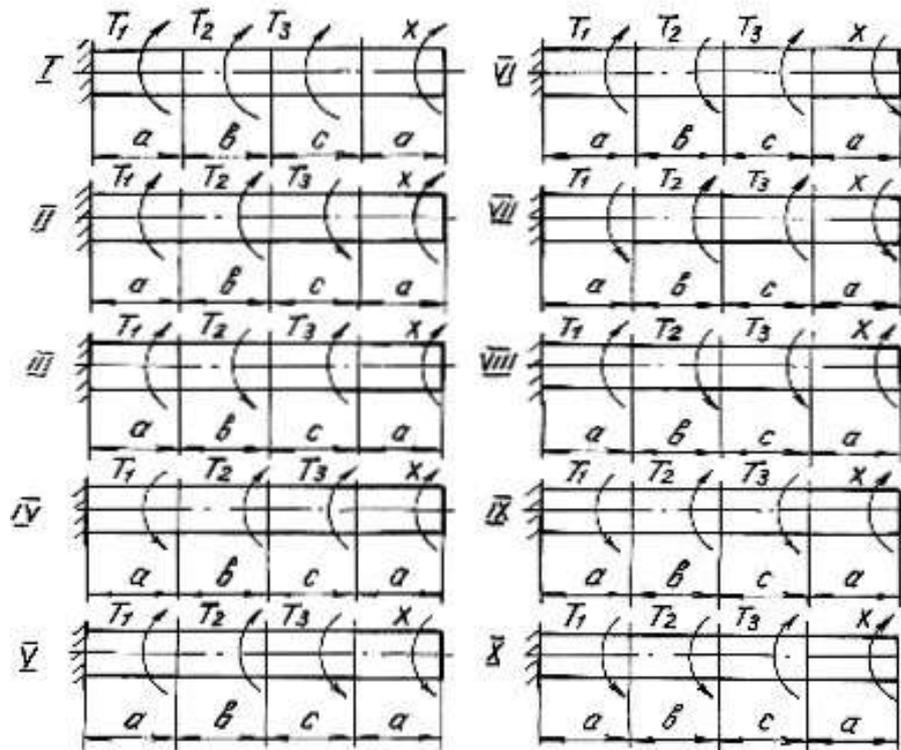


Рис. 3.5.

Таблица 3.1

Номер варианта	Номер схемы	Расстояние, м			Момент, Н·м			τ_{adm} , МПа
		a	b	c	T_1	T_2	T_3	
1	I	1,1	1,2	1,1	1100	1000	1200	35
2	II	1,2	1,3	1,2	1200	1100	1000	40
3	III	1,3	1,4	1,3	1300	1200	1100	45
4	IV	1,4	1,5	1,4	1400	1300	1200	50
5	V	1,5	1,6	1,5	1500	1400	1300	55
6	VI	1,6	1,7	1,6	1600	600	1500	60
7	VII	1,7	1,8	1,7	1700	700	1600	65
8	VIII	1,8	1,9	1,8	1800	800	1700	70
9	IX	1,9	2,0	1,9	1900	900	1800	75
10	X	2,0	2,1	2,0	2000	1000	2100	80

Глава 4

ДЕФОРМАЦИЯ ПОПЕРЕЧНОГО ИЗГИБА БАЛОК

Деформация поперечного изгиба может возникнуть от любых нагрузок, если линии действия этих нагрузок находятся в плоскости, проходящей через продольную ось балки. Если в такой плоскости располагается одна из главных осей инерции поперечного сечения, то возникает деформация плоского изгиба. От действия внешних нагрузок в поперечных сечениях балок возникают внутренние силовые факторы – поперечные силы и изгибающие моменты. Для их нахождения пользуемся методом сечений и, изучая равновесие сил, приводим внешние нагрузки к центру тяжести поперечного сечения.

Поперечная сила Q_x в любом сечении равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, приложенных с одной стороны от рассматриваемого сечения, на ось, перпендикулярную к продольной оси балки.

Изгибающий момент M_x в любом сечении равен алгебраической сумме моментов всех сил, действующих с одной стороны от рассматриваемого сечения балки, относительно центра тяжести сечения.

Правило знаков для Q_x и M_x :

1) поперечная сила считается положительной, если она сдвигает левую часть балки от сечения вверх, а правую часть балки вниз;

2) изгибающий момент в сечении считается положительным, если он изгибает балку выпуклостью вниз; при изгибе балки выпуклостью вверх изгибающий момент считается отрицательным.

Уравновесить момент внешних сил может только момент внутренних сил упругости, который образован силами, направленными нормально к сечению балки. Поперечная сила может быть уравновешена силой, которая является равнодействующей внутренних сил упругости, расположенных в плоскости сечения балки.

Таким образом, нормальные напряжения, возникающие в поперечных сечениях балок, зависят от величины изгибающих моментов в этих сечениях, а касательные напряжения – от величины поперечных сил в этих сечениях. Эту зависимость в общем виде можно записать

$$\sigma = f_1(M_x); \quad \tau = f_2(Q_x)$$

Таким образом, для того, чтобы определить напряжения в поперечных сечениях, необходимо знать законы изменения Q_x и M_x по длине балок. Для этого строят два графика, называемых эпюрами поперечных сил и изгибающих моментов.

Порядок построения эпюр сводится к следующему:

1. Заданная балка вычерчивается в выбранном масштабе с указанием размеров и нагрузок;

2. С помощью уравнений равновесия статики определяются реакции опор с обязательной последующей проверкой;

3. Балка разбивается на отдельные участки. Каждый участок имеет свой закон изменения нагрузки;

4. Для каждого участка записываются уравнения для определения Q_x и M_x ;

5. Вычисляют ординаты Q_x и M_x по составленным для отдельных участков уравнениям;

6. Строят в принятом масштабе эпюры Q_x и M_x .

Положительные значения найденных величин откладываются выше нулевой линии эпюры, а отрицательные – ниже ее.

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов можно выполнить, применяя следующие контрольные правила для построения эпюр:

1. На концевых шарнирных опорах Q_x равны реакциям, а M_x равны нулю, если на опорах не приложены пары с моментами M .

2. На участках балки, где отсутствует распределенная нагрузка, поперечная сила постоянна, а изгибающий момент изменяется по линейному закону.

3. На участках, где приложена равномерно распределенная нагрузка, эпюра Q_x изменяется по закону прямой наклонной линии, а эпюра M_x – по закону квадратичной параболы. В том сечении, где эпюра Q_x пересекается с нулевой линией, на эпюре M_x наблюдается экстремальное значение момента (вершина параболы).

4. На участках, где приложена нагрузка, изменяющаяся по закону треугольника, эпюра Q_x изменяется по закону квадратичной параболы, а эпюра M_x – по закону кубической параболы.

5. В тех сечениях, где приложены сосредоточенные силы (включая и реакции), на эпюре Q_x наблюдаются скачки (перепады) на величину этих сил, а на эпюре M_x – переломы смежных линий.

6. В тех сечениях, где приложены пары с моментами M , на эпюре M_x наблюдаются скачки на величину этих моментов.

7. На свободном конце консольной балки поперечная сила Q_x равна нулю, если в этом месте не приложена сосредоточенная сила; и изгибающий момент M_x равен нулю, если в этом месте не приложена пара с моментом M .

8. В жесткой заделке консольной балки Q_x равна реакции, а изгибающий момент M_x равен моменту заделки.

Нормальные напряжения при изгибе определяются по формуле:

$$\sigma = \frac{M_x}{J_{\text{н.о.}}} y, \quad (4.1)$$

где M_x – изгибающий момент в сечении; $J_{\text{н.о.}}$ – момент инерции сечения относительно нейтральной оси поперечного сечения (нейтральная ось – это ось, в любой точке которой нормальные напряжения всегда равны нулю); y – расстояние до рассматриваемого волокна от нейтральной оси.

Касательные напряжения при изгибе могут быть определены по формуле Д. И. Журавского:

$$\tau = \frac{Q_x S_{\text{н.о.}}}{J_{\text{н.о.}} b}, \quad (4.2)$$

где Q_x – поперечная сила в сечении; $S_{\text{н.о.}}$ – статический момент площади отсеченной части поперечного сечения выше уровня, на котором определяются касательные напряжения относительно нейтральной оси; b – ширина сечения на уровне, для которого определяются напряжения.

Подбор поперечного сечения балки производится на основании следующего условия прочности:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{н.о.}}} \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (4.3)$$

откуда

$$W_{\text{н.о.}} \geq \frac{M_{\text{max}}}{\sigma_{\text{adm}}}, \quad (4.4)$$

где M_{max} – максимальный изгибающий момент, взятый из эпюры M_x ; $W_{\text{н.о.}}$ – момент сопротивления поперечного сечения балки изгибу относительно нейтральной оси; σ_{adm} – допускаемое нормальное напряжение для материала балки.

После подбора поперечного сечения производится полная проверка балки на прочность по следующим напряжениям:

а) по рабочим нормальным напряжениям

$$\sigma_{\text{раб.}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{н.о.}}} \leq \sigma_{\text{adm}},$$

где $W_{\text{н.о.}}$ – момент сопротивления выбранного поперечного сечения.

б) по максимальным касательным напряжениям

$$\tau_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{max}} S_{\text{н.о.}}}{J_{\text{н.о.}} b} \leq \tau_{\text{adm}},$$

где Q_{max} – наибольшая поперечная сила, взятая из эпюры Q_x ; $S_{\text{н.о.}}$ – статический момент части площади выбранного поперечного сечения, находящейся выше или ниже нейтральной оси, относительно этой оси; b – ширина сечения на уровне нейтральной оси; $J_{\text{н.о.}}$ – момент инерции выбранного сечения относительно нейтральной оси.

в) по главным напряжениям:

проверка проводится для балок, ширина сечений которых не постоянна. При этой проверке на основании эпюр выбирается опасное сечение балки, в котором одновременно значения Q_x и M_x большие. По формулам (4.1) и (4.2) для этого сечения строят эпюры нормальных и касательных напряжений, а затем определяют главные напряжения для характерных волокон сечения по его высоте, пользуясь формулой:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2}(\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}). \quad (4.5)$$

Для стальных балок определяют расчётное (эквивалентное) напряжение для верхних (нижних), средних, переходных волокон (где резко изменяется ширина сечения) по III или IV теориям прочности.

Проверка прочности сводится к рассмотрению выполнения следующих условий прочности:

$$\sigma_p^{III} = \sigma_1 - \sigma_2 \leq \sigma_{adm}, \quad (4.6)$$

$$\sigma_p^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \leq \sigma_{adm}. \quad (4.7)$$

4.1. Расчет балки на прочность

Пример 4.1.

Для расчетной схемы с указанными размерами и нагрузками (рис. 4.1.) построить по длине балки эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

Подобрать поперечное сечение балки в двух вариантах:

а) прямоугольного профиля, полагая, что балка деревянная при $\sigma_{adm} = 10$ МПа; соотношение между размерами сечения принять равным $b:h = 1:2$;

б) двутаврового профиля (см. табл. П.1), материал сталь при $\sigma_{adm} = 160$ МПа, $\tau_{adm} = 96$ МПа.

в) провести полную проверку стальной балки на прочность.

Решение.

Определение опорных реакций.

Расчёт балки следует начинать с расстановки и определения величины опорных реакций. Величина и направление опорных реакций и реактивных моментов могут быть определены из решения уравнений равновесия. Для плоской

системы параллельных сил (поперечный плоский изгиб) условия равновесия описываются двумя уравнениями статики: $\sum M_A = 0$; $\sum M_B = 0$.

Рассматриваемая балка (см. рис. 4.1) имеет две шарнирные опоры. В опоре A (шарнирно-подвижной) возникает одна реакция R_A , в опоре B (шарнирно-неподвижной) направление реакции в общем случае неизвестно, поэтому разложим её на две составляющие: H_B – горизонтальную и R_B – вертикальную. Все нагрузки действуют перпендикулярно продольной оси балки, поэтому из уравнения проекций на горизонтальную ось x получается, что составляющая $H_B = 0$. Запишем уравнения моментов сил относительно опоры B

$$\sum M_B = 0, \quad M_1 - R_A \cdot 5 + F \cdot 3 - M_2 + q \cdot 3 \cdot 0,5 = 0.$$

Решаем уравнение относительно R_A

$$R_A = \frac{M_1 + F \cdot 3 - M_2 + q \cdot 3 \cdot 0,5}{5} = \frac{30 + 60 \cdot 3 - 50 + 20 \cdot 1,5}{5} = 38 \text{ кН}.$$

Запишем уравнения моментов сил относительно опоры A

$$\sum M_A = 0, \quad R_B \cdot 5 - q \cdot 3 \cdot 4,5 - M_2 - F \cdot 2 + M_1 = 0.$$

Решаем уравнение относительно R_B

$$R_B = \frac{q \cdot 3 \cdot 4,5 + M_2 + F \cdot 2 - M_1}{5} = \frac{20 \cdot 3 \cdot 4,5 + 50 + 60 \cdot 2 - 30}{5} = \frac{410}{5} = 82 \text{ кН}.$$

Для проверки правильности вычисления опорных реакций составим уравнение проекций всех сил на вертикальную ось y :

$$\sum y = 0, \quad R_A - F - q \cdot 3 + R_B = 0; \quad 38 - 60 - 60 + 82 = 0, \quad 120 - 120 = 0.$$

Последнее уравнение обращается в тождество, следовательно, величина реакций и их направление определены правильно.

Если в результате решения уравнения реакция имеет отрицательное значение, то следует изменить направление реакции на противоположное и в дальнейших расчётах считать её положительной.

После определения опорных реакций можно перейти к построению эпюр изгибающих моментов и поперечных сил, предварительно разбив балку по длине на участки, в пределах которых закон изменения внешних нагрузок остаётся постоянным.

Границы участков располагаются в местах приложения моментов пар сил, сосредоточенных сил, начала или конца распределенной нагрузки.

Участки нумеруются слева или справа от концевых сечений балки. Рассчитываемая балка имеет пять участков I - V.

При составлении аналитических выражений для Q_x и M_x в пределах I-го участка проведём сечение с абсциссой x_1 и рассмотрим равновесие левой части консоли. На эту часть балки действует пара сил с моментом $M_1 = 30 \text{ кН} \cdot \text{м}$, поэтому поперечная сила $Q_I = 0$, а изгибающий момент в любом сечении будет постоянным $M_I = -M_1 = -30 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

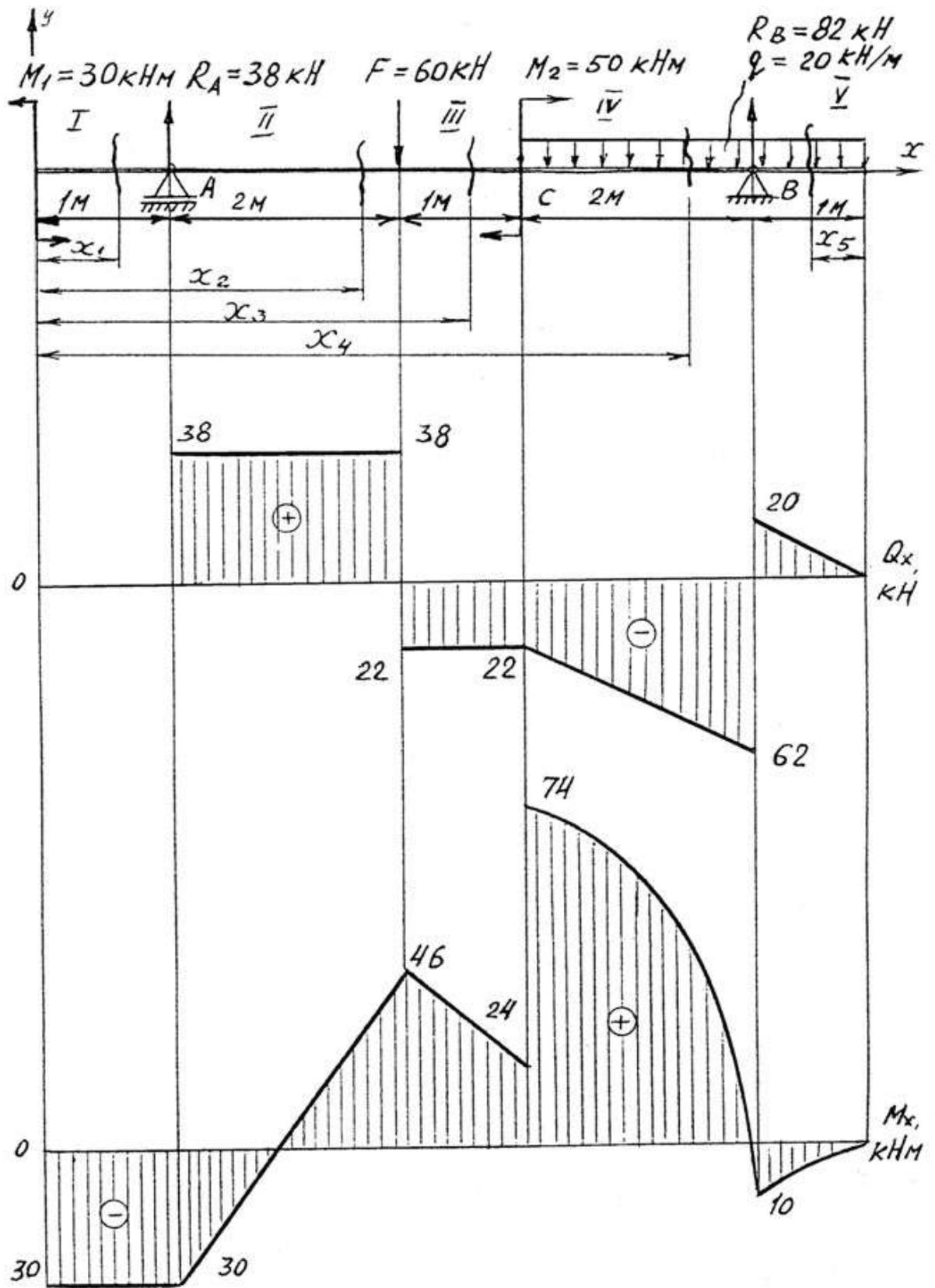


Рис. 4.1.

Для составления аналитических выражений Q_x и M_x в пределах II-го участка проводим сечение с абсциссой x_2 и рассматриваем равновесие левой части балки.

$Q_{II} = R_A = 38$ кН – поперечная сила в пределах II-го участка постоянна.

$$M_{II} = -M + R_A(x_2 - 1).$$

Это уравнение прямой линии, для её построения достаточно определить ординаты изгибающего момента в двух точках (на концах участка):

при $x_2 = 1$ м $M_{II} = -M_1 = -30$ кН·м;

при $x_2 = 3$ м $M_{II} = -M_1 + R_A \cdot 2 = -30 + 76 = 46$ кН·м.

Для III-го участка (сечение с абсциссой x_3)

$$Q_{III} = R_A - F = 38 - 60 = -22$$
 кН.

На этом участке поперечная сила не зависит от x_3 и поэтому на протяжении всего участка она не меняет своего значения.

$$M_{III} = -M_1 + R_A(x_3 - 1) - F(x_3 - 3).$$

Это уравнение прямой линии.

Вычислим моменты при следующих значениях x_3 :

при $x_3 = 3$ м $M_{III} = -30 + 38 \cdot 2 = 46$ кН·м;

при $x_3 = 4$ м $M_{III} = -30 + 38 \cdot 3 - 60 = 24$ кН·м.

Для IV-го участка (сечение с абсциссой x_4) поперечная сила равна:

$$Q_{IV} = R_A - F - q(x_4 - 4).$$

Это уравнение прямой линии.

Вычислим ординаты в начале и в конце участка:

при $x_4 = 4$ м $Q_{IV} = 38 - 60 = -22$ кН;

при $x_4 = 6$ м $Q_{IV} = 38 - 60 - 40 = -62$ кН.

Уравнение изгибающих моментов для IV-го участка имеет вид

$$M_{IV} = -M_1 + R_A(x_4 - 1) - F(x_4 - 3) + M_2 - q \frac{(x_4 - 4)^2}{2}.$$

Это уравнение параболы.

Для её построения определяем моменты:

при $x_4 = 4$ м $M_{IV} = -30 + 114 - 60 + 50 - 20 \cdot 0 = 74$ кН;

при $x_4 = 6$ м $M_{IV} = -30 + 38 \cdot 5 - 60 \cdot 3 + 50 - 20 \cdot (4/2) = -10$ кН.

Прежде, чем составлять выражение поперечной силы и изгибающего момента для V-го участка, заметим, что их можно найти как из равновесия левой части, так и из равновесия отсеченной правой части. Каждый раз к выбору решения нужно подходить с точки зрения возможной простоты и наименьшего количества вычислений.

Для V-го участка (сечение с абсциссой x_5) поперечная сила равна

$$Q_V = qx_5.$$

Вычислим значения ординат:

$$\text{при } x_5 = 0 \quad Q_V = 0;$$

$$\text{при } x_5 = 1 \text{ м} \quad Q_V = 20 \text{ кН.}$$

Составим уравнение изгибающего момента для V-го участка:

$$M_V = -qx_5 \frac{x_5}{2} = -\frac{qx_5^2}{2}.$$

Получили уравнение параболы. Для её построения вычислим ординаты:

$$\text{при } x_5 = 0, \quad M_V = 0;$$

$$\text{при } x_5 = 1, \quad M_V = -10 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

При построении эпюр Q_x и M_x выбираем масштаб и откладываем положительные значения ординат эпюр от нулевой линии вверх, а отрицательные вниз (см. рис. 4.1). После построения эпюр устанавливаем наибольшие значения поперечной силы $Q_{\max} = 62 \text{ кН}$ и изгибающего момента $M_{\max} = 74 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Сечение C является опасным, в нем $Q_x = 22 \text{ кН}$, $M_x = 74 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Подбор поперечного сечения балки проводим в соответствии с условием задания в двух вариантах:

а) подбор сечения прямоугольного профиля деревянной балки

$$W_{\text{н.о.}} \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{74 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^6} = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 7400 \text{ см}^3.$$

$$\text{Для прямоугольного сечения } W_{\text{н.о.}} = \frac{J_{\text{н.о.}}}{y_{\max}} = \frac{(bh)^3 / 12}{h/2} = \frac{bh^2}{6}.$$

$$\text{При } h = 2b, \quad W_{\text{н.о.}} = (2/3)b^3 \geq 7400 \text{ см}^3, \quad \text{отсюда} \quad b \geq \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 7400}{2}} = 22,3 \text{ см};$$

$$h = 2 \cdot 22,3 = 44,6 \text{ см.}$$

После округления размеров в большую сторону принимаем: $h = 46 \text{ см}$, $b = 23 \text{ см}$.

б) подбор сечения двутаврового профиля

$$W_{\text{н.о.}} \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{74 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 4,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 462 \text{ см}^3.$$

Из таблицы сортамента проката этому значению соответствует двутавр № 30, для которого $W_{\text{н.о.}} = W_x^{\text{табл.}} = 472 \text{ см}^3$.

Основные размеры и геометрические характеристики профиля:

высота $h = 0,3 \text{ м}$; ширина полки $b = 0,135 \text{ м}$; толщина полки $t = 0,01 \text{ м}$; толщина стенки $d = 0,65 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; площадь сечения $A = 46,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; момент инерции сечения относительно нейтральной оси $J_{\text{н.о.}} = J_x^{\text{табл.}} = 0,708 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$; статический момент половины площади сечения относительно нейтральной оси $S_{\text{н.о.}}^{\max.} = S_x^{\text{табл.}} = 2,68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

Полная проверка стальной балки на прочность:

а) проверка по рабочим нормальным напряжениям

$$\sigma_{\text{раб.}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_x^{\text{табл.}}} = \frac{74 \cdot 10^3}{4,72 \cdot 10^{-4}} = 157 \cdot 10^6 \text{ Па} = 157 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{раб.}} = 157 \text{ МПа} < \sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа},$$

т. е. условие прочности выполняется.

б) проверка по максимальным касательным напряжениям

$$\tau_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{max}} S_x^{\text{табл.}}}{J_x^{\text{табл.}} d} = \frac{62 \cdot 2,68 \cdot 10^{-4}}{0,708 \cdot 10^{-4} \cdot 0,65 \cdot 10^{-2}} = 36,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 36,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{max}} = 36,2 \text{ МПа} < \tau_{\text{adm}} = 96 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условие прочности выполняется.

в) проверка по главным напряжениям в опасном сечении С, в котором $Q_x = 22 \text{ кН}$, $M_x = 74 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Строим эпюру нормальных напряжений для этого сечения по уровням (рис. 4.2):

$$\sigma_{1-1} = -\frac{M_x}{J_x^{\text{табл.}}} y_{1-1} = -\frac{74 \cdot 10^3}{0,708 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,15 = -157 \cdot 10^6 \text{ Па} = -157 \text{ МПа}.$$

Знак «минус» при напряжении для верхних волокон указывает на то, что при положительной эпюре M_x в этом сечении верхняя часть волокон испытывает деформацию осевого сжатия.

$$\sigma_{7-7} = \sigma_{1-1} = 157 \text{ МПа};$$

$$\begin{aligned} \sigma_{2-2} = \sigma_{3-3} &= -\frac{M_x}{J_x^{\text{табл.}}} y_{2-2} = -\frac{M_x}{J_x^{\text{табл.}}} \left(\frac{h}{2} - t\right) = -\frac{74 \cdot 10^3}{0,708 \cdot 10^{-4}} (0,15 - 0,01) = \\ &= -147 \cdot 10^6 \text{ Па} = -147 \text{ МПа}; \quad \sigma_{4-4} = 0, \text{ так как } y_{4-4} = 0. \end{aligned}$$

Эпюра касательных напряжений также строится по значениям, определяемым для различных уровней (волокон) сечения

$$\tau_{1-1} = \tau_{7-7} = 0,$$

так как $S_{\text{н.о.}}^{1-1} = 0$, т. е. статический момент площади сечения, находящейся выше или ниже уровня 1-1 относительно нейтральной оси, равен нулю.

Напряжения в волокнах уровня 2-2 и 6-6 можно не определять, так как они обычно очень малы.

В переходных волокнах 3-3 и 5-5 напряжения будут равны

$$\tau_{3-3} = \tau_{5-5} = \frac{Q_x S_{\text{н.о.}}^{3-3}}{J_x^{\text{табл.}} b_{3-3}} = \frac{Q_x b t (h/2 - t/2)}{J_x^{\text{табл.}} d} =$$

$$= \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 0,135 \cdot 0,01 \cdot (0,15 - 0,005)}{0,708 \cdot 10^{-4} \cdot 0,65 \cdot 10^{-2}} = 9,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 9,7 \text{ МПа}.$$

Для волокон нейтрального слоя

$$\tau_{4-4} = \frac{Q_x S_{\text{н.о.}}^{4-4}}{J_x^{\text{табл.}} b_{4-4}} = \frac{Q_x S_x^{\text{табл.}}}{J_x^{\text{табл.}} d} = \frac{22 \cdot 2,68 \cdot 10^{-4}}{0,708 \cdot 10^{-4} \cdot 0,65 \cdot 10^{-2}} = 12,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12,8 \text{ МПа}.$$

Эпюры σ и τ строятся в масштабе (см. рис. 4.2).

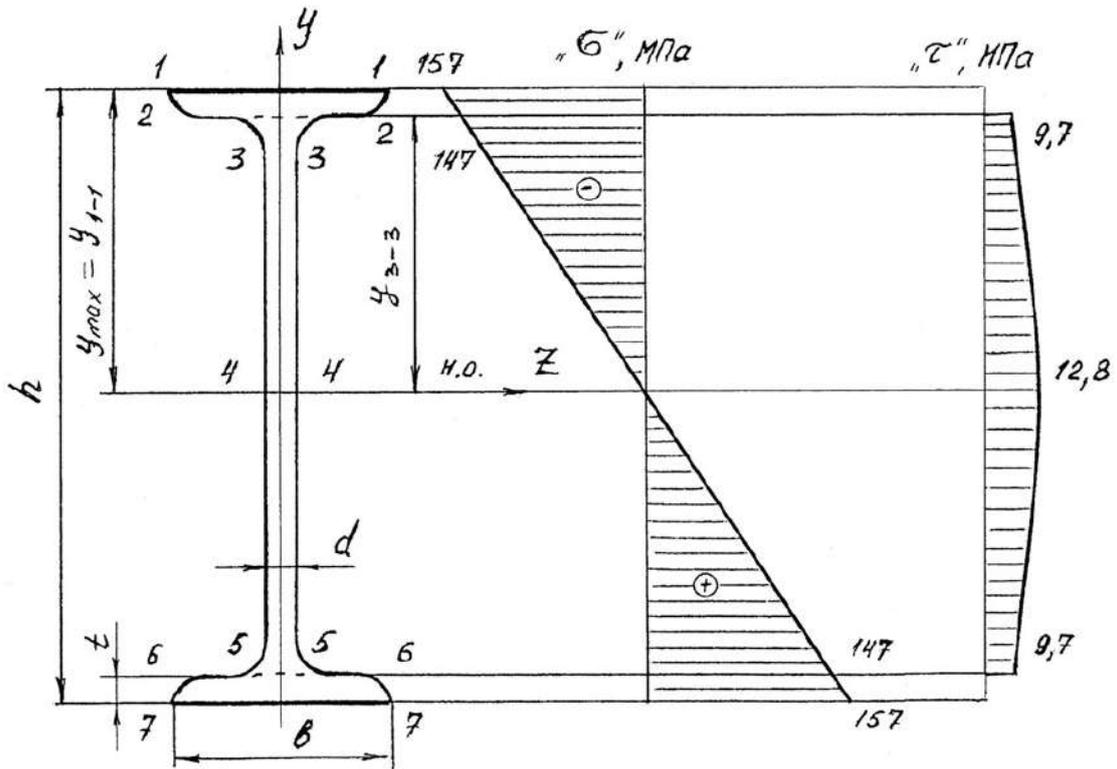


Рис. 4.2.

На основании эпюр напряжений определяют главные напряжения для верхних, переходных и средних волокон

$$\sigma_1^{1-1} = 1/2(\sigma_{1-1} + \sqrt{\sigma_{1-1}^2 + 4\tau_{1-1}^2}) = 1/2(-157 + \sqrt{157^2 + 4 \cdot 0^2}) = 0;$$

$$\sigma_2^{1-1} = 1/2(-157 - \sqrt{157^2 + 4 \cdot 0^2}) = -157 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1^{3-3} = 1/2(-147 + \sqrt{147^2 + 4 \cdot 9,7^2}) = 0,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2^{3-3} = 1/2(-147 - \sqrt{147^2 + 4 \cdot 9,7^2}) = -147,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1^{4-4} = 1/2(0 + \sqrt{0^2 + 4 \cdot 12,8^2}) = 12,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2^{4-4} = -12,8 \text{ МПа}.$$

Определим величины расчётных напряжений по третьей теории прочности:

$$\sigma_p^{1-1} = \sigma_1^{1-1} - \sigma_2^{1-1} = 0 - (-157) = 157 \text{ МПа};$$

$$\sigma_p^{3-3} = \sigma_1^{3-3} - \sigma_2^{3-3} = 0,5 - (-147,5) = 148 \text{ МПа};$$

$$\sigma_p^{4-4} = \sigma_1^{4-4} - \sigma_2^{4-4} = 12,8 - (-12,8) = 25,6 \text{ МПа},$$

таким образом условие прочности $\sigma_p^{\text{III}} < \sigma_{\text{adm}}$ выполняется.

По четвертой теории прочности

$$\sigma_p^{1-1} = \sqrt{(\sigma_1^{1-1})^2 + (\sigma_2^{1-1})^2 - \sigma_1^{1-1}\sigma_2^{1-1}} = \sqrt{0^2 + 157^2 - 0^2} = 157 \text{ МПа}.$$

$$\text{Аналогично: } \sigma_p^{3-3} = 148 \text{ МПа}; \sigma_p^{4-4} = 22,1 \text{ МПа}.$$

Таким образом, результаты по всем вариантам полной проверки прочности балки показывают, что все условия прочности выполняются, следовательно, к практическому применению принимается двутавр № 30.

Пример 4.2. Консольная балка, сложное сечение.

Для заданной схемы балки (рис. 4.3) построить эпюры поперечных сил Q_x и изгибающих моментов M_x , определить размеры сечения заданной формы из условия прочности, принимая $\sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа}$.

Решение.

Определим реакции опоры A из уравнений равновесия

$$1) \sum M_A = 0; \quad -M_A + M - q \cdot 1 \cdot 2,5 + F \cdot 3 = 0;$$

$$M_A = M - q \cdot 1 \cdot 2,5 + F \cdot 3 = 6 - 10 + 24 = 20 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

2) $\sum Y = 0; \quad R_A - q \cdot 1 + F = 0$ (предварительное направление реакции R_A вверх);

$R_A = q \cdot 1 - F = 4 - 8 = -4 \text{ кН}$ (меняем направление реакции на противоположное).

Проверка

$$\sum M_C = 0; \quad -M_A + R_A \cdot 3 + M + q \cdot 1 \cdot 0,5 = -20 + 12 + 6 + 2 = 0.$$

Определим размеры поперечного сечения (см. рис. 4.3), для чего условно разбиваем это сечение на фигуры 1, 2, 3 и 4, площади которых равны: $A_1 = 5b \cdot 6b; A_2 = 2b \cdot 3b; A_3 = A_4 = b \cdot b$.

Для определения положения центра тяжести сечения проводим вспомогательную ось $x_{\text{вп}}$ и найдем координату y_c по известной формуле

$$y_c = \frac{S_{x_{\text{вп}}}}{A} = \frac{A_1 y_1 - A_2 y_2 + A_3 y_3 + A_4 y_4}{A_1 - A_2 + A_3 + A_4}$$

$$= \frac{6b \cdot 5b \cdot 2,5b - 2b \cdot 3b \cdot 1,5b + 2b \cdot b \cdot 0,5b}{6b \cdot 5b - 2b \cdot 3b + 2b \cdot b} = 2,58b,$$

где y_1, y_2, y_3, y_4 — расстояния от центров тяжести фигур 1, 2, 3, 4 до оси $x_{вр}$.

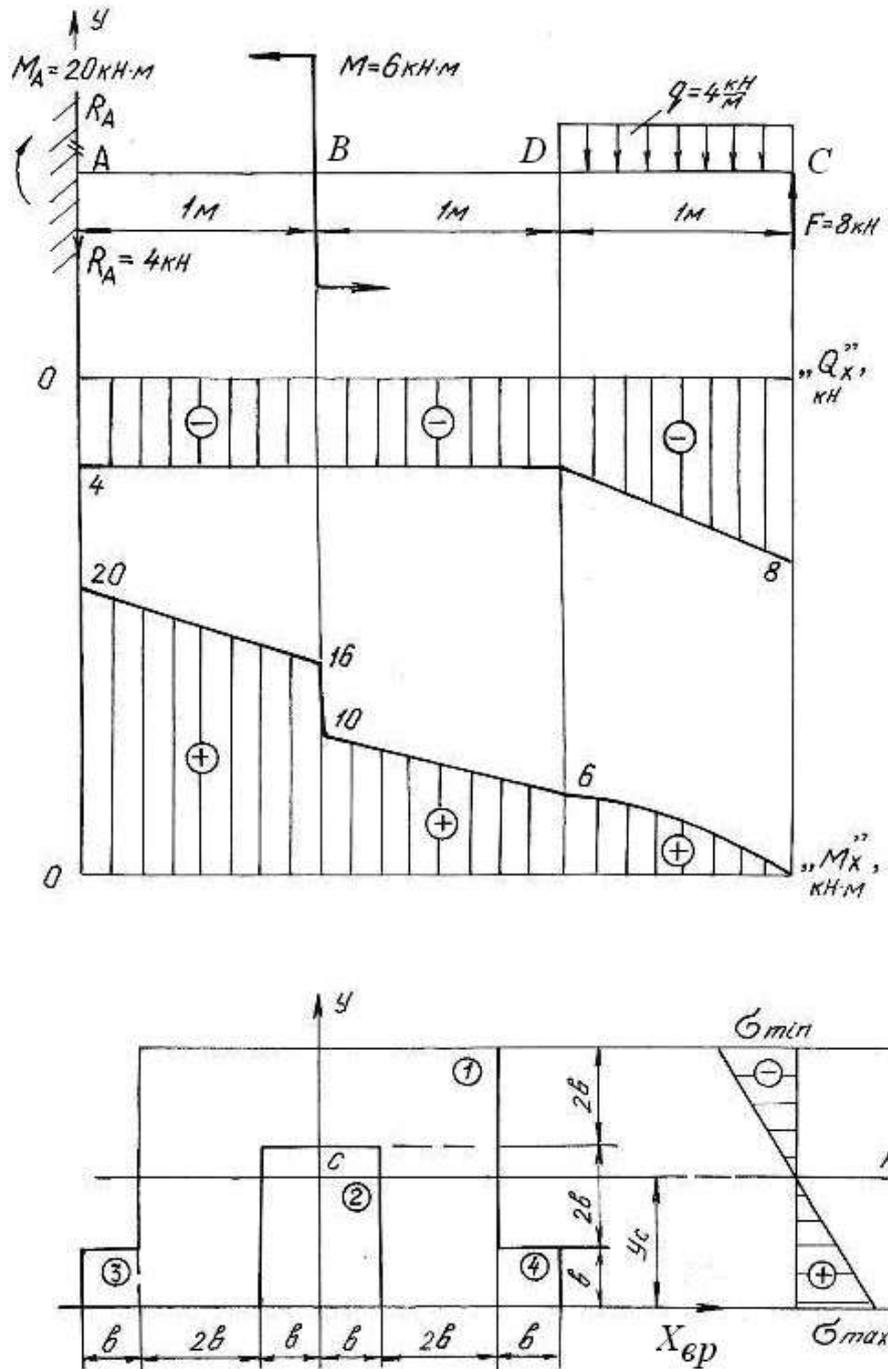


Рис. 4.3.

Так как сечение симметричное, то его центр тяжести лежит на оси симметрии y .

Проводим нейтральную ось через центр тяжести параллельно вспомогательной оси $x_{вр}$. Находим момент инерции относительно нейтральной оси

$$J_{н.о.} = (J_{н.о.})^1 - (J_{н.о.})^2 + 2(J_{н.о.})^3 = \left[\frac{6b \cdot (5b)^3}{12} + 6b \cdot 5b \cdot (y_1 - y_c)^2 \right] - \left[\frac{2b \cdot (3b)^3}{12} + 2b \cdot 3b \cdot (y_2 - y_c)^2 \right] + 2 \cdot \left[\frac{b \cdot b^3}{12} + b \cdot b \cdot (y_3 - y_c)^2 \right] = 60 \cdot b^4,$$

где $(y_n - y_c)$ – расстояние между собственной осью простой фигуры и нейтральной осью.

Строим эпюры поперечных сил Q_x и изгибающих моментов M_x , пользуясь контрольными правилами и начиная построения со свободного конца балки.

$$Q_C = -F = -8 \text{ кН}; \quad Q_D = -F + q \cdot 1 = -8 + 4 = -4 \text{ кН} = Q_B = Q_A;$$

$$M_C = 0; \quad M_D = F \cdot 1 - q \cdot 1 \cdot 0,5 = 8 - 2 = 6 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_B = F \cdot 2 - q \cdot 1 \cdot 1,5 = 16 - 6 = 10 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

В сечении B изгибающий момент возрастает на момент $M = 6 \text{ кН} \cdot \text{м}$, что на эпюре M_x отражается в виде скачка. Изгибающий момент в жесткой заделке равен моменту заделки M_A .

Максимальный изгибающий момент $M_{\max} = M_A = 20 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Максимальные напряжения, возникающие в нижних волокнах этого сечения

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} y_{\max}^H}{J_{н.о.}} = \frac{20 \cdot 2,58 \cdot b}{60 \cdot b^4} = \frac{0,83 \text{ кН} \cdot \text{м}}{b^3}.$$

Максимальные напряжения, возникающие в верхних волокнах этого сечения

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\max} y_{\max}^B}{J_{н.о.}} = \frac{20 \cdot 2,42 \cdot b}{60 \cdot b^4} = \frac{0,81 \text{ кН} \cdot \text{м}}{b^3}.$$

Приравнивая наибольшее напряжение к допускаемому напряжению σ_{adm} , получим размер сечения b

$$\sigma_{\max} = \frac{0,83 \text{ кН} \cdot \text{м}}{b^3} \leq \sigma_{adm} = 160 \text{ МПа}; \quad b^3 \geq \frac{0,83 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6},$$

$$b \geq \sqrt[3]{5,2 \cdot 10^{-6}} = 1,73 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad b = 18 \text{ мм}.$$

4.2. Задания для расчета балок на прочность

Для расчетной схемы балки необходимо:

1. Построить по длине балки эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

2. Подобрать поперечное сечение балки в двух вариантах:

а) прямоугольного профиля, полагая, что балка деревянная при $\sigma_{adm} = 10$ МПа ;
соотношение между размерами сечения принять равными $b:h = 1:2$;

б) двутаврового профиля (см. табл. П. 1) при $\sigma_{adm} = 160$ МПа, $\tau_{adm} = 96$ МПа .

3. Провести полную проверку стальной двутавровой балки на прочность.

Данные для расчета приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

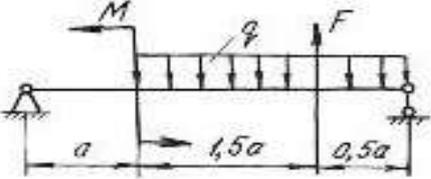
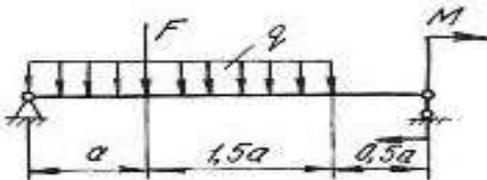
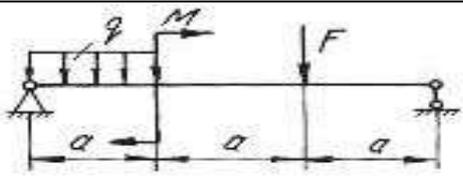
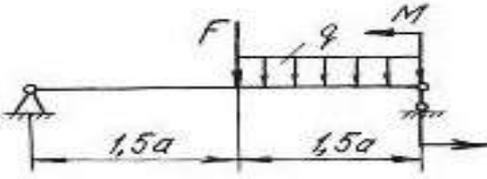
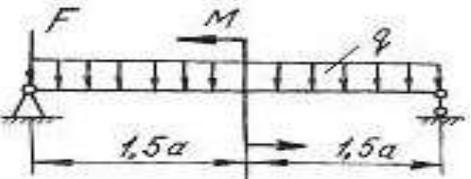
Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	1	2,0	19	20	20
	2	1,0	16	35	40
	3	1,2	10	30	40
	4	2,0	10	25	50
	5	2,2	30	50	40
	6	2,4	10	10	20
	7	1,0	10	65	20
	8	1,2	10	55	40
	9	2,0	20	45	15
	10	1,0	18	32	60
	11	2,2	10	35	50
	12	1,8	30	42	30
	13	2,0	12	26	20
	14	1,0	14	14	20
	15	2,0	15	25	30

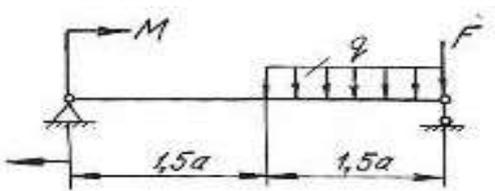
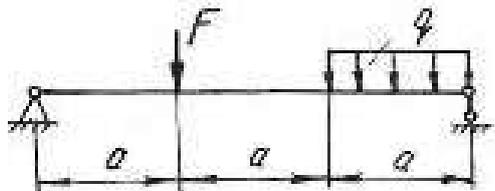
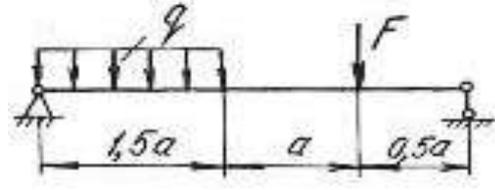
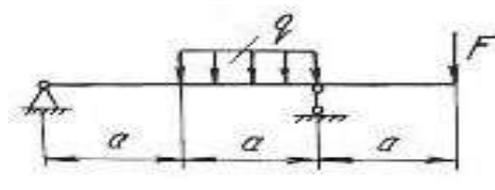
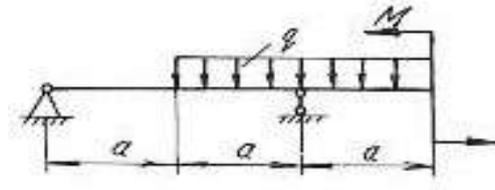
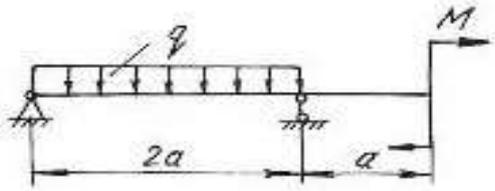
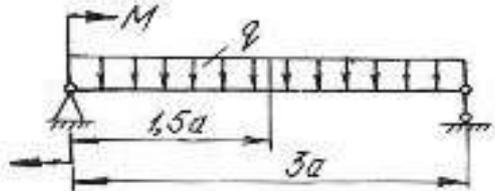
Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	16	1,0	10	32	40
	17	2,0	25	42	20
	18	1,6	30	50	30
	19	1,0	10	—	10
	20	2,0	11	—	30
	21	1,0	12	—	30
	22	1,2	13	—	60
	23	2,2	14	—	70
	24	3,0	15	—	40
	25	3,0	16	—	20
	26	1,2	17	—	70
	27	2,0	18	—	70
	28	3,0	20	10	—
	29	2,0	21	60	—
	30	2,0	22	10	—
	31	2,1	23	30	—
	32	2,0	24	30	—
	33	2,2	25	30	—
	34	2,0	26	40	—
	35	2,0	27	40	—
	36	2,0	28	40	—

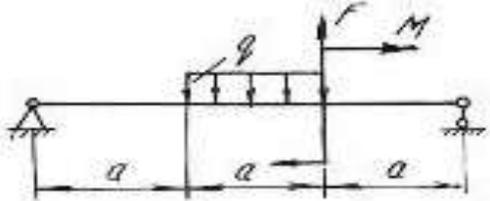
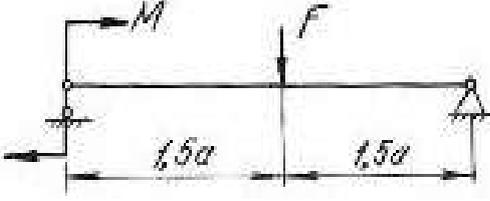
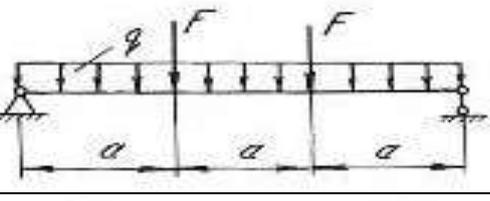
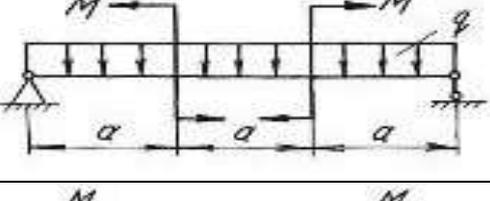
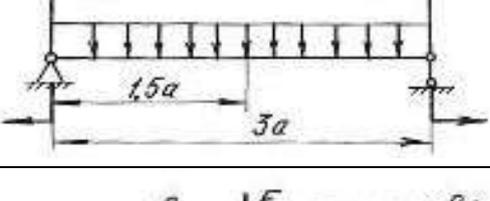
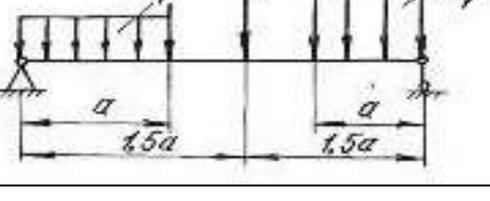
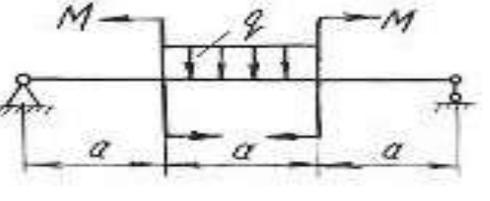
Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	37	1,2	10	30	15
	38	1,3	12	40	10
	39	1,4	15	45	12
	40	1,0	14	50	10
	41	2,0	13	60	20
	42	2,0	12	55	12
	43	1,1	16	—	20
	44	1,4	17	—	16
	45	1,5	20	—	15
	46	1,6	18	30	—
	47	1,2	11	20	—
	48	1,3	14	10	—
	49	0,8	15	40	—
	50	0,7	13	13	—
	51	1,1	17	22	—
	52	0,5	24	—	20
	53	0,6	28	—	30
	54	0,9	30	—	40
	55	1,1	10	30	—
	56	1,2	20	31	—
	57	1,3	30	32	—

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	58	1,4	40	—	40
	59	1,2	35	—	50
	60	2,0	28	—	80
	61	1,5	12	20	—
	62	1,7	14	30	—
	63	1,9	16	40	—
	64	2,1	18	20	20
	65	2,3	19	30	30
	66	2,5	20	25	40
	67	2,0	12	30	25
	68	2,4	10	35	30
	69	2,7	10	30	35
	70	1,0	12	10	40
	71	2,0	14	20	30
	72	2,0	16	30	40
	73	1,0	—	—	20
	74	2,0	—	—	30
	75	2,5	—	—	40

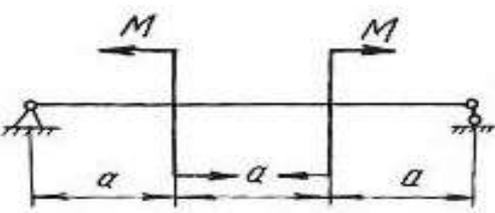
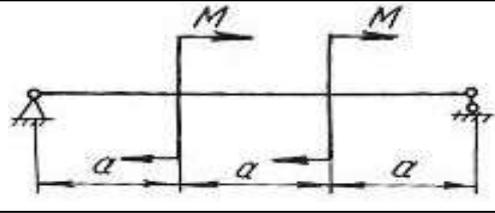
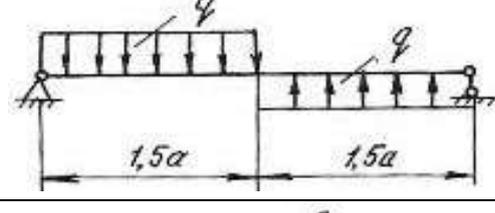
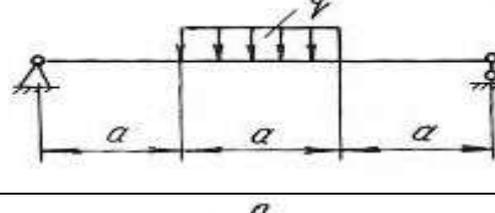
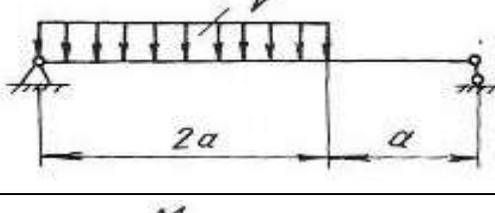
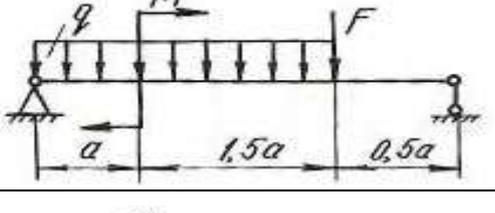
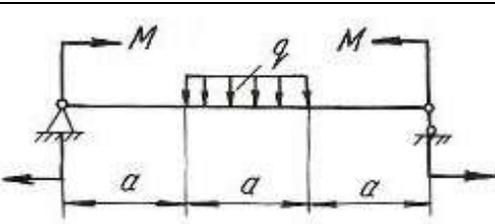
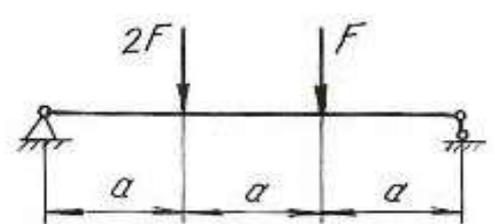
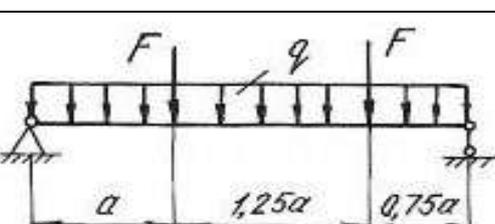
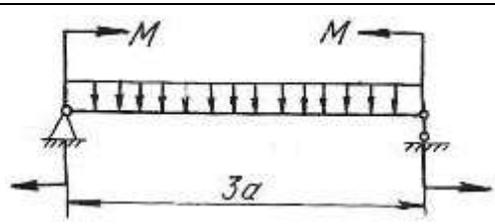
Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	76	1,5	—	30	—
	77	2,5	—	40	—
	78	1,2	—	50	—
	79	1,3	—	40	—
	80	1,4	—	25	—
	81	1,6	—	30	—
	82	1,7	10	—	—
	83	1,8	10	—	—
	84	1,9	10	—	—
	85	2,1	30	—	—
	86	2,2	20	—	—
	87	2,3	10	—	—
	88	2,0	25	—	—
	89	1,0	15	—	—
	90	2,3	10	—	—
	91	1,0	15	30	80
	92	2,0	20	40	90
	93	2,0	25	50	100
	94	1,2	10	45	25
	95	1,4	12	50	30
	96	1,6	15	60	35

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	97	1,8	15	30	40
	98	1,0	18	20	45
	99	1,4	21	55	50
	100	1,0	10	30	55
	101	2,0	20	35	80
	102	1,0	30	60	40
	103	1,9	15	25	60
	104	1,7	13	50	40
	105	1,3	17	75	20
	106	1,0	18	20	35
	107	2,2	16	60	45
	108	2,3	14	40	55
	109	1,0	—	30	50
	110	0,6	—	40	50
	111	0,8	—	30	60
	112	1,0	2	—	70
	113	0,6	30	—	60
	114	1,2	40	—	50

Схема балки и нагрузки	Номер варианта	Числовые значения нагрузок и размеров			
		a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	115	1,2	20	40	—
	116	1,3	10	20	—
	117	1,4	20	30	—
	118	1,5	—	—	40
	119	1,0	—	—	30
	120	1,3	—	—	20
	121	1,0	10	—	20
	122	1,0	20	—	40
	123	1,0	30	—	10
	124	1,2	10	20	—
	125	1,3	11	40	—
	126	1,5	12	50	—

4.3. Расчет балки на жесткость

После проверки балок на прочность они обычно проверяются на жесткость.

Проверка состоит в определении максимальных перемещений балки при изгибе и сравнении их с допускаемыми значениями для данного материала и типа балки. При этом должны выполняться следующие условия:

$$y_{\max} \leq y_{\text{adm}}; \quad y_{\text{adm}} = \left(\frac{1}{20} \div \frac{1}{250}\right)l; \quad \theta_{\max} \leq \theta_{\text{adm}},$$

где y_{adm} – допускаемый прогиб; θ_{adm} – допускаемый угол поворота; l – пролёт балки.

Для определения прогибов и углов поворота в статически определимых балках обычно применяют метод начальных параметров, который записывается в виде следующих универсальных уравнений:

$$EJ_z\theta = EJ_z\theta_0 + \sum_{i=1}^n \frac{M_i(x-a_i)^1}{1!} + \sum_{i=1}^n \frac{F_i(x-b_i)^2}{2!} + \sum_{i=1}^n \frac{q_i(x-c_i)^3}{3!}, \quad (4.8)$$

где n – количество нагрузок на рассматриваемых участках.

$$EJ_z y = EJ_z y_0 + EJ_z \theta_0 x + \sum_{i=1}^n \frac{M_i(x-a_i)^2}{2!} + \sum_{i=1}^n \frac{F_i(x-b_i)^3}{3!} + \sum_{i=1}^n \frac{q_i(x-c_i)^4}{4!}, \quad (4.9)$$

где θ – угол поворота в исследуемом сечении; y – прогиб в исследуемом сечении; y_0 – прогиб в начале координат; θ_0 – угол поворота в начале координат; x – расстояние от начала координат до сечения, в котором определяются перемещения; M, F, q – внешние нагрузки, включая и реакции; a – расстояния от начала координат до сечений, где приложены моменты; b – расстояния от начала координат до сечений, где приложены сосредоточенные силы; c – расстояния от начала координат до начала каждого участка, нагруженного равномерно распределенной нагрузкой; EJ_z – жесткость балки при поперечном изгибе.

Метод начальных параметров применяется при условии, что жесткость EJ_z постоянна по всей длине балки.

Слагаемые, которые включают M, F, q , по знаку определяются в соответствии с правилами знаков, принятыми для определения M_x при расчете слева. При использовании метода начальных параметров необходимо выполнить следующие требования:

1. Начало координат принимается единым для всей балки (обычно в левом крайнем сечении балки);
2. Если равномерно распределенная нагрузка не доходит до рассматриваемого сечения, то ее необходимо продлить до этого сечения, а для сохранения равновесия приложить такую же по величине, но противоположного направления нагрузку. Эту контрнагрузку необходимо включить в уравнения.

Начальные параметры y_0 и θ_0 определяются следующим образом. Если начало координат находится не на опоре (рис. 4.4, б), то составляем два дополнительных уравнения прогибов для двух опор, где заранее известно, что прогибы на опорах равны нулю. Если начало координат находится на концевой шарнирной опоре (рис. 4.4, в), то составляем одно дополнительное уравнение прогибов для другой опоры. Если начало координат находится в жесткой заделке (рис. 4.4, г), то дополнительные уравнения составлять не нужно.

При решении задач необходимо иметь в виду, что положительное направление оси y принято вверх. При этом условии положительное значение угла поворота соответствует вращению сечения против хода часовой стрелки, положительный прогиб направлен вверх.

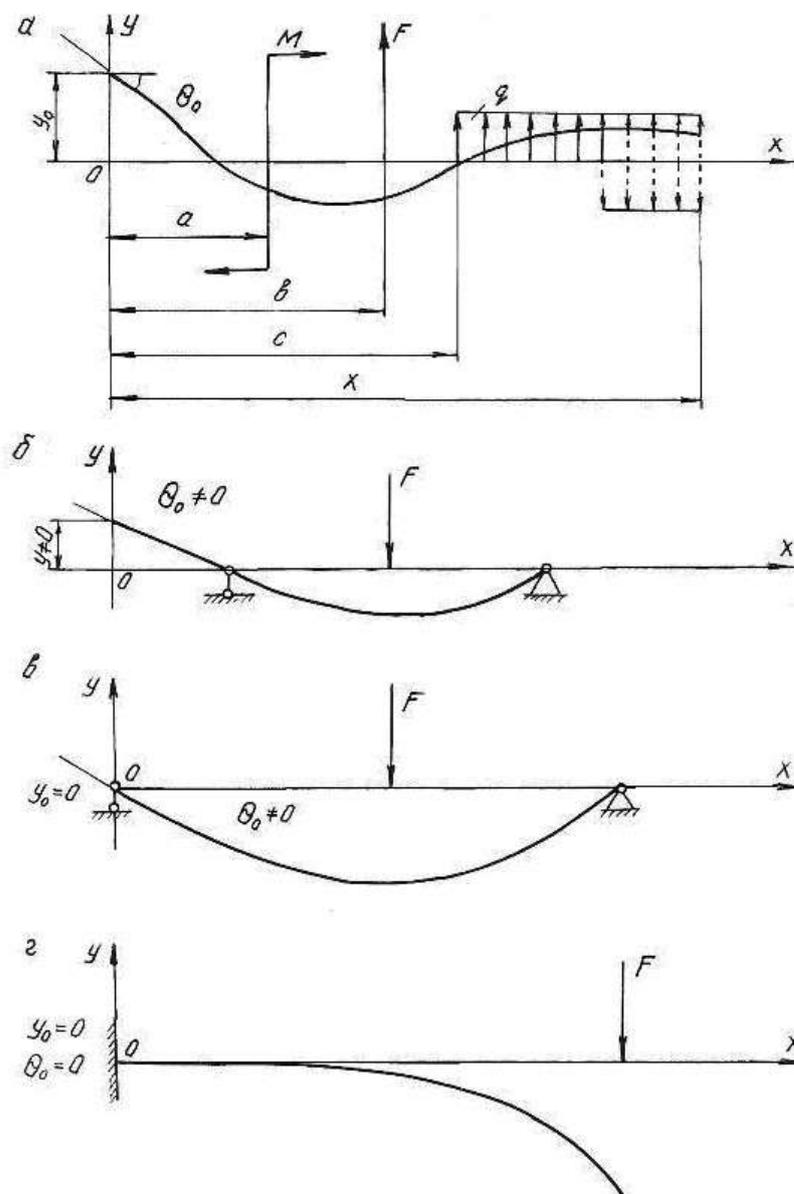


Рис. 4.4.

Пример 4.3.

Для балки, изображенной на рис. 4.5, построить эпюры Q_x и M_x , подобрать поперечное двутавровое сечение (см. табл. П. 1) при $\sigma_{adm} = 160$ МПа, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. По методу начальных параметров определить прогибы в сечениях C и D и угол поворота сечения B . Построить эпюру прогибов и провести проверку на жесткость при $y_{adm} = (1/200)l = (1/200)4 = 0,02$ м = 2 см, где l – пролет балки.

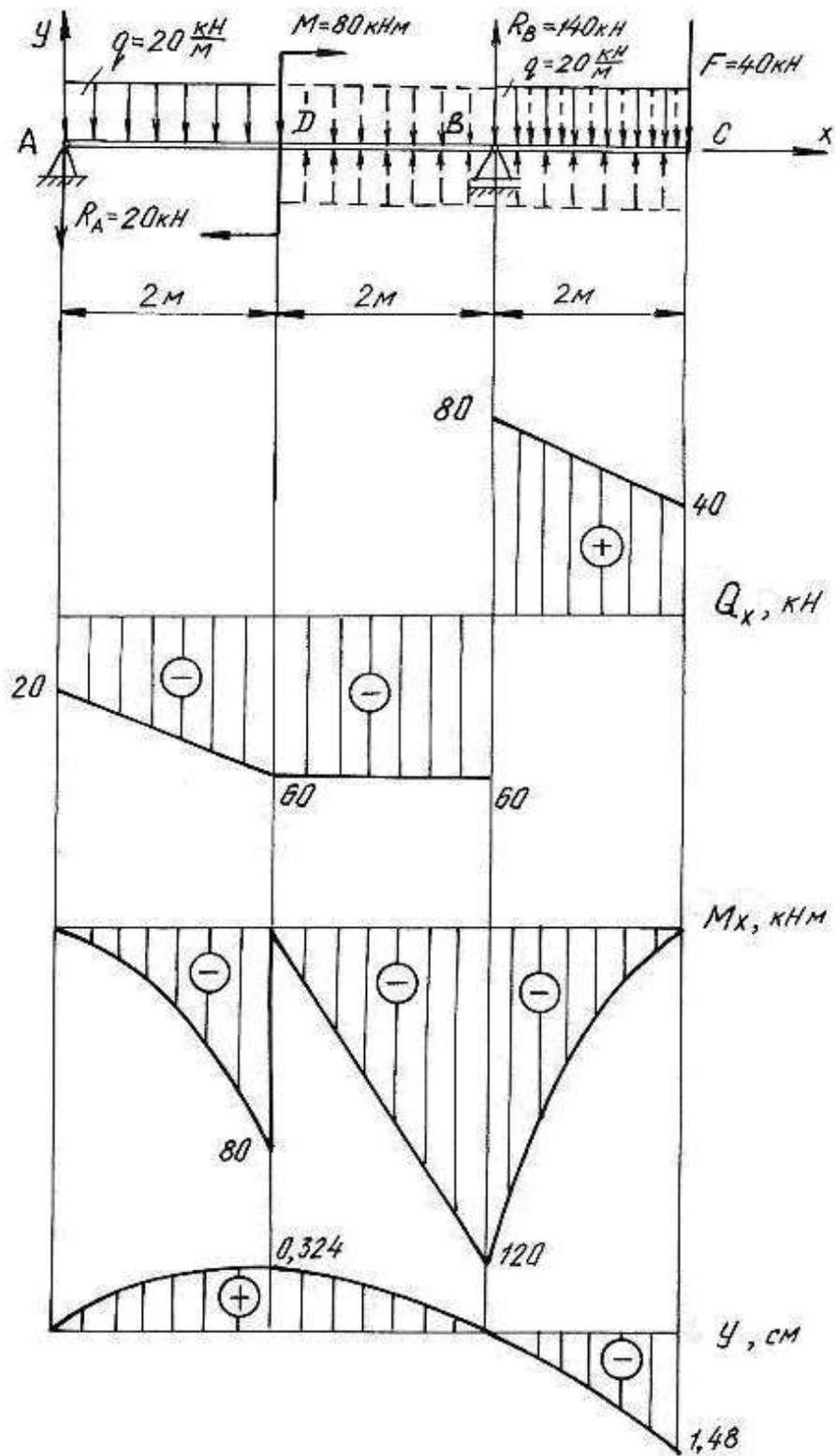


Рис. 4.5.

Решение.

Определим опорные реакции:

$$\sum M_B = 0, \quad R_A \cdot 4 + q \cdot 2 \cdot 3 - M - q \cdot 2 \cdot 1 - F \cdot 2 = 0;$$

$$R_A \cdot 4 + 20 \cdot 2 \cdot 3 - 80 - 20 \cdot 2 \cdot 1 - 40 \cdot 2 = 0; \quad R_A = 20 \text{ кН.}$$

$$\sum M_A = 0, \quad R_B \cdot 4 - q \cdot 2 \cdot 1 - M - q \cdot 2 \cdot 5 - F \cdot 6 = 0;$$

$$R_B \cdot 4 - 20 \cdot 2 \cdot 1 - 80 - 20 \cdot 2 \cdot 5 - 40 \cdot 6 = 0; \quad R_B = 140 \text{ кН.}$$

Проводим проверку

$$\sum Y = 0; \quad -R_A + R_B - q \cdot 2 - F - q \cdot 2 = 0;$$

$$-20 + 140 - 20 \cdot 2 - 40 - 20 \cdot 2 = 0; \quad 0 = 0$$

По контрольным правилам строим эпюры Q_x и M_x , и подбираем поперечное сечение при $M_{\max} = 120 \text{ кН}$.

$$W_z = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{120 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 750 \text{ см}^3.$$

По таблице сортамента (см. табл. П.1) принимаем двутавр № 36:

$$J_z = J_x^{\text{табл.}} = 13380 \text{ см}^4 = 13380 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Для определения перемещений помещаем начало координат на левой опоре (прогиб $y_0 = 0$, угол поворота $\theta_0 \neq 0$). Составляем дополнительное уравнение прогибов для сечения B (при $x_B = 4 \text{ м}$), где заранее известно, что прогиб на опоре y_B равен нулю.

Распределенная нагрузка обрывается в сечении D . Продолжим её до сечения B , в котором определяем перемещение, но, чтобы не нарушить прежнее равновесие, вводим уравновешивающую нагрузку обратного направления на участке BD .

$$EJ_z y_B = EJ_z \theta_0 x_B + \frac{M(x-2)^2}{2} - \frac{R_A(x_B-0)^3}{6} - \frac{q(x_B-0)^4}{24} + \frac{q(x_B-2)^4}{24};$$

$$0 = EJ_z \theta_0 \cdot 4 + \frac{80(4-2)^2}{2} - \frac{20(4-0)^3}{6} - \frac{20(4-0)^4}{24} + \frac{20(4-2)^4}{24}.$$

Последний член уравнения учитывает компенсирующую нагрузку. Подставляя числовые значения, получим $EJ_z \theta_0 = EJ_z \theta_A = 63,3 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$.

Определим прогибы на границах заданных участков. При определении прогиба в сечении C равномерно распределенную нагрузку необходимо продлить до этого сечения и уравновесить её.

В сечении C ($x_C = 6 \text{ м}$):

$$EJ_Z y_C = EJ_Z \theta_0 x_C + \frac{M(x_C - 2)^2}{2} - \frac{R_A(x_C - 0)^3}{6} + \frac{R_B(x_C - 4)^3}{6} - \frac{q(x_C - 0)^4}{24} + \frac{q(x_C - 2)^4}{24} - \frac{q(x_C - 4)^4}{24};$$

$$EJ_Z y_C = 63,3 \cdot 6 + \frac{80 \cdot (6 - 2)^2}{2} - \frac{20 \cdot (6 - 0)^3}{6} + \frac{140 \cdot (6 - 4)^3}{6} - \frac{20 \cdot (6 - 0)^4}{24} + \frac{20(6 - 2)^4}{24} - \frac{20(6 - 4)^4}{24} = -393 \text{ кНм}^3;$$

$$y_C = \frac{-393 \cdot 10^3}{EJ_Z} = \frac{-393 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 13380 \cdot 10^{-8}} = -0,0148 \text{ м}; \quad y_C = -1,480 \text{ см};$$

в сечении D ($x_D = 2$ м):

$$EJ_Z y_D = EJ_Z \theta_0 \cdot x_D - \frac{R_A(x_D - 0)^3}{6} - \frac{q(x_D - 0)^4}{24} = 63,3 \cdot 2 - \frac{20(2 - 0)^3}{6} - \frac{20(2 - 0)^4}{24} = 86,7 \text{ кНм}^3; \quad y_D = \frac{86,7 \cdot 10^3}{EJ_Z} = \frac{86,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 13380 \cdot 10^{-8}} = 0,00324 \text{ м} = 0,324 \text{ см}.$$

По полученным значениям прогибов строим изогнутую ось балки (см. рис. 4.5).

Определим угол поворота сечения B ($x_B = 4$ м), продлив и уравновесив распределенную нагрузку

$$EJ_Z \theta_B = EJ_Z \theta_0 + \frac{M(x - 2)^1}{1} - \frac{R_A(x - 0)^2}{2} - \frac{q(x - 0)^3}{6} + \frac{q(x - 2)^3}{6} = 63,3 + \frac{80(4 - 2)^1}{1} - \frac{20(4 - 0)^2}{2} - \frac{20(4 - 0)^3}{6} + \frac{20(4 - 2)^3}{6} = -123 \text{ кНм}^2;$$

$$\theta_B = -\frac{123 \cdot 10^3}{EJ_Z} = -\frac{123 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 13380 \cdot 10^{-8}} = -46 \cdot 10^{-4} \text{ рад} = -46 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{180}{\pi} = -0,26^\circ = -0^\circ 15' 36''.$$

Максимальный прогиб балки $y_{\max} = y_C = 1,480$ см.

Таким образом, $y_{\max} = 1,480$ см $<$ $y_{\text{adm}} = 2$ см, следовательно, условие жесткости выполняется.

4.4. Задания для расчета балок на жесткость

Для расчетной схемы (табл. 4.2) необходимо:

1. Построить по длине балки эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.
2. Подобрать поперечное сечение балки двутаврового профиля (см. табл. П. 1), материал – сталь при $\sigma_{adm} = 160$ МПа.
3. Определить по методу начальных параметров величину прогибов балки в характерных сечениях и провести проверку балки на жесткость, приняв $y_{adm} = (1/100)l$.

Таблица 4.2

Схема балки и нагрузки	Вариант	a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	1	1	10	30	20
	2	0,5	20	25	30
	3	1	10	10	16
	4	2	20	30	10
	5	0,5	30	15	12
	6	1	12	36	24
	7	2	6	12	10
	8	1	4	12	8
	9	0,5	10	20	16
	10	2	4	12	10
	11	1	20	24	12
	12	1	12	12	10
	13	2	10	4	10
	14	1	8	20	30

Продолжение табл. 4.2

Схема балки и нагрузки	Вариант	a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	15	1	8	12	16
	16	1	12	14	10
	17	2	4	16	6
	18	1	10	18	24
	19	2	4	16	16
	20	0,5	20	32	24
	21	1	20	15	8
	22	2	8	14	4
	23	0,5	10	28	12
	24	1	24	10	10
	25	2	12	16	12
	26	0,5	4	18	24
	27	1	20	10	6
	28	2	10	8	16
	29	0,5	4	15	8
	30	1	2	6	4
	31	2	4	12	10
	32	0,5	8	12	18
	33	1	10	12	4
	34	2	12	18	12
	35	0,5	20	30	10

Продолжение табл. 4.2

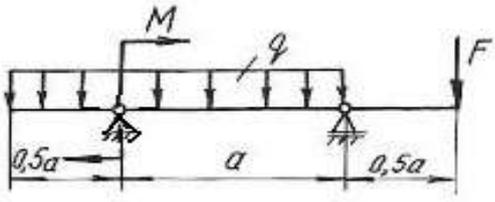
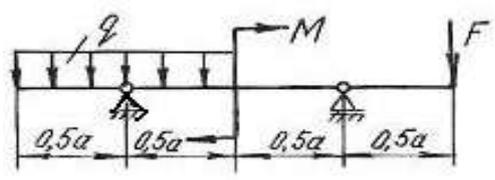
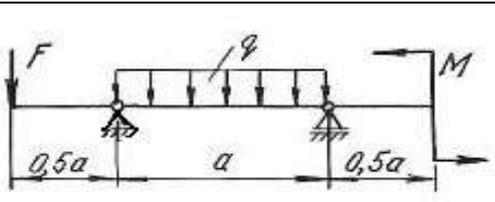
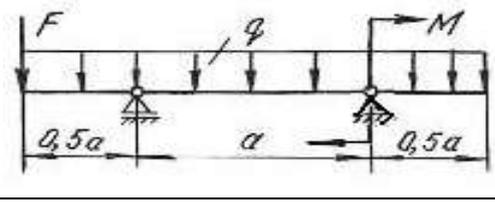
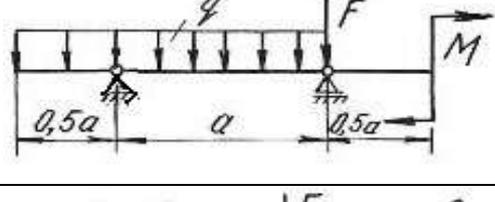
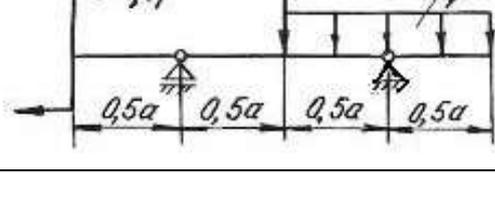
Схема балки и нагрузки	Вариант	a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	36	1	20	12	8
	37	2	12	16	16
	38	1	40	24	20
	39	1	10	20	12
	40	2	4	12	8
	41	1	8	4	12
	42	1	24	12	8
	43	2	8	10	4
	44	1	12	24	20
	45	1	36	12	24
	46	2	32	16	20
	47	1	16	8	8
	48	1	16	18	10
	49	2	12	20	12
	50	1	32	10	6
	51	1	24	20	4
	52	2	4	24	16
	53	1	8	30	10

Схема балки и нагрузки	Вариант	a , м	q , кН/м	M , кН·м	F , кН
	54	1	10	12	6
	55	2	4	10	8
	56	0,5	8	8	4
	57	1	20	12	6
	58	2	12	36	8
	59	1	24	16	12
	60	1	10	40	16
	61	0,5	12	18	10
	62	2	4	36	12
	63	1	10	20	10
	64	1	12	16	8
	65	2	4	16	12
	66	1	12	10	20
	67	2	8	32	16
	68	0,5	24	12	12
	69	1	10	18	12
	70	2	8	36	16
	71	0,5	20	42	8

Глава 5

СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫЕ НЕРАЗРЕЗНЫЕ МНОГОПРОЛЕТНЫЕ БАЛКИ И ПЛОСКИЕ РАМЫ

5.1. Статически неопределимые балки

Цельная балка, лежащая на нескольких опорах, называется неразрезной. С промежуточными опорами такая балка обычно соединена шарнирно. Концевые опоры могут быть или шарнирными или защемленными.

Неразрезные балки представляют собой статически неопределимые системы, так как для их расчета уравнений статики недостаточно. Эти балки могут быть рассчитаны с помощью теоремы о трех моментах или методом сил.

В данном разделе рассматривается решение неразрезной балки по методу сил.

Способ расчета статически неопределимых систем, при котором за «лишние» неизвестные принимаются силы или моменты, называется **методом сил**. Для расчета статически неопределимой балки необходимо раскрыть ее статическую неопределимость, для чего эту балку освобождают сначала от «лишних» связей, превращая ее тем самым в статически определимую (геометрически неизменяемую) систему, называемую основной системой. Она может быть получена путем введения необходимого количества шарниров, балочных опор, путем разреза контура (чаще для рам) и др.

Дополнительные уравнения для нахождения «лишних» неизвестных составляются из условий, что взаимные перемещения основной системы в местах приложения «лишних» неизвестных равны нулю (условия совместности деформаций – условия неразрезности).

Степень статической неопределимости балки соответствует количеству «лишних» неизвестных. В качестве «лишних» неизвестных можно принимать реакции на опорах балки или опорные моменты. Для многопролетных неразрезных балок за «лишние» неизвестные удобнее принять опорные моменты. Опорными моментами называют суммарные моменты внутренних сил упругости, возникающих в поперечных сечениях над опорами.

На рис. 5.1, *a* показана дважды статически неопределимая балка. За «лишние» неизвестные приняты опорные моменты на первой и второй опорах. Моменты на нулевой и третьей опорах равны нулю (рис. 5.1, *б*).

Для определения «лишних» неизвестных воспользуемся условием:

$$\begin{aligned}\Delta_1 &= 0, \\ \Delta_2 &= 0,\end{aligned}\tag{5.1}$$

где Δ_1 – суммарное возможное перемещение центра тяжести поперечного сечения от всех внешних нагрузок и от всех «лишних» неизвестных по направле-

нию действия первой «лишней» неизвестной X_1 ; Δ_2 – суммарное возможное перемещение центра тяжести поперечного сечения от всех внешних нагрузок и от всех «лишних» неизвестных по направлению действия второй «лишней» неизвестной X_2 .

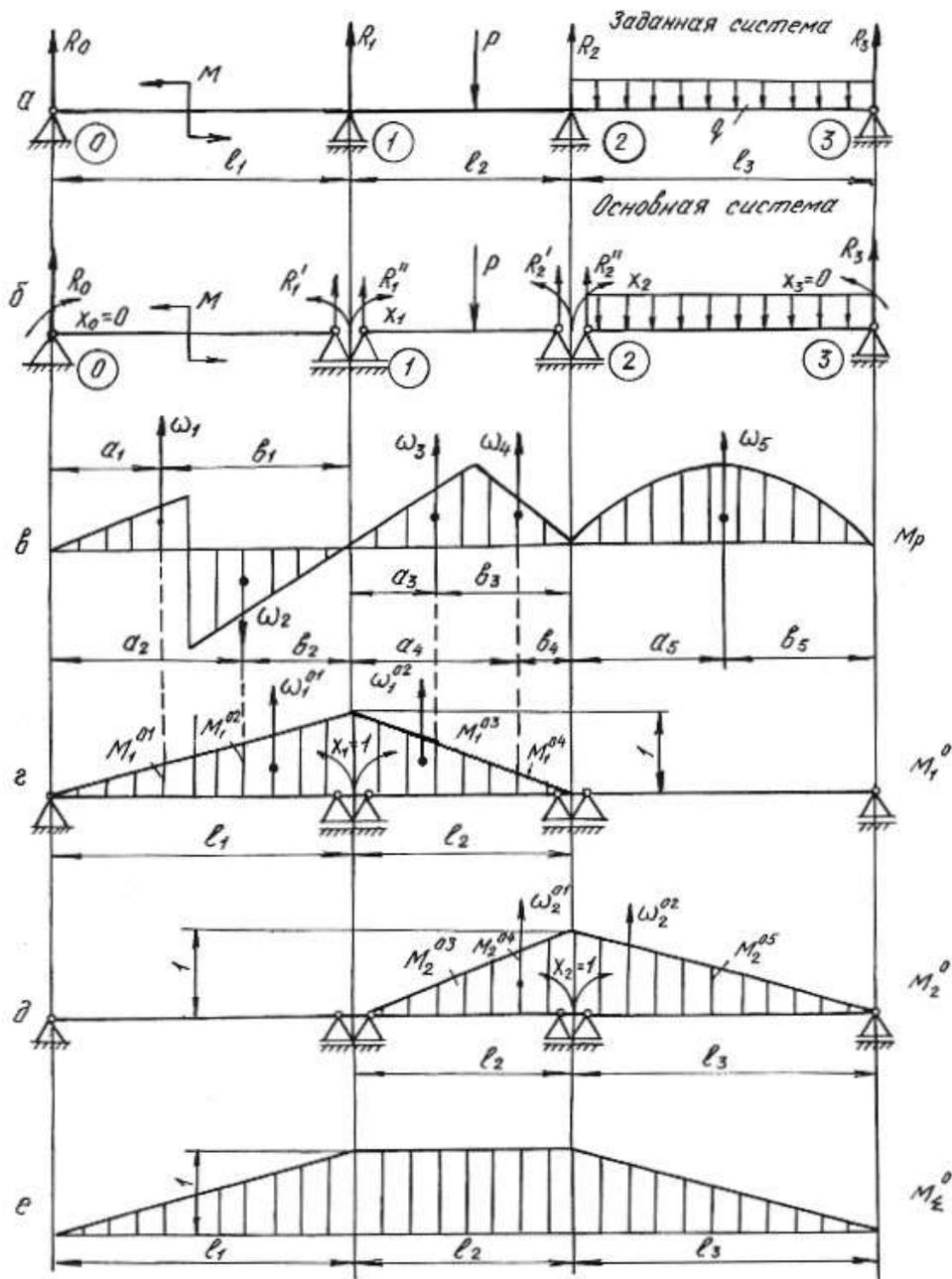


Рис. 5.1.

Эти перемещения в силу принципа независимости действия сил можно представить как сумму перемещений от каждой отдельной силы, приложенной к системе, т. е. от внешней нагрузки, обобщенно обозначаемой буквой P , и от неизвестных X_1, X_2 , приложенных на опорах основной системы. Указанные пе-

ремещения выражаются через неизвестные X_1, X_2 , нагрузку P и перемещения от единичных сил $X_1=1, X_2=1$.

$$\begin{aligned}\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1p} &= 0, \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2p} &= 0.\end{aligned}\tag{5.2}$$

Эти уравнения носят название канонических уравнений метода сил. Число их равно степени статической неопределимости системы. На примере первого уравнения рассмотрим обозначения:

δ_{11} – возможное перемещение центра тяжести поперечного сечения от действия единичной силы $X_1 = 1$ по направлению действия первой «лишней» неизвестной X_1 ;

$\delta_{11}X_1$ – возможное перемещение, вызванное действием X_1 по ее направлению;

δ_{12} – возможное перемещение от единичной нагрузки $X_2 = 1$ по направлению X_1 ;

$\delta_{12}X_2$ – возможное перемещение от второй «лишней» неизвестной X_2 по направлению X_1 ;

Δ_{1p} – возможное перемещение от всех внешних нагрузок по направлению «лишней» неизвестной X_1 .

Коэффициенты канонических уравнений с одинаковыми числовыми индексами δ_{11}, δ_{22} называются *главными коэффициентами*. Они всегда положительны. Коэффициенты с разными числовыми индексами δ_{21}, δ_{12} называются *побочными*. Они могут быть положительными или отрицательными. На основании теоремы о взаимности перемещений побочные коэффициенты $\delta_{21} = \delta_{12}$.

Свободные члены канонических уравнений Δ_{1p} , и Δ_{2p} еще называют *грузовыми членами*, так как они представляют собой перемещения от внешних нагрузок.

Для вычисления коэффициентов и грузовых членов канонических уравнений строим эпюры изгибающих моментов от единичных нагрузок (единичные эпюры) – рис. 5.1, *г, д* и эпюры изгибающих моментов от внешних нагрузок (грузовые эпюры) – рис. 5.1, *в*.

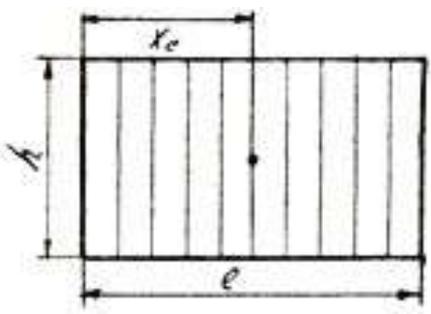
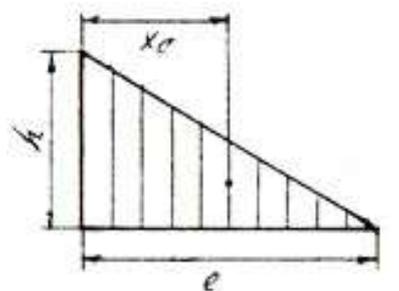
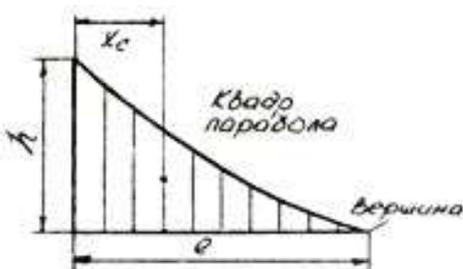
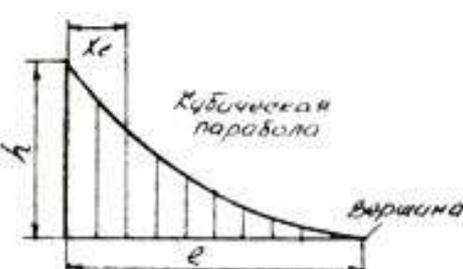
Коэффициенты уравнений и свободные члены находим путем перемножения эпюр по формуле Верещагина (или по формуле Симпсона)

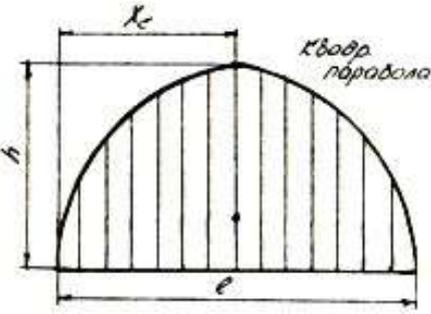
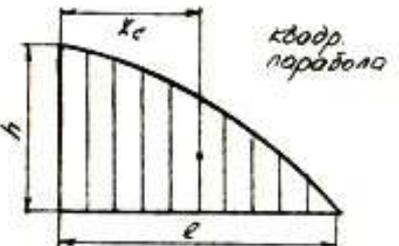
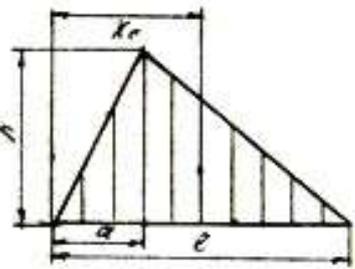
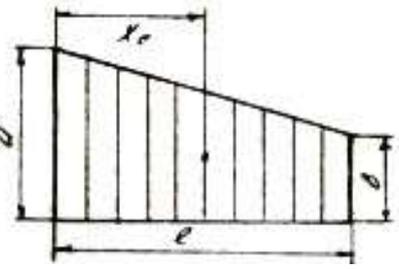
$$\delta = \frac{1}{EJ} \sum \omega M_c^0,\tag{5.3}$$

где ω – площадь эпюры изгибающих моментов; M_c^0 – ордината из единичной эпюры напротив центра тяжести грузовой эпюры; EJ – жесткость балки при изгибе.

Формулы для определения площадей и координат их центров тяжести приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Фигура	ω	x_c
	lh	$\frac{1}{2}l$
	$\frac{1}{2}lh$	$\frac{1}{3}l$
	$\frac{1}{3}lh$	$\frac{1}{4}l$
	$\frac{1}{4}lh$	$\frac{1}{5}l$

Фигура	ω	x_c
	$\frac{2}{3}lh$	$\frac{1}{2}l$
	$\frac{2}{3}lh$	$\frac{3}{8}l$
	$\frac{1}{2}lh$	$\frac{a+l}{3}$
	$l \frac{a+b}{2}$	$\frac{(a+2b)l}{3(a+b)}$

Главные коэффициенты δ_{11} и δ_{22} находим в результате перемножения единичных эпюр M_1^0 , M_2^0 самих на себя

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ} \sum \omega_1^0 M_{c1}^0 = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_1 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) + \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_2 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(\frac{l_1}{3} + \frac{l_2}{3} \right);$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EJ} \sum \omega_2^0 M_{c2}^0 = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_2 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) + \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_3 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(\frac{l_2}{3} + \frac{l_3}{3} \right);$$

Побочные коэффициенты находим путем взаимного перемножения указанных единичных эпюр.

Для определения коэффициента δ_{12} берется площадь эпюры M_2^0 на участке длиной l_2 , которая умножается на ординату с эпюры M_1^0

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EJ} \sum \omega_2^0 M_{c1}^0 = \frac{1}{EJ} \sum \omega_1^0 M_{c2}^0 = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_2 \cdot 1 \right) \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 = \frac{l_2}{6 \cdot EJ}.$$

Свободные члены уравнений находим путем умножения грузовых эпюр M_p на единичные M_1^0 и M_2^0

$$\begin{aligned} \Delta_{1p} &= \frac{1}{EJ} \sum \omega_p M_{c1}^0 = \frac{1}{EJ} \left(\omega_1 M_1^{01} - \omega_2 M_1^{02} + \omega_3 M_1^{03} + \omega_4 M_1^{04} \right) = \\ &= \frac{1}{EJ} \left(\omega_1 \frac{a_1}{l_1} - \omega_2 \frac{a_2}{l_1} + \omega_3 \frac{b_3}{l_2} + \omega_4 \frac{b_4}{l_2} \right), \end{aligned}$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ – площади грузовых эпюр; $M_1^{01}, M_1^{02}, M_1^{03}, M_1^{04}$ – ординаты, взятые из единичной эпюры M_1^0 напротив центров тяжести указанных площадей.

$$\begin{aligned} \Delta_{2p} &= \frac{1}{EJ} \sum \omega_p M_{c2}^0 = \frac{1}{EJ} \left(\omega_3 M_2^{03} + \omega_4 M_2^{04} + \omega_5 M_2^{05} \right) = \\ &= \frac{1}{EJ} \left(\omega_3 \frac{a_3}{l_2} + \omega_4 \frac{a_4}{l_2} + \omega_5 \frac{b_5}{l_3} \right). \end{aligned}$$

После подстановки найденных перемещений в канонические уравнения получим

$$\frac{1}{EJ} \left(\frac{l_1}{3} + \frac{l_2}{3} \right) X_1 + \frac{l_2}{6EJ} X_2 + \frac{1}{EJ} \left(\omega_1 \frac{a_1}{l_1} - \omega_2 \frac{a_2}{l_1} + \omega_3 \frac{b_3}{l_2} + \omega_4 \frac{b_4}{l_2} \right) = 0;$$

$$\frac{l_2}{6EJ} X_1 + \frac{1}{EJ} \left(\frac{l_2}{3} + \frac{l_3}{3} \right) X_2 + \frac{1}{EJ} \left(\omega_3 \frac{a_3}{l_2} + \omega_4 \frac{a_4}{l_2} + \omega_5 \frac{b_5}{l_3} \right) = 0.$$

Во избежание ошибок при определении «лишних» неизвестных необходимо проверить правильность определения коэффициентов и свободных членов канонических уравнений. Для этого необходимо построить суммарную эпюру единичных моментов M_Σ^0 .

При умножении по правилу Верещагина суммарной единичной эпюры M_{Σ}^0 на единичную эпюру M_1^0 должна получиться сумма коэффициентов первого канонического уравнения

$$\delta_{11} + \delta_{12} = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_1 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) + \frac{1}{EJ} \left(l_2 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(\frac{l_1}{3} + \frac{l_2}{2} \right).$$

При умножении суммарной эпюры M_{Σ}^0 на эпюру M_2^0 должна получиться сумма коэффициентов второго канонического уравнения

$$\delta_{21} + \delta_{22} = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_3 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) + \frac{1}{EJ} \left(l_2 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(\frac{l_3}{3} + \frac{l_2}{2} \right).$$

Эта проверка называется построчной.

Произведение суммарной единичной эпюры самой на себя должно быть равным сумме всех коэффициентов канонических уравнений

$$\begin{aligned} \delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{21} + \delta_{22} &= \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_1 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) + \frac{1}{EJ} (l_2 \cdot 1 \cdot 1) + \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} l_3 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \\ &= \frac{1}{EJ} \left(\frac{l_1}{3} + l_2 + \frac{l_3}{3} \right). \end{aligned}$$

Эта проверка называется универсальной.

Правильность определения грузовых членов уравнений состоит в следующем: их сумма должна равняться произведению грузовой эпюры M_p на суммарную единичную эпюру M_{Σ}^0

$$\Delta_{1p} + \Delta_{2p} = \frac{1}{EJ} \left(\omega_1 \frac{a_1}{l_1} - \omega_2 \frac{a_2}{l_1} + \omega_3 \cdot 1 + \omega_4 \cdot 1 + \omega_5 \frac{b_5}{l_3} \right).$$

Убедившись в правильности определения коэффициентов и свободных членов уравнений методом последовательного исключения, находим «лишние» неизвестные X_1 и X_2 из канонических уравнений. При правильном определении «лишних» неизвестных после их подстановки в канонические уравнения, последние должны обращаться в тождества.

Учитывая опорные моменты и внешние нагрузки, определяют по уравнениям статики опорные реакции, строят эпюру поперечных сил Q_x и эпюру изгибающих моментов M_x .

Порядок решения неразрезной балки методом сил сводится к следующему:

1. Определяют степень статической неопределимости балки;
2. Выбирают основную систему (тем самым выбирают «лишние» неизвестные);
3. По числу «лишних» неизвестных составляются канонические уравнения;

4. Строят эпюры изгибающих моментов от действующих на основную систему внешних нагрузок – грузовые эпюры;
5. В местах действия «лишних» неизвестных и по направлению их действия прикладывают единичные моменты и строят эпюры изгибающих моментов от этих единичных моментов – единичные эпюры;
6. Вычисляют главные, побочные коэффициенты и свободные члены канонических уравнений и проверяют правильность их вычисления;
7. Методом последовательного исключения неизвестных решают канонические уравнения и определяют «лишние» неизвестные с последующей проверкой;
8. С помощью уравнений равновесия определяют опорные реакции заданной балки с последующей проверкой;
9. Строят эпюры поперечных сил Q_x и изгибающих моментов M_x ;
10. Подбирают поперечное сечение балки заданного профиля;
11. Производят проверку на прочность и жесткость балки, если это требуется по условию задачи.

Пример 5.1.

Для заданной схемы стальной неразрезной балки (рис. 5.2, а) требуется:

1. Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов;
2. Подобрать поперечное сечение двутаврового профиля (см. табл. П. 1), если $\sigma_{adm} = 160 \text{ МПа}$, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$.

Решение.

Определяем степень статической неопределимости балки. Она равна двум (числу опор без двух плюс единица из-за наличия жесткой заделки) и выбираем основную систему.

В качестве «лишних» неизвестных принимаются опорные моменты. Основная система показана на рис. 5.2, б.

Составляем канонические уравнения:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1p} = 0,$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2p} = 0.$$

Для определения главных, побочных коэффициентов и свободных членов уравнений строим единичные эпюры M_1^0 (рис. 5.2, г), M_2^0 (рис. 5.2, д) и суммарную единичную эпюру M_Σ^0 (рис. 5.2, е). Грузовые эпюры M_p представлены на рис. 5.2, в.

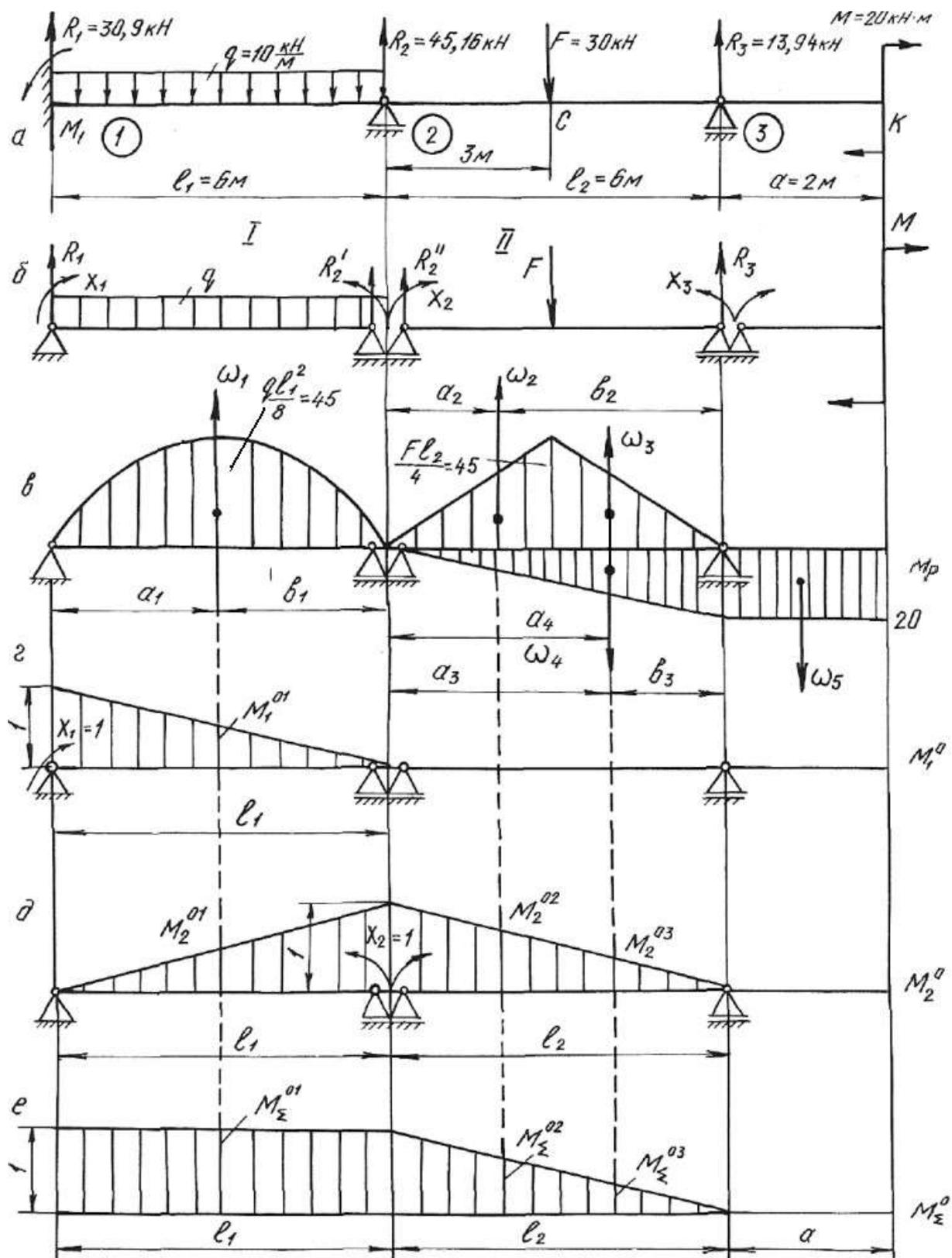


Рис. 5.2.

Путем умножения эюр M_1^0 и M_2^0 самих на себя, находим значения главных коэффициентов:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot l_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 6 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{2,0}{EJ};$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot l_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 + \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot l_2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} (2,0 + 2,0) = \frac{4,0}{EJ}.$$

Побочные коэффициенты определяем путем взаимного перемножения единичных эюр M_1^0 и M_2^0

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot l_1 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 6 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ}.$$

Находим свободные (грузовые) члены уравнений, перемножая эюры изгибающих моментов от внешних нагрузок на единичные эюры.

Площади грузовых эюр:

$$\omega_1 = \frac{2}{3} h_1 l_1 = \frac{2}{3} \cdot 4,5 \cdot 10^4 \cdot 6 = 18 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{1}{2} h_2 \frac{l_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot 4,5 \cdot 10^4 \cdot 3 = 6,75 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$\omega_4 = \frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 6 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Расстояния $a_1 = b_1 = 3$ м; $a_2 = b_3 = 2$ м; $b_2 = a_3 = 4$ м; $a_4 = 4$ м.

$$\Delta_{1p} = \frac{1}{EJ} (\omega_1 M_1^{01}) = \frac{1}{EJ} \left(18 \cdot 10^4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \right) = \frac{9 \cdot 10^4}{EJ},$$

где M_1^{01} – ордината единичной эюры M_1^0 напротив центра тяжести площади грузовой эюры ω :

$$\Delta_{2p} = \frac{1}{EJ} (\omega_1 M_2^{01} + \omega_2 M_2^{02} + \omega_3 M_2^{03} - \omega_4 M_2^{04}) =$$

$$= \frac{1}{EJ} \left(18 \cdot 10^4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 - 6 \cdot 10^4 \cdot \frac{2}{6} + 6,75 \cdot 10^4 \cdot \frac{4}{6} + 6,75 \cdot 10^4 \cdot \frac{2}{6} \right) =$$

$$= \frac{15,75 \cdot 10^4}{EJ} - \frac{2 \cdot 10^4}{EJ} = \frac{13,75 \cdot 10^4}{EJ},$$

где M_2^{01} , M_2^{02} , M_2^{03} , M_2^{04} – ординаты единичной эюры M_2^0 напротив центров тяжести площадей грузовых эюр ω_1 , ω_2 , ω_3 , ω_4 .

Производим проверку правильности определения коэффициентов и свободных членов уравнений, для чего строим суммарную единичную эюру M_{Σ}^0 .

Построчная проверка. Перемножая суммарную единичную эпюру M_{Σ}^0 на единичную эпюру M_1^0 , должны получить сумму коэффициентов первого канонического уравнения

$$\delta_{11} + \delta_{12} = \frac{1}{EJ} \left(1 \cdot l_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 + 0 \right) = \frac{3}{EJ}.$$

При перемножении эпюры M_{Σ}^0 на единичную эпюру M_2^0 должны получить сумму коэффициентов второго канонического уравнения:

$$\delta_{21} + \delta_{22} = \frac{1}{EJ} \left(1 \cdot l_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 + \frac{1}{2} \cdot l_2 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(1 \cdot 6 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 + \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{5,00}{EJ}.$$

Универсальная проверка. Умножаем суммарную единичную эпюру M_{Σ}^0 саму на себя. Должны получить сумму всех коэффициентов канонических уравнений:

$$\delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{21} + \delta_{22} = \frac{1}{EJ} \left(1 \cdot l_1 \cdot 1 + \frac{1}{2} \cdot l_2 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \right) = \frac{1}{EJ} \left(1 \cdot 6 \cdot 1 + \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \right) = \frac{8,00}{EJ}.$$

Проводим проверку правильности определения грузовых членов уравнений.

Перемножением грузовой эпюры M_p на суммарную единичную эпюру M_{Σ}^0 должны получить сумму свободных членов уравнений:

$$\begin{aligned} \Delta_{1p} + \Delta_{2p} &= \frac{1}{EJ} \left(\omega_1 M_{\Sigma}^{01} + \omega_2 M_{\Sigma}^{02} + \omega_3 M_{\Sigma}^{03} - \omega_4 M_{\Sigma}^{04} \right) = \\ &= \frac{1}{EJ} \left(18 \cdot 10^4 \cdot 1 + 6,75 \cdot 10^4 \cdot \frac{4}{6} + 6,75 \cdot 10^4 \cdot \frac{2}{6} - 6 \cdot 10^4 \cdot \frac{2}{6} \right) = \frac{22,75 \cdot 10^4}{EJ}. \end{aligned}$$

Подставляем коэффициенты и свободные члены в канонические уравнения:

$$\frac{2,00}{EJ} X_1 + \frac{1,00}{EJ} X_2 + \frac{9 \cdot 10^4}{EJ} = 0.$$

$$\frac{1,00}{EJ} X_1 + \frac{4,0}{EJ} X_2 + \frac{13,75 \cdot 10^4}{EJ} = 0.$$

После сокращения на жесткость получаем:

$$2,00 X_1 + 1,00 X_2 + 9 \cdot 10^4 = 0.$$

$$1,00 X_1 + 4,00 X_2 + 13,75 \cdot 10^4 = 0.$$

Решая совместно эти уравнения, находим:

$$X_1 = M_1 = -3,18 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м} = -31,8 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$X_2 = M_2 = -2,64 \cdot 10^4 \text{ Нм} = -26,4 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

На опоре № 3 (см. рис. 5.2, а) опорный момент будет равен моменту M со знаком минус:

$$X_3 = M_3 = -20 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Подставив найденные значения «лишних» неизвестных в канонические уравнения, убеждаемся в том, что эти уравнения превращаются в тождества.

Определяем опорные реакции заданной балки из уравнений статики:

$$\sum M_1^I = 0; \quad R_2 l_1 + M_2 - \frac{q l_1^2}{2} - M_1 = 0;$$

$$R_2' = -\frac{M_2}{l_1} + \frac{q l_1}{2} + \frac{M_1}{l_1} = \frac{26,4}{6} + \frac{10 \cdot 6}{2} - \frac{31,8}{6} = 29,1 \text{ кН}.$$

$$\sum M_2^I = 0; \quad -R_1 l_1 - M_1 + \frac{q l_1^2}{2} + M_2 = 0;$$

$$R_1 = -\frac{M_1}{l_1} + \frac{q l_1}{2} + \frac{M_2}{l_1} = \frac{31,8}{6} + \frac{10 \cdot 6}{2} - \frac{26,4}{6} = 30,9 \text{ кН}.$$

$$\sum M_2^{II} = 0; \quad M_3 + R_3 l_3 - F \frac{l_2}{2} - M_2 = 0;$$

$$R_3 = -\frac{M_3}{l_2} + \frac{F}{2} + \frac{M_2}{l_2} = \frac{20}{6} + \frac{30}{2} - \frac{26,4}{6} = 13,94 \text{ кН}.$$

$$\sum M_3^{II} = 0; \quad -M_2 - R_2' l_2 + P \frac{l_2}{2} + M_3 = 0;$$

$$R_2'' = -\frac{M_2}{l_2} + \frac{F}{2} + \frac{M_3}{l_2} = \frac{26,4}{6} + \frac{30}{2} - \frac{20}{6} = 16,06 \text{ кН}.$$

Окончательно:

$$R_1 = 30,9 \text{ кН}; \quad R_2 = R_2' + R_2'' = 29,1 + 16,06 = 45,16 \text{ кН}; \quad R_3 = 13,94 \text{ кН}.$$

Проверка:

$$\sum Y = 0; \quad R_1 + R_2 + R_3 - F - q \cdot l_1 = 0; \quad 30,9 + 45,16 + 13,94 - 30 - 10 \cdot 6 = 0.$$

Строим эпюру поперечных сил Q_x и эпюру изгибающих моментов M_x по правилам, принятым при построении эпюр для статически определимых балок (рис. 5.3).

$$Q_1 = R_1 = 30,9 \text{ кН};$$

$$Q_2 = R_1 - q \cdot l_1 = 30,9 - 10 \cdot 6 = -29,1 \text{ кН};$$

Затем скачок вверх на $R_2 = 45,16 \text{ кН}$.

На участке от опоры 2 до сечения C : $Q_x = 16,06 \text{ кН}$.

Затем скачок вниз в сечении C на силу F , $Q_C = 16,06 - 30 = -13,94 \text{ кН}$.

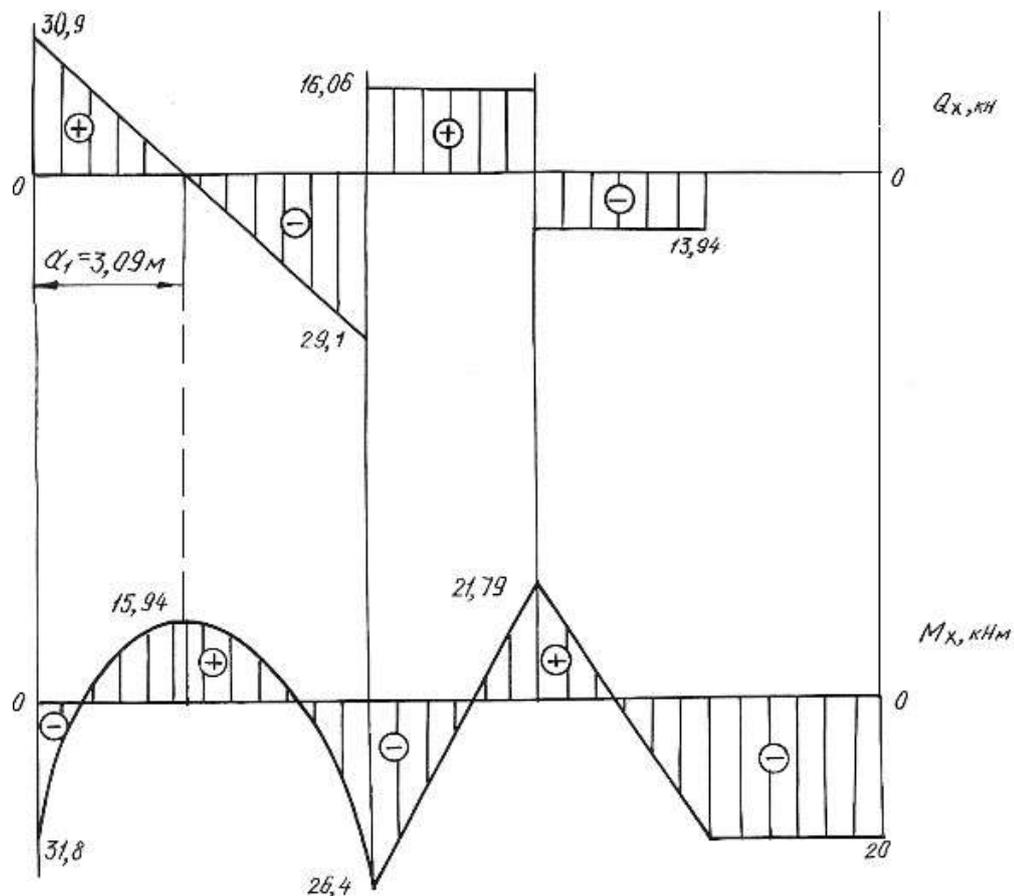


Рис. 5.3.

Находим расстояние a

$$\frac{30,9}{a_1} = \frac{29,1}{6 - a_1}, \quad a_1 = 3,09 \text{ м.}$$

На участке от сечения C до опоры 3

$$Q_{C-3} = -13,94 \text{ кН.}$$

В левом крайнем сечении $M_x = -M_1 = -31,8 \text{ кН} \cdot \text{м.}$

При $x = a_1 = 3,09 \text{ м}$

$$M_x = R_1 a_1 - \frac{q a_1^2}{2} - M_1 = 30,9 \cdot 3,09 - \frac{10 \cdot 3,09^2}{2} - 31,8 = 15,94 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

В сечении над опорой 2

$$M_x = -M_1 + R_1 l_1 - \frac{q l_1^2}{2} = -31,8 + 30,9 \cdot 6 - \frac{10 \cdot 6^2}{2} = -26,4 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

До сечения C расчет производим справа:

$$M_k = -M = -20 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_C = -M + R_3 \cdot 3 = -20 + 13,93 \cdot 3 = 21,79 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

На участке балки от сечения K до опоры 3: $M_x = -20 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

По сортаменту проката в соответствии с ГОСТ 8239-89 подбираем поперечное сечение двутаврового профиля, используя условие прочности

$$M_{\max} \leq \sigma_{\text{adm}} \cdot W_{\text{н.о.}},$$

откуда $W_{\text{н.о.}} \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{31,8 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1,98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 198 \text{ см}^3$.

Принимаем двутавр № 20а, для которого $W_{\text{н.о.}} = W_x^{\text{табл.}} = 203 \text{ см}^3$, $J_{\text{н.о.}} = J_x^{\text{табл.}} = 2030 \text{ см}^4$, $A = 28,9 \text{ см}^2$.

5.2. Задания для расчета статически неопределимых балок

Для заданной схемы неразрезной балки при заданных значениях длин и нагрузок в соответствии с указанным номером варианта требуется:

1. Определить степень статической неопределимости балки, выбрать основную систему.
2. Составить канонические уравнения по методу сил.
3. Вычислить коэффициенты при неизвестных и свободные члены канонических уравнений. Проверить правильность их определения.
4. После определения неизвестных построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.
5. Подобрать поперечное сечение балки двутаврового профиля (см. табл. П. 1) при $\sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа}$. Данные для расчета взять из табл. 5.2.

Таблица 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер варианта	M , кН·м	F , кН	q , кН/м	l_1 , м	l_2 , м	a , м
	1	10	10	15	3,5	5,0	0,5
	2	20	11	15	2,5	4,0	0,5
	3	30	12	15	4,0	4,0	0,5
	4	15	13	10	3,0	5,5	0,5
	5	20	14	10	3,5	5,0	0,5
	6	25	15	10	2,5	5,0	0,4

Продолжение табл. 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер варианта	M , кН·м	F , кН	q , кН/м	l_1 , м	l_2 , м	a , м
	7	10	10	10	5,0	5,0	0,4
	8	15	11	15	3,5	6,0	0,6
	9	20	12	20	3,5	5,0	0,4
	10	10	15	20	4,0	5,0	0,4
	11	20	20	10	2,0	5,0	0,5
	12	30	25	10	3,0	4,0	0,6
	13	30	11	15	2,0	5,0	0,4
	14	40	10	15	4,5	5,0	0,5
	15	20	12	15	3,5	5,5	0,6
	16	15	12	10	3,5	4,5	0,5
	17	20	10	10	2,6	5,2	0,4
	18	25	11	10	2,0	5,0	0,8
	19	25	20	20	3,5	6,0	0,5
	20	20	25	15	3,0	5,5	0,8
	21	15	10	10	3,5	3,5	0,8
	22	20	10	10	3	5	0,5
	23	30	11	10	4	6	0,4
	24	25	12	10	5	6	0,6
	25	20	15	10	2	3	0,4
	26	30	16	10	3	4	0,5
	27	40	20	10	4	5	0,6

Схема закрепления и нагружения балки	Номер варианта	M , кН·м	F , кН	q , кН/м	l_1 , м	l_2 , м	a , м
	28	15	10	15	3	5	0
	29	20	15	15	4	6	0,5
	30	25	20	15	5	6	0,4
	31	30	12	20	2	3	0,4
	32	35	14	15	3	4	0,5
	33	40	16	20	2,5	5	0,6
	34	10	20	10	3	5,5	0,4
	35	15	15	15	2,5	4	0,5
	36	20	10	20	5	6	0,6
	37	20	12	15	4	6	0,4
	38	15	14	20	3,5	4	0,6
	39	10	16	25	4	5	0,5
	40	10	10	30	2,5	4	0,4
	41	15	20	20	3	5	0,5
	42	20	30	10	4	6	0,6
	43	10	15	10	3	5	0,4
	44	20	25	12	4	5	0,5
	45	30	35	14	5	6	0,6
	46	40	10	10	2	5	0,5
	47	20	25	16	3	4	0,6
	48	10	30	10	4	6	0,4

Продолжение табл. 5.2

Схема закрепления и нагружения балки	Номер варианта	M , кН·м	F , кН	q , кН/м	l_1 , м	l_2 , м	a , м
	49	30	25	12	5	6	0,5
	50	15	15	15	6	5	0,4
	51	10	20	20	2	4	0,6
	52	10	20	10	4	5	0,5
	53	20	15	12	5	6	0,5
	54	30	40	14	4	6	0,5
	55	25	20	16	3	4	0,4
	56	35	30	10	5	6	0,5
	57	40	15	12	4	5	0,6
	58	10	20	14	5	6	0,6
	59	15	30	16	2	4	0,5
	60	20	40	10	4	5	0,4
	61	25	10	12	3	5	0,3
	62	35	15	14	5	6	0,6
	63	40	20	16	6	4	0,5
	64	10	–	10	3	4	0,5
	65	20	–	15	4	5	0,6
	66	30	–	12	5	6	0,4
	67	–	12	40	2	3	0,6
	68	–	14	30	3	4	0,5
	69	–	16	25	4	5	0,4

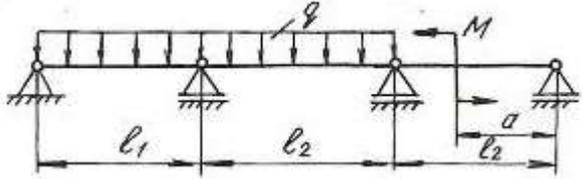
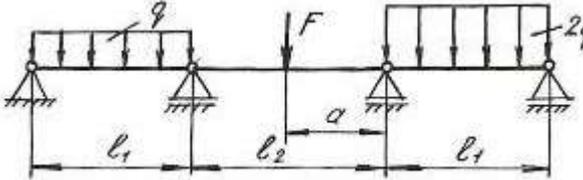
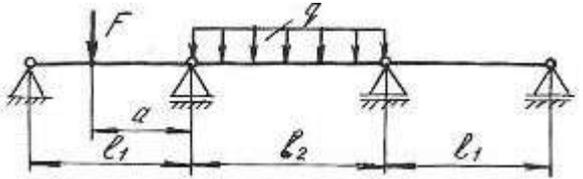
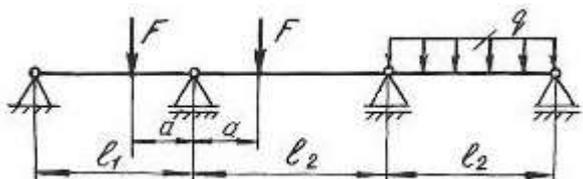
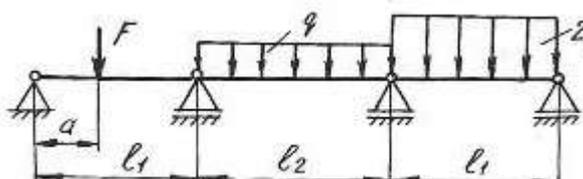
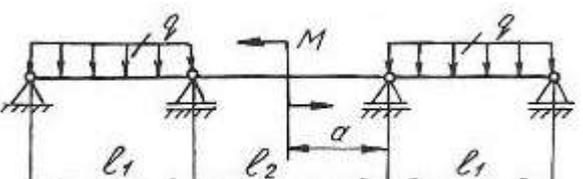
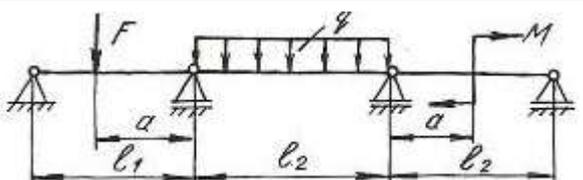
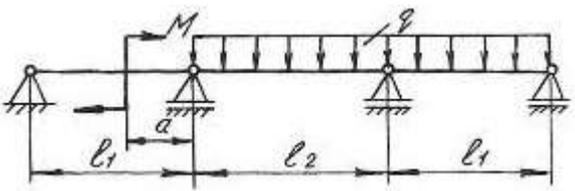
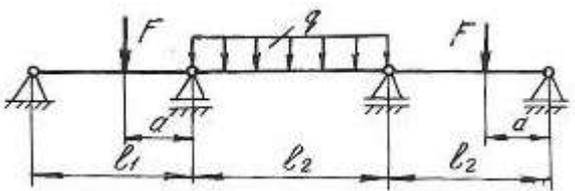
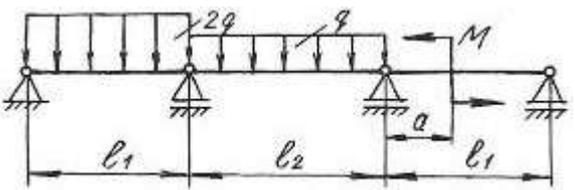
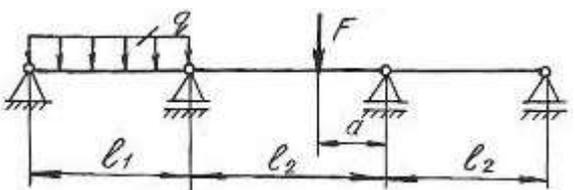
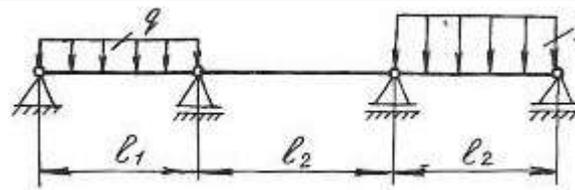
Схема закрепления и нагружения балки	Номер варианта	M , кН·м	F , кН	q , кН/м	l_1 , м	l_2 , м	a , м
	70	30	–	20	4	5	0,4
	71	20	–	15	3	4	0,6
	72	40	–	30	2	3	0,8
	73	–	20	20	3	3	0,5
	74	–	15	15	4	5	0,5
	75	–	16	30	5	6	0,5
	76	–	40	20	4	5	0,4
	77	–	30	10	3	5	0,5
	78	–	20	12	2	3	0,6
	79	–	10	20	2	3	0,6
	80	–	12	15	4	5	0,8
	81	–	15	10	6	6	0,5
	82	–	20	12	3	4	0,5
	83	–	10	15	4	5	0,6
	84	–	15	20	5	6	0,8
	85	20	–	12	3	5	0,5
	86	30	–	15	4	6	0,6
	87	40	–	20	5	6	0,8
	88	10	20	12	3	4	0,4
	89	15	30	14	4	6	0,6
	90	20	40	16	5	5	0,5

Схема закрепления и нагружения балки	Номер варианта	M , кН·м	F , кН	q , кН/м	l_1 , м	l_2 , м	a , м
	91	12	–	20	5	6	0,5
	92	15	–	30	4	5	0,5
	93	20	–	40	6	4	0,4
	94	–	20	12	5	6	0,5
	95	–	30	15	4	5	0,6
	96	–	40	16	6	4	0,4
	97	20	–	20	3	4	0,5
	98	30	–	30	4	5	0,5
	99	40	–	40	5	6	0,6
	100	–	12	10	6	4	0,4
	101	–	15	15	3	3	0,5
	102	–	20	20	4	5	0,6
	103	–	–	20	5	5	0,8
	104	–	–	30	6	6	0,6
	105	–	–	40	4	8	0,5

5.3. Статически неопределимые рамы

Плоской рамой называется геометрически неизменяемая система, состоящая из стержней, лежащих в одной плоскости и жестко соединенных между собой. Горизонтальные стержни рам называются *ригелями*, вертикальные – *стойками*.

Статически неопределимой рамой называется такая геометрически неизменяемая система, у которой реакции или все внутренние суммарные силовые факторы, возникающие в сечениях ее элементов при действии произвольной нагрузки, не могут быть определены из уравнений статики.

Расчет статически неопределимой рамы сводится к построению эпюр изгибающих моментов M_x , поперечных сил Q_x и нормальных сил N_x , на основании которых подбираются сечения, или проверяются напряжения в опасных сечениях различных элементов, или определяется несущая способность системы.

В пособии рассмотрено только построение эпюр M_x , Q_x , N_x , а также подбор поперечного сечения, так как это наиболее трудоемкая часть расчета.

Степень статической неопределимости плоской рамы определяется следующим образом:

1. Замкнутый контур (рама, оба конца которой жестко зацементированы) имеет степень статической неопределимости, равную трем.
2. Наличие шарнира в раме понижает степень статической неопределимости на единицу.
3. Наличие подвижной опоры также понижает степень статической неопределимости на единицу.

Определение усилий в статически неопределимой раме связано с необходимостью составления дополнительных уравнений – уравнений совместности деформаций. Число этих уравнений должно быть равно степени статической неопределимости рамы.

Прежде, чем составлять уравнение деформаций, следует превратить заданную статически неопределимую раму в статически определимую, геометрически неизменяемую, устранив из нее «лишние» связи. Такая система называется *основной системой*.

Если к основной системе, кроме заданной нагрузки, приложить реакции устраненных связей, то деформации этой системы и возникающие в ней внутренние усилия, будут такими же, как и в заданной системе. То есть, обе системы будут эквивалентными.

В заданной системе в направлениях имеющихся связей перемещений быть не может. Поэтому, в основной системе перемещения в направлении отброшенных связей должны быть равны нулю.

Способ расчета статически неопределимых систем, при котором за «лишние» неизвестные принимаются силы и моменты, называется *методом сил*.

Данный метод рассмотрен при расчете статически неопределимых неразрезных балок в начале этой главы. Определение коэффициентов уравнений и грузовых членов и их проверки рассмотрены также при расчете балок.

Построение эпюр изгибающих моментов, поперечных и продольных сил.

При расчете рам на прочность в каждом поперечном сечении необходимо определять три силовых фактора: продольную силу N_x , поперечную силу Q_x , изгибающий момент M_x .

Продольная сила N_x равна алгебраической сумме проекций всех сил, действующих по одну сторону от сечения на продольную ось бруса. Если сила вызывает растяжение, она положительна, сжатие – отрицательна.

При построении эпюр продольных сил их значения откладываются симметрично от оси бруса в обе стороны с указанием знака.

Поперечная сила Q_x равна алгебраической сумме проекций на нормаль к оси бруса всех сил, действующих по одну сторону от сечения.

Если поперечная сила относительно сечения вращает часть бруса по часовой стрелке, то она положительна. Противоположное направление следует считать отрицательным. Условимся положительные ординаты откладывать снаружи контура, отрицательные – внутри.

При построении эпюр поперечных сил их значения откладываются по одну сторону от оси бруса с указанием знака.

Изгибающий момент M_x равен сумме моментов всех сил, взятых по одну сторону от сечения, относительно оси, проходящей через центр сечения перпендикулярно плоскости рамы. Условно принято построение эпюр изгибающих моментов со стороны растянутых волокон.

Общий порядок расчета статически неопределимых рам по методу сил сводится к следующему.

1. Определяют степень статической неопределимости рамы.
2. Удаляют «лишние» связи. Полученную таким образом основную систему загружают заданными силами и реакциями отброшенных связей.
3. В местах действия «лишних» неизвестных и по направлению их действия прикладывают единичные силы и строят эпюры изгибающих моментов от единичных сил, а также суммарную единичную эпюру.
4. Строят эпюры изгибающих моментов от действующих на основную систему внешних нагрузок.
5. Вычисляют главные, побочные коэффициенты и свободные члены канонических уравнений и проверяют правильность их определения.
6. Составляют и решают канонические уравнения, определяя «лишние» неизвестные.
7. Определяют остальные реакции с помощью уравнений статики.

8. Вычисляют значения изгибающих моментов, поперечных и нормальных сил и строят эпюры.

9. Подбирают поперечное сечение заданного профиля.

Пример 5.2.

Для заданной схемы статически неопределимой рамы (рис. 5.4, а), при заданных значениях длин и нагрузок, построить эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил. Жесткости стоек и ригеля одинаковы.

Решение.

Заданная система освобождается от наложенных на нее связей. Действия связей заменяются реакциями. Установим степень статической неопределимости рамы: $3(\text{замкнутый контур}) - 2(\text{наличие двух шарниров}) = 1$, т. е. рама однажды статически неопределима.

За «лишнюю» неизвестную X_1 принимаем реакцию H_b . Нагружаем основную систему (рис. 5.4, б) заданными внешними силами и реакцией отброшенной связи. Выбирая основную систему, необходимо помнить, что она должна быть статически определимой и геометрически неизменяемой.

В месте действия «лишней» неизвестной и по направлению ее действия прикладываем единичную силу $X_1 = 1$ и строим единичную эпюру.

Рассмотрим подробно построение этой эпюры. Покажем реакции опор (рис. 5.5), их три. Определим эти реакции по уравнениям статики:

$$\begin{aligned}\sum X &= 0; & H'_a - X_1 &= 0; & H'_a &= 1; \\ \sum M_A &= 0; & -X_1 \cdot 3 + R'_b \cdot 4 &= 0; & R'_b &= \frac{3}{4} = 0,75; \\ \sum M_B &= 0; & -H'_a \cdot 3 + R'_a \cdot 4 &= 0; & R'_a &= \frac{3}{4} = 0,75.\end{aligned}$$

Проверка правильности вычисления реакций:

$$\sum Y = 0; \quad -R'_a + R'_b = 0; \quad 0 = 0.$$

Получили тождество, следовательно, реакции определены правильно.

Разбиваем раму на участки, граница участка там, где приложены сосредоточенные силы и для рамы граница участка, где жестко соединяется стойка с ригелем. Участков три, находим значения изгибающих моментов на границах участков. На всех участках эпюра изгибающих моментов очерчена наклонной прямой, эпюра изгибающих моментов показана на рис. 5.4, в.

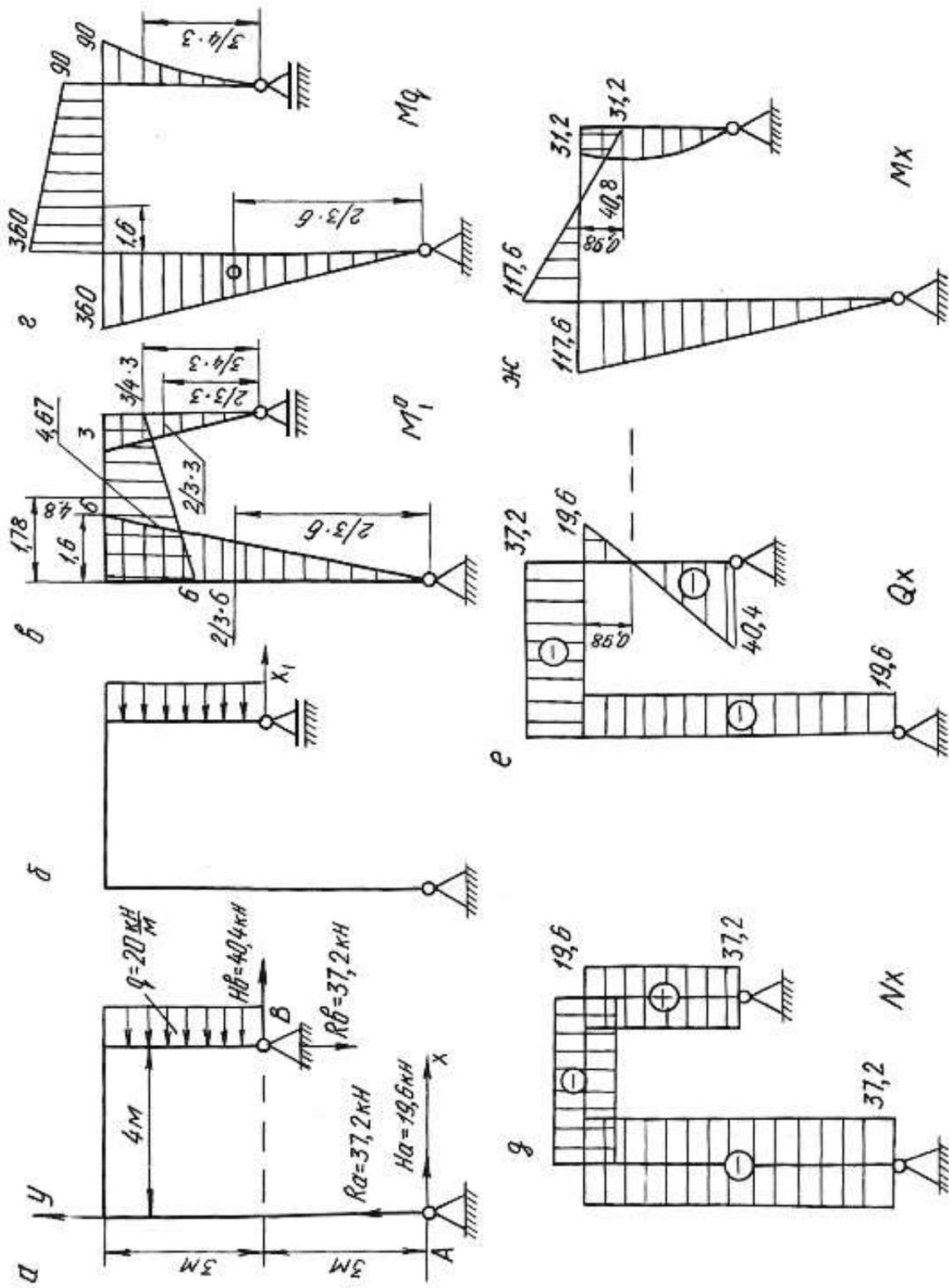


Рис. 5.4.

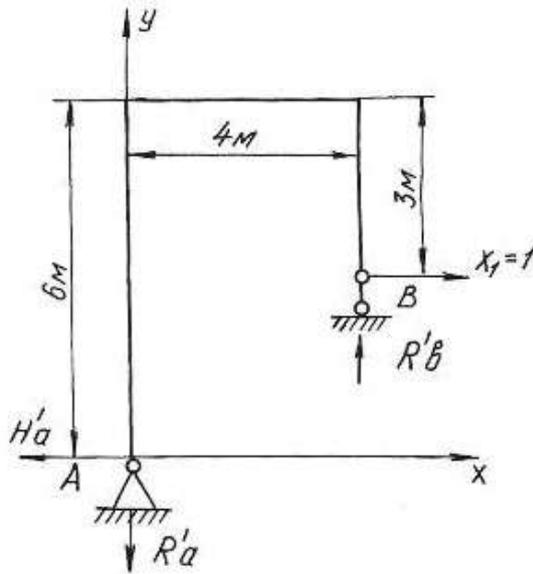


Рис. 5.5.

Строим эпюру изгибающих моментов от действия на основную систему внешней равномерно распределенной нагрузки интенсивностью q (рис. 5.4, з). По приведенной выше методике определяем реакции опор, разбиваем раму на участки, определяем значения изгибающих моментов на границах участков и по контрольным правилам строим эпюру изгибающих моментов.

По числу «лишних» неизвестных записываем канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1p} = 0.$$

Перемещение δ_{11} определяется перемножением единичной эпюры самой на себя

$$\delta_{11} = \sum \frac{\omega_1^0 M_{c1}^0}{EJ},$$

где ω_1^0 – площадь единичной эпюры; M_{c1}^0 – ордината единичной эпюры под ее центром тяжести.

$$\delta_{11} = \sum \frac{\omega_1^0 M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ} \left\{ \left(\frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 6 \right) \left[\frac{2}{3} \cdot 6 \right] + \left(\frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \right) \left[\frac{2}{3} \cdot 3 \right] + \left(\frac{3+6}{2} \right) 4 \left[4,67 \right] \right\} = \frac{165,06}{EJ}.$$

На участке по ригелю площадь эпюры изгибающих моментов представлена трапецией. Посмотрим подробнее как определить центр тяжести площади, площадь и ординату под ее центром тяжести (рис. 5.6).

$$C = \frac{4(2 \cdot 3 + 6)}{3(3 + 6)} = 1,78 \text{ м}; \quad \omega_0 = \frac{1}{2}(3 + 6) \cdot 4 = 18 \text{ кН} \cdot \text{м}^2,$$

где ω_0 – площадь трапеции.

$$M_c^0 = (3 + 1,67) = 4,67 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где M_c^0 – ордината под центром тяжести трапеции.

Отрезок 1,67 определяем из подобия треугольников $3 : 4 = x : 2,22$.

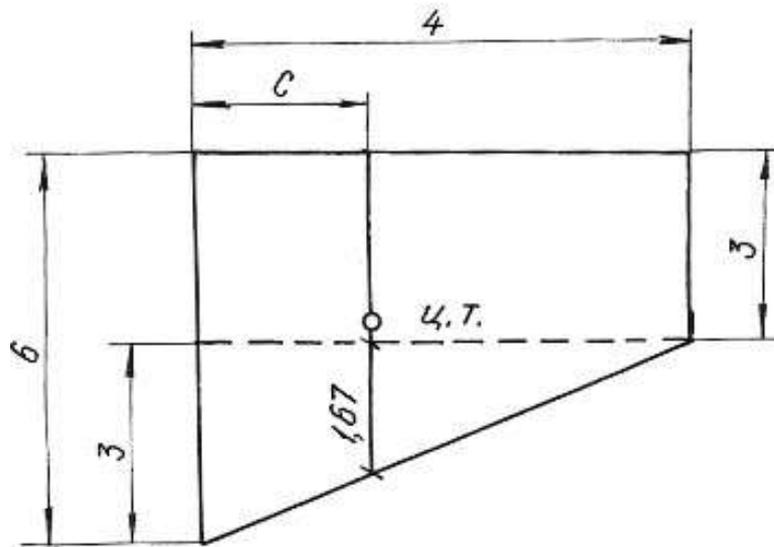


Рис. 5.6.

Перемещение Δ_{1p} получаем перемножением грузовой эпюры M_q на единичную M_1^0

$$\Delta_{1p} = \sum \frac{\omega_p M_{c1}^0}{EJ},$$

где ω_p – площадь грузовой эпюры; M_{c1}^0 – ордината с первой единичной эпюры под центром тяжести грузовой.

$$\Delta_{1p} = \frac{1}{EJ} \left\{ - \left(\frac{1}{2} 360 \cdot 6 \right) \left[\frac{2}{3} 6 \right] - \left(\left(\frac{90 + 360}{2} \right) \cdot 4 \right) \left[4,8 \right] - \left(\frac{1}{3} 90 \cdot 3 \right) \left[\frac{3}{4} 3 \right] \right\} = - \frac{6682,5}{EJ}.$$

Полученные значения δ_{11} и Δ_{1p} подставляем в уравнения, определяем X_1 :

$$\frac{165,06 \cdot X_1}{EJ} - \frac{6682,5}{EJ} = 0, \quad X_1 = 40,4 \text{ кН.}$$

Зная реакцию $H_b = X_1$, по уравнениям статики определяем R_a , H_a , R_b :

$$\begin{aligned} \sum X = 0, \quad H_b + H_a - q \cdot 3 = 0, \quad H_a = 19,6 \text{ кН;} \\ \sum M_a = 0, \quad H_b \cdot 3 + R_b \cdot 4 - q \cdot 3 \cdot 4,5 = 0, \quad R_b = 37,2 \text{ кН;} \\ \sum M_b = 0, \quad H_a \cdot 6 - R_a \cdot 4 + q \cdot 3 \cdot 1,5 = 0, \quad R_a = 37,2 \text{ кН.} \end{aligned}$$

Проверка правильности вычисления реакций:

$$\sum Y = 0, \quad R_a + R_b = 0.$$

Строим эпюры M_x , Q_x , N_x известным способом. Эпюры приведены на рисунке 5.4, д, е, ж.

Пример 5.3.

Для заданной схемы статически неопределимой рамы (рис. 5.7, а), при заданных значениях длин и нагрузок, построить эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил. Подобрать поперечное сечение двутаврового профиля (см. табл. П. 1) при $\sigma_{adm} = 160$ МПа. Жесткости стойки и ригеля одинаковы.

Решение.

Заданная система освобождается от наложенных на нее связей. Действия связей заменяются реакциями. Установим степень статической неопределимости рамы: 3(замкнутый контур) – 1(наличие одного шарнира) = 2, т. е. рама дважды статически неопределима.

За «лишние» неизвестные принимаем $H_b = X_1$, $R_b = X_2$, тем самым выбираем основную систему. Нагружаем основную систему внешними силами (q , M) и реакциями отброшенных связей (X_1 , X_2). Отбрасывая «лишние» связи, следует помнить, что основная система должна быть статически определимой и геометрически неизменяемой.

В местах действия «лишних» неизвестных и по направлению их действия прикладываем единичные силы $X_1 = 1$ и $X_2 = 1$ и строим эпюры изгибающих моментов от этих сил.

Строим эпюры изгибающих моментов от действия на основную систему внешних сил q и M .

Методика построения эпюр изгибающих моментов от единичных сил и внешних нагрузок, приложенных к основной системе, подробно рассмотрена при решении примера 5.1 и здесь не приводится.

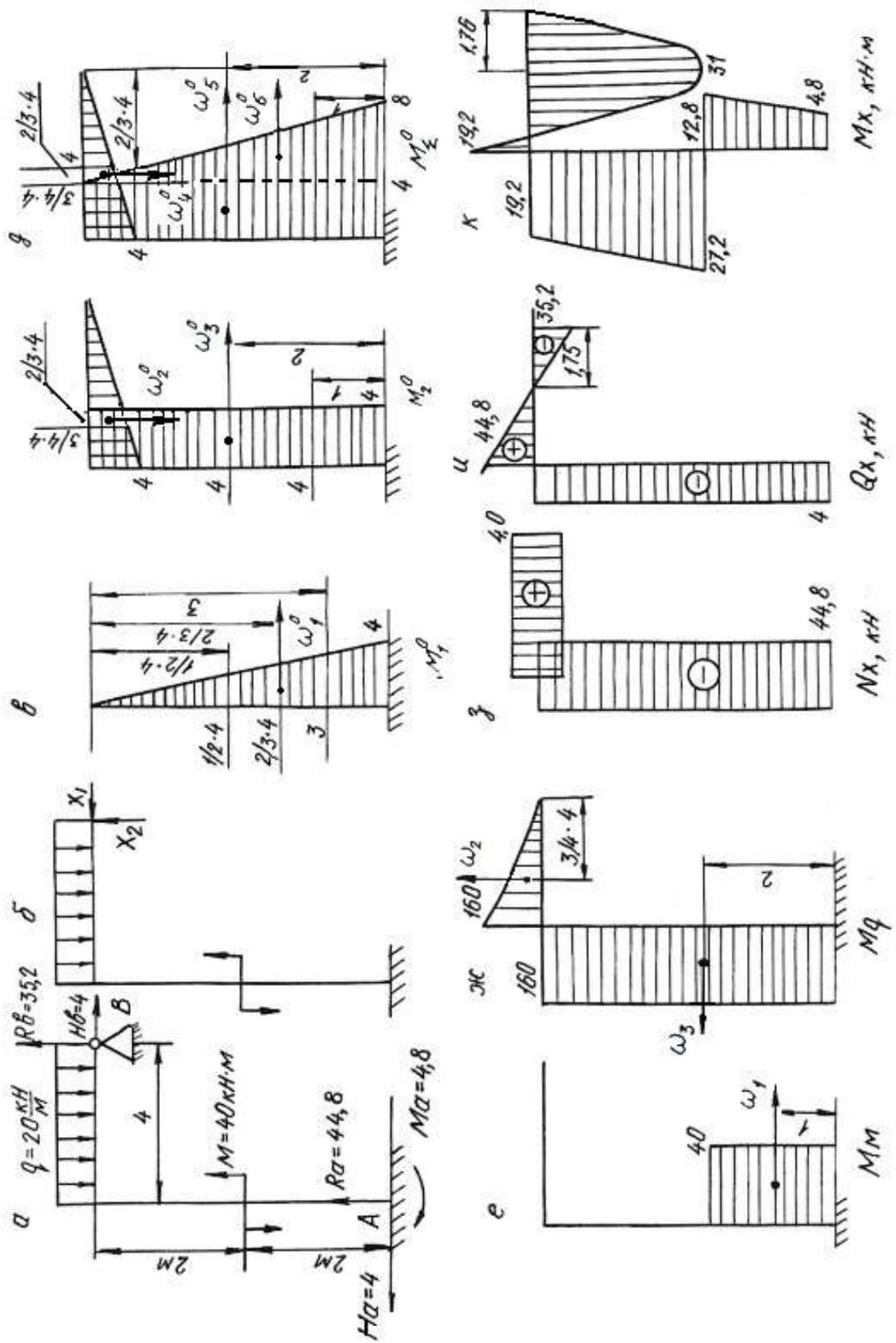


Рис. 5.7.

Составляем канонические уравнения метода сил:

$$\begin{aligned}\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1p} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2p} &= 0.\end{aligned}$$

Вычисляем коэффициенты и свободные члены канонических уравнений:

$$\begin{aligned}\delta_{11} &= \sum \frac{\omega_1^0 M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ} \left\{ \left(\frac{1}{2} 4 \cdot 4 \right) \left[\frac{2}{3} 4 \right] \right\} = \frac{21,3}{EJ}, \\ \delta_{22} &= \sum \frac{\omega_2^0 M_{c2}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ} \left\{ \left(\frac{1}{2} 4 \cdot 4 \right) \cdot \left[\frac{2}{3} 4 \right] + (4 \cdot 4) [4] \right\} = \frac{85,3}{EJ}, \\ \delta_{21} = \delta_{12} &= \sum \frac{\omega_2^0 M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ} \left\{ (4 \cdot 4) [2] \right\} = \frac{32}{EJ}, \\ \Delta_{1p} &= \sum \frac{\omega_p M_{c1}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ} \left\{ (40 \cdot 2) [3] - (160 \cdot 4) [2] \right\} = -\frac{1040}{EJ}, \\ \Delta_{2p} &= \sum \frac{\omega_p \cdot M_{c2}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ} \left\{ (40 \cdot 2) [4] - (160 \cdot 4) [4] - \left(\frac{1}{3} 160 \cdot 4 \right) \left[\frac{3}{4} 4 \right] \right\} = -\frac{2880}{EJ}.\end{aligned}$$

Проверяем правильность вычисления коэффициентов и свободных членов канонических уравнений. Для этого строим суммарную единичную эпюру M_{Σ}^0 .

Для проверки правильности вычисления коэффициентов канонических уравнений применяем универсальную проверку:

$$\delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{21} = \sum \frac{\omega_{\Sigma}^0 M_{c\Sigma}^0}{EJ};$$

$$\delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{22} + \delta_{21} = \frac{1}{EJ} \left\{ \left(\frac{1}{2} (4+8) \cdot 4 \right) [6,22] + \left(\frac{1}{2} 4 \cdot 4 \right) \left[\frac{2}{3} 4 \right] \right\} = \frac{170,6}{EJ}.$$

Проверяем правильность вычисления грузовых членов

$$\begin{aligned}\Delta_{1p} + \Delta_{2p} &= \sum \frac{\omega_p M_{c\Sigma}^0}{EJ} = \frac{1}{EJ} \left\{ (40 \cdot 2) [7] - (160 \cdot 4) [6] - \left(\frac{1}{3} 160 \cdot 4 \right) \left[\frac{3}{4} 4 \right] \right\} = \\ &= -\frac{3920}{EJ}.\end{aligned}$$

В обоих случаях получили тождества, значит коэффициенты и свободные члены канонических уравнений определены правильно.

Подставляем вычисленные значения коэффициентов в канонические уравнения, определяем неизвестные X_1 и X_2 :

$$\left. \begin{aligned} 21,3 \cdot X_1 + 32 \cdot X_2 - 1040 &= 0 \\ 32 \cdot X_1 + 85,3 \cdot X_2 - 2880 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

$$X_1 = -4 \text{ кН}; \quad X_2 = 35,2 \text{ кН}.$$

Сила X_1 получилась со знаком «минус», это говорит о том, что направление реакции будет противоположно единичной силе.

Зная реакции H_b и R_b , по уравнениям статики определяем остальные реакции

$$\begin{aligned} \sum X &= 0, \quad H_b - H_a = 0, & H_a &= 4 \text{ кН}; \\ \sum M_a &= 0, \quad M - M_a - q \cdot 4 \cdot 2 + R_b \cdot 4 - H_b \cdot 4 = 0, & M_a &= 4,8 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ \sum M_b &= 0, \quad M - M_a - H_a \cdot 4 - R_a \cdot 4 + q \cdot 4 \cdot 2 = 0, & R_a &= 44,8 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Проверка:

$$\sum Y = 0, \quad R_a + R_b - q \cdot 4 = 0, \quad 35,2 + 44,8 - 80 = 0.$$

Строим эпюры изгибающих моментов, поперечных и нормальных сил по контрольным правилам. Эпюры приведены на рис. 5.7.

Выявляем опасное сечение рамы, где одновременно M_x и N_x имеют большие значения. Это сечение левой стойки, где $N_x = -44,8 \text{ кН}$, $M_x = 27,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Условие прочности

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{N_x}{A} \pm \frac{M_x}{W_z} \leq \sigma_{\text{adm}}.$$

Выбираем сечение по моменту M_x

$$\frac{M_x}{W_z} \leq \sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа}. \quad W_z \geq \frac{27,2 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 170 \text{ см}^3.$$

По сортаменту проката выбираем двутавр № 20, $W_z = W_x^{\text{табл.}} = 184 \text{ см}^3$,
 $A_{\text{табл.}} = 26,8 \text{ см}^2$.

Производим проверку с учетом силы N_x :

$$\sigma_{\max} = -\frac{44,8 \cdot 10^3}{26,8 \cdot 10^{-4}} - \frac{27,2 \cdot 10^3}{184 \cdot 10^{-6}} = -1,67 \cdot 10^7 - 0,148 \cdot 10^9 \text{ Па} = 164,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\max} = 164,7 \text{ МПа} > \sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа}.$$

Отклонение (перегруз) $\delta = \frac{164,7 - 160}{160} \cdot 100 = 2,93 \% < 5 \%$, что допустимо.

5.4. Задания для расчета плоских рам

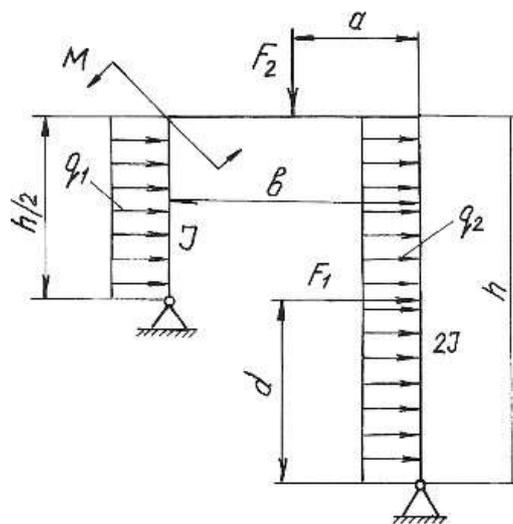
Для расчетной схемы статически неопределимой рамы при заданных значениях длин и нагрузок, определяемых в соответствии с указанным номером варианта, требуется:

1. Определить степень статической неопределимости рамы. Выбрать основную систему.
2. Составить канонические уравнения метода сил.
3. Вычислить коэффициенты при неизвестных и свободные члены канонических уравнений. Проверить правильность их вычисления.
4. Построить эпюры изгибающих моментов, поперечных и продольных сил.
5. Подобрать поперечное сечение элементов рамы в виде двутавра (см. табл. П. 1) при $\sigma_{\text{adm}} = 160 \text{ МПа}$.

Данные для расчета взять из табл. 5.3.

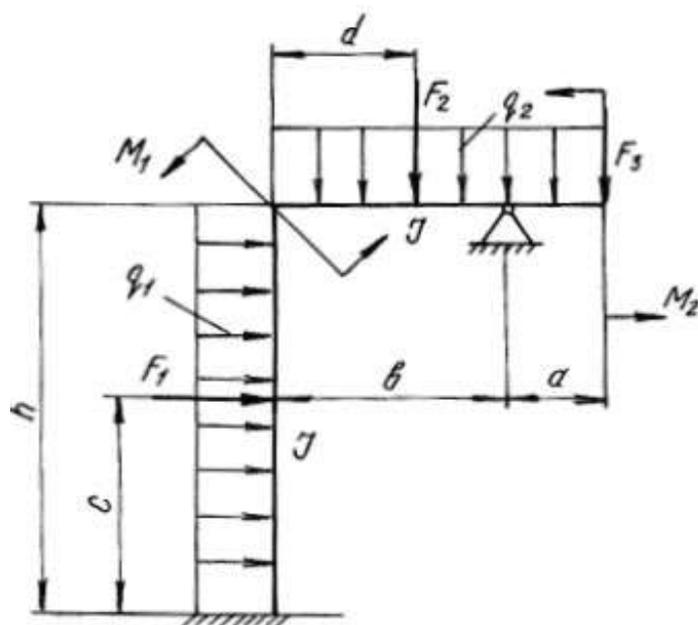
Таблица 5.3

Номер варианта	h , м	b , м	a , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	M , кН·м
1	10	5	—	—	20	—	—	—	80
2	9	5	—	—	—	15	—	—	10
3	9	6	—	—	—	—	—	—	60
4	9	4	—	5	15	—	40	—	—
5	10	4	2	—	—	20	—	30	—
6	8	5	3	—	—	—	—	60	—
7	8	6	—	—	—	—	—	—	10
8	8	5	—	5	—	—	40	—	—
9	9	6	3	—	—	—	—	50	80
10	9	6	5	—	—	—	40	—	—



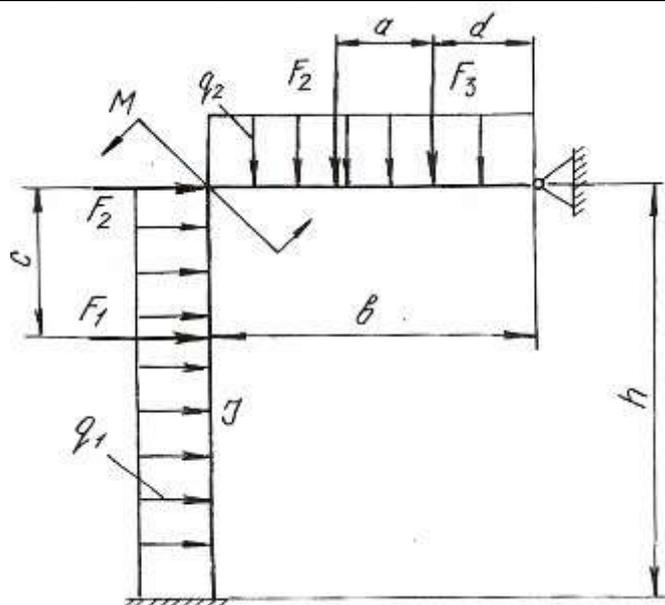
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M_1 , кН·м	M_2 , кН·м
11	10	5	0,5	6	—	20	—	40	—	—	—	—
12	11	6	0,4	6	—	—	20	40	—	—	—	—
13	11	5	0,3	4	—	—	—	30	—	—	—	10
14	9	4	0,6	—	—	—	25	—	—	—	—	12
15	9	5	0,4	—	4	30	—	—	60	—	—	—
16	8	4	0,3	—	3	—	—	—	30	20	—	—
17	8	4	0,3	—	—	—	—	—	—	30	10	—
18	6	3	0,2	—	—	25	—	—	—	—	15	80
19	7	4	0,6	—	3	—	—	—	30	20	12	—
20	10	6	0,6	—	—	—	30	—	—	—	10	—



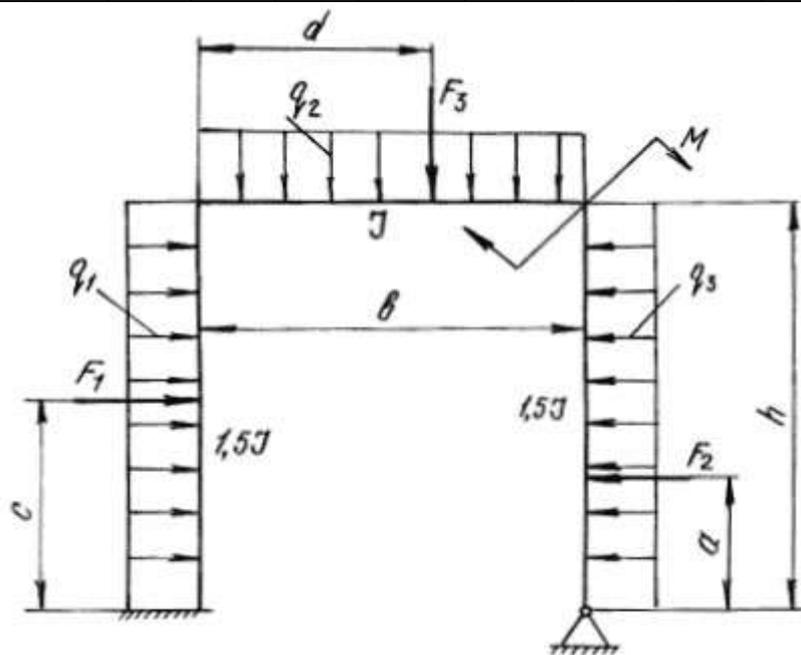
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M_1 , кНм	M_2 , кН·м
21	10	8	—	—	—	20	—	—	—	—	—	20
22	10	7	2	—	2	30	—	—	—	—	20	—
23	10	6	—	2	—	—	—	—	30	20	—	—
24	8	6	—	—	—	20	30	—	—	—	—	—
25	8	6	—	3	—	—	20	—	20	—	—	—
26	9	5	—	—	—	—	20	—	—	—	—	15
27	9	6	2	—	1	—	—	—	—	40	20	—
28	7	5	2	—	1	—	—	—	—	—	30	—
29	8	4	2	—	1	—	—	—	—	—	20	20
30	8	6	—	—	—	—	—	—	50	20	—	10



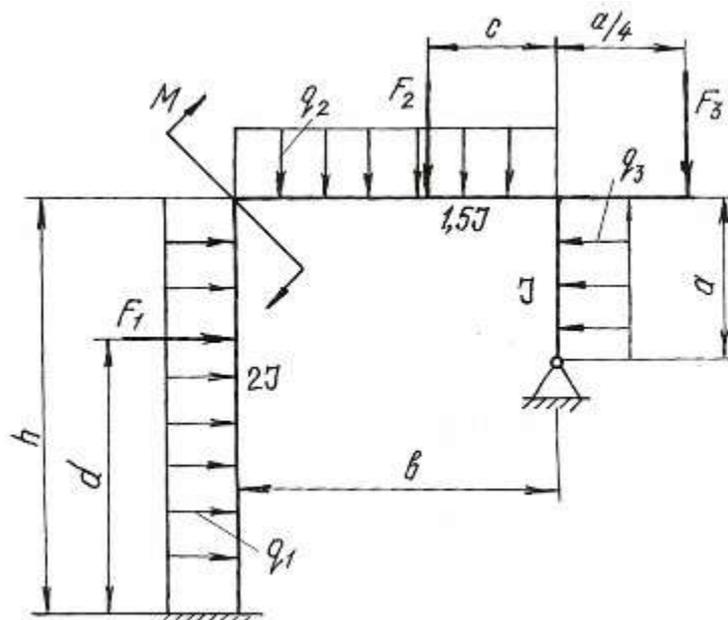
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	q_3 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M , кН·м
31	10	4	0,5	—	—	12	—	—	—	—	—	10
32	9	5	0,4	—	—	—	20	—	—	—	—	15
33	8	4	0,3	—	—	—	—	20	—	30	—	—
34	8	6	0,3	—	4	20	—	—	—	—	40	—
35	8	4	0,4	—	—	—	20	—	—	30	—	—
36	6	5	0,3	5	—	—	—	20	60	—	—	—
37	10	5	0,4	—	4	—	—	—	—	40	50	—
38	8	4	0,3	—	—	—	—	—	—	30	—	12
39	12	6	0,5	—	4	—	—	—	—	—	40	15
40	12	6	0,6	3	—	—	—	25	10	—	—	—



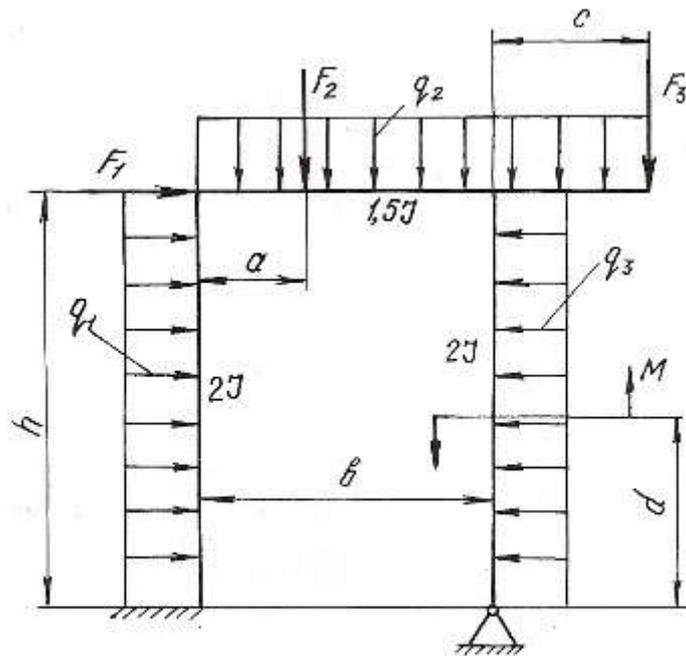
Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	q_3 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M , кН·м
41	10	5	4	—	—	20	—	—	—	—	—	50
42	9	6	4	—	—	—	15	—	—	—	—	10
43	8	6	5	—	—	—	—	20	—	—	30	—
44	8	5	6	—	2	15	—	—	30	—	—	—
45	8	4	5	2	—	—	20	—	—	40	—	—
46	9	6	3	—	5	—	—	15	40	—	—	—
47	9	8	4	2	—	—	—	—	—	10	—	60
48	9	6	6	—	—	—	—	—	—	—	40	10
49	10	8	5	3	—	—	—	—	—	20	40	—
50	10	6	4	1	4	—	—	—	10	25	—	—

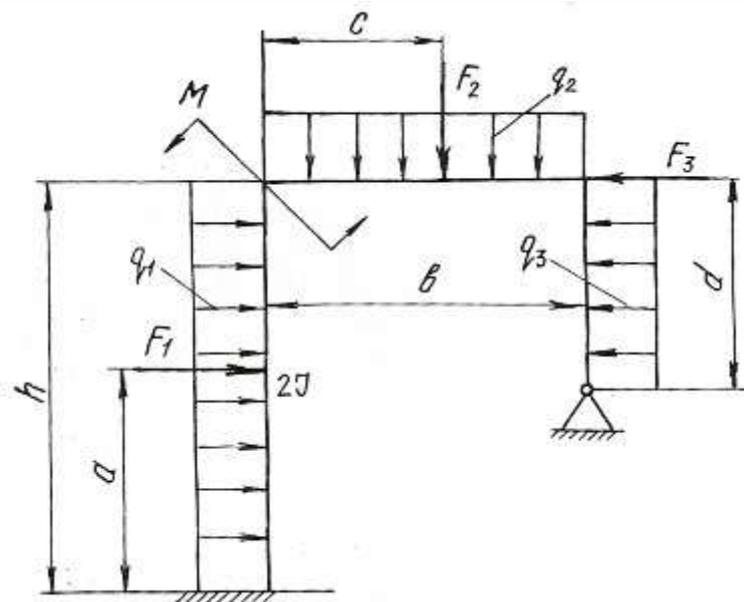


Продолжение табл. 5.3

Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	q_3 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M , кН·м
51	8	4	0,6	0,5	5	20	—	—	—	—	—	50
52	10	5	0,5	0,6	—	—	20	—	20	30	—	—
53	8	4	0,4	0,4	—	—	—	25	—	20	—	—
54	6	4	0,3	0,4	4	—	—	—	—	—	30	14
55	12	6	0,6	0,5	—	—	—	—	40	20	—	—
56	10	4	0,4	0,3	2	15	—	—	—	—	—	10
57	8	5	0,3	0,3	2	—	15	—	—	—	—	12
58	8	5	0,4	0,4	—	—	—	20	30	—	—	—
59	9	5	0,5	0,6	—	—	—	—	—	30	40	—
60	9	4	0,6	0,5	—	—	30	—	—	20	—	—

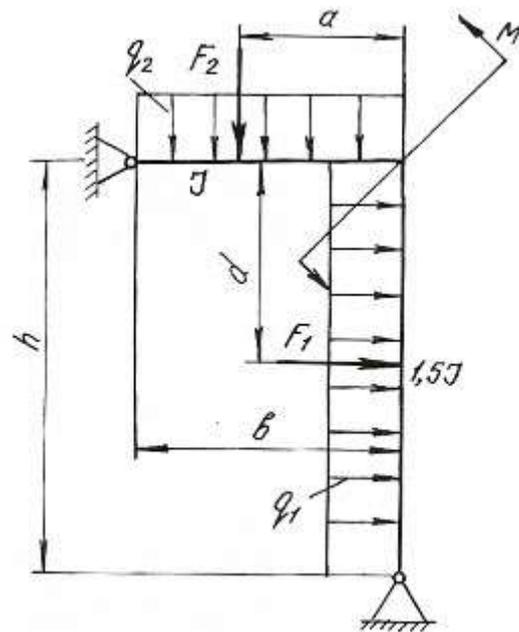


Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	q_3 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M , кН·м
61	8	4	4	—	4	20	—	—	50	—	—	—
62	10	5	—	2,5	5	—	20	—	—	30	—	—
63	6	3	—	—	3	—	—	20	—	—	30	—
64	12	6	5	—	6	—	—	20	50	—	—	—
65	10	4	—	—	5	—	20	—	—	—	—	80
66	8	4	—	—	5	15	—	—	—	—	20	—
67	8	5	—	2	5	20	—	—	—	40	—	—
68	8	4	—	—	4	—	—	—	—	—	80	40
69	9	4	—	3	5	—	—	—	—	60	—	40
70	10	5	8	—	5	—	15	—	60	—	—	—

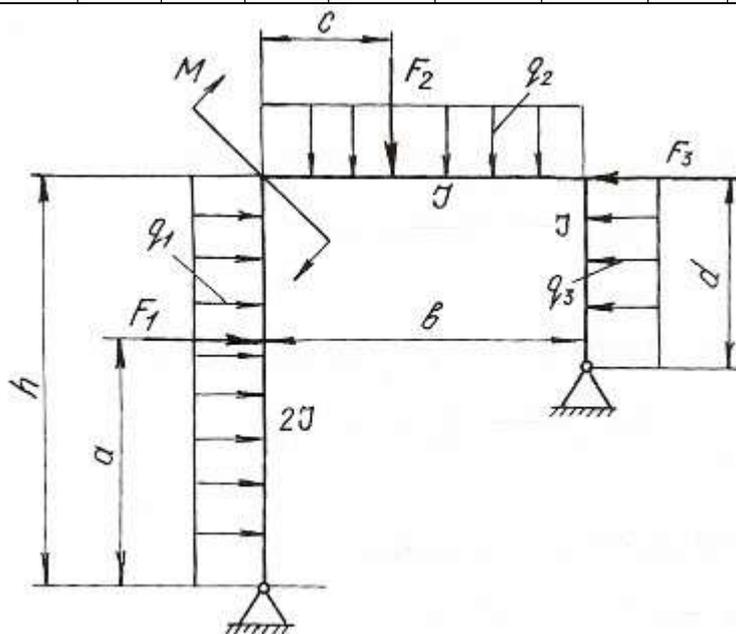


Продолжение табл. 5.3

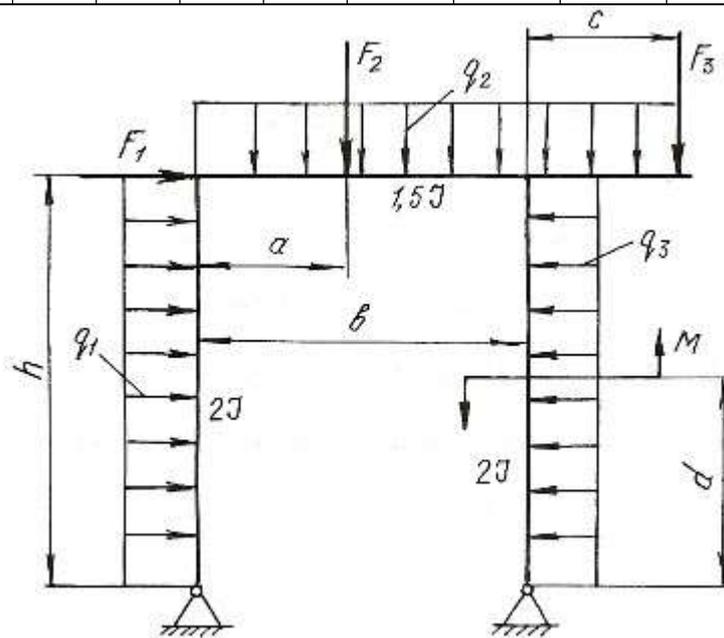
Номер варианта	h , м	b , м	a , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	M , кН·м
71	10	5	2,5	—	20	—	—	80	—
72	10	6	—	—	—	15	—	—	—
73	10	4	2	—	—	—	—	—	—
74	10	5	—	—	15	—	—	80	—
75	9	5	—	—	—	20	—	—	—
76	9	6	—	—	—	—	—	—	60
77	9	4	2	—	—	—	—	10	—
78	8	6	3	—	—	—	—	80	10
79	8	6	3	4	—	—	40	60	—
80	8	5	—	4	—	—	30	—	—



Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	q_3 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M , кН·м
81	8	4	4	—	4	20	—	—	50	—	—	—
82	10	5	—	2,5	5	—	20	—	—	30	—	—
83	8	4	—	—	3	—	—	20	—	—	30	—
84	6	4	5	—	6	—	—	20	50	—	—	—
85	12	6	—	—	5	—	20	—	—	—	—	80
86	10	4	—	—	5	15	—	—	—	—	20	—
87	8	5	—	2	5	20	—	—	—	40	—	—
88	8	5	—	—	4	—	—	—	—	—	80	40
89	9	5	—	3	5	—	—	—	—	60	—	40
90	9	4	8	—	5	—	15	—	60	—	—	—



Номер варианта	h , м	b , м	a , м	c , м	d , м	q_1 , кН/м	q_2 , кН/м	q_3 , кН/м	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M , кН·м
91	8	4	0,6	0,5	5	20	–	–	–	–	–	50
92	10	5	0,5	0,6	–	–	20	–	20	30	–	–
93	8	4	0,4	0,4	–	–	–	25	–	20	–	–
94	6	4	0,3	0,4	4	–	–	–	–	–	30	14
95	12	6	0,6	0,5	–	–	–	–	40	20	–	–
96	10	4	0,4	0,3	2	15	–	–	–	–	–	10
97	8	5	0,3	0,3	2	–	15	–	–	–	–	12
98	8	5	0,4	0,4	–	–	–	20	30	–	–	–
99	9	5	0,5	0,6	–	–	–	–	–	30	40	–
100	9	4	0,6	0,5	–	–	30	–	–	20	–	–



Глава 6

ВИДЫ СЛОЖНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Сочетание простейших видов деформаций называется сложным сопротивлением. При расчете элементов конструкций, испытывающих сложные сопротивления, используют принцип независимости действия сил, т. е. определяют деформации и напряжения для каждого простейшего вида сопротивления, а затем результаты суммируют алгебраически, геометрически или согласно одной из теорий прочности. При этом задача сводится к определению опасного сечения по длине бруса и опасной точки в этом сечении.

В данной главе приведены методики решения задач на косоу изгиб, внецентренное растяжение или сжатие, совместное действие изгиба с кручением.

6.1. Косой изгиб

Косой изгиб – вид сложного сопротивления, который возникает при действии внешних нагрузок, перпендикулярных продольной оси бруса, но расположенных вне главных плоскостей инерции. Поэтому косой изгиб можно рассматривать как сочетание двух плоских изгибов во взаимно перпендикулярных плоскостях, разложив все силы по направлению главных центральных осей инерции поперечных сечений.

При косом изгибе балки нормальные напряжения в произвольной точке поперечного сечения с координатами y и z определяются по формуле:

$$\sigma = \frac{M^B}{J_z} y + \frac{M^\Gamma}{J_y} z, \quad (6.1)$$

где J_z и J_y – главные центральные моменты инерции поперечного сечения балки относительно осей z и y ; M^B и M^Γ – изгибающие моменты в поперечном сечении в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Положение нейтральной оси поперечного сечения определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{M^\Gamma}{M^B} \cdot \frac{J_z}{J_y}, \quad (6.2)$$

где α – угол наклона нейтральной оси к горизонтальной главной центральной оси инерции.

Максимальные и минимальные нормальные напряжения возникают в точках, наиболее удаленных от обеих главных центральных осей инерции и для симметричных сечений определяются по формуле:

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M^{\Gamma}}{W_y} \pm \frac{M^{\text{B}}}{W_z}, \quad (6.3)$$

где W_z и W_y – моменты сопротивления поперечного сечения изгибу относительно осей z и y .

Если внешние нагрузки лежат в одной плоскости, то положение нейтральной оси определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{J_z}{J_y}, \quad (6.4)$$

где φ – угол между силовой плоскостью, в которой действуют внешние нагрузки, и главной вертикальной осью инерции поперечного сечения балки.

Напряжения в этом случае определяются по формуле:

$$\sigma_{\max/\min} = \pm M \left(\frac{\cos \varphi}{W_z} \pm \frac{\sin \varphi}{W_y} \right), \quad (6.5)$$

где M – результирующий момент, действующий в силовой плоскости.

Прогиб f и угол поворота θ сечения балки при косом изгибе определяются как геометрические суммы прогибов и углов поворота от составляющих изгибающего момента, действующих в главных плоскостях инерции балки

$$f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} \quad \text{и} \quad \theta = \sqrt{\theta_z^2 + \theta_y^2}, \quad (6.6)$$

где f_z и f_y – прогибы в направлении осей z и y ; θ_z и θ_y – углы поворота сечения вокруг осей z и y .

Пример 6.1.

Для балки (рис. 6.1) построить эпюры нормальных напряжений по сторонам поперечного сечения (см. табл. П. 1) в защемлении, определить наибольшее нормальное напряжение и полный прогиб свободного конца балки при $F = 2$ кН, $\varphi = 15^\circ$.

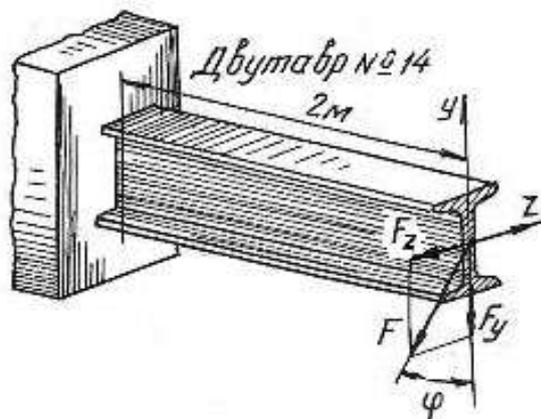


Рис. 6.1.

Решение.

Раскладываем силу F на ее составляющие, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$F_y = F \cdot \cos 15^\circ = 2000 \cdot 0,96 = 1920 \text{ Н};$$

$$F_z = F \cdot \sin 15^\circ = 2000 \cdot 0,26 = 520 \text{ Н}.$$

Максимальные изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут в защемленном сечении балки:

$$M_{\max}^B = F_y l = 1920 \cdot 2 = 3840 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\max}^\Gamma = F_z l = 520 \cdot 2 = 1040 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По ГОСТ 8239-89 (см. табл. П. 1) для заданного профиля находим моменты инерции и моменты сопротивления сечения:

$$J_z = 572 \text{ см}^4; \quad J_y = 41,9 \text{ см}^4; \quad W_z = 81,7 \text{ см}^3; \quad W_y = 11,5 \text{ см}^3,$$

что при переводе в единицы СИ соответствует:

$$J_z = 572 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4; \quad J_y = 41,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4; \quad W_z = 81,7 \cdot 10^{-6} \text{ см}^3; \quad W_y = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Наибольшие нормальные напряжения от изгиба в вертикальной плоскости:

$$\sigma_{\max}^B = \frac{M_{\max}^B}{W_z} = \frac{3840}{81,7 \cdot 10^{-6}} = 47 \cdot 10^6 \text{ Па} = 47 \text{ МПа},$$

а наибольшие нормальные напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости:

$$\sigma_{\max}^\Gamma = \frac{M_{\max}^\Gamma}{W_y} = \frac{1040}{11,5 \cdot 10^{-6}} = 90,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 90,4 \text{ МПа}.$$

Эпюры нормальных напряжений даны на рис. 6.2. Таким образом, наибольшие нормальные напряжения будут в крайних угловых точка поперечного сечения. Как видно по эпюрам нормальных напряжений

$$\sigma_{\max} = 47 + 90,4 = 137,4 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\min} = -47 - 90,4 = -137,4 \text{ МПа}.$$

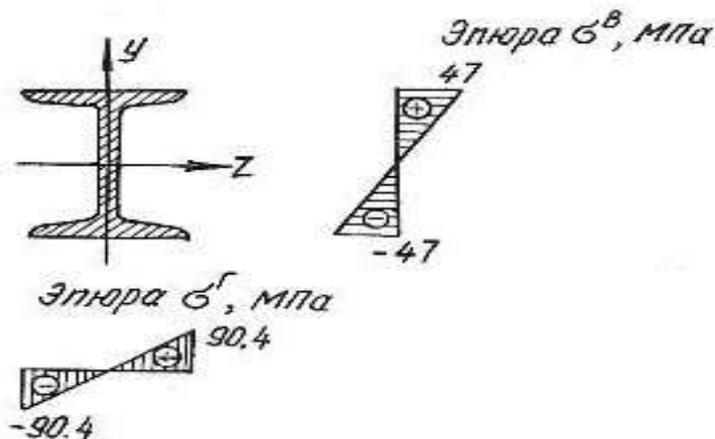


Рис. 6.2.

Прогиб свободного конца балки в вертикальной плоскости [10]

$$f_y = \frac{F_y l^3}{3EJ_z} = \frac{1920 \cdot 2^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 572 \cdot 10^{-8}} = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м или } f_y = 4,5 \text{ мм,}$$

а величина прогиба в горизонтальной плоскости

$$f_z = \frac{F_z l^3}{3EJ_y} = \frac{520 \cdot 2^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 41,9 \cdot 10^{-8}} = 16,5 \cdot 10^{-3} \text{ м или } f_z = 16,5 \text{ мм.}$$

Полный прогиб свободного конца балки

$$f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2} = \sqrt{4,5^2 + 16,5^2} = 17,1 \text{ мм.}$$

Пример 6.2.

Для бруса прямоугольного поперечного сечения (рис. 6.3) требуется:

1. Построить эпюры изгибающих моментов в главных плоскостях; определить из расчета на прочность размеры поперечного сечения, принимая $\sigma_{adm} = 160 \text{ МПа}$ и отношение сторон $\frac{h}{b} = 2$;

2. Для опасного поперечного сечения построить эпюры нормальных напряжений от каждого из изгибающих моментов и суммарную эпюру нормальных напряжений.

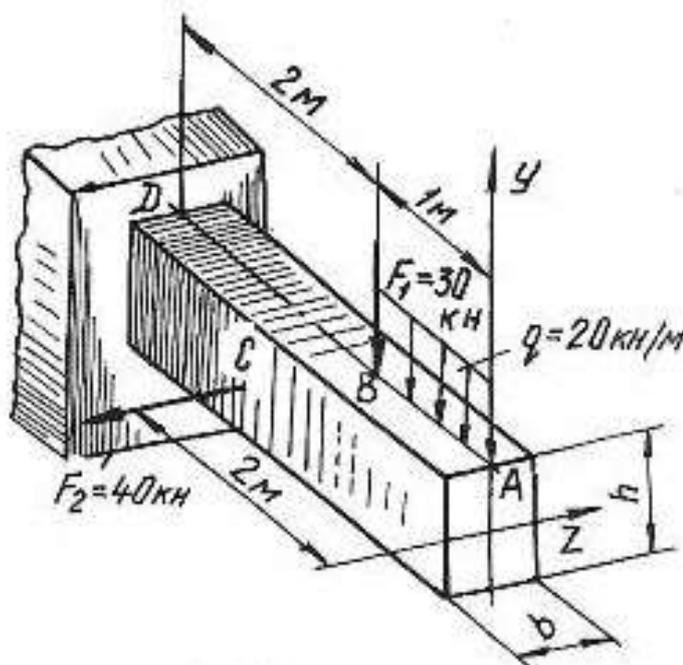


Рис. 6.3.

Решение.

Согласно принципу независимости действия сил рассмотрим отдельно действие сил, вызывающих изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Изгиб в вертикальной плоскости вызывается действием силы F_1 и равномерно распределенной нагрузкой. Определим величину изгибающих моментов в характерных точках:

$$M_A^B = 0;$$

$$M_B^B = -q \cdot 1 \cdot 0,5 = -20 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0,5 = -10 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = -10 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_D^B = -q \cdot 1 \cdot 2,5 - F_1 \cdot 2 = -20 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 2,5 - 30 \cdot 10^3 \cdot 2 = -110 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = -110 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Изгиб в горизонтальной плоскости вызывается силой F_2 . Определим величину изгибающих моментов в характерных точках:

$$M_A^F = 0; \quad M_B^F = 0; \quad M_C^F = 0;$$

$$M_D^F = F_2 \cdot 1 = 40 \cdot 10^3 \cdot 1 = 40 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Эпюры изгибающих моментов показаны на рис. 6.4, а. Максимальные изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях будут в сечении D:

$$M_{\max}^B = M_D^B = 110 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad M_{\max}^F = M_D^F = 40 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

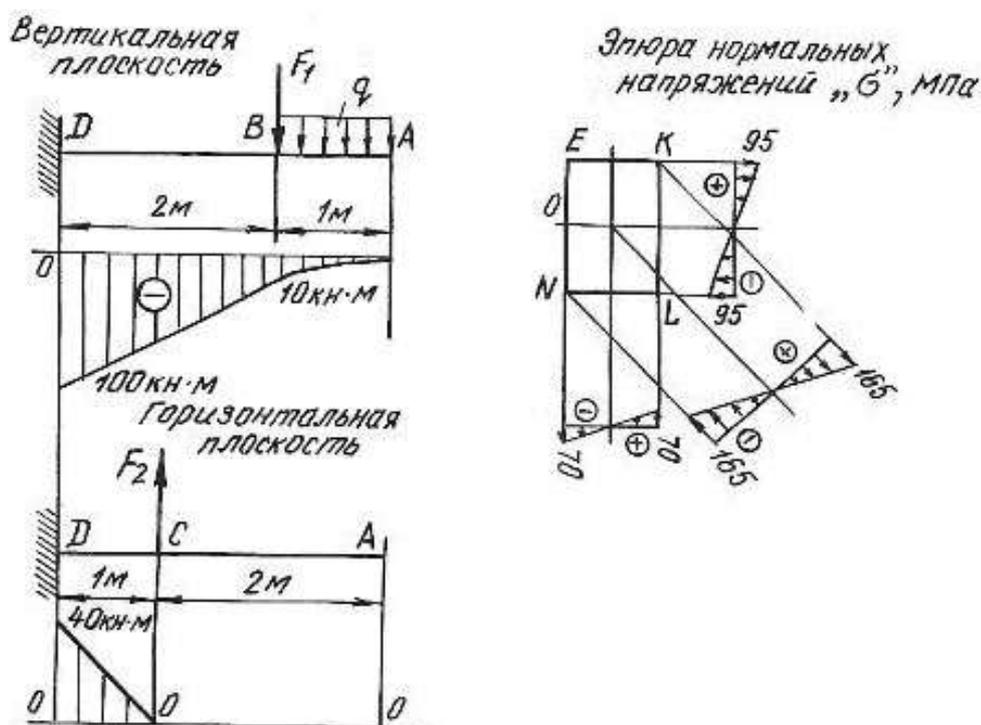


Рис. 6.4.

Опасное сечение балки будет в защемлении. Запишем условие прочности для опасного сечения

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}^B}{W_z} + \frac{M_{\max}^{\Gamma}}{W_y} \leq \sigma_{\text{adm}}.$$

Для бруса прямоугольного сечения моменты сопротивления равны:

$$W_z = \frac{bh^2}{6} \quad \text{и} \quad W_y = \frac{b^2h}{6};$$

при $h = 2 \cdot b$ получим

$$W_z = \frac{b(2 \cdot b)^2}{6} = \frac{2b^3}{3} \quad \text{и} \quad W_y = \frac{b^2 \cdot 2 \cdot b}{6} = \frac{b^3}{3}.$$

Подставляя значение величин в условие прочности, получим

$$\sigma_{\max} = \frac{110 \cdot 10^3}{\frac{2}{3} \cdot b^3} + \frac{40 \cdot 10^3}{\frac{1}{3} \cdot b^3} \leq 160 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Решая уравнение относительно b , получим $b = 0,12 \text{ м} = 120 \text{ мм}$ и $h = 2b = 240 \text{ мм}$. Для построения эпюр нормальных напряжений определяем наибольшие напряжения, для чего вычислим моменты сопротивления сечения:

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = \frac{12 \cdot 10^{-2} \cdot (24 \cdot 10^{-2})^2}{6} = 1152 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_y = \frac{b^2h}{6} = \frac{(12 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 24 \cdot 10^{-2}}{6} = 576 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Наибольшие нормальные напряжения от изгиба в вертикальной плоскости:

$$\sigma_{\max}^B = \frac{M_{\max}^B}{W_z} = \frac{110 \cdot 10^3}{1152 \cdot 10^{-6}} = 95 \cdot 10^6 \text{ Па} = 95 \text{ МПа.}$$

Наибольшие нормальные напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости:

$$\sigma_{\max}^{\Gamma} = \frac{M_{\max}^{\Gamma}}{W_y} = \frac{40 \cdot 10^3}{576 \cdot 10^{-6}} = 70 \cdot 10^6 \text{ Па} = 70 \text{ МПа.}$$

Наибольшие нормальные напряжения будут в точках K и N :

$$\sigma_K = 95 + 70 = 165 \text{ МПа};$$

$$\sigma_N = -95 - 70 = -165 \text{ МПа.}$$

Эпюры нормальных напряжений показаны на рис. 6.4, б

6.2. Задания для расчета на косой изгиб

Для расчетной схемы балки при заданных значениях геометрических размеров и нагрузок необходимо:

- 1) определить положение нейтральной оси;
- 2) вычислить наибольшие и наименьшие напряжения в опасном сечении балки;
- 3) построить эпюры напряжений;
- 4) найти прогиб балки в середине пролета или на свободном конце консольной балки.

Данные для расчета взять из таблиц 6.1, 6.2, 6.3 и табл. П. 1.

Таблица 6.1

Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет l , м	Размеры сечения, см	Угол φ , град	Нагрузка		
						F , кН	M , кН·м	q , кН/м
1	А	дерево	1,5	$b \times h = 12 \times 20$	60	—	4	—
	Б	Ст 3	1,4	двутавр № 24	30	—	3	—
	В	Ст 3	1,3	швеллер № 24	45	—	5	—
	Г	Ст 3	1,6	2 швеллера № 8	60	—	6	—
	Д	Ст 3	1,7	2 швеллера № 10	30	—	7	—
	Е	Ст 3	1,8	2 двутавра № 10	60	—	8	—
2	А	дерево	1,2	$b \times h = 15 \times 25$	45	3	—	—
	Б	Ст 3	1,4	двутавр № 22	30	2	—	—
	В	Ст 3	1,5	швеллер № 27	60	4	—	—
	Г	Ст 3	1,6	2 швеллера № 18	30	8	—	—
	Д	Ст 3	1,8	2 швеллера № 20	60	10	—	—
	Е	Ст 3	1,7	2 двутавра № 12	45	9	—	—
3	А	дерево	1,2	$b \times h = 14 \times 28$	30	—	—	4
	Б	Ст 3	1,3	двутавр № 24	60	—	—	3
	В	Ст 3	1,5	швеллер № 27	45	—	—	2
	Г	Ст 3	1,4	2 швеллера № 16	20	—	—	6
	Д	Ст 3	1,7	2 швеллера № 14	30	—	—	5
	Е	Ст 3	1,6	2 двутавра № 14	40	—	—	7

Продолжение табл. 6.1

Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет $l, м$	Размеры сечения, $см$	Угол φ , град	Нагрузка		
						F , кН	M , кН·м	q , кН/м
4	А	дерево	2,5	$b \times h = 12 \times 30$	30	—	6	—
	Б	Ст 3	4	двутавр № 55	40	—	5	—
	В	Ст 3	5	швеллер № 30	50	—	7	—
	Г	Ст 3	6	2 швеллера № 10	60	—	8	—
	Д	Ст 3	4	2 швеллера № 12	30	—	9	—
	Е	Ст 3	6	2 двутавра № 14	40	—	10	—
5	А	дерево	3	$b \times h = 18 \times 30$	40	6	—	—
	Б	Ст 3	4	двутавр № 36	60	2,5	—	—
	В	Ст 3	5	швеллер № 24	30	3	—	—
	Г	Ст 3	6	2 швеллера № 10	20	4	—	—
	Д	Ст 3	5,5	2 швеллера № 12	40	3	—	—
	Е	Ст 3	4,5	2 двутавра № 14	50	5	—	—
6	А	дерево	4	$b \times h = 16 \times 28$	60	—	—	2
	Б	Ст 3	6	двутавр № 20	50	—	—	4
	В	Ст 3	3	швеллер № 16	30	—	—	3
	Г	Ст 3	4	2 швеллера № 14	40	—	—	5
	Д	Ст 3	5	2 швеллера № 16	45	—	—	6
	Е	Ст 3	5,5	2 двутавра № 18	20	—	—	7
7	А	дерево	2	$b \times h = 16 \times 24$	—	1	—	—
	Б	Ст 3	2,5	двутавр № 28	—	3	—	—
	В	Ст 3	2,4	швеллер № 16	—	4	—	—
	Г	Ст 3	2,6	2 швеллера № 14	—	6	—	—
	Д	Ст 3	2,3	2 швеллера № 16	—	8	—	—
	Е	Ст 3	2,7	2 двутавра № 20	—	10	—	—
8	А	дерево	1,5	$b \times h = 15 \times 25$	—	2	3	—
	Б	Ст 3	1,8	двутавр № 18	—	3	4	—
	В	Ст 3	1,6	швеллер № 24	—	5	3	—
	Г	Ст 3	1,7	2 швеллера № 12	—	6	6	—
	Д	Ст 3	1,9	2 швеллера № 14	—	7	7	—
	Е	Ст 3	2	2 двутавра № 16	—	8	5	—

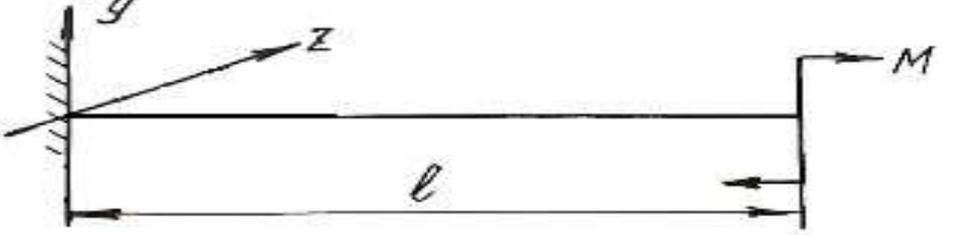
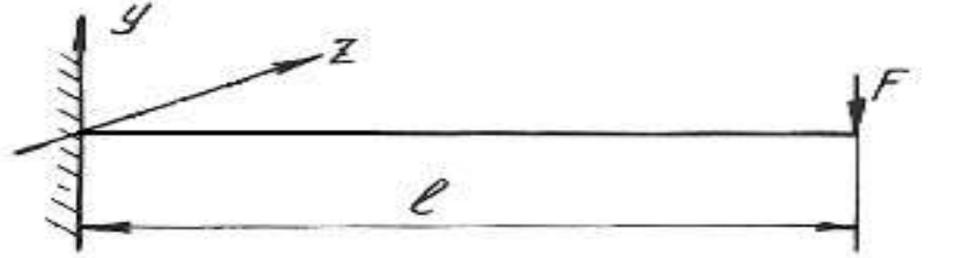
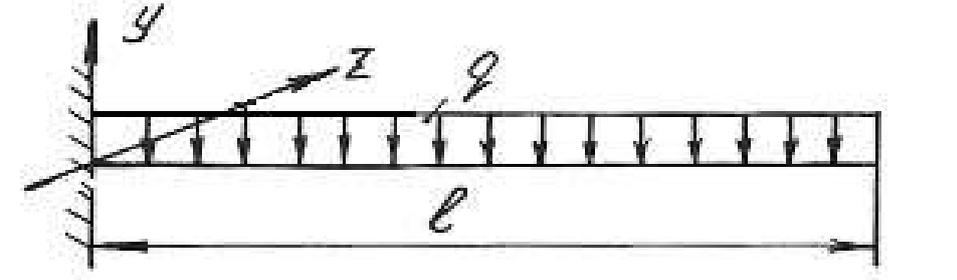
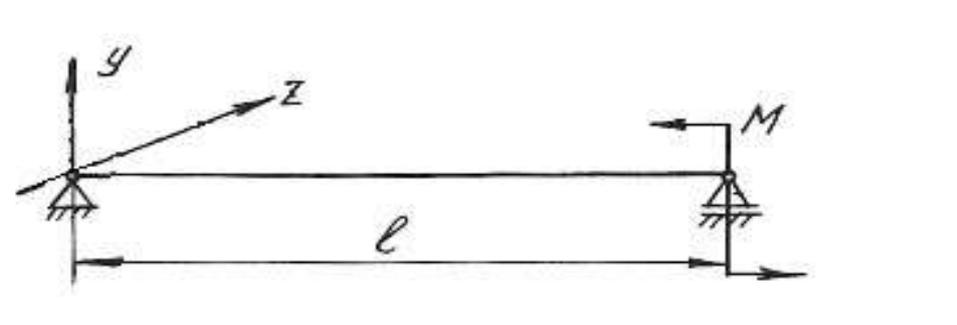
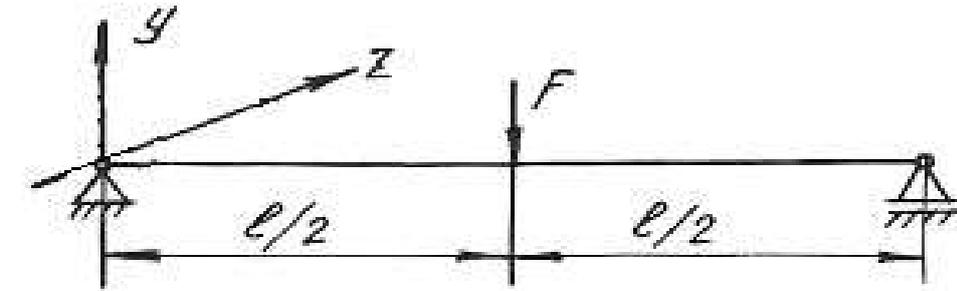
Продолжение табл. 6.1

Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет l , м	Размеры сечения, см	Угол φ , град	Нагрузка		
						F , кН	M , кН·м	q , кН/м
9	А	дерево	2,5	$b \times h = 17 \times 27$	—	4	—	30
	Б	Ст 3	4	двутавр № 30	—	6	—	20
	В	Ст 3	3	швеллер № 27	—	5	—	40
	Г	Ст 3	5	2 швеллера № 14	—	7	—	50
	Д	Ст 3	6	2 швеллера № 16	—	8	—	60
	Е	Ст 3	4,6	2 двутавра № 18	—	9	—	70
10	А	дерево	1,6	$b \times h = 18 \times 24$	—	—	5	10
	Б	Ст 3	1,8	двутавр № 27	—	—	4	20
	В	Ст 3	1,9	швеллер № 20	—	—	3	30
	Г	Ст 3	2	2 швеллера № 14	—	—	6	40
	Д	Ст 3	2,1	2 швеллера № 16	—	—	7	50
	Е	Ст 3	2,2	2 двутавра № 20	—	—	8	60
11	А	дерево	1,5	$b \times h = 19 \times 30$	—	2	30	—
	Б	Ст 3	1,7	двутавр № 24	—	3	40	—
	В	Ст 3	1,9	швеллер № 24	—	5	60	—
	Г	Ст 3	1,8	2 швеллера № 18	—	7	80	—
	Д	Ст 3	2,3	2 швеллера № 20	—	6	70	—
	Е	Ст 3	2,4	2 двутавра № 14	—	4	50	—
12	А	дерево	1,2	$b \times h = 20 \times 29$	—	2	—	20
	Б	Ст 3	1,3	двутавр № 22	—	4	—	30
	В	Ст 3	1,4	швеллер № 24	—	5	—	40
	Г	Ст 3	1,5	2 швеллера № 22	—	7	—	50
	Д	Ст 3	1,6	2 швеллера № 20	—	6	—	60
	Е	Ст 3	1,7	2 двутавра № 20	—	7	—	70

Окончание табл. 6.1

Схема балки	Схема сечения	Материал	Пролет $l, м$	Размеры сечения, см	Угол φ , град	Нагрузка		
						F , кН	M , кН·м	q , кН/м
13	А	дерево	1,5	$b \times h = 18 \times 32$	—	3	—	10
	Б	Ст 3	1,6	двутавр № 36	—	4	—	20
	В	Ст 3	1,7	швеллер № 36	—	5	—	30
	Г	Ст 3	1,8	2 швеллера № 18	—	6	—	40
	Д	Ст 3	1,9	2 швеллера № 20	—	7	—	50
	Е	Ст 3	2	2 двутавра № 24	—	8	—	60
14	А	дерево	1,3	$b \times h = 19 \times 30$	—	20	3	—
	Б	Ст 3	1,4	двутавр № 40	—	40	4	—
	В	Ст 3	1,5	швеллер № 30	—	60	5	—
	Г	Ст 3	1,6	2 швеллера № 16	—	50	6	—
	Д	Ст 3	1,7	2 швеллера № 20	—	60	7	—
	Е	Ст 3	1,8	2 двутавра № 18	—	70	8	—
15	А	дерево	1,4	$b \times h = 17 \times 32$	—	1	40	—
	Б	Ст 3	1,6	двутавр № 24	—	2	50	—
	В	Ст 3	1,8	швеллер № 20	—	3	60	—
	Г	Ст 3	1,9	2 швеллера № 22	—	4	70	—
	Д	Ст 3	2,1	2 швеллера № 18	—	5	80	—
	Е	Ст 3	2,2	2 двутавра № 20	—	6	60	—
16	А	дерево	1,6	$b \times h = 19 \times 32$	—	—	2	20
	Б	Ст 3	1,7	двутавр № 22	—	—	3	30
	В	Ст 3	1,9	швеллер № 27	—	—	4	40
	Г	Ст 3	1,8	2 швеллера № 16	—	—	5	50
	Д	Ст 3	2,3	2 швеллера № 20	—	—	6	40
	Е	Ст 3	2,4	2 двутавра № 22	—	—	7	50

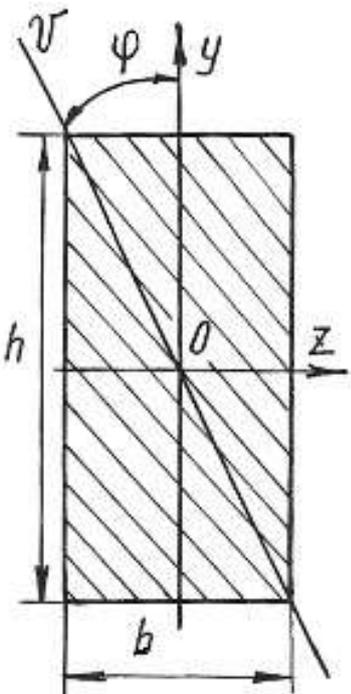
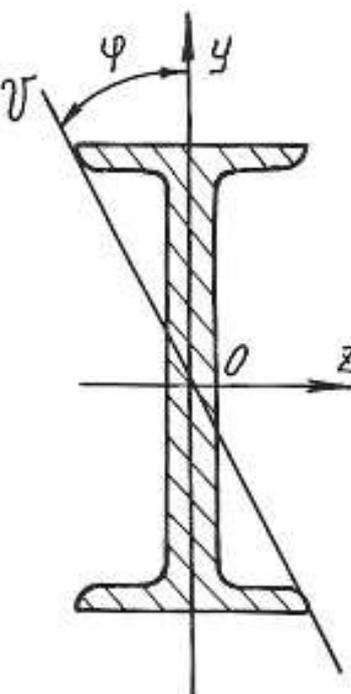
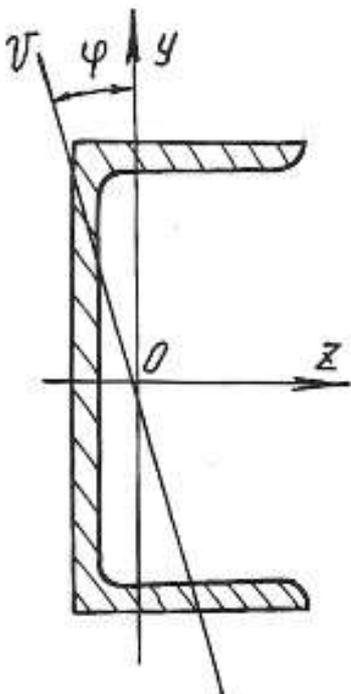
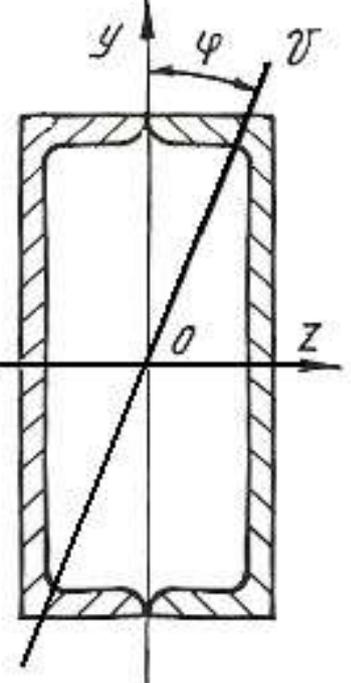
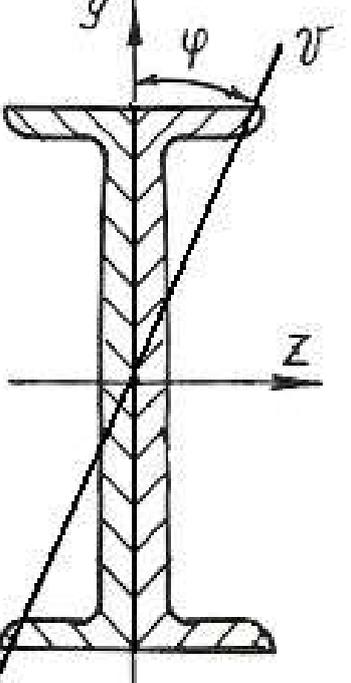
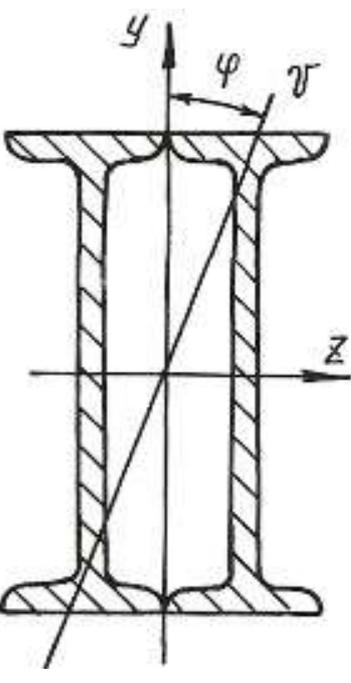
Схемы закрепления и нагружения балок

Номер схемы	Схема балки
1	
2	
3	
4	
5	

Номер схемы	Схема балки
6	
7	
8	
9	
10	
11	

Номер схемы	Схема балки
12	
13	
14	
15	
16	

Схемы поперечных сечений балок

А	Б	В
		
Г	Д	Е
		

6.3. Внецентренное растяжение или сжатие

Если действующая на брус продольная растягивающая или сжимающая сила приложена на некотором расстоянии от центра тяжести сечения, то возникает внецентренное растяжение или сжатие. Расстояние между точкой приложения силы и центром тяжести сечения бруса называется эксцентриситетом. Для практики весьма важны случаи внецентренного сжатия, например, для каменных и кирпичных столбов, бетонных колонн и др.

Внецентренное приложение сжимающей силы можно привести к случаю сжатия центральной силой F и чистому изгибу моментом $M = Fe$, если перенести силу F в центр тяжести поперечного сечения и уравновесить ее (рис. 6.5).

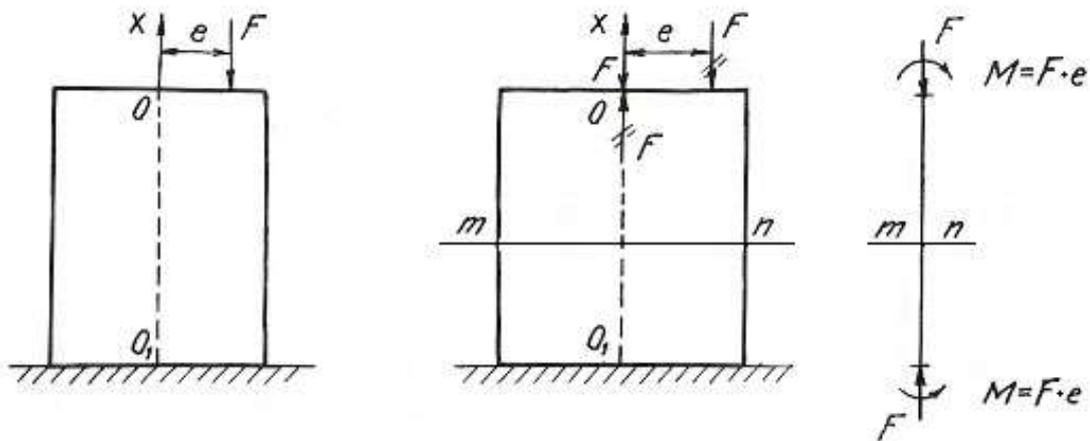


Рис. 6.5.

Так как изгибающий момент во всех сечениях постоянен, то проверку прочности можно производить по любому сечению бруса. Если отбросить верхнюю часть бруса по сечению $m-n$ и рассмотреть нижнюю (рис. 6.6), то для любой точки A поперечного сечения с координатами y, z нормальное напряжение будет равно алгебраической сумме напряжений

$$\sigma_A = \sigma_F + \sigma_{M_y} + \sigma_{M_z}, \quad (6.7)$$

где $\sigma_F = -\frac{F}{A}$ – напряжение от сжимающей центрально приложенной силы F ;

$\sigma_{M_y} = -M_y \frac{z}{J_y}$ – напряжение от изгибающего момента относительно главной

оси сечения y ; $\sigma_{M_z} = -M_z \frac{y}{J_z}$ – напряжение от изгибающего момента относительно главной оси сечения z .

Знак минус указывает на то, что данные нагрузки вызывают в точке A деформацию сжатия.

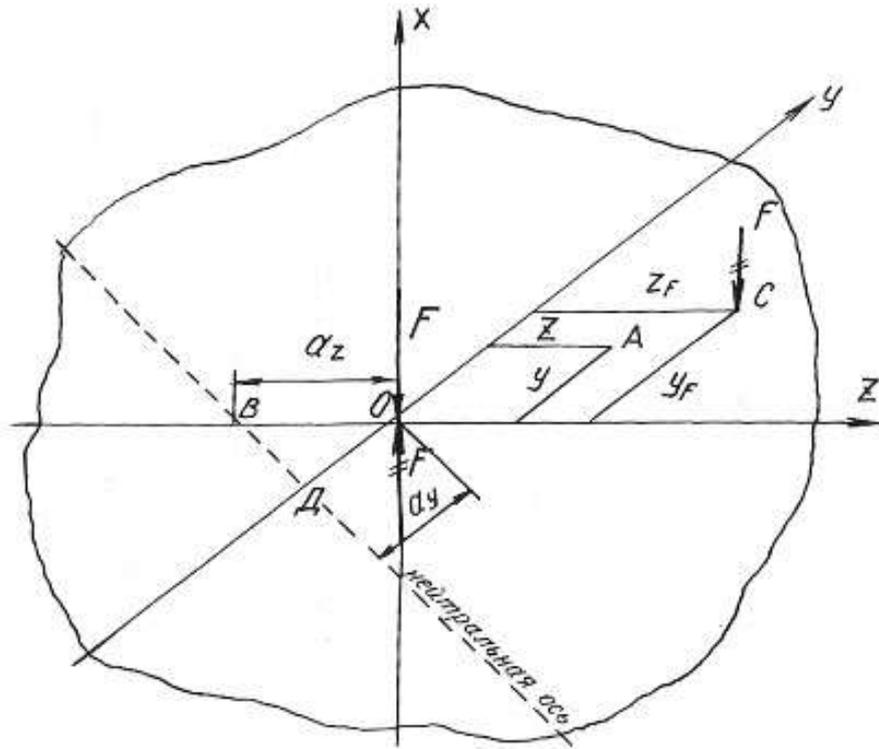


Рис. 6.6.

Изгибающие моменты определяются

$$M_y = Fz_F; \quad M_z = Fy_F;$$

где z_F и y_F - координаты точки C приложения силы F .

После подстановки имеем:

$$\sigma_A = -\frac{F}{A} - Fz_F \frac{z}{J_y} - Fy_F \frac{y}{J_z}.$$

Окончательный вид формулы для определения напряжений в любой точке поперечного сечения получаем после простых преобразований

$$\sigma = F \left(\pm \frac{1}{A} \pm z_F \frac{z}{J_y} \pm y_F \frac{y}{J_z} \right), \quad (6.8)$$

где J_y, J_z - моменты инерции поперечного сечения; y_F, z_F - координаты точки приложения силы F .

У каждого из слагаемых данного уравнения знак плюс берется для растягивающего, а знак минус - для сжимающего напряжения.

Условие прочности при внецентренном растяжении или сжатии имеет вид:

$$\sigma_{\max} = F \left(\pm \frac{1}{A} \pm z_F \frac{z_{\max}}{J_y} \pm y_F \frac{y_{\max}}{J_z} \right) \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (6.9)$$

где z_{\max}, y_{\max} – координаты наиболее удаленных точек сечения от его центра тяжести.

Уравнение нейтральной оси при внецентренном растяжении или сжатии имеет вид:

$$\pm \frac{1}{A} \pm z_F \frac{z_0}{J_y} \pm y_F \frac{y_0}{J_z} = 0, \quad (6.10)$$

где z_0, y_0 – координаты точек, лежащих на нейтральной оси.

Это уравнение является уравнением прямой, не проходящей через центр тяжести сечения. Величины отрезков, отсекаемых на координатных осях y и z нейтральной осью, определяются из уравнения:

$$\pm 1 \pm z_F \frac{a_z}{i_y^2} \pm y_F \frac{a_y}{i_z^2} = 0, \quad (6.11)$$

где $a_z = z_0, a_y = y_0$ – отрезки, определяющие положение нейтральной оси.

Величины отрезков определяются по формулам:

$$a_z = -\frac{i_y^2}{z_F}; \quad a_y = -\frac{i_z^2}{y_F}, \quad (6.12)$$

где i_z, i_y – радиусы инерции поперечного сечения относительно осей y и z .

Знак минус в этих формулах указывает на то, что нейтральная ось располагается по другую сторону центра тяжести сечения, по сравнению с точкой приложения силы F , действующей на брус.

Если поперечное сечение имеет сложную форму, то необходимо найти центр тяжести сечения, положение главных центральных осей и главные моменты инерции, пользуясь формулами и указаниями, приведенными в главе 2. В формулы, содержащие моменты инерции, необходимо подставлять значения главных моментов инерции сечения.

Пример 6.3.

Короткий чугунный стержень, поперечное сечение которого показано на рис. 6.7, сжимается продольной силой F , приложенной в точке A .

Требуется:

1. Вычислить наибольшее растягивающее и наибольшее сжимающее напряжения в поперечном сечении, выразив величины этих напряжений через F и размеры сечений.

2. Найти допускаемую нагрузку F при заданных размерах сечения и допускаемых напряжениях для чугуна на сжатие σ_{adm}^c и на растяжение σ_{adm}^p :
 $\sigma_{adm}^c = 110$ МПа, $\sigma_{adm}^p = 24$ МПа.

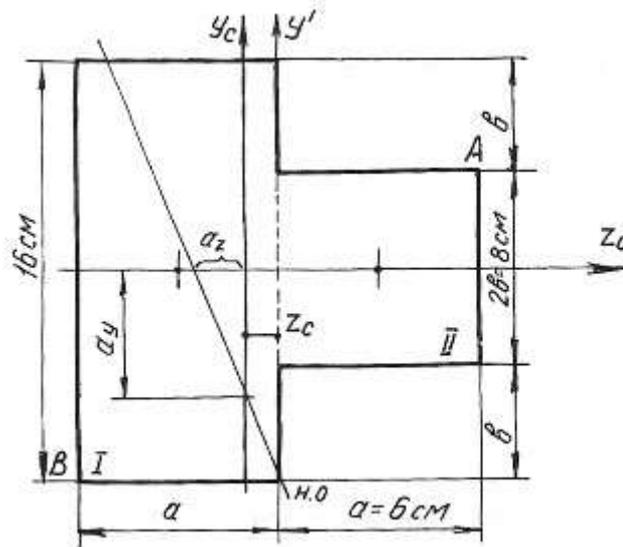


Рис. 6.7.

Определяем координату центра тяжести сечения. Проведем вспомогательную ось y' :

$$z_c = \frac{\sum S y'}{\sum A} = \frac{(A_1 z_1 + A_2 z_2)}{A_1 + A_2} = \frac{[16 \cdot 6 \cdot (-3) + 6 \cdot 8 \cdot 3]}{16 \cdot 6 + 6 \cdot 8} = \frac{-144}{144} = -1 \text{ см.}$$

Для определения положения нейтральной оси находим геометрические характеристики сечения.

Моменты инерции:

$$J_{y_c} = 16 \frac{6^3}{12} + 6 \cdot 16 \cdot 2^2 + 8 \cdot \frac{6^3}{12} + 6 \cdot 8 \cdot 4^2 = 1584 \text{ см}^4;$$

$$J_{z_c} = 16^3 \frac{6}{12} + 6 \frac{8^3}{12} = 2304 \text{ см}^4.$$

Радиусы инерции:

$$i_y = \sqrt{\frac{J_{y_c}}{A}} = \sqrt{\frac{1584}{144}} = \sqrt{11} = 3,31 \text{ см};$$

$$i_z = \sqrt{\frac{J_{z_c}}{A}} = \sqrt{\frac{2304}{144}} = \sqrt{16} = 4 \text{ см.}$$

Нейтральная ось пересекает оси z_c и y_c в точках:

$$a_y = -\frac{i_z^2}{y_F}; \quad a_z = -\frac{i_y^2}{z_F}; \quad z_F = 7 \text{ см}; \quad y_F = 4 \text{ см}.$$

$$a_y = \frac{-4^2}{4} = -4 \text{ см}; \quad a_z = \frac{-3,31^2}{7} = -1,57 \text{ см}.$$

Максимальное напряжение возникает в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси, т. е. в точках A и B . Определяются они по формуле:

$$\sigma = -\frac{F}{A} \pm \frac{Fz_F z_{\max}}{J_{y_c}} \pm \frac{Fy_F y_{\max}}{J_{z_c}},$$

где z_{\max} , y_{\max} – координаты точек A и B .

Наибольшее сжимающее напряжение:

$$\sigma_A = -F \left[\frac{1}{144} + 7 \frac{7}{1584} + 4 \frac{4}{2304} \right] = -0,044 \cdot F.$$

Наибольшее растягивающее напряжение:

$$\sigma_B = -F \left[\frac{1}{144} + 7 \frac{(-5)}{1584} + 4 \frac{(-8)}{2304} \right] = 0,028 \cdot F.$$

Находим допускаемую нагрузку:

$$\sigma_A \leq \sigma_{\text{adm}}^c = 110 \text{ МПа}; \quad 0,044 \cdot F \leq 110; \quad F \leq 0,25 \text{ МН}.$$

$$\sigma_B \leq \sigma_{\text{adm}}^p = 24 \text{ МПа}; \quad 0,028 \cdot F \leq 24; \quad F \leq 0,09 \text{ МН}.$$

Допускаемая нагрузка $F = 0,09 \text{ МН}$.

6.4. Задания для расчета на внецентренное растяжение или сжатие

Колонна заданного поперечного сечения с известными размерами нагружена сжимающей силой F , приложенной вне центра тяжести сечения в указанной точке. Требуется:

- 1) Определить положение нейтральной оси;
- 2) Вычислить наибольшие напряжения в опасном сечении колонны;
- 3) Построить эпюры напряжений в опасном сечении.

Данные для расчета взять из таблиц 6.4, 6.5 и табл. П. 1.

Примечание: собственным весом колонны при расчетах пренебречь.

Таблица 6.4

Вариант	Схема сечения	Материал	Размеры сечения, см	Точка приложения силы F	Нагрузка F , кН
1	А	дерево	$b \times h = 15 \times 25$	1	20
	Б	Ст 3	двутавр № 16	2	30
	В	Ст 3	швеллер № 16	3	40
	Г	Ст 3	2 швеллера № 14	4	50
	Д	Ст 3	2 швеллера № 12	5	60
	Е	Ст 3	2 двутавра № 14	6	70
	Ж	чугун	$b = 20$	7	35
	З	чугун	$b \times h = 20 \times 30, D = 10$	8	45
	И	Ст 3	2 швеллера № 12, $a = 10$	1	75
	К	Ст 3	2 двутавра № 14, $a = 10$	2	80
2	А	дерево	$b \times h = 16 \times 27$	2	25
	Б	Ст 3	двутавр № 18	3	35
	В	Ст 3	швеллер № 18	4	45
	Г	Ст 3	2 швеллера № 16	5	50
	Д	Ст 3	2 швеллера № 18	6	60
	Е	Ст 3	2 двутавра № 16	7	70
	Ж	чугун	$b = 30$	8	55
	З	чугун	$b \times h = 25 \times 35, D = 12$	1	65
	И	Ст 3	2 швеллера № 14, $a = 10$	2	65
	К	Ст 3	2 двутавра № 16, $a = 10$	3	75

Продолжение табл. 6.4

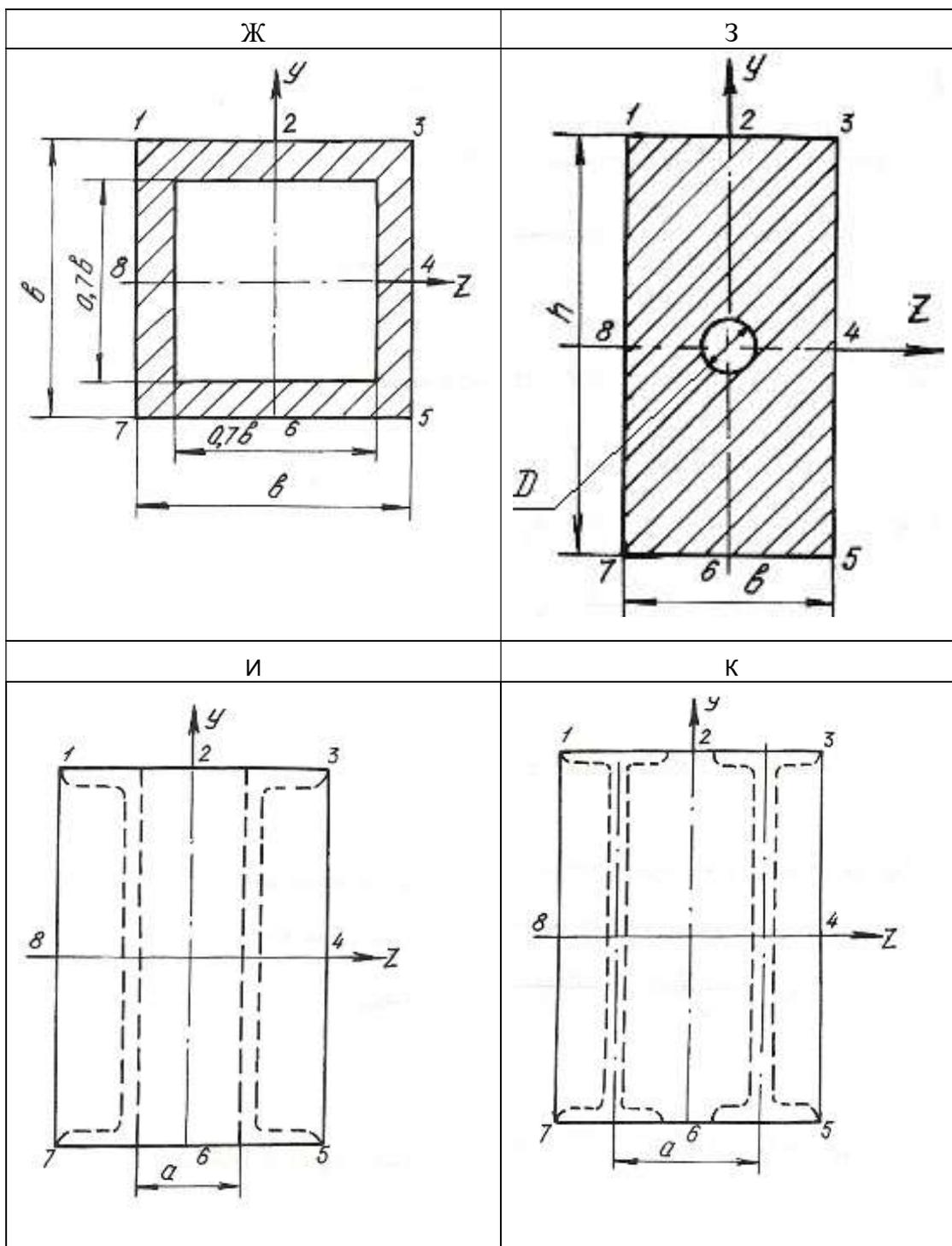
Вариант	Схема сечения	Материал	Размеры сечения	Точка приложения силы F	Нагрузка F , кН
3	А	дерево	$b \times h = 17 \times 28$	3	30
	Б	Ст 3	двутавр № 14	4	40
	В	Ст 3	швеллер № 20	5	48
	Г	Ст 3	2 швеллера № 14	6	52
	Д	Ст 3	2 швеллера № 16	7	62
	Е	Ст 3	2 двутавра № 18	8	72
	Ж	чугун	$b = 32$	1	60
	З	чугун	$b \times h = 24 \times 32, D = 8$	2	70
	И	Ст 3	2 швеллера № 18, $a = 14$	3	66
	К	Ст 3	2 двутавра № 12, $a = 8$	4	74
4	А	дерево	$b \times h = 18 \times 36$	4	40
	Б	Ст 3	двутавр № 20	5	44
	В	Ст 3	швеллер № 20	6	54
	Г	Ст 3	2 швеллера № 18	7	64
	Д	Ст 3	2 швеллера № 16	8	74
	Е	Ст 3	2 двутавра № 14	1	46
	Ж	чугун	$b = 34$	2	38
	З	чугун	$b \times h = 28 \times 36, D = 14$	3	48
	И	Ст 3	2 швеллера № 16, $a = 8$	4	58
	К	Ст 3	2 двутавра № 18, $a = 12$	5	72
5	А	дерево	$b \times h = 20 \times 24$	5	28
	Б	Ст 3	двутавр № 22	6	38
	В	Ст 3	швеллер № 22	7	48
	Г	Ст 3	2 швеллера № 20	8	62
	Д	Ст 3	2 швеллера № 22	1	76
	Е	Ст 3	2 двутавра № 20	2	78
	Ж	чугун	$b = 28$	3	46
	З	чугун	$b \times h = 22 \times 34, D = 6$	4	56
	И	Ст 3	2 швеллера № 20, $a = 6$	5	80
	К	Ст 3	2 двутавра № 20, $a = 12$	6	82

Продолжение табл. 6.4

Вариант	Схема сечения	Материал	Размеры сечения, см	Точка приложения силы F	Нагрузка F , кН
6	А	дерево	$b \times h = 22 \times 38$	6	36
	Б	Ст 3	двутавр № 22	7	46
	В	Ст 3	швеллер № 22	8	48
	Г	Ст 3	2 швеллера № 22	1	68
	Д	Ст 3	2 швеллера № 20	2	72
	Е	Ст 3	2 двутавра № 22	3	74
	Ж	чугун	$b = 24$	4	50
	З	чугун	$b \times h = 24 \times 34, D = 8$	5	60
	И	Ст 3	2 швеллера № 22, $a = 8$	6	74
	К	Ст 3	2 двутавра № 22, $a = 12$	7	69
7	А	дерево	$b \times h = 22 \times 30$	7	25
	Б	Ст 3	двутавр № 24	8	48
	В	Ст 3	швеллер № 24	1	52
	Г	Ст 3	2 швеллера № 24	2	63
	Д	Ст 3	2 швеллера № 22	3	68
	Е	Ст 3	2 двутавра № 20	4	64
	Ж	чугун	$b = 22$	5	43
	З	чугун	$b \times h = 26 \times 36, D = 6$	6	49
	И	Ст 3	2 швеллера № 24, $a = 4$	7	78
	К	Ст 3	2 двутавра № 24, $a = 13$	8	84
8	А	дерево	$b \times h = 18 \times 32$	8	35
	Б	Ст 3	двутавр № 27	1	62
	В	Ст 3	швеллер № 27	2	68
	Г	Ст 3	2 швеллера № 22	3	85
	Д	Ст 3	2 швеллера № 24	4	87
	Е	Ст 3	2 двутавра № 22	5	78
	Ж	чугун	$b = 26$	6	52
	З	чугун	$b \times h = 26 \times 36, D = 9$	7	58
	И	Ст 3	2 швеллера № 27, $a = 5$	8	86
	К	Ст 3	2 двутавра № 27, $a = 14$	1	88

Схемы поперечных сечений колонны

А	Б	В
Г	Д	Е



6.5. Изгиб с кручением

Помимо крутящих моментов валы могут испытывать воздействие изгибающих моментов. Последние возникают от действия собственного веса вала, усилий натяжения приводных ремней, весов шкивов, усилий зацепления в зубьях зубчатых передач и т. п.

Крутящий момент на валу или его участке определяется по формулам:

$$T = 9550 \frac{N}{n}, \quad (6.13)$$

где T – крутящий момент, Нм; N – мощность двигателя, кВт; n – число оборотов вала в минуту, или

$$T = \frac{D}{2} \cdot (t_1 - t_1'), \quad (6.14)$$

где D – диаметр ведущего шкива, соединенного с двигателем приводным ремнем; t_1 – усилие натяжения в набегающей ветви приводного ремня; t_1' – усилие натяжения в сбегающей ветви приводного ремня.

Определив крутящий момент по формуле (6.13) и, зная соотношение между усилиями t_1 и t_1' , определяют эти усилия из формулы (6.14) при известном диаметре шкива. Если усилия t_1, t_1' последовательно перенести в центр тяжести сечения вала и уравновесить их, то получим два момента пар сил, направленных в противоположные стороны. Равнодействующий момент этих моментов и будет равен крутящему моменту в том сечении, где находится шкив. Вместе с этим в центре этого сечения вала возникнет нагрузка, $S = t_1 + t_1'$, которая может быть направлена под углом к горизонту. В этом случае ее раскладывают на вертикальную и горизонтальную составляющие: $S_y = S \cdot \sin \alpha$; $S_z = S \cdot \cos \alpha$.

При наличии на валу нескольких ведомых шкивов крутящие моменты и изгибающие нагрузки определяются аналогичным способом. Таким образом, вал будет испытывать одновременно деформацию кручения от крутящих моментов и деформацию поперечного изгиба в двух плоскостях – вертикальной и горизонтальной. Дальнейший расчет вала на изгиб с кручением осуществляется в таком порядке:

1. Строится эпюра крутящих моментов T .
2. Вычерчивается схема вала в виде балки на двух опорах и загружается только вертикальными изгибающими нагрузками. С помощью уравнений статики определяются реакции на опорах, и строится эпюра изгибающих моментов от этих нагрузок $M_{из}^B$.

3. Вал загружается только горизонтальными изгибающими нагрузками, от них определяются реакции на опорах, и строится эпюра изгибающих моментов от горизонтальных нагрузок $M_{\text{И}}^{\Gamma}$.

4. В характерных сечениях вала определяются суммарные изгибающие моменты в виде геометрической суммы изгибающих моментов, возникающих в этих сечениях от вертикальных и горизонтальных нагрузок: $M_{\text{И}} = \sqrt{(M_{\text{И}}^{\text{В}})^2 + (M_{\text{И}}^{\Gamma})^2}$. Строится суммарная эпюра изгибающих моментов $M_{\text{И}}$. При построении эпюр выбирается необходимый масштаб, и применяются знаки, принятые в сопротивлении материалов при построении эпюр крутящих и изгибающих моментов.

5. Выбирается опасное сечение по длине вала, где одновременно крутящий и суммарный моменты достаточно большие – на основании эпюр $M_{\text{И}}$ и T .

6. На основании третьей или четвертой теории прочности для опасного сечения определяется расчетный (эквивалентный) момент по формулам:

$$M_{\text{р}}^{\text{III}} = \sqrt{T^2 + M_{\text{И}}^2}; \quad M_{\text{р}}^{\text{IV}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + 0,75T^2}. \quad (6.15)$$

7. Определяется диаметр сечения вала на основании условия прочности:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{р}}}{W_z} \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (6.16)$$

где $W_z = \frac{J_z}{d/2} = \pi \frac{d^4/64}{d/2} = \frac{\pi d^3}{32}$ – момент сопротивления поперечного сечения вала изгибу.

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{р}}}{\pi\sigma_{\text{adm}}}}. \quad (6.17)$$

Величина диаметра округляется до ближайшего целого.

Пример 6.4.

Шкив с диаметром D_1 и с углом наклона ветвей ремня к горизонту α_1 делает n оборотов в минуту и передает мощность N . Два других шкива имеют одинаковый диаметр D_2 и одинаковые углы наклона ветвей ремня к горизонту α_2 и, каждый из них передает мощность $N/2$ (рис. 6.8).

Требуется:

1. Определить моменты, приложенные к шкивам, по заданным N и n ;

2. Построить эпюру крутящих моментов T ;
3. Определить окружные усилия t_1 и t_2 действующие на шкивы, по данным моментам и заданным диаметрам шкивов D_1 и D_2 ;
4. Принять $t_1 = 2 \cdot t_2$;
5. Определить силы, изгибающие вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях (вес шкивов и вала не учитывать);
6. Построить эпюры изгибающих моментов от горизонтальных и вертикальных сил $M_{\text{верт.}}$, $M_{\text{гор.}}$;
7. Построить эпюры суммарных изгибающих моментов, пользуясь формулой $M_{\text{и}} = \sqrt{M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{верт}}^2}$;
8. При помощи эпюр T и $M_{\text{и}}$ найти опасное сечение и определить максимальный расчетный момент (по третьей теории прочности);
9. Подобрать диаметр вала d при $\sigma_{\text{adm}} = 70$ МПа и округлить его значение.

Решение.

1. Определяем крутящие моменты:

$$T_1 = \frac{9,55 \cdot N_1}{650} = \frac{9,55 \cdot 90}{650} = 1,32 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{9,55 \cdot N_2}{n} = \frac{9,55 \cdot 45}{650} = 0,66 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

2. Строим эпюру крутящих моментов (см. рис. 6.8).

3. Определяем усилия натяжения в ветвях ремней:

$$t_1 = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 1,32}{1} = 2,64 \text{ кН}; \quad t_2 = \frac{2 \cdot T_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,66}{0,6} = 2,2 \text{ кН}.$$

4. Определяем изгибающие нагрузки:

$$S_1 = t_1 + 2 \cdot t_2 = 7,92 \text{ кН}; \quad S_2 = t_2 + 2 \cdot t_2 = 6,60 \text{ кН}.$$

5. Определяем изгибающие нагрузки в вертикальной плоскости и реакции от этих нагрузок:

$$S_1^y = S_1 \cdot \sin \alpha_1 = 7,92 \cdot \sin 75^\circ = 7,92 \cdot 0,9659 = 7,65 \text{ кН};$$

$$S_2^y = S_2 \cdot \sin \alpha_2 = 6,6 \cdot \sin 80^\circ = 6,6 \cdot 0,9848 = 6,49 \text{ кН}.$$

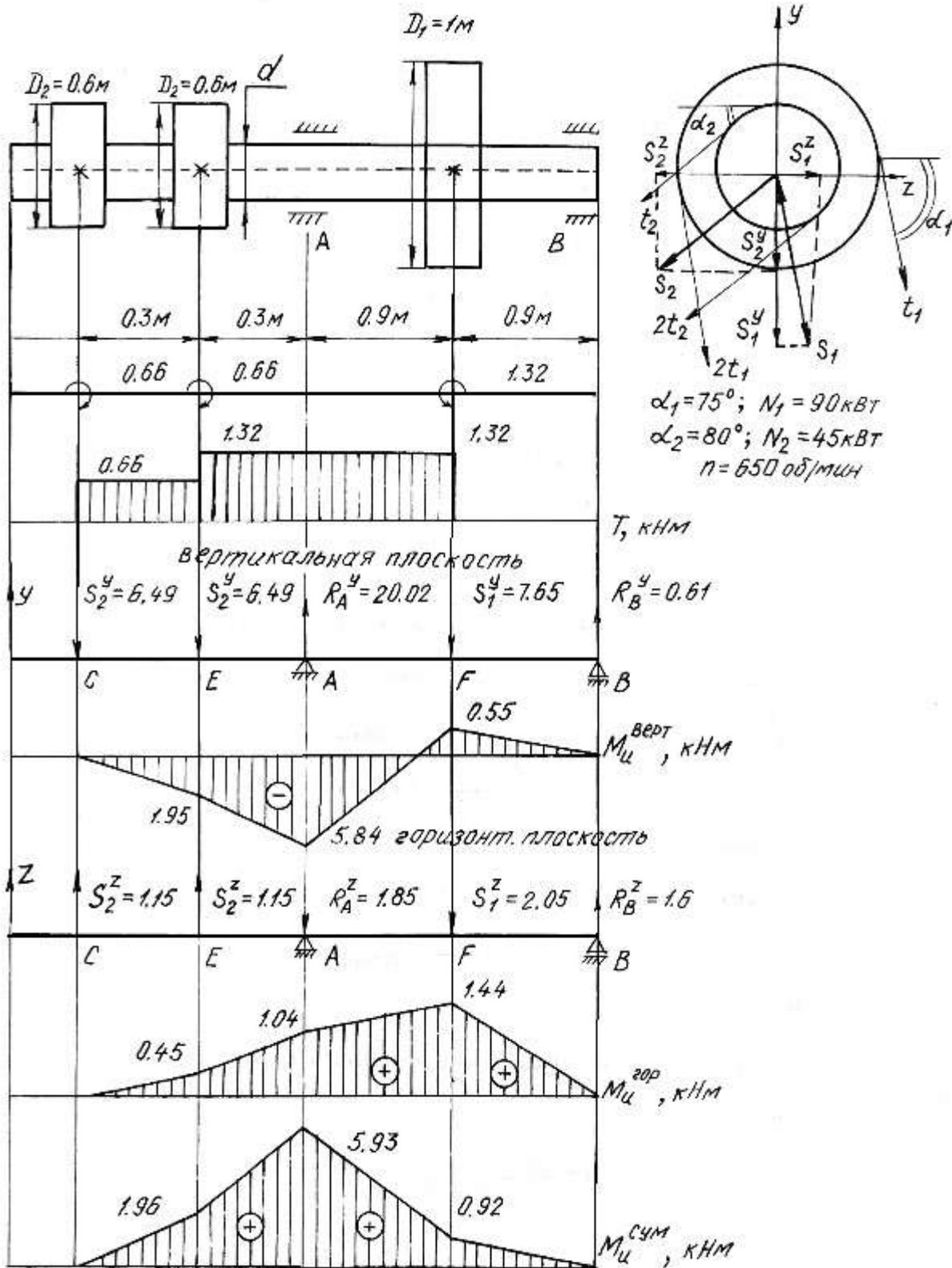


Рис. 6.8.

$$\sum M_A = 0; \quad S_2^y \cdot 0,6 - S_1^y \cdot 0,9 + R_B^y \cdot 1,8 + S_2^y \cdot 0,3 = 0;$$

$$6,49 \cdot 0,6 + 6,49 \cdot 0,3 - 7,65 \cdot 0,9 + R_B^y \cdot 1,8 = 0;$$

$$R_B^y = 0,61 \text{ кН.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad S_2^y \cdot 2,4 + S_2^y \cdot 2,1 - R_A^y \cdot 1,8 + S_1^y \cdot 0,9 = 0;$$

$$6,49 \cdot 2,4 + 6,49 \cdot 2,1 - R_A^y \cdot 1,8 + 7,65 \cdot 0,9 = 0;$$

$$R_A^y = 20,02 \text{ кН.}$$

$$\sum Y = 0; \quad -S_2^y - S_2^y + R_A^y - S_1^y + R_B^y = 0;$$

$$-6,49 - 6,49 + 20,02 - 7,65 + 0,61 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

$$M_{\text{и}}^E = -6,49 \cdot 0,3 = -1,95 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{и}}^A = -6,49 \cdot 0,6 - 6,49 \cdot 0,3 = -5,84 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{и}}^F = R_B^y \cdot 0,9 = 0,61 \cdot 0,9 = 0,55 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

6. Определяем изгибающие нагрузки в горизонтальной плоскости и реакции от этих нагрузок:

$$S_1^z = S_1 \cdot \cos \alpha_1 = 7,92 \cdot \cos 75^\circ = 2,05 \text{ кН};$$

$$S_2^z = S_2 \cdot \cos \alpha_2 = 6,6 \cdot \cos 80^\circ = 1,15 \text{ кН.}$$

$$\sum M_A = 0;$$

$$S_2^z \cdot 0,6 - S_1^z \cdot 0,9 + R_B^z \cdot 1,8 - S_2^z \cdot 0,3 = 0;$$

$$R_B^z = 1,6 \text{ кН.}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-S_2^z \cdot 2,4 - S_2^z \cdot 2,1 + R_A^z \cdot 1,8 + S_1^z \cdot 0,9 = 0;$$

$$R_A^z = 1,85 \text{ кН.}$$

$$\sum Z = 0; \quad S_2^z + S_2^z - R_A^z - S_1^z + R_B^z = 0;$$

$$1,15 + 1,15 - 1,85 - 2,05 + 1,6 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости:

$$M_{\text{И}}^E = 1,15 \cdot 0,3 = 0,45 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{И}}^A = 1,15 \cdot 0,6 + 1,15 \cdot 0,3 = 1,04 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{И}}^F = 1,6 \cdot 0,9 = 1,44 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

7. Строим эпюру суммарных изгибающих моментов:

$$M_{\text{И}}^E = \sqrt{1,95^2 + 0,45^2} = 1,96 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{И}}^A = \sqrt{5,84^2 + 1,04^2} = 5,93 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{И}}^F = \sqrt{0,55^2 + 1,44^2} = 1,52 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

8. Опасным сечением будет сечение A :

$$M_{\text{И}}^A = 5,93 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad T = 1,32 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Расчетный момент для сечения A :

$$M_{\text{р}}^{\text{III}} = \sqrt{5,93^2 + 1,32^2} = 6,08 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

9. Определяем диаметр сечения вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{р}}}{\pi\sigma_{\text{adm}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6,08 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 70}} = 0,096 \text{ м} = 96 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр вала $d = 100 \text{ мм}$.

6.6. Задания для расчета на изгиб с кручением

Трансмиссионный вал делает n оборотов в минуту при мощности N . На шкив с диаметром D_1 с углом наклона ремней ветвей ремня к горизонту α_1 передается мощность N кВт от электродвигателя. Два других шкива имеют одинаковый диаметр D_2 и одинаковые углы α_2 наклона ветвей ремня к горизонту, и каждый из них передает мощность $0,5N$ на станки. Для заданной расчетной схемы и данных размеров и нагрузок требуется:

- 1) определить окружные моменты, приложенные к шкивам, по заданным величинам N и n ;
- 2) построить эпюру крутящих моментов T ;
- 3) определить окружные усилия, действующие на шкивы;
- 4) определить силы, изгибающие вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях (вес шкива и вала не учитывать);
- 5) построить эпюры изгибающих моментов от горизонтальных сил $M_{гор}$ и от вертикальных сил $M_{верт}$;
- 6) построить эпюру суммарных изгибающих моментов;
- 7) найти опасное сечение и определить величину максимально-расчетного момента по третьей теории прочности;
- 8) подобрать диаметр сечения вала при $\sigma_{adm} = 80$ МПа.

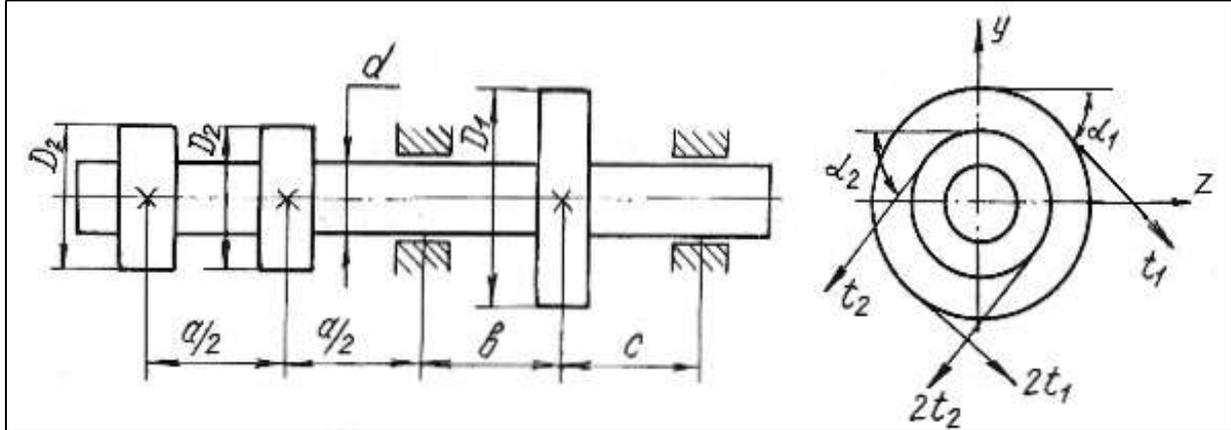
Данные для расчета и схемы взять из табл. 6.6.

Таблица 6.6

Номер варианта	Числовые значения									
	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
1	1,00	0,30	45	40	30	15	250	0,50	1,00	1,00
2	0,80	0,40	15	10	40	20	200	0,50	1,30	1,20
3	1,00	0,40	30	35	30	15	250	0,40	1,25	2,00
4	1,20	0,50	60	55	50	25	200	0,40	1,00	2,50
5	1,40	0,40	45	45	60	30	300	0,60	1,20	1,80

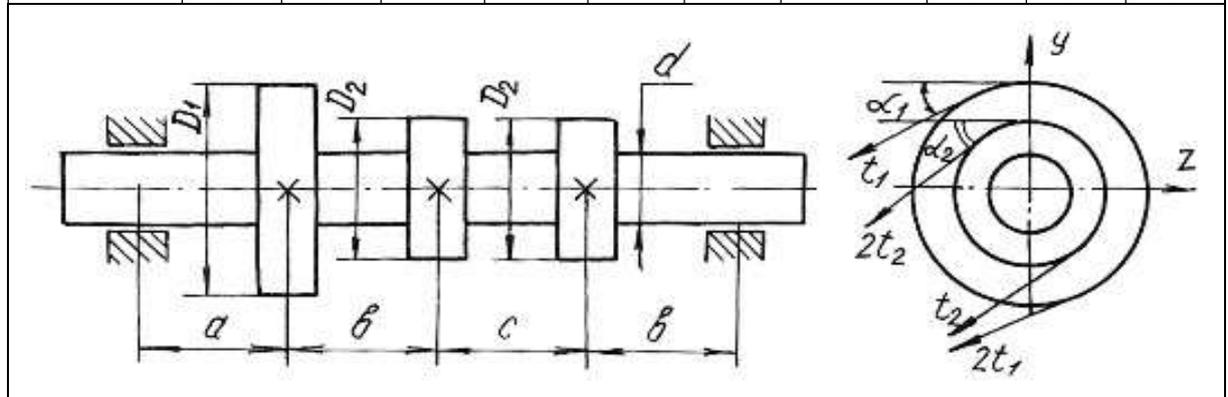
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
6	1,00	0,30	45	40	70	35	400	0,70	1,20	1,30
7	0,90	0,60	55	50	75	38	400	0,50	1,00	1,00
8	1,00	0,70	60	35	80	40	500	0,60	1,00	1,10
9	1,20	0,80	65	30	85	42	550	0,70	1,10	1,20
10	1,20	0,90	70	45	90	45	600	0,70	1,00	1,00



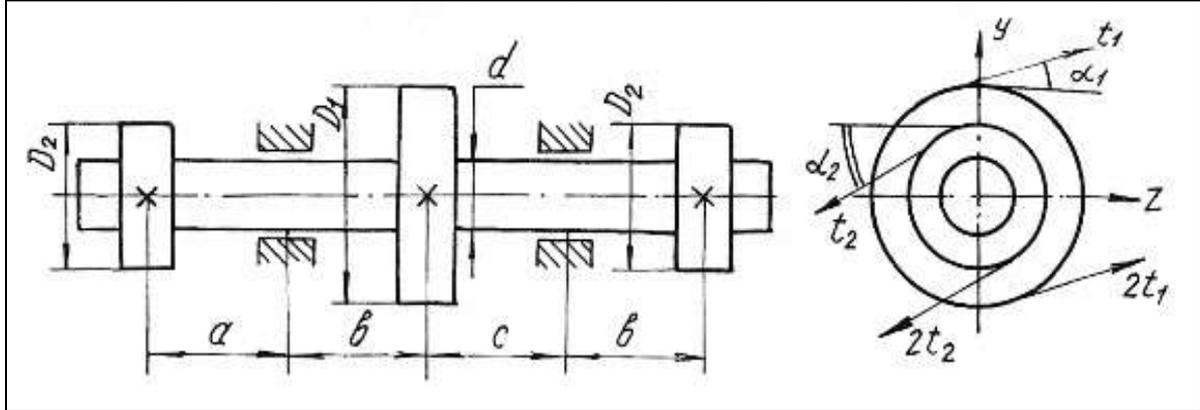
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
11	1,00	0,60	75	80	90	45	650	0,60	0,90	0,90
12	1,20	0,80	80	75	100	50	700	0,50	1,00	1,00
13	1,20	0,70	85	30	110	55	750	0,60	1,10	1,20
14	1,20	0,60	30	85	120	60	800	0,50	1,00	1,00
15	1,00	0,80	35	40	130	65	360	0,60	1,20	1,00



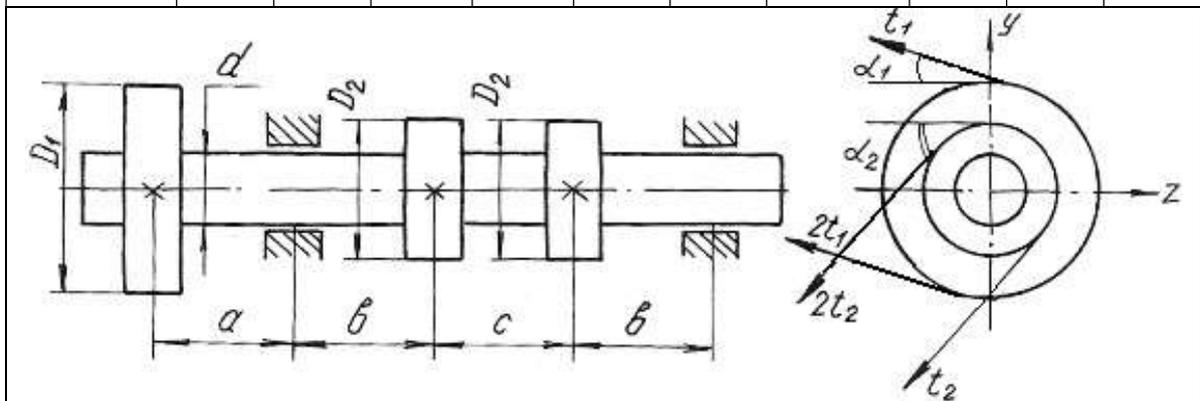
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
16	1,20	0,60	40	35	140	70	400	0,50	1,00	1,00
17	1,40	0,70	45	50	150	75	450	0,50	0,50	1,00
18	1,20	0,60	50	45	160	80	500	0,60	1,00	1,00
19	1,20	0,70	60	65	170	85	550	0,50	0,90	0,90
20	1,00	0,60	65	60	180	90	600	0,60	1,00	0,90



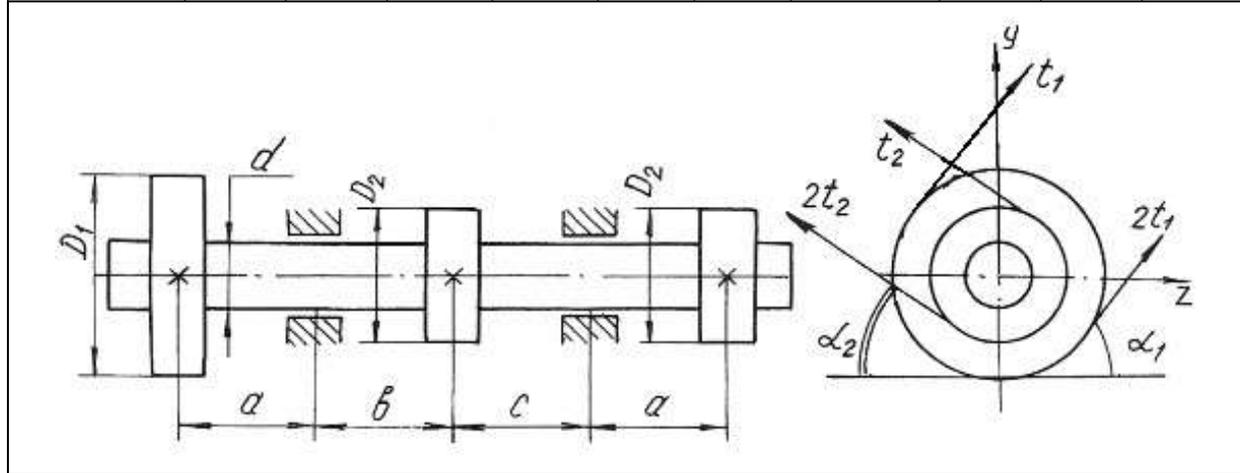
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
21	1,20	0,80	15	25	30	15	250	1,00	0,80	1,20
22	1,00	0,60	25	15	40	20	280	1,20	1,20	1,30
23	0,80	0,50	30	45	50	25	300	1,30	1,30	1,40
24	1,00	0,65	45	60	60	30	450	1,25	1,40	1,50
25	1,20	0,75	60	30	70	35	500	1,40	1,00	1,60



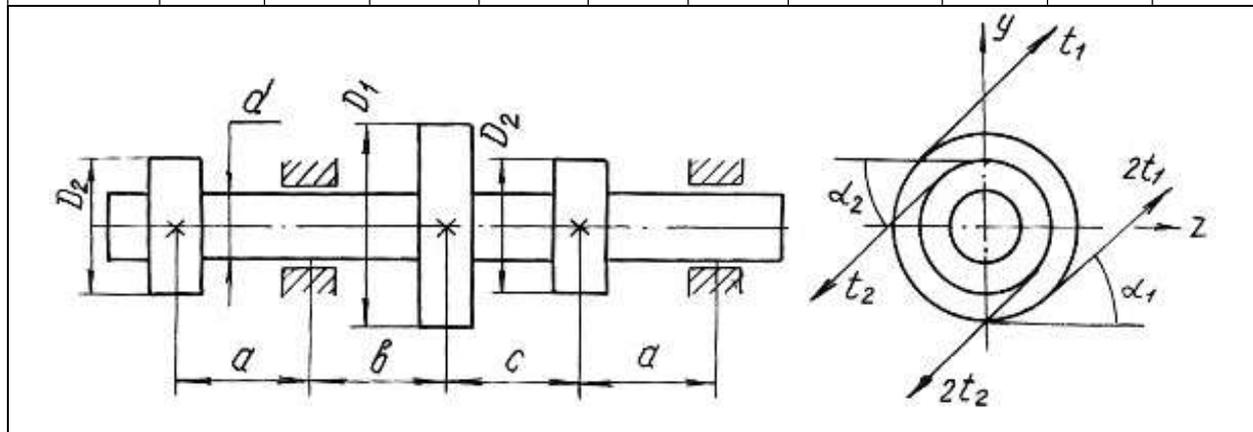
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
26	1,20	0,80	75	15	60	30	500	1,20	1,20	1,40
27	1,00	0,90	30	45	64	32	550	1,00	0,80	1,00
28	0,90	0,80	35	55	70	35	600	0,60	1,00	0,90
29	0,80	0,70	40	50	74	37	650	0,60	0,90	0,80
30	1,10	0,75	55	65	80	40	700	0,80	1,00	0,65



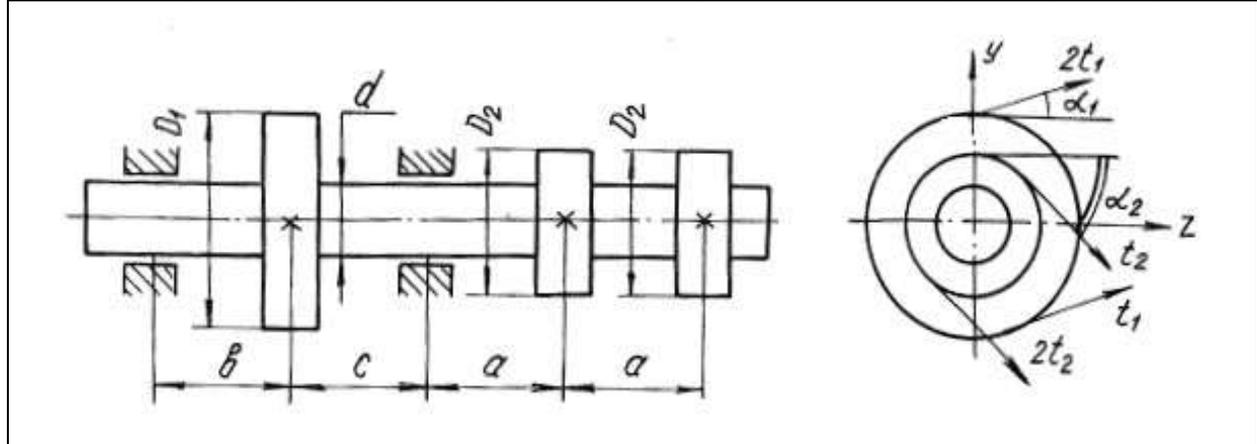
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
31	1,10	0,75	45	45	170	85	500	1,00	0,90	1,10
32	1,20	0,90	60	30	90	45	400	0,90	1,00	0,80
33	0,90	0,70	75	15	95	47	450	0,80	0,90	1,00
34	1,00	0,80	30	45	100	50	500	1,00	1,20	0,90
35	1,20	0,90	25	15	110	55	550	0,90	1,00	1,20



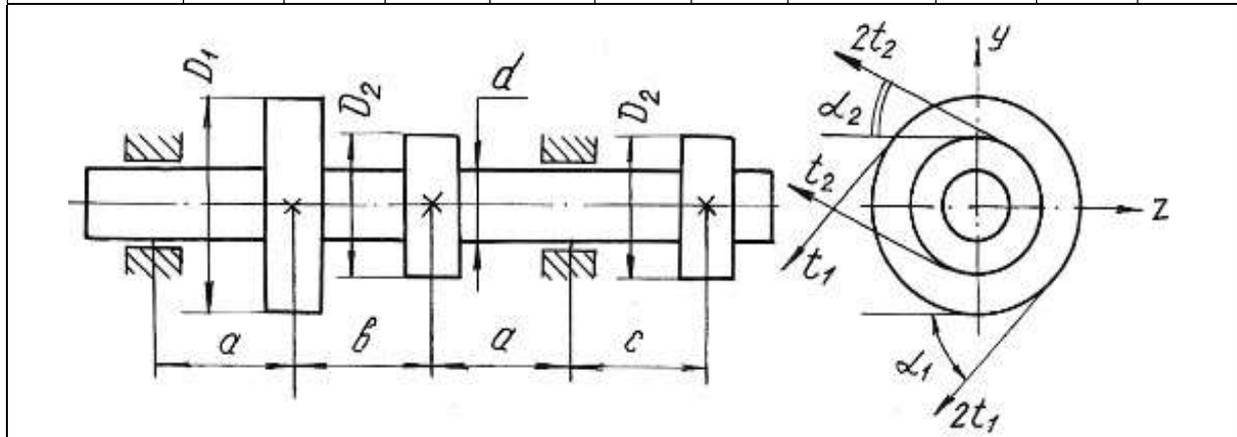
Продолжение табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
36	1,00	0,80	30	20	120	60	600	0,80	1,20	0,90
37	1,20	0,90	35	45	130	65	650	1,00	0,80	0,90
38	1,10	0,80	60	50	140	70	700	0,90	1,00	0,90
39	1,00	0,70	75	15	150	75	300	0,80	1,00	0,70
40	1,00	0,60	60	40	160	80	300	1,00	1,20	1,30



Окончание табл. 6.6

Номер варианта	D_1 , м	D_2 , м	α_1 , град	α_2 , град	N_1 , кВт	N_2 , кВт	n , об/мин	a , м	b , м	c , м
41	1,00	0,40	40	20	40	20	200	0,50	1,00	0,40
42	0,80	0,50	45	25	50	25	250	0,40	1,10	0,50
43	1,00	0,60	50	30	60	30	300	0,60	0,90	0,40
44	1,20	0,80	55	35	70	35	200	0,40	1,00	0,60
45	1,10	0,50	60	40	80	40	350	0,70	1,20	0,70



Глава 7

УСТОЙЧИВОСТЬ ГИБКИХ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ

Стержни, длина которых относительно невелика по сравнению с их поперечными размерами, рассчитываются на сжатие, исходя из условия прочности:

$$\frac{F}{A} \leq \sigma_{\text{adm}}.$$

При этом полагается, что вплоть до разрушения стержень работает на осевое сжатие и продольная ось его остаётся прямолинейной.

Иная картина наблюдается при сжатии стержней, длина которых значительно больше размеров поперечного сечения. В этих случаях прямолинейная продольная ось стержней может искривляться. Искривление происходит в плоскости наименьшей жесткости стержня.

Деформация, которая возникает при сжатии стержня и сопровождается искривлением продольной оси стержня, называется продольным изгибом, а переход прямолинейной формы продольной оси стержня в криволинейную носит название потери устойчивости. Нагрузка, при которой стержень теряет устойчивость, называется критической силой F_{cr} .

Напряжение, возникающее в поперечном сечении стержня от критической силы, называется критическим напряжением σ_{cr} .

Критические напряжения весьма опасны для сжатых стержней, поэтому необходимо проводить расчёты на устойчивость.

Для стержней, закрепленных на одной или двух опорах, величина критической силы может быть определена по формуле Эйлера:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{(\mu l)^2}, \quad (7.1)$$

где E – модуль продольной упругости материала; J_{\min} – минимальный осевой момент инерции поперечного сечения стержня; l – длина стержня; μ – коэффициент приведенной длины стержня, отражающий способ закрепления концов стержня (рис. 7.1); μl – приведенная длина стержня.

Критические напряжения

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad (7.2)$$

где λ – гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}, \quad (7.3)$$

где i_{\min} – минимальный радиус инерции поперечного сечения стержня

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}}, \quad (7.4)$$

Формула Эйлера применима для стержней с гибкостью более гибкости, предельной для данного материала стержня

$$\lambda_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{pr}}}, \quad (7.5)$$

где σ_{pr} – предел пропорциональности материала стержня (напряжение, при котором сохраняется прямая пропорциональность между σ и ε).

Для расчёта сжатых стержней любой гибкости применяется способ, основанный на применении коэффициентов φ . Этот способ расчёта сжатых стержней на устойчивость сводится к расчёту стержня как бы на простое сжатие, только по заниженному допускаемому напряжению с использованием формулы:

$$\sigma_{\text{adm}}^y = \varphi \sigma_{\text{adm}}, \quad (7.6)$$

где σ_{adm}^y – допускаемое напряжение при расчете на устойчивость; φ – коэффициент продольного изгиба (коэффициент понижения основного допускаемого напряжения σ_{adm} на простое сжатие), значения коэффициентов φ для различных материалов приведены в табл. 7.1.

Величина допускаемой нагрузки на устойчивость F_{adm}^y сжатого стержня соответственно будет равна

$$F_{\text{adm}}^y = \sigma_{\text{adm}}^y A = \varphi \sigma_{\text{adm}} A, \quad (7.7)$$

где A – площадь поперечного сечения сжатого стержня.

Между критической и допускаемой нагрузкой на устойчивость существует следующая связь

$$F_{cr} = K_y F_{\text{adm}}^y, \quad (7.8)$$

где K_y – коэффициент запаса на устойчивость.

Таблица 7.1

Гибкость, λ	Значение коэффициента φ				
	Материал				
	Ст. 4, Ст. 3	Ст. 5	Ст. СПБ	чугун	дерево
0	1	1	1	1	1
10	0,99	0,98	0,97	0,97	0,99
20	0,96	0,95	0,95	0,95	0,97
30	0,94	0,92	0,91	0,81	0,93
40	0,92	0,89	0,87	0,69	0,87
50	0,89	0,86	0,83	0,57	0,8
60	0,86	0,82	0,79	0,44	0,71
70	0,81	0,76	0,72	0,34	0,6
80	0,75	0,7	0,65	0,26	0,48
90	0,69	0,62	0,55	0,2	0,38
100	0,6	0,51	0,43	0,16	0,31
110	0,52	0,43	0,35	–	0,25
120	0,45	0,36	0,3	–	0,22
130	0,4	0,33	0,26	–	0,18
140	0,36	0,29	0,23	–	0,16
150	0,32	0,26	0,21	–	0,14
160	0,29	0,24	0,19	–	0,12
170	0,26	0,21	0,17	–	0,11
180	0,23	0,19	0,15	–	0,1
190	0,21	0,17	0,14	–	0,09
200	0,19	0,16	0,13	–	0,08

В зависимости от исходных данных для расчета на устойчивость решение сводится к определению допускаемой нагрузки F_{adm}^y из условий устойчивости сжатого стержня или к подбору площади поперечного сечения сжатого стержня.

Рассмотрим возможные варианты решения на устойчивость сжатых стержней с помощью коэффициента φ на следующих примерах.

Пример 7.1.

Определить допускаемую нагрузку для стойки, изготовленной из Ст. 3 в виде трубы с наружным диаметром $d_1 = 0,04$ м и внутренним $d_2 = 0,03$ м, длиной $l = 1$ м. Концы стойки заземлены. Допускаемое напряжение для материала стержня $\sigma_{adm} = 120$ МПа, предел пропорциональности материала $\sigma_{pr} = 200$ МПа. Коэффициент запаса на устойчивость $K_y = 2$. Модуль продольной упругости материала $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.

Решение.

Выявим возможность решения данной задачи с помощью формулы Эйлера. Для этого находим предельную гибкость для данного материала стойки

$$\lambda_{кр} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{пр}}} = \sqrt{\frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}}{200 \cdot 10^6}} = 99,5.$$

Для определения действительной гибкости данной стойки находим минимальный момент инерции поперечного сечения

$$J_{\min} = \frac{\pi}{64}(d_1^4 - d_2^4) = \frac{3,14}{64}(0,04^4 - 0,03^4) = 8,586 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Площадь сечения

$$A = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) = \frac{3,14}{4}(0,04^2 - 0,03^2) = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Минимальный радиус инерции

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{8,586 \cdot 10^{-8}}{5,5 \cdot 10^{-4}}} = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Тогда гибкость стойки при $\mu = 0,5$

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{0,5 \cdot 1}{1,25 \cdot 10^{-2}} = 40.$$

Сравнивая полученные значения гибкостей, приходим к выводу, что расчет с помощью формулы Эйлера в данном случае не применим, так как $\lambda < \lambda_{кр}$.

Расчет производим с помощью коэффициента φ . Для данной стальной стойки при $\lambda = 40$ коэффициент $\varphi = 0,92$.

Найдем допускаемое напряжение на устойчивость

$$\sigma_{adm}^y = \varphi \sigma_{adm} = 0,92 \cdot 120 = 110,4 \text{ МПа},$$

а допускаемая нагрузка на устойчивость

$$F_{adm}^y = \sigma_{adm}^y A = 110,4 \cdot 10^6 \cdot 5,5 \cdot 10^{-4} = 60,72 \cdot 10^3 \text{ Н} = 60,72 \text{ кН}.$$

Критическая нагрузка

$$F_{cr} = K_y F_{adm}^y = 2 \cdot 60,72 = 121,44 \text{ кН}.$$

Пример 7.2.

Подобрать двутавровое сечение стойки с одним заземленным, а другим свободным концом. Осевая сжимающая сила $F = 400$ кН, длина стойки $l = 1,5$ м. Основное допускаемое напряжение на сжатие $\sigma_{adm} = 160$ МПа.

Решение.

Решаем задачу методом последовательных приближений. Примем для первого приближения коэффициент $\varphi_1 = 0,5$. В этом случае необходимая площадь поперечного сечения стойки:

$$A_1 \geq \frac{F}{\varphi_1 \sigma_{adm}} = \frac{400 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 160 \cdot 10^6} = 50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

По сортаменту выбираем двутавр № 33 (см. табл. П. 1) с площадью $A_2 = 53,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и минимальным радиусом инерции $i_{min_1} = 2,79 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Соответствующая гибкость стойки при коэффициенте $\mu = 2$

$$\lambda_1 = \frac{\mu l}{i_{min_1}} = \frac{2 \cdot 1,5}{2,79 \cdot 10^{-2}} = 107.$$

С помощью линейной интерполяции находим коэффициент φ_2 между его значениями по табл. 7.1 при $\lambda = 100$ и при $\lambda = 110$. При $\lambda = 100$, $\varphi = 0,60$; при $\lambda = 110$, $\varphi = 0,52$, следовательно, $\Delta\lambda = 10$, $\Delta\varphi = 0,08$:

$$\varphi_2 = \varphi_{\lambda=100} - \frac{\Delta\varphi}{\Delta\lambda} [(\lambda=107) - (\lambda=100)] = 0,544.$$

Следовательно, при $\lambda = 107$ коэффициент $\varphi_2 = 0,544$.

Проводим проверку по условию

$$F_{расч_1} = \varphi_2 A_2 \sigma_{adm} = F \pm 5 \%,$$

в нашем случае $F_{расч_1} = 0,544 \cdot 53,8 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 468270 \text{ Н} = 468,27 \text{ кН} > F$.

Находим величину расхождения между заданной и расчетной нагрузками

$$\delta = \frac{468,27 - 400}{400} 100 = 17 \% > 5 \%.$$

Делаем новый расчет (приближение)

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} = \frac{0,5 + 0,544}{2} = 0,522.$$

Необходимая площадь поперечного сечения

$$A_3 = \frac{F}{\varphi_3 \sigma_{adm}} = \frac{400 \cdot 10^3}{0,522 \cdot 160 \cdot 10^6} = 48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

По сортаменту проката найденной площади соответствует двутавр № 30а (см. табл. П. 1) площадью сечения $A_4 = 49,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и $i_{\min_2} = 2,95 \cdot 10^{-2} \text{ м}$. Тогда гибкость

$$\lambda_2 = \frac{\mu l}{i_{\min_2}} = \frac{2 \cdot 1,5}{2,95 \cdot 10^{-2}} = 101,7 \approx 102.$$

После интерполяции получаем

$$\varphi_4 = 0,6 - \frac{0,08}{10}(102 - 100) = 0,584.$$

Проводим проверку

$$F_{\text{расч}_2} = 0,584 \cdot 49,9 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 466265 \text{ Н} = 466,265 \text{ кН} > F.$$

Величина расхождения между заданной и расчетной нагрузками составляет:

$$\delta = \frac{466,265 - 400}{400} 100 = 16,6 \% > 5 \%.$$

Проверяем двутавр № 30 площадью сечения $A_5 = 46,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $i_{\min_3} = 2,69 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

$$\text{Гибкость } \lambda_3 = \frac{2 \cdot 1,5}{2,69 \cdot 10^{-2}} \approx 112.$$

Коэффициент φ_5 находим линейной интерполяцией между значениями $\lambda = 110$ и $\lambda = 120$. Получим $\varphi_5 = 0,506$.

Проверка

$$F_{\text{расч}_3} = \varphi_5 A_5 \sigma_{adm} = 0,506 \cdot 46,5 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^6 = 376500 \text{ Н} = 376,5 \text{ кН}.$$

Величина расхождения между заданной и расчетной нагрузками составляет

$$\delta = \frac{400 - 376,5}{400} 100 = 5,87 \% > 5 \%.$$

Следовательно, из трех рассмотренных номеров двутавров к практическому применению необходимо принять двутавр № 30а с площадью поперечного сечения $A = 49,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, так как нагрузка, которую воспринимает двутавр № 30 меньше заданной нагрузки более чем 5 %.

7.1. Задания для расчета стержней на устойчивость

Подобрать поперечное сечение заданного профиля гибкого стержня при действии осевой сжимающей силы. Решение выполнить методом последовательных приближений с помощью коэффициентов φ . Допускаемые напряжения для материалов стержней на сжатие принять: для стали $\sigma_{adm} = 160 \text{ МПа}$; для чугуна $\sigma_{adm} = 130 \text{ МПа}$; для дерева $\sigma_{adm} = 10 \text{ МПа}$.

Данные для расчетов взять из рис. 7.1, табл. 7.2 и П. 1.

Примечания:

1. Для сечения прямоугольного профиля принять соотношение между размерами как $b:h = 1:2$.
2. Для кольцеобразного сечения принять соотношение между внутренним и наружным диаметрами как $d/D = 0,85$.

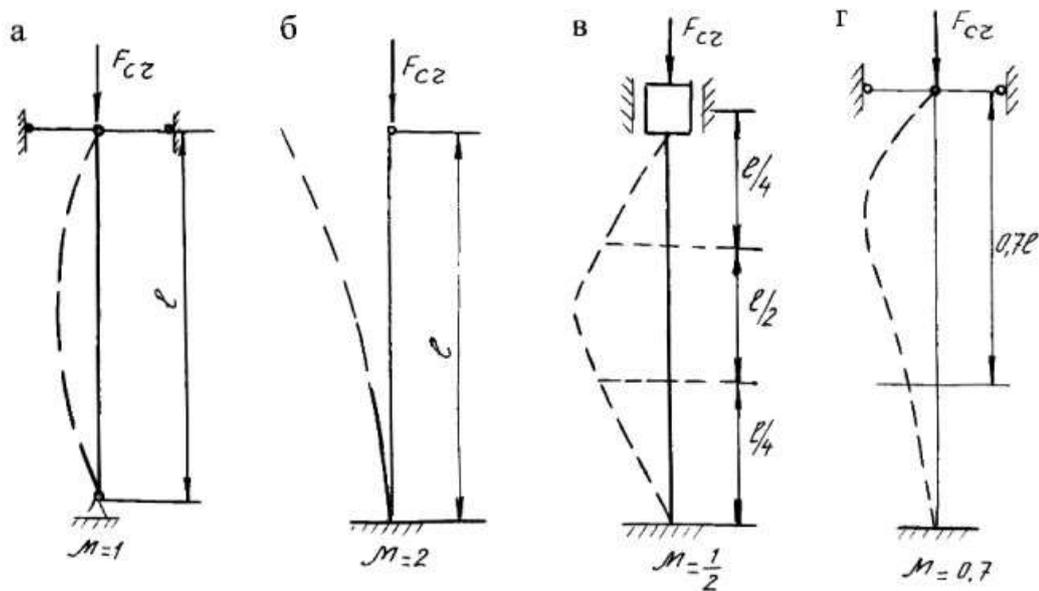
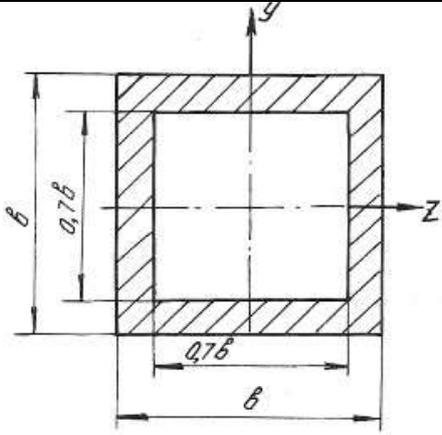
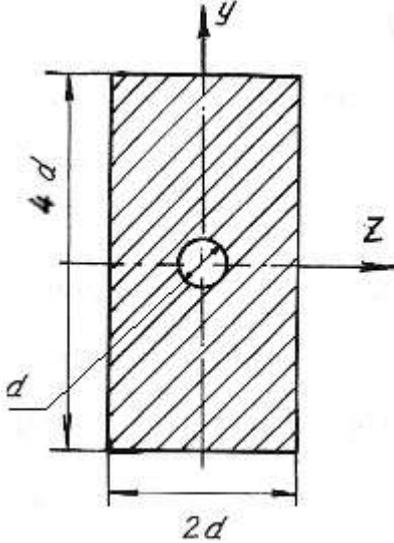
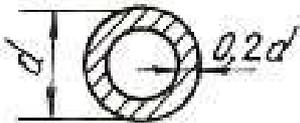
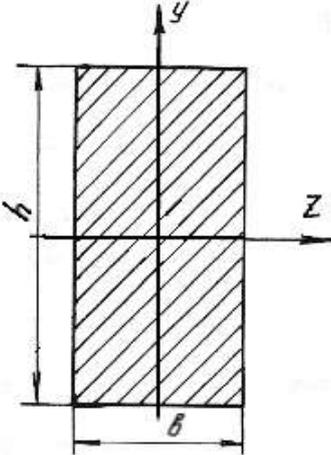
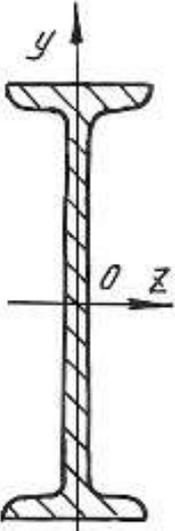
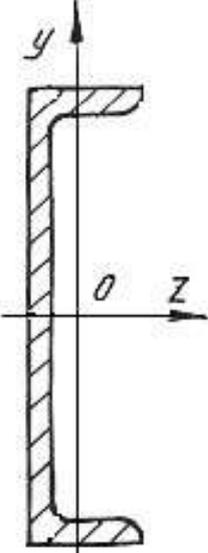


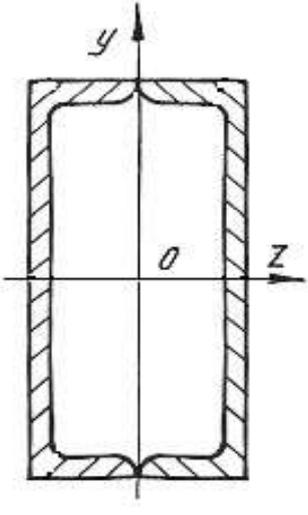
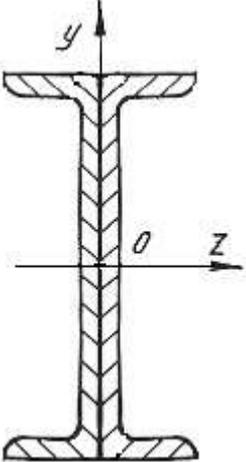
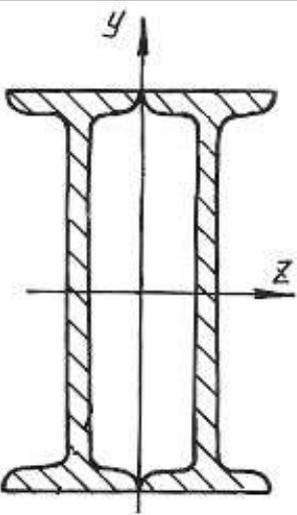
Рис. 7.1.

Таблица 7.2

Номер варианта	Схема поперечного сечения	Материал	Способ закрепления	Длина стержня, м	Сжимающая нагрузка, кН
1		Дерево	а б в г	3 4 4 1,6	90 120 150 60
2		Дерево	а б в г	3,6 5 5 2	140 250 400 180
3		Чугун	а б в г	5,2 4,8 4,5 2,8	600 800 900 700

Продолжение табл. 7.2

Номер варианта	Схема поперечного сечения	Материал	Способ закрепления	Длина стержня, м	Сжимающая нагрузка, кН
4		Чугун	а б в г	4,6 3,8 4,2 3,2	850 600 700 900
5		Сталь 5	а б в г	3,2 3,6 8 2,4	380 700 800 600
6		Сталь 3	а б в г	3,6 4,5 5 2,2	280 650 450 250

Номер варианта	Схема поперечного сечения	Материал	Способ закрепления	Длина стержня, м	Сжимающая нагрузка, кН
7		Сталь 3	а б в г	3 4 5,5 4,8	300 400 250 350
8		Сталь 3	а б в г	5,5 6,6 7 3,5	960 500 800 750
9		Сталь 3	а б в г	3 7 6 4	930 740 830 980

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому
комплексу



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению курсового проекта по дисциплине

Б1.О.23 ДЕТАЛИ МАШИН

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: ***очная, заочная***

Год набора: ***2022***

Автор: Савинова Н. В., канд. техн. наук, доцент

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов

(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Лагунова Ю.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 02.09.2021

(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

горно-механического

(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Екатеринбург

Полученные знания в курсе «Детали машин» закрепляются выполнением и защитой курсового проекта.

В ходе работы над курсовым проектом осваиваются основные стадии проектно-конструкторской работы: проектировочный и проверочный расчет деталей и узлов машин, моделирование механизма 3D и оформление конструкторской документации. Знания и навыки, приобретенные при выполнении курсового проекта по «Деталям машин» - это основа для выполнения всех последующих курсовых работ и проектов по специальным дисциплинам и дипломному проектированию.

СОСТАВЛЯЮЩИЕ ПРОЕКТА

В порядке выполнения:

1. Выбор двигателя и кинематический расчет привода.
2. Выбор материалов деталей передач.
3. Определение допускаемых напряжений.
4. Проектировочные расчеты передач.
5. Проверочные расчеты передач.
6. Проектирование валов.
7. Подбор подшипников, проверочный расчет подшипников.
8. Конструирование элементов корпуса.
9. 3Dмоделирование компоновки механизма: передач, валов, стандартных изделий, корпуса)
10. Проверочный расчет валов на усталостную прочность.
11. Проверочный расчет соединений элементов механизма.
12. Тепловой расчет редуктора, выбор смазочного материала.
13. Разработка сборочного чертежа механизма - А1.
14. Разработка технической документации (соответственно варианту) – рабочие ассоциативные чертежи деталей, ассоциативный сборочный чертеж редуктора, спецификацию.
15. Оформление пояснительной записки.

ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА

Пояснительная записка (ПЗ) должна включать в себя описание и схему проектируемого механизма, обоснование принятых технических решений, проектировочные и проверочные расчеты параметров. Оформление Задания на курсовой проект показано в приложении 1. Оформление титульного листа ПЗ производить по приложению 2. Образец содержания пояснительной записки представлен в приложении 3. Результаты расчетов в виде сводных таблиц приводить в конце каждой главы согласно образцам приложения 4. В каждая глава ПЗ должна содержать ссылки на источники информации, которые выполняются в виде цифр, заключенных в квадратные скобки, соответствующие номеру источника в списке литературы. Список использованной при выполнении КП литературы приводится в конце пояснительной записки, оформление списка литературы выполнять по приложению 5.

Графический материал КП содержит:

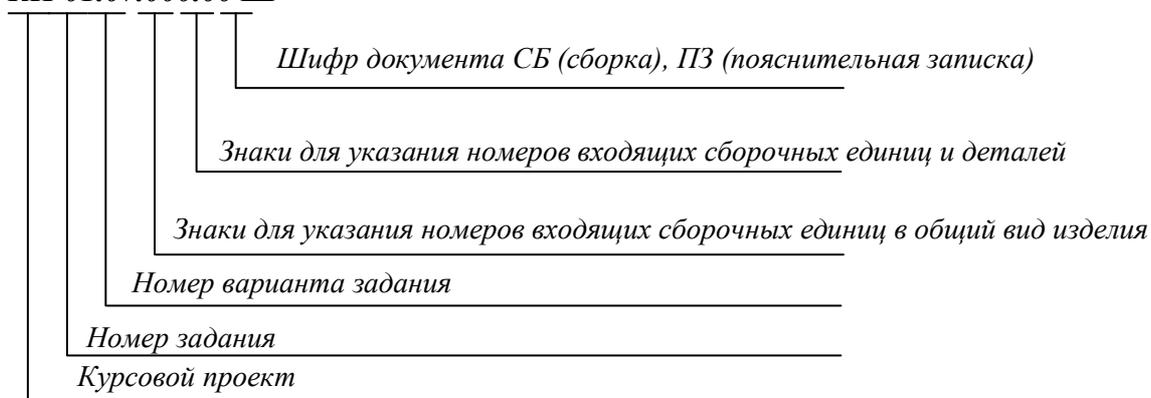
А1 лист – ассоциативный сборочный чертеж закрытой передачи (редуктора) в трех проекциях (либо в двух, если этого достаточно для получения полной информации о механизме) – образец сборочного чертежа редуктора приведен в приложении 6. Обязательно, на входном и выходном валу редуктора показывать элементы механизма, расположенные вне корпуса: полумуфты, шкивы, звездочки, шестерни. Спецификация выполняется на формате А4 и помещается в конце пояснительной записки.

Спецификация А4 – генерируется в файле сборки, редактируется, распечатывается на листах А4, размещается в конце пояснительной записки. Образец оформления показан в приложении 7.

А3 4 листа – на них размещают ассоциативные рабочие чертежи деталей механизма, соответственно задания. Образец рабочего чертежа представлен в приложении 8.

Структура обозначения конструкторских документов курсового проекта:

КП 01.07.000.00 Ш



ЗАЩИТА ПРОЕКТА

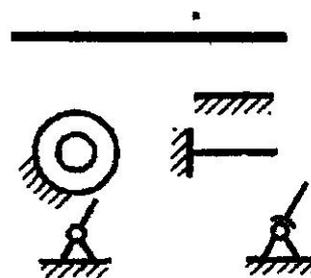
Защита проекта – завершающий этап проектирования. Во время защиты студент докладывает содержание задания и его реализацию в своем проекте, отвечает на вопросы преподавателя. Студент должен показать умения объяснять устройство и назначения спроектированного привода, свободно читать сборочные и рабочие чертежи, пояснять порядок сборки механизма, обосновывать принятые решения. При оценке учитывается уровень знаний студента, качество выполнения отчетного материала и соответствие установленным срокам проектирования.

ЧТЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

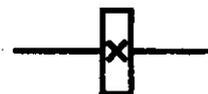
Кинематическая схема — это такая схема, на которой показана последовательность передачи движения от двигателя через передаточный механизм к рабочим органам машины. Стандарты, регламентирующие условные обозначения и выполнение кинематических схем: ГОСТ 2.770-68 (2000) ЕСКД Обозначения условные графические на схемах. Элементы кинематики. ГОСТ 2.703-2011. ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем. Ниже приводятся выдержки из стандарта для удобства прочтения кинематической схемы задания.

Вал, валик, ось

Неподвижное звено (для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой)



Неподвижное соединение детали с валом, стержнем



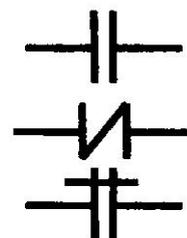
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):

- радиальные;
- упорные



Муфта:

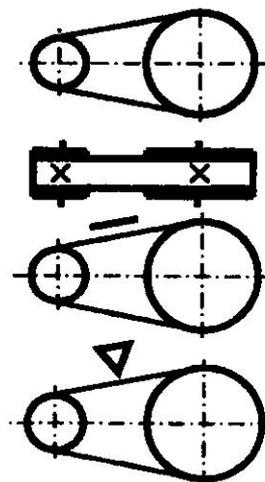
- общее обозначение без уточнения типа
- упругая;
- упругая втулочно-пальцевая



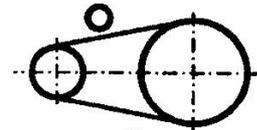
Передачи гибкой связью

Передача:

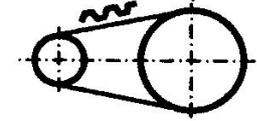
- ремнем без уточнения типа ремня;
- передача плоским ремнем
- передача клиновидным ремнем



- передача круглым ремнем

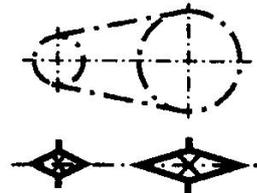


- передача зубчатым ремнем



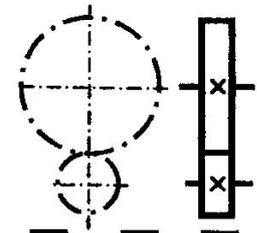
Передача цепью.

Общее обозначение без уточнения типа цепи

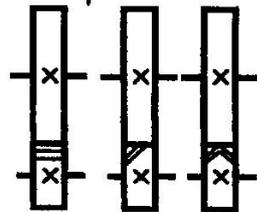


Передачи зубчатые цилиндрические:

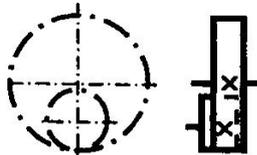
- внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев);



- то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями;

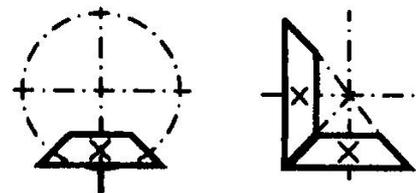


- внутреннее зацепление

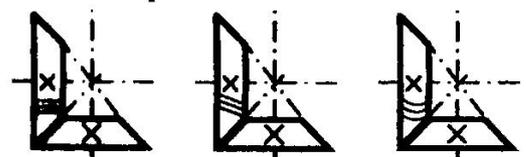


Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические:

- общее обозначение без уточнения типа зубьев;

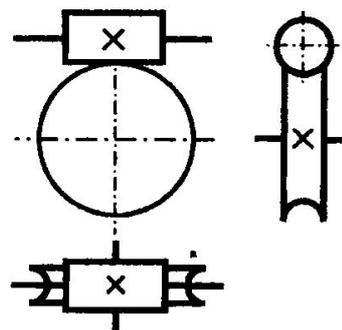


- то же с прямыми, спиральными и круговыми зубьями

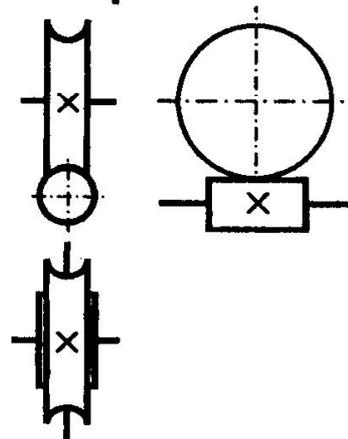


Передачи зубчатые со скрещивающимися валами. Червячные передачи с цилиндрическим червяком:

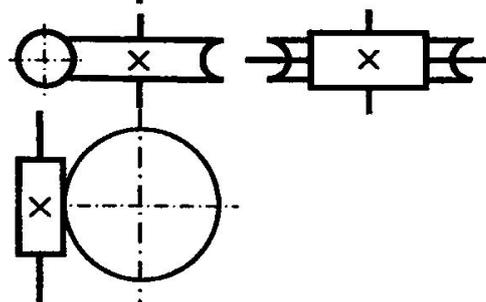
- с верхним расположением червяка;



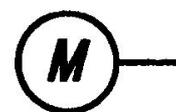
- нижним расположением червяка;



- с боковым расположением червяка



Электродвигатель



РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

При проектировании курсового проекта допускается использовать различные издания, посвященные проектированию механизмов и деталей машин, ниже перечислена часть из них.

- Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов. 2-е изд., испр. и доп. М.: Машиностроение, 2012. 672 с.: ил.
- Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пос. 2-е изд. перераб. - Калининград: Янтарный сказ, 2005.- 456 с.
- Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М. Н. Иванов, В. А. Финогенов – 12-е изд. испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408.: ил.
- Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004 – 496 с.
- Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 211 – 414 с.; ил.
- Гулиа Н. В., Клоков В. Г., Юрков С. А. Детали машин: Учебник / Под общ. ред. д. т. н., проф. Н. В. Гулиа. — 2-е изд., испр. — СПб.: Издательство «Лань», 2010. — 416 с.: ил.
- Курмаз Л.В., Детали машин. Проектирование. Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр.: М.: Высш. шк., 2005. - 309 с.: ил.
- Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования: учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; под общ. ред. А.Т. Скойбеды. – 2-е изд., перераб. – Мн.: Высш. шк., 2006 – 560 с. : ил.

•

Образец заполнения листа задания

Задание на курсовое проектирование
по дисциплине «Детали машин и основы проектирования»

Студенту	<i>Иванову А. А.</i>
Группы	<i>ТМО-17</i>
№ зач. кн.	<i>12345</i>
Код задания	<i>КП 07.02.000.00</i>

Сроки сдачи частей проекта:

- кинематический расчет и расчет передач
- эскизный проект
- графическая часть
- пояснительная записка
- защита проекта

Дата выдачи задания *20.09* _____ (подпись преподавателя)

Спроектировать привод подвешенного конвейера. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого конического редуктора с круговыми зубьями и открытой прямозубой цилиндрической передачи.

Грузоподъемность <i>F, Н</i>	Скорость грузовой цепи <i>V, м/с</i>	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) <i>n, об/мин</i>	Звездочка грузовой цепи		Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах
			<i>z</i>	<i>p, мм</i>		
<i>18000</i>	<i>0,72</i>	<i>1500</i>	<i>10</i>	<i>125</i>	<i>2</i>	<i>9</i>

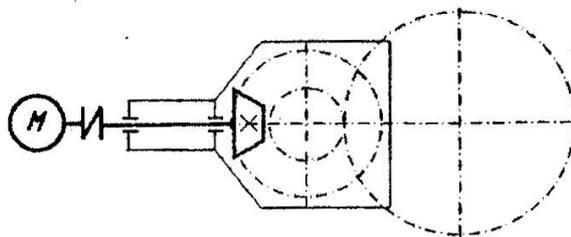
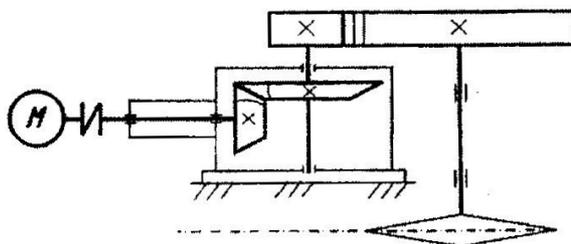


Схема привода конвейера

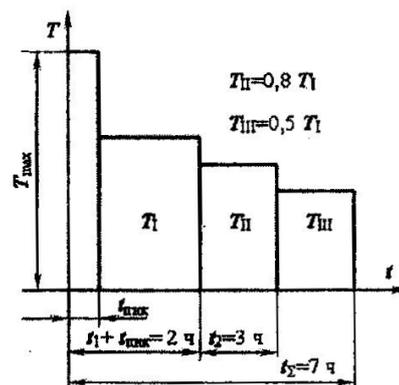


График сменной нагрузки

Курсовой проект защищен с оценкой _____ (подпись преподавателя)
дата _____

Образец выполнения титульного листа пояснительной записки



*Федеральное агентство по образованию
ГОУ ВПО
«Уральский государственный горный университет»*

*Горно-механический факультет
Кафедра горных машин и комплексов*

КП 02.08.000.00 ПЗ

Привод скребкового конвейера

*Курсовой проект
по дисциплине
«Детали машин»*

Студент: _____

Группа: _____

Преподаватель: _____

*Екатеринбург
2017*

Образец выполнения содержания пояснительной записки

Содержание

1. Выбор двигателя.	4
2. Определение силовых и кинематических параметров привода.	6
3. Выбор материалов ... передач.	8
4. Определение допускаемых напряжений.	10
5. Проектирование ... передач.	12
5.1. Расчет параметров ... передачи.	12
5.2. Проверочный расчет ... передачи.	15
5.3. Расчет параметров ... передачи.	16
5.4. Проверочный расчет ... передачи.	18
6. Эскизная компоновка закрытой передачи (редуктора)*.	
7. Проектирование валов.	20
7.1. Определение геометрических параметров валов**.	20
7.2. Предварительный расчет валов.	21
7.3. Проверочный расчет подшипников.	24
7.4. Проверочный расчет валов на усталостную прочность.	26
8. Тепловой расчет редуктора, выбор смазочного материала.	27
9. Конструирование элементов корпуса.	28
10. Расчет соединений элементов механизма.	29
Список литературы.	30

* Под эскизной компоновкой подразумевается прорисовка на миллиметровой бумаге элементов передач, валов, подбор подшипников, муфт и параметров соединений. Выполняется контурными линиями, элементы передач могут показываться условно согласно ЕСКД.

**Выполняется параллельно с эскизной компоновкой.

КП 12.28.000.00 ПЗ				
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
Разработал		Иванов Н.П.		
Проверил		Петров А.В.		
Н. Контр.				
Утвердил		Сидоров А.Н.		
Расчет привода скребкового конвейера			Лит. Лист Листов 3 30	
Пояснительная записка			УГТУ Кафедра ГМК группа ГМО	

СВОДНЫЕ ТАБЛИЦЫ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

Сводная таблица результатов кинематического расчета

Двигатель	$P_{ном} =$ кВт; $n_{ном} =$ об/мин				
Параметр					
Коэффициент полезного действия η					
Передаточное отношение механизма*					
Передаточное отношение ступеней 1-я ступень - передача 2-я ступень - передача					
Параметр	Валы				
	Двигателя	1	2	3	Рабочей машины
Мощность P , кВт					
Угловая скорость ω , с ⁻¹					
Частота вращения n , мин ⁻¹					
Вращающий момент T , Нм					

* При определении передаточного отношения брать действительную частоту вращения выбранного электродвигателя при номинальной нагрузке.

Сводная таблица материалов зубчатой передачи и допускаемых напряжений

	Зубчатая передача	
	Ведущий элемент*	Ведомый элемент*
Марка материала		
Вид термообработки		
Твердость материала, НВ		
Среднее значение твердости НВ_{ср}		
Предел текучести σ_T , МПа		
Предел прочности σ_B , МПа		
Предел выносливости σ_{-1} , МПа		
Количество циклов нагружения, N_{HE}		
Базовое число циклов нагружения, N_{HG}		
Допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_H]$, МПа		
Расчетное допускаемое напряжение $[\sigma_H]_{ср} = 0,5([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,15[\sigma_H]_2$		
Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$		

Сводная таблица результатов расчета цепной передачи

Параметры	Ведущая звездочка	Ведомая звездочка
Тип цепи		
Разрушающая нагрузка цепи F_p , Н		
Шаг цепи p , мм		
Межосевое расстояние a_w , мм		
Длина цепи в шагах		
Абсолютная длина цепи, мм		
Число зубьев		
Ширина зубчатого венца b , мм		
Диаметр делительной окружности d , мм		
Диаметр окружности вершин d_a , мм		
Диаметр окружности впадин d_f , мм		
Проверочный расчет	Допускаемое напряжение	Расчетное значение
Частота вращения ведущей звездочки n , мин ⁻¹		
Число ударов цепи U , с ⁻¹		
Коэффициент запаса прочности s		
Давление в шарнирах цепи $p_{ш}$, МПа		
Силы в передаче		
Окружная сила F_t , Н		
Сила предварительного натяжения F_0 , Н		
Сила натяжения от центробежных сил F_v , Н		
Сила давления цепи на вал $F_{оп}$, Н		

Сводная таблица результатов расчета ременной передачи

Параметры	Ведущий шкив	Ведомый шкив
Тип ремня		
Межосевое расстояние a_w , мм		
Толщина ремня δ , мм		
Ширина ремня b , мм		
Длина ремня l , мм		
Площадь ремня A , мм ²		
Количество ремней		
Угол обхвата ведущего шкива α , град		
Диаметр шкива d , мм		
Ширина шкива B , мм		
Масса комплекта ремней, кг		
Проверочный расчет		
Максимальное напряжение σ_{max} , МПа		
Оценка результата Δ , %		
Силы в передаче		
Предварительное натяжение ремня F_0 , Н		
Сила натяжения F , Н		
Сила давления ремня на вал F_a , Н		

Сводная таблица результатов расчета цилиндрической передачи

Параметры	Шестерня	Зубчатое колесо
Межосевое расстояние a_w , мм		
Модуль зацепления m , мм		
Число зубьев z		
Виды зубьев (направление линии зуба)		
Угол наклона зубьев β , град		
Коэффициент смещения x		
Ширина зубчатого венца b , мм		
Диаметр делительной окружности d , мм		
Диаметр окружности вершин d_a , мм		
Диаметр окружности впадин d_f , мм		
Степень точности		
Проверочный расчет		
Контактные напряжения σ_H , МПа		
Оценка результата Δ , %		
Напряжения изгиба σ_F , МПа		
Оценка результата Δ , %		
Силы в передаче		
Окружная сила F_t , Н		
Радиальная сила F_r , Н		
Осевая сила F_a , Н		

Сводная таблица параметров валов

Параметр	1 вал	2 вал	3 вал
Марка материала			
Термообработка			
Твердость материала НВ			
Предел текучести σ_T , МПа			
Предел прочности σ_B , МПа			
Предел выносливости σ_{-1} , МПа			
Размеры секций, мм			
d_1/ℓ_1			
d_2/ℓ_2			
d_3/ℓ_3			
d_4/ℓ_4			
d_5/ℓ_5			

Сводная таблица параметров подшипников

Вал	Тип	$d \times D \times B$, мм	Динамическая грузоподъемность C , Н		Долговечность, ч	
			Расчетная	Базовая	Расчетная	Базовая
1						
2						
3						

Сводная таблица проверочного расчета валов

Вал	Коэффициент запаса прочности расчетный s / допускаемый $[s]$											
	Опасные сечения											
	А-А				Б-Б				В-В			
	s_{σ}	s_{τ}	s	$[s]$	s_{σ}	s_{τ}	s	$[s]$	s_{σ}	s_{τ}	s	$[s]$
1												
2												
3												

Сводная таблица проверочного расчета соединений

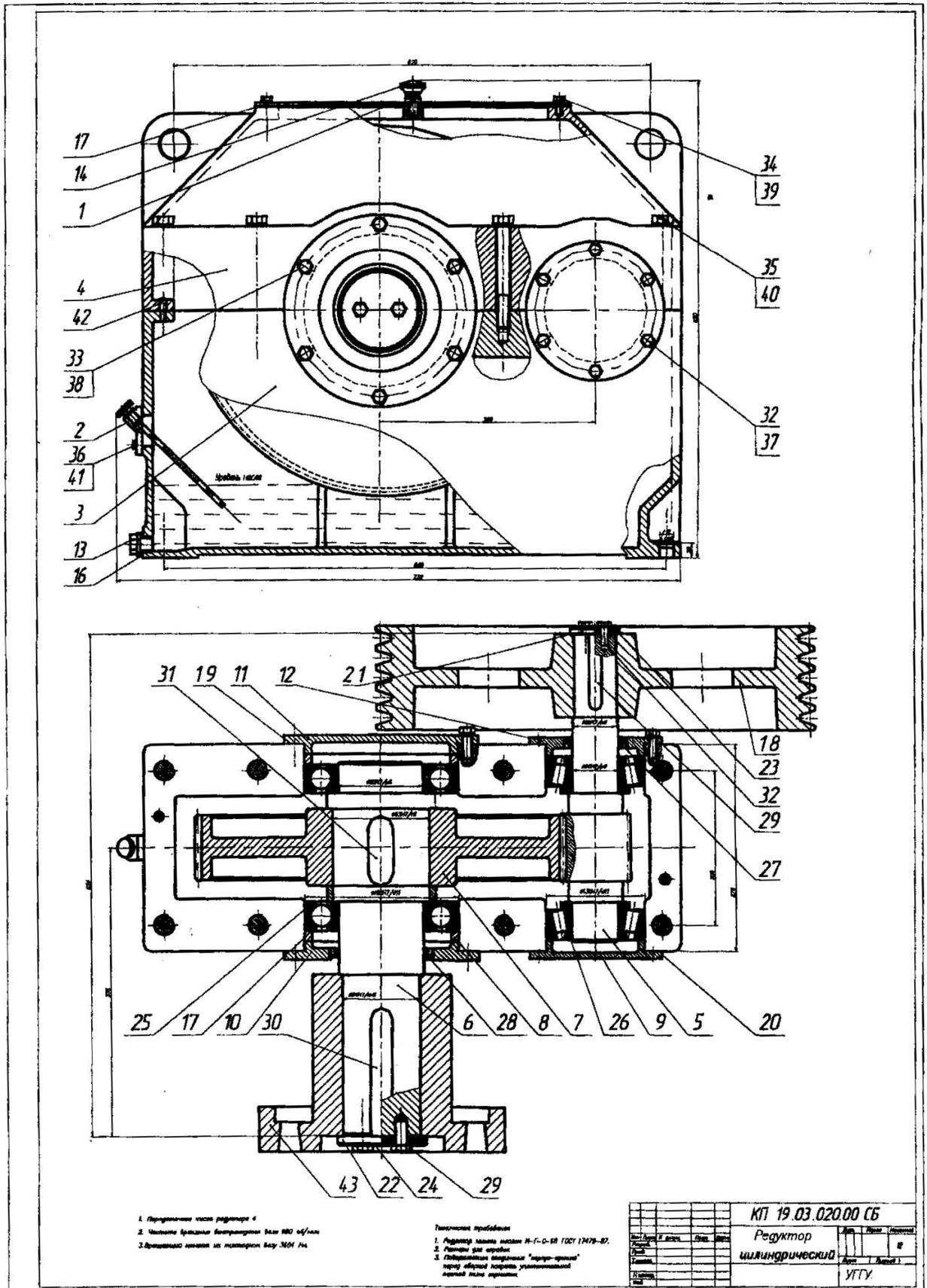
Соединения	Детали	Напряжения, МПа

Образец выполнения списка литературы

Список литературы

1. *Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.*
2. *Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.: ил.*
3. *Чернилевский Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. 3-е изд., исправл.- М.: Машиностроение, 2003.- 560 с., ил.*
4. *Перель Л. Я., Филатов А. А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.*
5. *Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3 т. М.: Машиностроение, 8-е изд-е, перераб. и доп. 1999. Т.1: - 736 с.; Т.2: - 559 с.; Т.3: - 557 с.*

Образцы выполнения чертежей курсового проекта



Образец выполнения спецификации

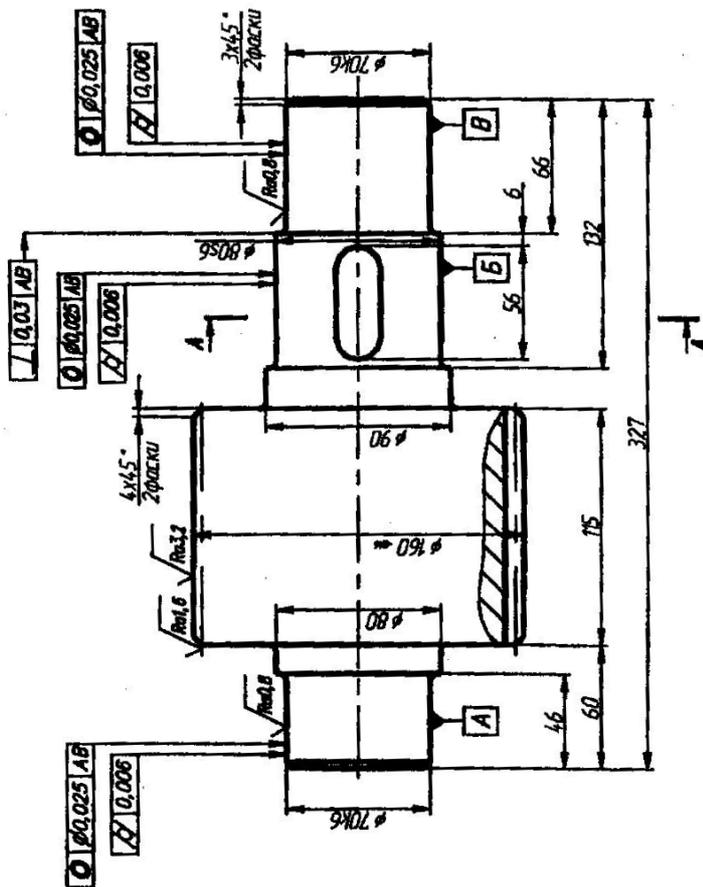
№ п/п	Обозначение	Наименование	Д	Листов
		Документация		
	КП 19.03.020.00 05	Сборочный чертеж		
		Сборочные единицы		
1	КП 19.03.020.00 01	Корытко-отдушина	1	
2	КП 19.03.020.00 02	Маслоуловитель	1	
		Листов		
3	КП 19.03.020.00 01	Отстойные корытца	1	
4	КП 19.03.020.00 02	Корытца корытца	1	
5	КП 19.03.020.00 03	Вол-шестовая	1	
6	КП 19.03.020.00 04	Вол	1	
7	КП 19.03.020.00 05	Зубчатое колесо	1	
8	КП 19.03.020.00 06	Кольцо	2	
9	КП 19.03.020.00 07	Корытца подшипника	1	
10	КП 19.03.020.00 08	Корытца подшипника	1	
11	КП 19.03.020.00 09	Корытца подшипника	1	
12	КП 19.03.020.00 10	Корытца подшипника	1	
13	КП 19.03.020.00 11	Пробка	1	
14	КП 19.03.020.00 12	Ручка-отдушина	1	
15	КП 19.03.020.00 13	Уплотнение	1	
16	КП 19.03.020.00 14	Кольцо-уплотнение	1	
17	КП 19.03.020.00 15	Кольцо	1	
18	КП 19.03.020.00 16	Шайба	1	
19	КП 19.03.020.00 17	Прокладка	2	
20	КП 19.03.020.00 18	Прокладка	2	
КП 19.03.020.00				
Регулятор				
цилиндрический				
УГТУ				
Итого листов			1	2

№ п/п	Обозначение	Наименование	Д	Листов
21	КП 19.03.020.00 19	Шайба коническая		
22	КП 19.03.020.00 20	Шайба коническая		
23	КП 19.03.020.00 21	Шайба стандартная		
24	КП 19.03.020.00 22	Шайба стандартная		
		Стандартные изделия		
25	Листочки 222 ГОСТ 6338-75		2	
26	Листочки 7612 ГОСТ 333-79		2	
		Материалы ГОСТ 8752-79		
27	11-60x65-1		1	
28	11-110x135-1		1	
		Шпонка ГОСТ 23360-78		
29	16x10x92		1	
30	20x16x152		1	
31	32x10x58		1	
32	Болт М8-40x160 ГОСТ 7798-78		4	
33	Болт М8-40x160 ГОСТ 7798-78		4	
34	Болт М8-40x160 ГОСТ 7798-78		2	
35	Болт М8-40x160 ГОСТ 7798-78		8	
36	Болт М8-40x160 ГОСТ 7798-78		4	
37	Шайба 12 65 ГОСТ 6402-70		12	
38	Шайба 12 65 ГОСТ 6402-70		12	
39	Шайба 8 65 ГОСТ 6402-70		2	
40	Шайба 8 65 ГОСТ 6402-70		8	
41	Шайба 5 65 ГОСТ 6402-70		4	
42	Шайба 10x12 ГОСТ 382-78		2	
43	Материал М8-40-110x12x8-8		1	
КП 19.03.020.00				
СП				
Итого листов			1	2

Образец выполнения рабочего чертежа

√ Рв 6.3 (√)

Модуль	m	4
Число зубцов	z	38
Угол наклона	β	-
Направление линии зуба	-	-
Нормальный исходный модуль	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности	-	9-B
Делительный диаметр	d	152

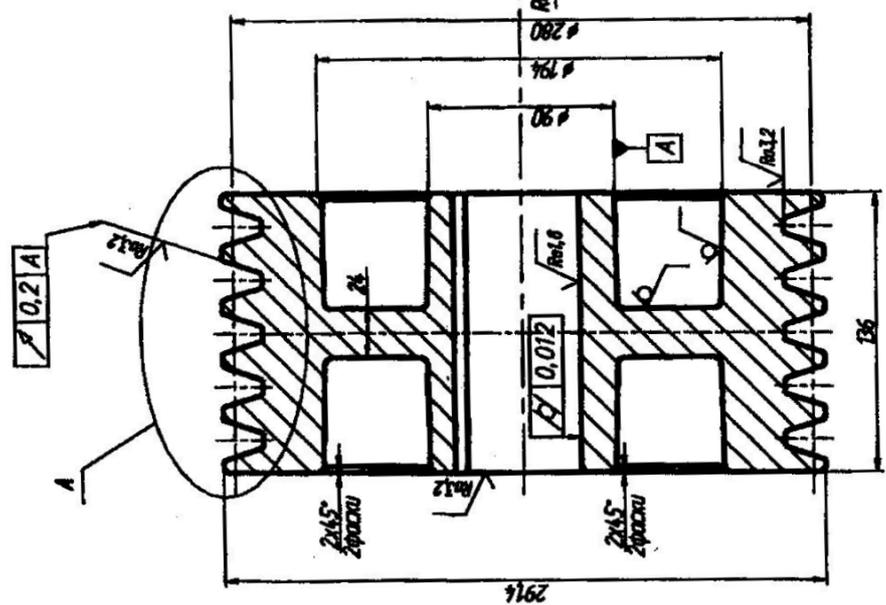
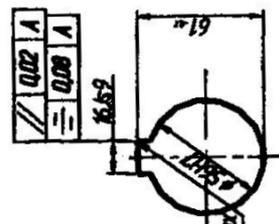
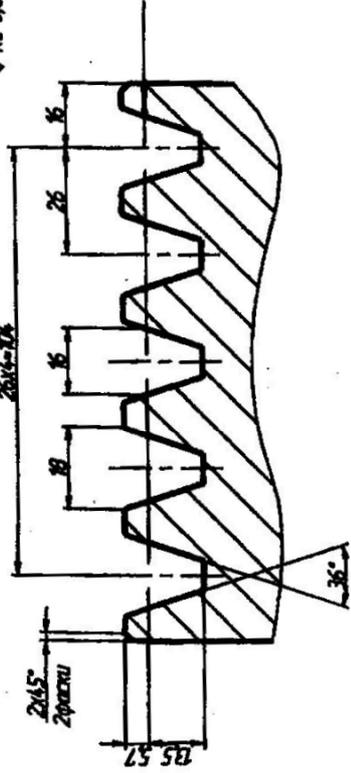


1. 269...302 HB
2. Размер обеспечивает инструмент
3. Нормальное радиусы скруглений 2 max.
4. Нормальные предельные отклонения размеров
валов - 12, остальных ±12/2 по ГОСТ 25670-83.

КП 02.01.020.02			
Вал-шестерня	Лист	Масса	Масштаб
			1:2
Сталь 40Х ГОСТ4643-71	УТУ	лист	Листов 1
	кар.	ГМК	
Исполн.	Провер.	Контроль	Монтаж
Рисовал	Специ.	Специ.	Специ.

√ Ra 6,3 (√)

AM1



1. Размеры для справок
2. Обработочные уклоны 1:
3. Радиусы скруглений 3 мм
4. Нормальные предельные отклонения размеров
 полярностей √ : базис - 12, остальных ±12/2 по
 полярностей √ : ±12/2 по ГОСТ 25670-83

КПО3.12.0000.03		Исполн.	Масштаб
Шкив		Лист	1:2
СЧ5 ГОСТ 187-85		Лист	Листов 1
УГТУ		Н. инженер	
		Узл.	

Задания
на курсовое проектирование
по дисциплине
ДЕТАЛИ МАШИН

Направление подготовки студентов

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Профиль

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

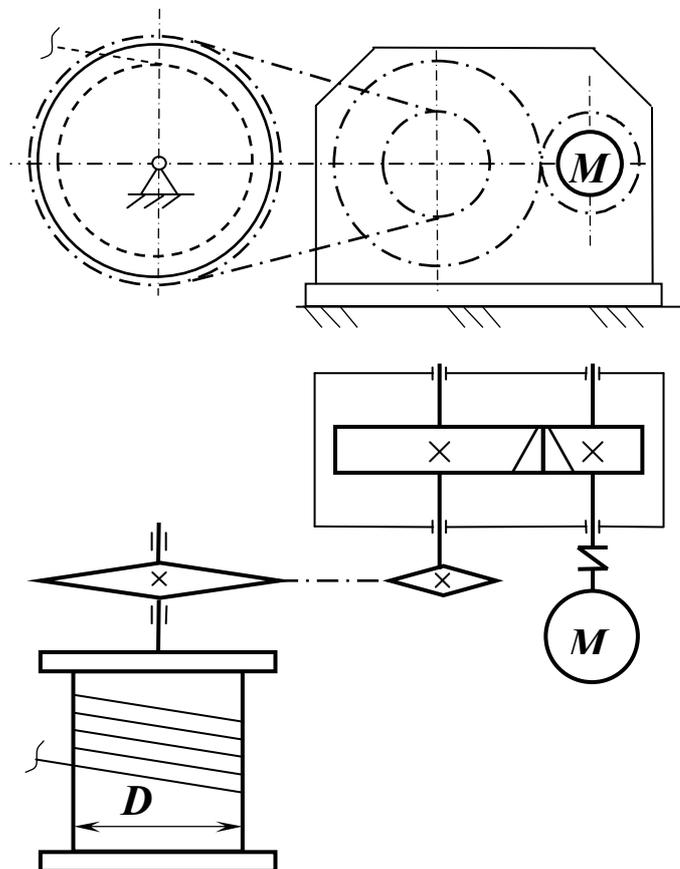
разработала

Савинова Н. В.

Задание 1

Спроектировать привод вспомогательной лебедки для подтаскивания и подъёма на буровую грузов с приёмных мостков по схеме и данным таблицы. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (с параллельной основанию плоскостью осей валов) и цепной передачи с роликовой цепью.

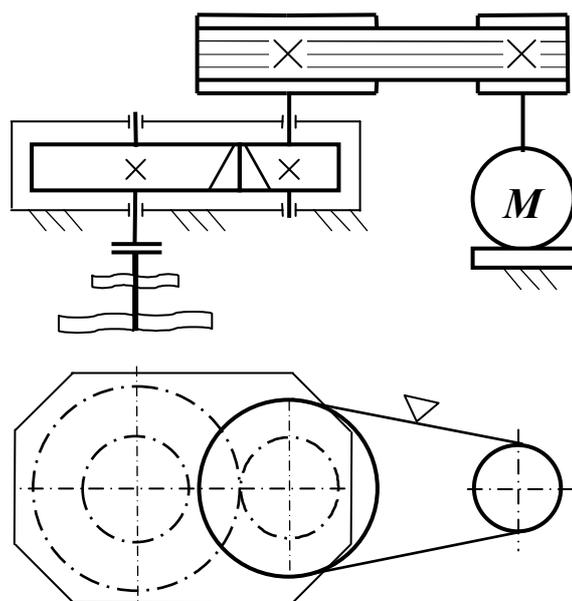
Вариант	Окружная сила на канате F , Н	Скорость навивки каната на барабан V , м/с	Диаметр барабана лебедки D , мм	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) n , мин ⁻¹	График сменной нагрузки	Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах
1	20	0,3	300	750	А	1	4
2	60	0,5	280	1000	Б	2	5
3	45	0,4	400	750	В	3	6
4	32	0,6	240	750	Г	1	7
5	50	0,35	320	1000	Д	2	8
6	38	0,7	220	750	Е	3	9



Задание 2

Спроектировать привод перемешивателя (блендера) буровых растворов по схеме и данным таблицы. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (с перпендикулярной к основанию плоскостью положения осей валов) и клиноременной передачи.

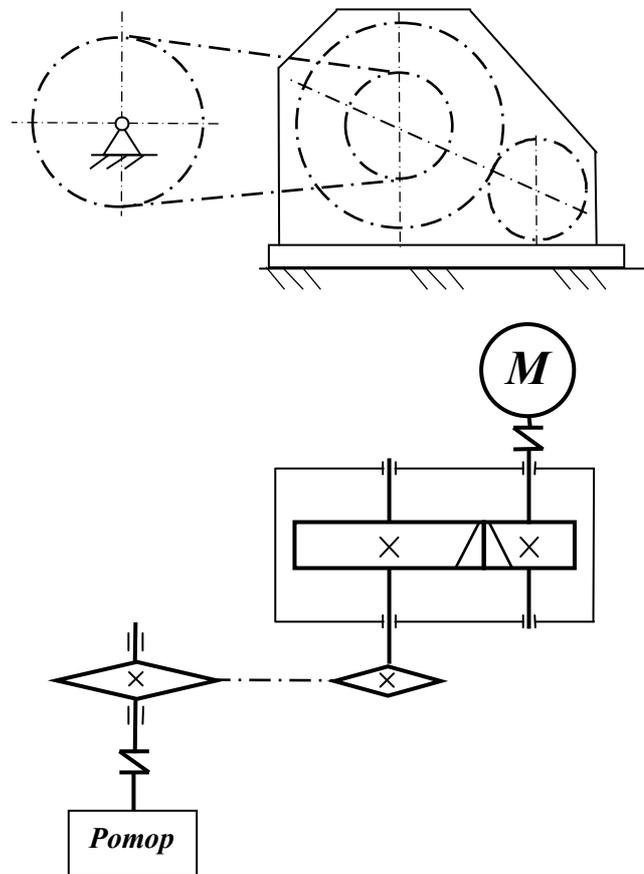
Вариант	Момент сопротивления вращению на валу блендера T , Нм	Частота вращения вала блендера $n_{рм}$, мин ⁻¹	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) n , мин ⁻¹	График сменной нагрузки	Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах
1	800	90	750	А	2	4
2	900	60	750	Б	3	5
3	120	120	1000	В	1	6
4	200	150	1000	Г	2	7
5	480	200	1500	Д	3	8
6	600	240	1500	Е	1	9



Задание 3

Спроектировать индивидуальный привод ротора буровой установки по схеме и данным таблицы. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (с параллельной или наклонной к основанию плоскостью осей валов) и цепной передачи с роликовой цепью.

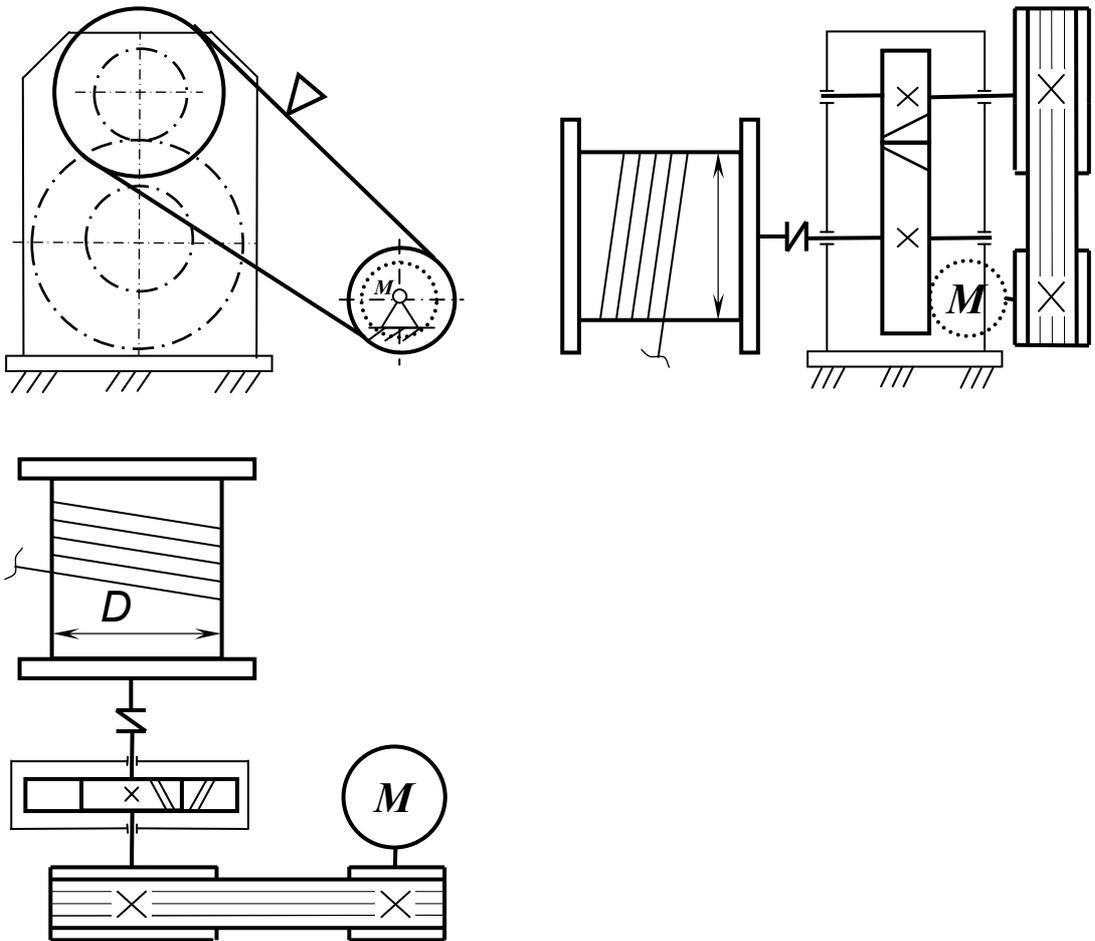
Вариант	Момент сопротивления вращению на валу ротора T , Нм	Частота вращения вала ротора $n_{рм}$, мин ⁻¹	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) n , мин ⁻¹	График сменной нагрузки	Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах
1	10000	40	1000	Б	3	4
2	20000	15	750	В	1	5
3	16000	60	1000	Г	2	6
4	30000	24	750	Д	3	7
5	24000	70	1000	Е	1	8
6	14000	50	750	А	2	9



Задание 4

Спроектировать привод вспомогательной лебедки по схеме и данным таблицы. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (с перпендикулярной к основанию плоскостью положения осей валов) и клиноременной передачей.

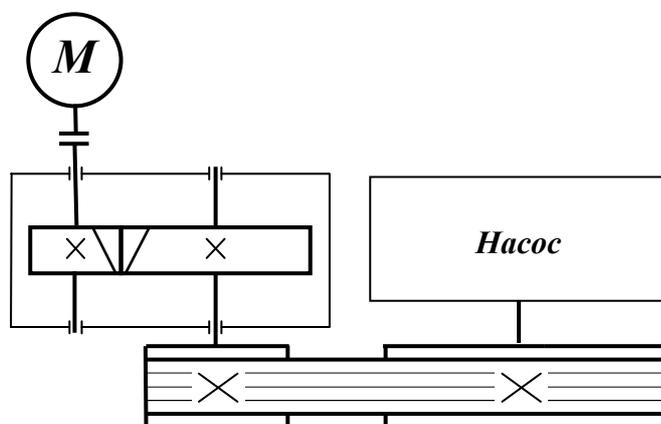
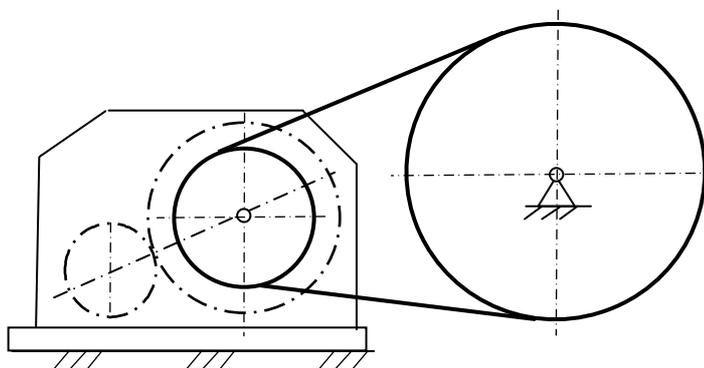
Вариант	Окружная сила на канате F , Н	Скорость навивки каната на барабан V , м/с	Диаметр барабана лебедки D , мм	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) n , мин ⁻¹	График сменной нагрузки	Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах
1	70	0,64	275	750	А	1	9
2	22	0,4	210	750	Б	2	8
3	35	0,52	240	750	В	3	7
4	48	0,66	220	1000	Г	1	6
5	62	0,58	320	1000	Д	2	5
6	28	0,8	300	750	Е	3	4



Задание 5

Спроектировать механический привод бурового насоса по схеме и данным таблицы. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (с параллельной или наклонной к основанию плоскостью осей валов) и клиноременной передачей.

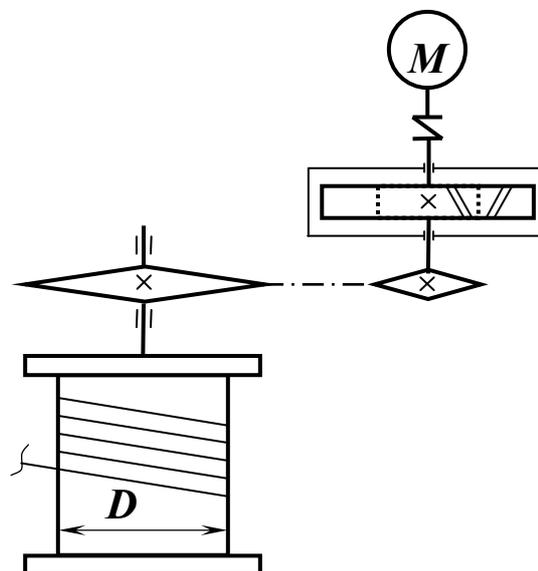
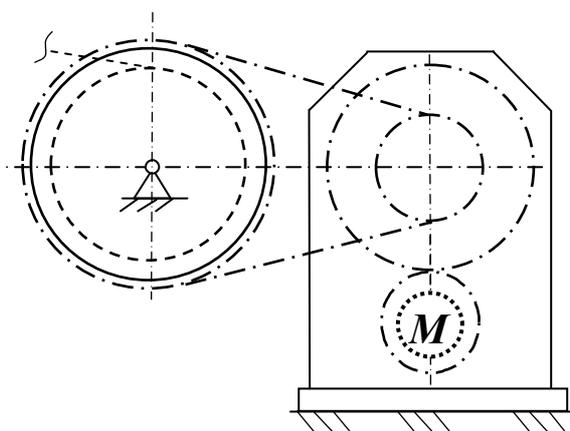
Вариант	Потребляемая насосом мощность P , кВт	Частота вращения вала насоса $n_{рм}$, мин ⁻¹	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) n , мин ⁻¹	График сменной нагрузки	Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах													
1	32	200	1000	В	3	7													
2	50	120	750	Г	1	8													
3	80	150	1000	Д	2	9													
4	100	220	1500	Е	4	5	125	250	1000	А	1	5	6	160	160	1500	Б	2	6
5	125	250	1000	А	1	5													
6	160	160	1500	Б	2	6													



Задание 6

Спроектировать привод подъемной лебедки по схеме и данным таблицы. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (с перпендикулярной к основанию плоскостью положения осей валов) и цепной передачи с роликовой цепью.

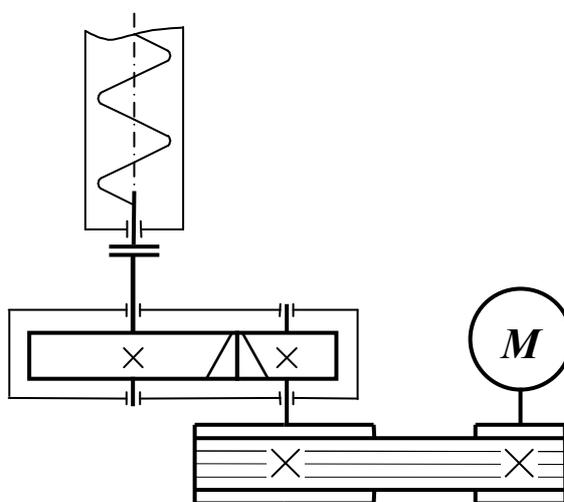
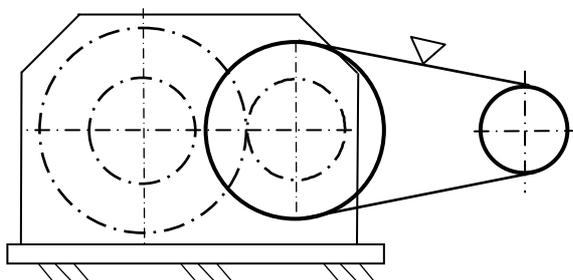
Вариант	Окружная сила на канате F , Н	Скорость навивки каната на барабан V , м/с	Диаметр барабана лебедки D , мм	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) n , мин ⁻¹	График сменной нагрузки	Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах
1	25	2	300	100	А	2	9
2	36	3	400	1500	Б	3	8
3	40	5	350	1500	В	1	7
4	52	4,3	420	1000	Г	2	6
5	70	4	340	750	Д	3	5
6	92	2,4	380	750	Е	1	4



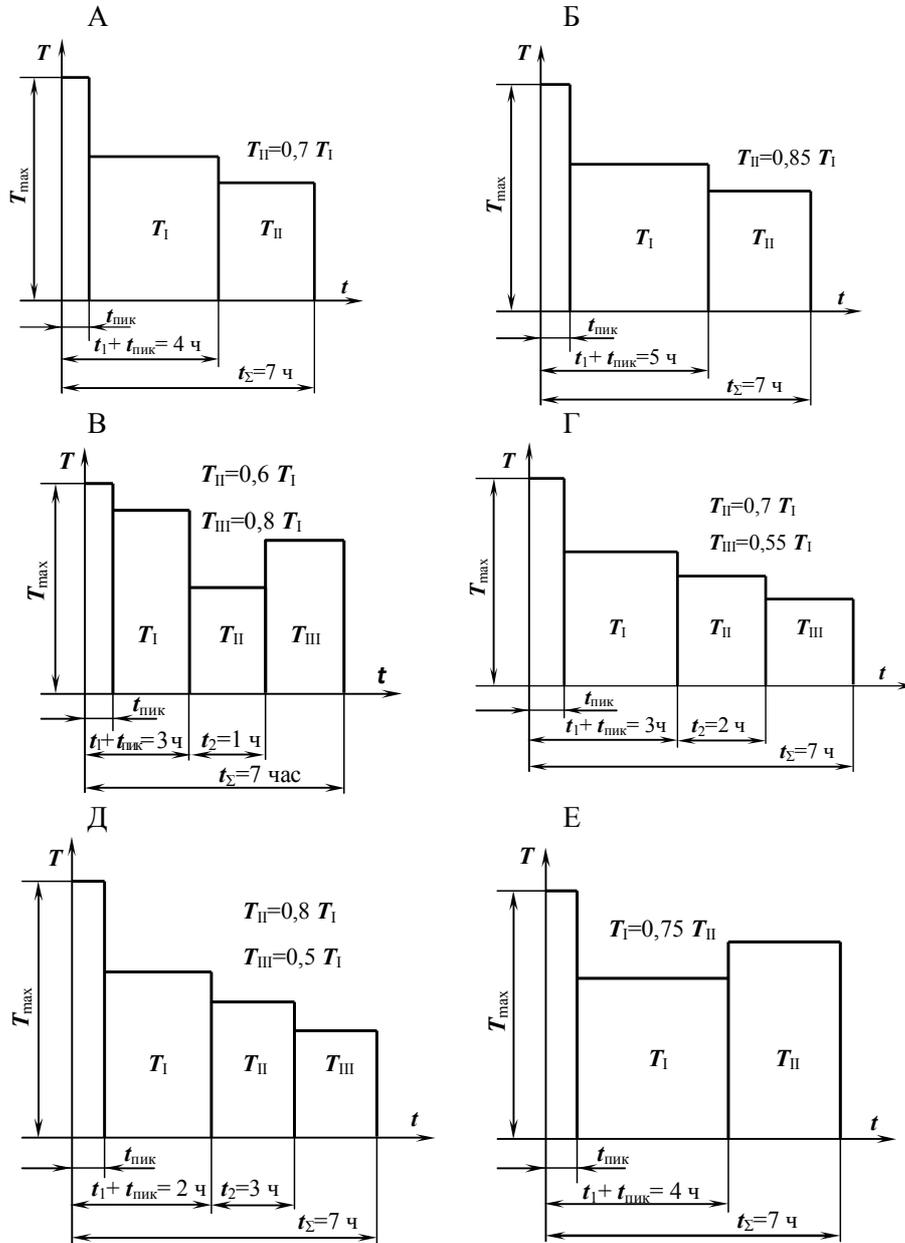
Задание 7

Спроектировать привод шнекового конвейера циркуляционной системы для удаления шлама по схеме и данным таблицы. Привод осуществляется при помощи одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (с параллельной или наклонной к основанию плоскостью осей валов) и клиноременной передачей.

Вариант	Момент сопротивления вращению на валу шнека T , Нм	Частота вращения вала шнека $n_{рм}$, мин ⁻¹	Частота вращения вала электр. двигателя (синхр.) n , мин ⁻¹	График сменной нагрузки	Число смен в течение суток	Срок службы передачи в годах
1	1000	600	1000	Г	3	4
2	3100	40	750	Д	1	5
3	3600	50	750	Е	2	6
4	800	55	1000	А	3	7
5	1900	48	750	Б	1	8
6	2300	65	1000	В	2	9



Графики сменной нагрузки





Проректор по учебно-методическому комплексу

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Б1.О.24 ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Направление подготовки –

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль) –

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

год набора: 2022

Одобрена на заседании кафедры

Технической механики

(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Волков Е.Б.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 17.09.2021

(Дата)

Рассмотрена методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Методические указания адресованы студентам, обучающимся по направлению подготовки **15.03.02 Технологические машины и оборудование**, и призваны обеспечить эффективную самостоятельную работу по курсу «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН».

Форма контроля самостоятельной работы студентов – проверка на практическом занятии, расчетно-графическая работа.

ФОРМЫ И СОДЕРЖАНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений, владений (опыта деятельности), характеризующие формирование компетенций

Ознакомление обучающихся с процедурой и алгоритмом оценивания (в начале изучения дисциплины).

Проверка ответов на задания, выполненных работ.

Сообщение результатов оценивания обучающимся, обсуждение результатов.

Оформление необходимой документации.

Самостоятельная работа включает выполнение расчетно-графической работы.

При выполнении расчетно-графической работы по заданной кинематической схеме механизма и исходным данным необходимо выполнить следующие виды работ:

– провести структурный анализ механизма;

– выполнить кинематический анализ механизма, для чего при заданном положении кривошипа построить планы механизма, скоростей и ускорений, а также эскиз вала кривошипа с установленными на нём элементами;

– определить величину уравновешивающей силы и уравновешивающего момента методом «жёсткого рычага» Н.Е. Жуковского;

– произвести проверочный расчёт вала кривошипа, включающий оценку статической прочности и расчёт на сопротивление усталости.

Масштабы плана механизма и эскиза вала принимаются по ЕСКД, масштабы планов скоростей и ускорений и «жёсткого рычага» выбираются самостоятельно с учётом рационального расположения построений на листе формата А1.

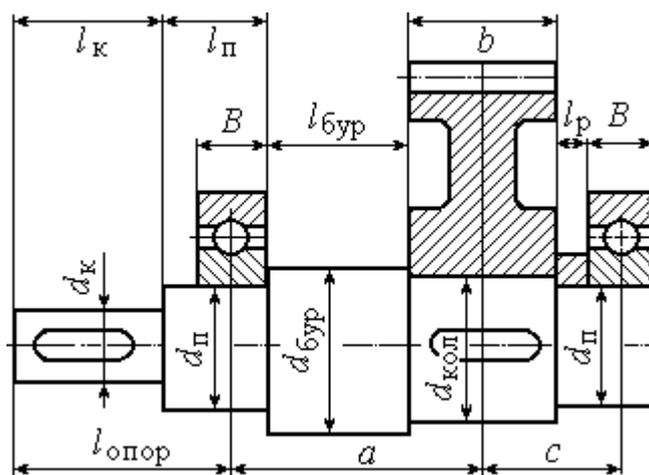
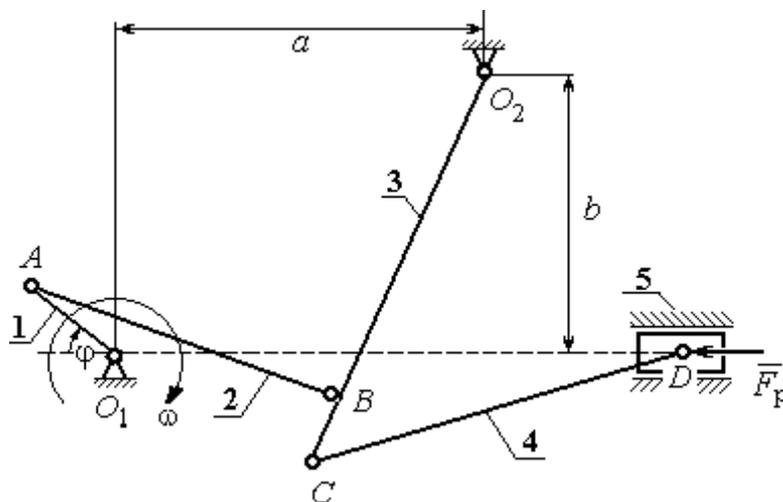
В расчётах для всех заданий и вариантов принять предел текучести материала вала $\sigma_T = 380$ МПа, допустимое напряжение смятия шпонки $[\sigma_{см}] = 120$ МПа, обработку поверхности вала – чистовую.

По результатам расчётов составить пояснительную записку на листах формата А4, оформленную в соответствии с правилами ЕСКД.

Построение планов механизма, скоростей, ускорений и «жёсткого рычага» выполнить на листе формата А1.

Вариант задания № 1. Инерционный конвейер

Схемы механизма инерционного конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 1



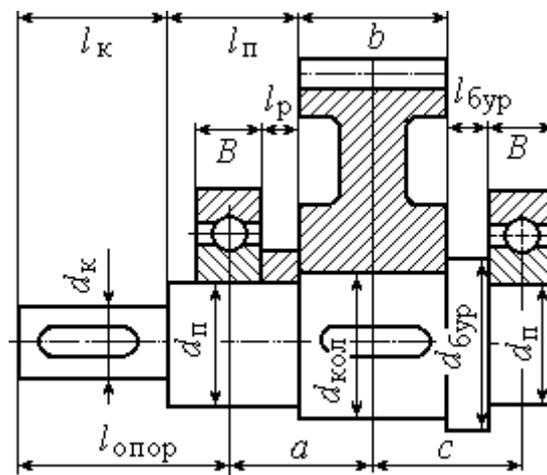
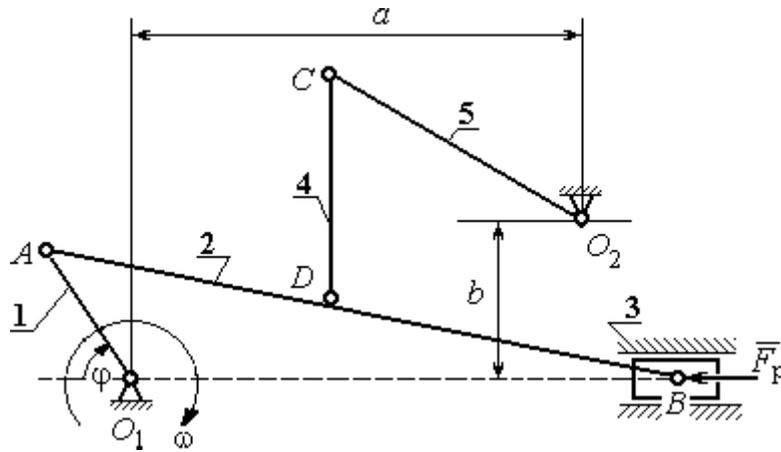
Инерционный конвейер состоит из кривошипа 1 шатуна 2, коромысла 3, шатуна 4 и рештака (ползуна) 5. Центр масс кривошипа расположен на оси вращения в точке O_1 , а центры масс остальных звеньев – посередине их длин. Сила сопротивления движению рештака постоянна и равна F_p . Рабочий ход слева – направо. На холостом ходу сила сопротивления составляет 10 % от номинальной.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа инерционного конвейера имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма инерционного конвейера
для варианта задания № 1**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,24	0,25
	AB	0,8	0,8	0,11	0,11	0,29	0,23	0,11	0,11	0,92	1,06	
	O_2B	1,0	1,0	0,12	0,12	0,25	0,25	0,12	0,12	0,84	0,87	
	O_2C	1,2	1,2	0,1	0,12	0,15	0,25	0,15	0,12	0,9	0,5	
	CD	1,2	1,2	0,25	0,25	0,3	0,4	0,4	0,3	1,45	0,65	
	a	0,9	0,9	0,06	0,04	0,15	0,35	0,04	0,07	0,8	0,8	
	b	0,7	0,7	0,04	0,06	0,05	0,11	0,06	0,02	0,6	0,6	
Угол поворота кривошипа, град	φ	45	30	290	235	120	115	140	50	300	150	
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	190	95	200	180	150	170	250	190	100	120	
Массы звеньев механизма, кг	m_2	80	8	15	18	38	24	16	20	37	32	
	m_3	100	10	18	25	23	30	28	25	22	17	
	m_4	60	6	25	25	30	40	40	30	36	31	
	m_5	100	10	100	70	80	90	90	60	73	62	
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,5	0,5	0,2	0,1	0,1	0,09	0,18	0,09	0,3	0,21	
	J_2	1,0	1,0	0,1	0,2	0,3	0,2	0,08	0,2	4,1	3,1	
	J_3	0,8	0,8	0,4	0,8	0,18	0,2	0,6	0,5	2,7	2,9	
	J_4	0,6	0,6	1,2	1,0	1,03	1,4	1,4	1,05	1,6	1,1	
Сила сопротивления, кН	F_p	10,0	2,25	3,0	2,5	1,5	1,6	3,0	1,8	4,6	3,6	
Передаточное число редуктора	u	5,6	6,3	4,1	4,0	4,5	3,5	6,0	3,1	6,3	8,0	
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	650	750	750	800	850	750	650	800	750	700	

Вариант задания № 2. Плунжерный питатель с грохотом
 Схемы механизма плунжерного питателя с грохотом и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 2



Плунжерный питатель с грохотом состоит из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, сита грохота 5, плунжера 3. Центр тяжести кривошипа расположен на оси вращения O_1 , центры тяжести остальных звеньев находятся в их середине. Сила сопротивления движению плунжера 3 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода (рабочий ход слева – направо). На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

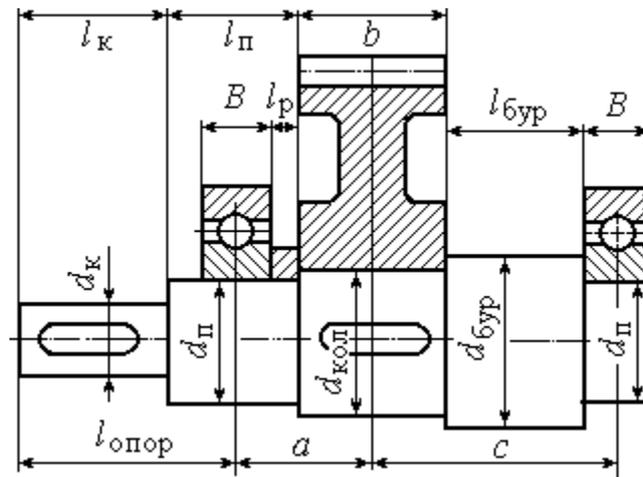
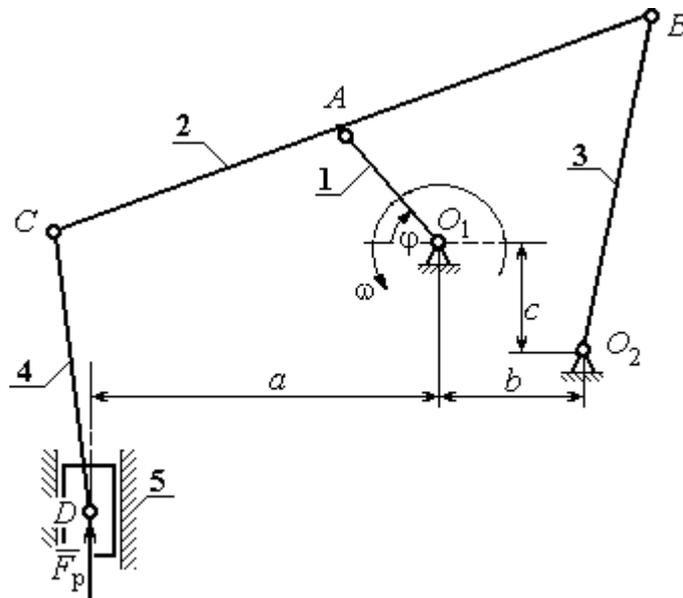
Ведомый вал редуктора привода кривошипа плунжерного питателя имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма плунжерного питателя с грохотом
для варианта задания № 2**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,8	0,05	0,06	0,08	0,06	0,08	0,08	0,06	0,1	0,1
	AB	0,5	0,5	0,4	0,5	0,4	0,5	0,5	0,4	0,6	0,5
	DB	0,4	0,3	0,3	0,35	0,3	0,25	0,25	0,3	0,43	0,33
	O_2C	0,4	0,27	0,19	0,3	0,24	0,25	0,22	0,24	0,31	0,21
	CD	0,12	0,09	0,2	0,2	0,2	0,13	0,14	0,2	0,16	0,16
	a	0,57	0,45	0,4	0,57	0,45	0,5	0,45	0,45	0,5	0,4
	b	0,12	0,02	0,12	0,12	0,12	0,05	0,05	0,13	0,13	0,13
Угол поворота кривошипа, град	φ	60	56	58	55	55	58	57	65	60	70
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	150	30	210	150	160	140	130	160	130	120
Массы звеньев механизма, кг	m_2	42	38	35	36	31	35	36	31	40	40
	m_3	8	12	8	10	12	8	10	12	10	12
	m_4	16	9	16	18	20	13	14	20	16	16
	m_5	40	27	35	30	24	25	22	24	31	21
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,08	0,09	0,08	0,1	0,07	0,07	0,08	0,07	0,1	0,1
	J_2	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	1,1	1,1	1,0	1,2	1,2
	J_4	0,5	0,3	0,5	0,6	0,6	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5
	J_5	1,2	0,9	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,8	1,0	0,6
Сила сопротивления, кН	F_p	100	90	980	80	80	80	700	80	100	60
Передаточное число редуктора	u	6,8	6,0	7,0	6,3	5,0	4,8	2,8	3,5	4,0	4,5
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	750	700	650	800	850	650	750	700	800	850

Вариант задания № 3. Поршневой насос

Схемы механизма поршневого насоса и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 3



Механизм **поршневого насоса** состоит из кривошипа 1, шатунов 2 – 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня сверху – вниз. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, звена 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

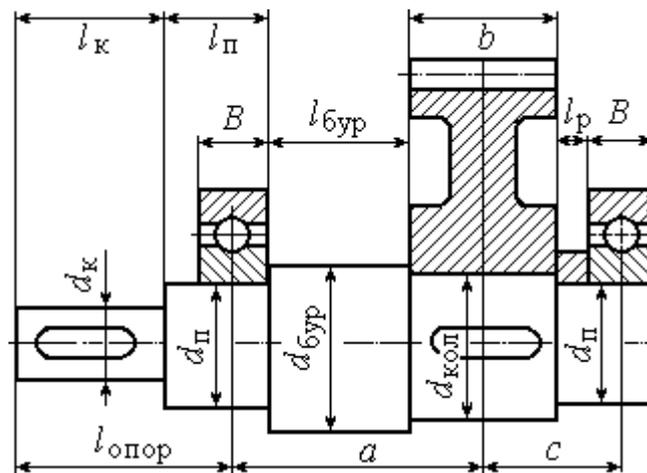
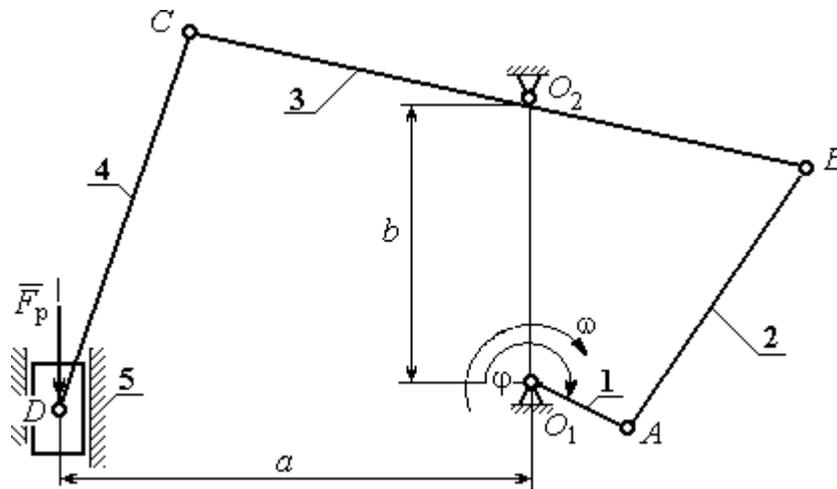
Ведомый вал редуктора привода кривошипа поршневого насоса имеет несимметричное левое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

Варианты исходных данных механизма поршневого насоса для варианта задания № 3

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,16	0,13	0,16	0,18	0,11	0,18	0,13	0,12	0,18	0,1
	AB	0,56	0,5	0,52	0,6	0,6	0,56	0,47	0,45	0,56	0,42
	AC	0,38	0,35	0,4	0,4	0,3	0,42	0,35	0,3	0,42	0,3
	O_2B	0,55	0,5	0,55	0,55	0,45	0,55	0,5	0,48	0,55	0,45
	CD	0,6	0,55	0,6	0,55	0,45	0,6	0,55	0,5	0,6	0,45
	c	0,5	0,3	0,32	0,35	0,25	0,5	0,4	0,3	0,5	0,2
	a	0,5	0,45	0,45	0,3	0,3	0,5	0,28	0,4	0,5	0,35
	b	0,3	0,35	0,32	0,3	0,25	0,38	0,28	0,3	0,38	0,2
Угол поворота кривошипа, град	φ	60	56	45	60	65	65	23	65	60	63
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	140	70	130	160	80	110	90	55	110	50
Массы звеньев механизма, кг	m_2	28	28	30	30	26	30	25	25	30	26
	m_3	25	20	25	25	18	25	28	20	25	18
	m_4	28	25	28	30	20	28	36	22	25	20
	m_5	38	32	25	40	34	28	45	26	28	22
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,15	0,11	0,18	0,2	0,1	0,2	0,13	0,1	0,15	0,1
	J_2	0,92	0,7	0,83	1,08	0,72	0,8	0,95	0,6	0,85	0,72
	J_3	0,75	0,63	1,05	0,8	0,62	1,15	0,72	0,65	1,1	0,86
	J_4	1,15	0,93	1,2	1,05	0,95	1,15	1,1	0,9	1,15	1,0
Сила сопротивления, кН	F_p	1,2	1,4	1,5	20,4	0,8	2,2	1,4	1,7	2,2	0,8
Передаточное число редуктора	u	3,1	4,4	5,8	6,2	7,3	3,2	4,5	5,2	6,3	7,2
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	680	780	880	820	730	560	580	630	680	720

Вариант задания № 4. Глубинный насос

Схемы механизма глубинного насоса и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 4



Механизм **глубинного насоса** состоит из кривошипа 1 шатунов 2 и 4, коромысла 3 и поршня (поршня) 5. Рабочий ход поршня снизу – вверх. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, звена 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

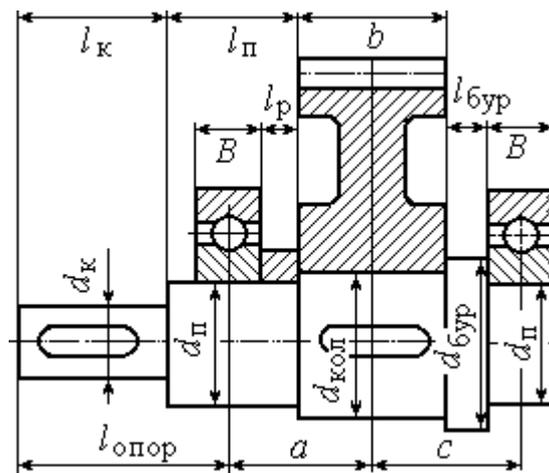
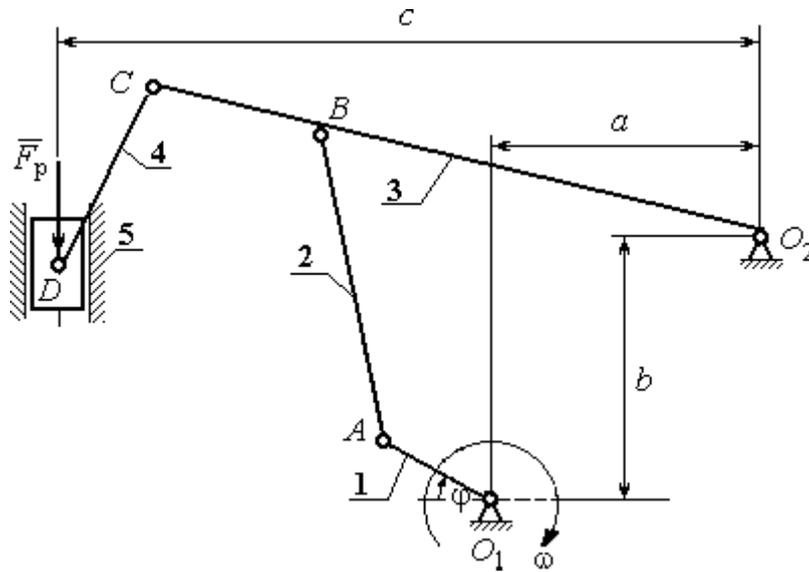
Ведомый вал редуктора привода кривошипа глубинного насоса имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма глубинного насоса
для варианта задания № 4**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,09	0,11	0,15	0,1	0,12	0,17	0,13	0,14	0,16	0,95
	AB	0,6	0,72	0,7	0,7	0,7	0,55	0,8	0,70	0,65	0,9
	O_2B	0,38	0,47	0,5	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	0,7	0,8
	O_2C	0,2	0,7	0,5	0,45	0,35	0,5	0,5	0,55	0,75	0,6
	CD	0,6	0,8	0,85	0,6	0,65	0,8	1,5	1,55	1,75	1,6
	a	0,45	0,43	0,5	0,36	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,65
	b	0,46	0,63	0,6	0,45	0,66	0,6	0,5	0,55	0,7	0,8
Угол поворота кривошипа, град	φ	180	210	0	165	150	253	30	45	60	120
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	140	130	180	70	150	200	100	110	160	190
Массы звеньев механизма, кг	m_2	38	24	14	22	27	20	23	26	29	30
	m_3	35	52	34	40	47	40	33	37	41	44
	m_4	33	30	36	28	34	40	43	47	49	51
	m_5	35	36	20	32	30	20	44	49	51	60
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,22	0,1	0,14	0,2	0,1	0,15	0,1	0,2	0,3	0,4
	J_2	1,1	0,83	0,5	1,2	0,9	0,75	0,8	0,9	0,6	0,4
	J_3	3,5	4,9	2,5	4	4,1	4,3	2,1	2,5	2,7	3,0
	J_4	2,1	2,0	2,3	1,6	2,2	2,4	3,0	3,5	3,9	4,4
Сила сопротивления, кН	F_p	3,0	1,26	1,44	1,68	2,17	2,16	3,0	4,8	5,1	6,1
Передаточное число редуктора	u	3,5	6,0	3,1	6,3	8,0	3,2	2,0	5,6	4,0	5,2
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	750	650	800	750	700	800	680	720	770	810

Вариант задания № 5. Вытяжной пресс

Схемы механизма вытяжного пресса и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 5



Механизм вытяжного **пресса** состоит из кривошипа 1, шатунов 2 – 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня снизу – вверх. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, звена 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

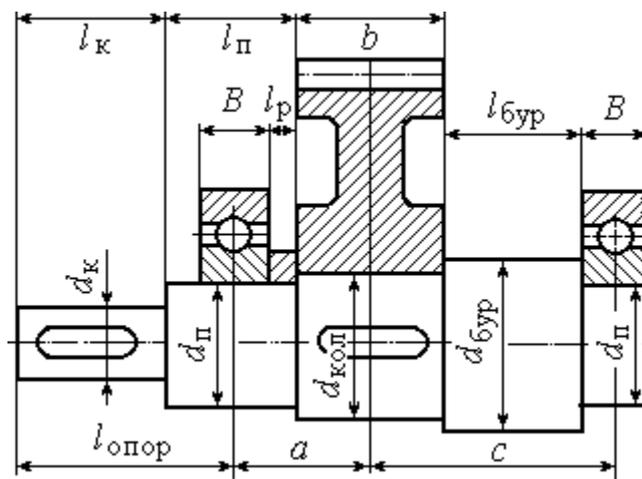
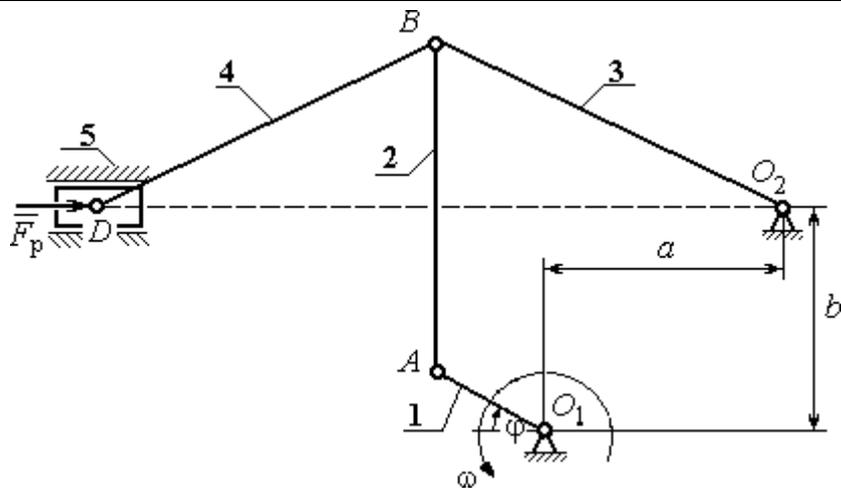
Ведомый вал редуктора привода кривошипа вытяжного пресса имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма вытяжного пресса
для варианта задания № 5**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,1	0,09	0,09	0,09	0,08	0,1	0,07	0,1	0,11	0,08
	AB	0,32	0,45	0,36	0,38	0,4	0,42	0,46	0,48	0,5	0,52
	O_2B	0,3	0,6	0,5	0,42	0,51	0,6	0,62	0,46	0,45	0,5
	O_2C	0,42	0,9	0,7	0,6	0,7	0,85	0,8	0,66	0,65	0,7
	CD	0,11	0,3	0,4	0,6	0,5	0,8	0,9	0,35	0,49	0,5
	a	0,16	0,35	0,45	0,44	0,56	0,62	0,6	0,64	0,68	0,66
	b	0,29	0,3	0,4	0,41	0,46	0,5	0,51	0,55	0,6	0,6
	c	0,41	0,7	0,6	0,56	0,65	0,75	0,8	0,62	0,6	0,65
Угол поворота кривошипа, град	φ	30	60	120	150	210	240	300	330	25	45
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	40	65	50	55	60	165	70	75	285	150
Массы звеньев механизма, кг	m_2	30	7	8	9	10	12	11	14	12	11
	m_3	40	12	10	10	8	10	8	7	14	10
	m_4	15	5	6	4	7	8	9	6	4	5
	m_5	20	30	33	35	37	30	37	35	40	42
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,5	2,0	2,4	2,4	2,6	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2
	J_2	0,2	0,10	0,20	0,21	0,24	0,28	0,29	0,31	0,33	0,35
	J_3	0,3	0,20	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
	J_4	0,1	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26
Сила сопротивления, кН	F_p	36	36	40	41	39	37	34	32	36	42
Передаточное число редуктора	u	3,1	4,4	5,8	6,2	7,3	6,8	6,0	7,0	6,3	5,0
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	680	780	880	820	730	750	700	650	800	850

Вариант задания № 6. Гайковырубной автомат

Схемы механизма гайковырубного автомата и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 6



Механизм гайковырубного **автомата** состоит из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа гайковырубного автомата

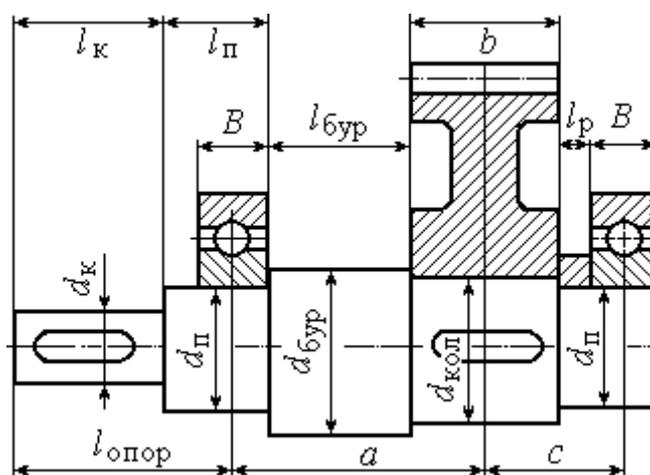
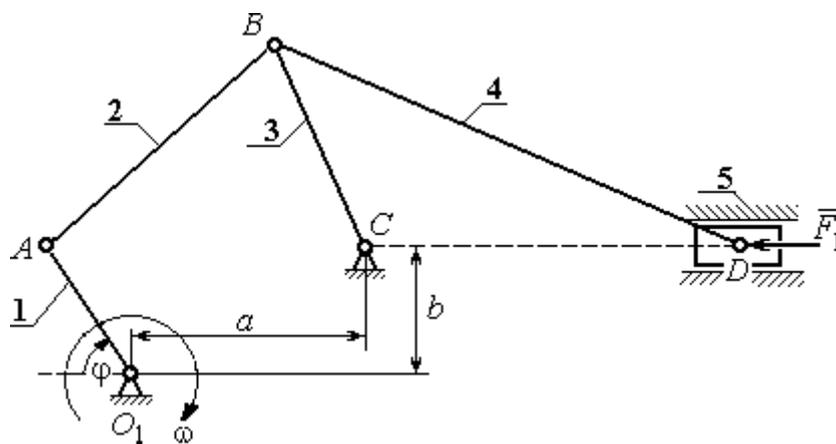
имеет несимметричное левое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

Варианты исходных данных механизма гайковырубного автомата для варианта задания № 6

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,09	0,11	0,1	0,12	0,08	0,11	0,12	0,1	0,1	0,12
	AB	0,43	0,41	0,48	0,43	0,38	0,48	0,44	0,44	0,37	0,52
	O_2B	0,25	0,29	0,28	0,3	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
	BD	0,25	0,29	0,28	0,3	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
	a	0,24	0,27	0,27	0,29	0,21	0,27	0,3	0,25	0,25	0,29
	b	0,45	0,43	0,5	0,45	0,4	0,5	0,47	0,39	0,39	0,55
Угол поворота кривошипа, град	φ	30	45	60	120	150	210	240	300	305	25
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	100	45	50	55	60	65	70	75	80	90
Массы звеньев механизма, кг	m_2	11	10	12	10	9	12	11	11	9	13
	m_3	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_4	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_5	60	62	56	70	46	65	67	57	58	63
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	1,2	1,4	1,6	1,0	0,9	1,5	1,3	1,1	1,0	1,3
	J_2	0,2	0,17	0,28	0,18	0,13	0,28	0,21	0,21	0,12	0,35
	J_3	0,09	0,14	0,12	0,18	0,08	0,14	0,18	0,11	0,11	0,17
	J_4	0,09	0,14	0,12	0,18	0,08	0,14	0,18	0,11	0,11	0,17
Сила сопротивления, кН	F_p	60	65	70	58	55	52	53	54	60	70
Передаточное число редуктора	u	5,6	2,8	3,5	5,1	6,3	3,2	4,6	5,9	6,0	3,4
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	750	650	700	800	640	600	620	680	710	800

Вариант задания № 7. Качающийся конвейер

Схемы механизма качающегося конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 7



Механизм качающегося **конвейера** состоит из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

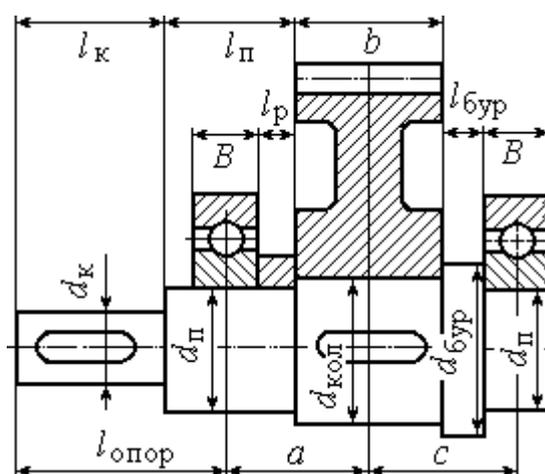
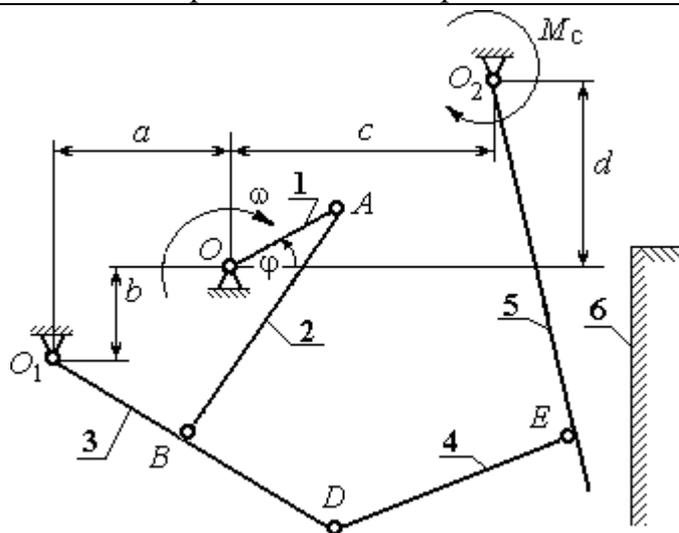
Ведомый вал редуктора привода кривошипа качающегося конвейера имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма качающегося конвейера
для варианта задания № 7**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,1	0,09	0,1	0,11	0,12	0,14	0,1	0,12	0,14	0,12
	AB	0,38	0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45
	BC	0,32	0,3	0,33	0,35	0,39	0,35	0,4	0,4	0,45	0,38
	BD	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6	1,5	1,5	1,6	1,5
	a	0,29	0,3	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,4	0,35
	b	0,05	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06
Угол поворота кривошипа, град	φ	25	45	60	115	135	150	210	245	290	300
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	80	60	68	73	70	63	63	79	74	50
Массы звеньев механизма, кг	m_2	20	20	21	20	20	25	20	22	25	20
	m_3	90	80	90	100	85	100	90	95	100	90
	m_4	400	400	450	500	500	500	400	450	500	450
	m_5	900	800	900	900	950	900	950	800	900	950
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	1,0	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2
	J_2	1,0	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2
	J_3	0,4	0,4	0,6	0,5	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5
	J_4	40	40	42	35	40	38	42	45	35	45
Сила сопротивления, кН	F_p	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0
Передаточное число редуктора	u	3,2	4,5	5,2	6,3	7,2	3,5	6,0	3,1	6,3	8,0
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	560	580	630	680	720	750	800	800	750	700

Вариант задания № 8. Щековая дробилка

Схемы механизма щековой дробилки и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 8



Механизм щековой **дробилки** состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, тяги 4, подвижной щеки 5 и неподвижной щеки 6. Рабочий ход подвижной щеки слева – направо. Центр масс кривошипа 1 – в точке O_1 . У остальных звеньев 2 – 5 центры масс находятся посередине их длин. Момент сил сопротивления движению подвижной щеки 5 сохраняет постоянное значение M_c на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу щеки момент сил сопротивления постоянный и составляет 10 % от номинального.

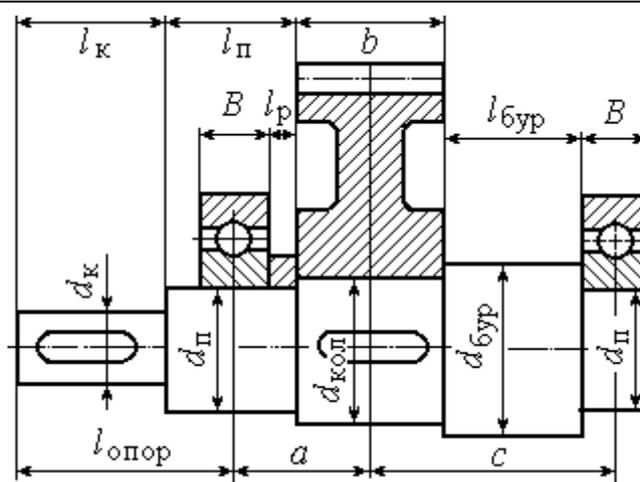
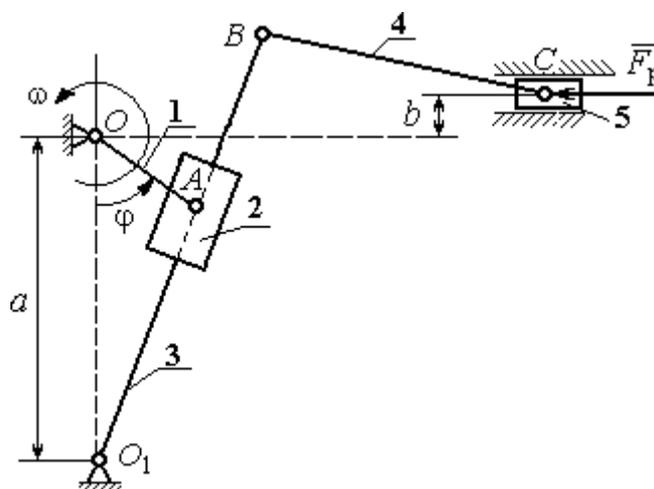
Ведомый вал редуктора привода кривошипа щековой дробилки имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма щековой дробилки
для варианта задания № 8**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,11	0,1	0,15	0,07	0,15	0,08	0,1	0,15	0,12	0,07
	AB	0,8	0,9	0,75	0,6	0,9	0,7	0,45	0,9	0,8	0,65
	O_1B	0,45	0,5	0,6	0,3	0,6	0,6	0,5	0,6	0,6	0,3
	BD	0,2	0,15	0,2	0,3	0,1	0,15	0,25	0,15	0,2	0,2
	O_2E	0,8	0,85	1,2	0,9	1,15	1,0	0,8	1,2	1,0	0,75
	DE	0,6	0,55	0,6	0,4	0,7	0,35	0,3	0,65	0,3	0,45
	a	0,45	0,5	0,4	0,3	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4	0,3
	b	0,55	0,6	0,5	0,4	0,5	1,0	0,5	0,5	1,0	0,4
	c	0,4	0,35	0,6	0,3	0,6	0,4	0,25	0,6	0,5	0,3
d	0,12	0,15	0,3	0,4	0	0,2	0,2	0	0,1	0,2	
Угол поворота кривошипа, град	φ	20	30	45	60	115	145	215	240	295	330
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	160	190	150	250	170	200	200	140	240	240
Массы звеньев механизма, кг	m_2	55	50	45	40	48	40	35	55	50	40
	m_3	30	25	30	15	30	30	25	30	35	30
	m_4	30	27	30	20	35	18	15	33	15	22
	m_5	90	85	120	110	100	80	120	100	75	100
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,23	0,25	0,35	0,2	0,3	0,2	0,25	0,35	0,2	0,24
	J_2	0,8	4,0	3,4	1,6	3,9	1,9	0,7	4,5	3,2	1,7
	J_3	0,9	0,6	1,1	0,14	1,1	1,1	0,5	1,1	0,26	0,14
	J_4	0,9	0,82	1,0	0,32	1,7	0,22	0,14	1,4	0,15	0,45
	J_5	6,3	6,1	17,3	7,3	14,5	10,0	5,1	17,3	10,0	4,2
Момент сил сопротивления, кН·м	M_C	4	8	30	9	20	10	7	35	2	15
Передаточное число редуктора	u	5,6	3,8	4,7	6,3	4,0	4,5	4,8	2,8	3,5	4,0
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	670	710	820	630	750	700	650	740	720	810

Вариант задания № 9. Кулисный конвейер

Схемы механизма кулисного конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 9



Механизм кулисного конвейера состоит из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 3, 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O , ползуна 2 – в точке A , звена 5 – в точке C . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

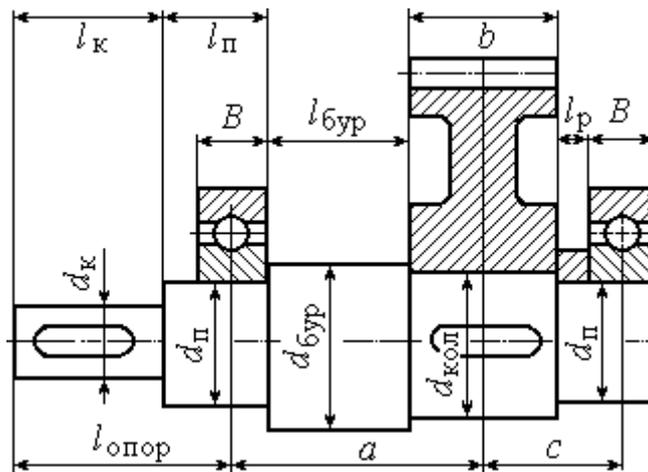
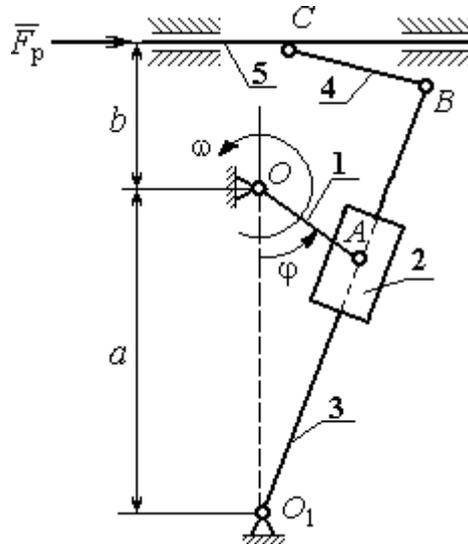
Ведомый вал редуктора привода кривошипа кулисного конвейера имеет несимметричное левое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма кулисного конвейера
для варианта задания № 9**

Параметры	Обозначени е	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,1 7	0,0 8	0,1	0,1 2	0,0, 9	0,1 1	0,13	0,14	0,1 5	0,16
	O_1B	1,5	0,8	1,0	1,2	0,9	1,1	1,3	1,4	1,2 5	1,45
	BC	2,1	1,8	1,9	2,0	1,75	1,6 5	1,45	1,5	1,8 5	1,95
	a	0,9	0,6	0,8	0,9	0,6	0,6	0,7	1,0	0,9 5	1,1
	b	0,2 8	0,0 5	0,0 7	0,0 8	0,09	0,1	0,05 5	0,06 5	0,0 6	0,06 5
Угол поворота кривошипа, град	φ	300	20	30	45	60	110	120	150	210	240
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	190	100	110	120	130	140	150	160	170	180
Массы звеньев механизма, кг	m_2	14	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	m_3	28	10	12	14	16	18	20	22	24	26
	m_4	32	14	16	18	20	22	24	26	28	30
	m_5	280	100	120	140	160	180	200	220	240	260
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	3,0	1	2	3	4	4,5	3,6	4,7	2,8	2,9
	J_2	0,6 5	0,6	0,4	0,3	0,5	0,7	0,8	0,35	0,4 5	0,55
	J_3	6,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
	J_4	1,5	2,0	2,5	3,5	4,5	5,0	3,0	4,0	6,0	6,5
Сила сопротивлени я, кН	F_p	14	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Передаточное число редуктора	u	3,2	4,5	5,2	6,3	7,2	3,5	6,0	3,1	6,3	7,3
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	560	520	680	650	730	750	820	800	740	700

Вариант задания № 10. Стругальный станок

Схемы механизма кулисного конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 10



Механизм строгального **станка** состоит из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, шатуна 4 и резца (вместе с суппортом) 5. Рабочий ход резца справа – налево. Центры масс звеньев 3, 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O , ползуна 2 – в точке A , резца 5 – в точке C . Сила сопротивления движению резцу 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа кулисного конвейера имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма кулисного конвейера
для варианта задания № 10**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
	O_1B	1,35	1,45	1,6	1,6	1,8	1,55	1,45	1,75	1,45	1,4
	BC	0,5	0,6	0,7	0,8	0,45	0,35	0,55	0,65	0,75	0,8
	a	0,8	0,85	0,9	0,95	1,05	0,75	0,65	0,85	1,1	1,2
	b	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,95	0,95	1,05	0,6	0,5
Угол поворота кривошипа, град	φ	20	35	60	75	120	150	210	240	295	330
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	120	130	140	150	160	170	180	190	110	100
Массы звеньев механизма, кг	m_2	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	m_3	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	m_4	6	7	8	9	10	11	12	13	14	5
	m_5	25	28	30	32	35	37	40	43	45	49
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3
	J_2	0,2	0,25	0,3	0,35	0,1	0,15	0,18	0,22	0,26	0,32
	J_3	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
	J_4	1,1	1,3	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3
Сила сопротивления, кН	F_p	6	5	4	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10
Передаточное число редуктора	u	2	3,1	4	5	6,3	7,1	4,5	5,6	3,3	3,9
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	650	700	750	800	850	900	670	770	870	600

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Рассмотрим последовательность выполнения расчетно-графической работы на примере условной схемы пятизвенного плоского механизма с симметричной компоновкой узла ведомого вала кривошипа (рис. 1).

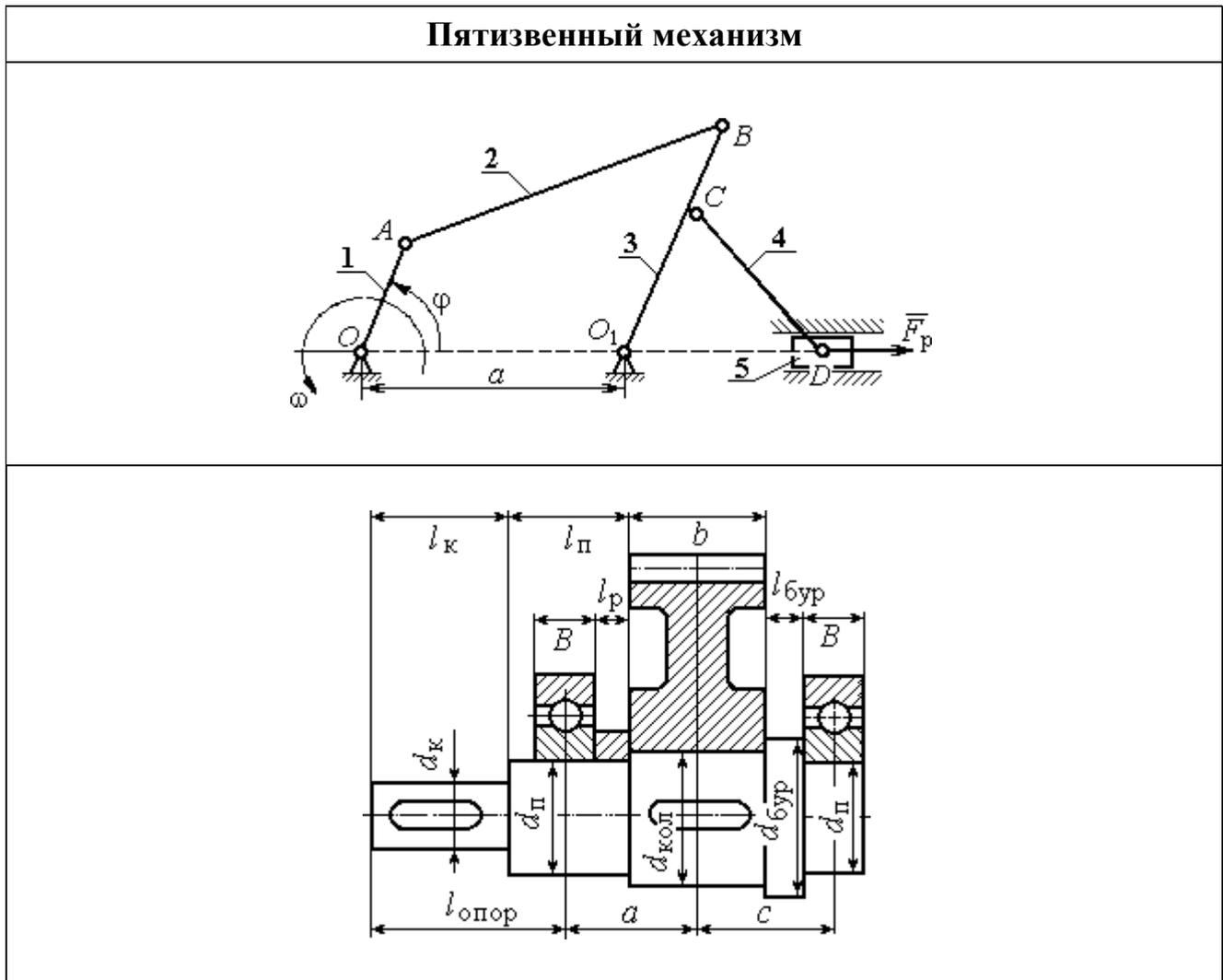


Рис. 1. Схемы пятизвенного механизма и компоновки узла ведомого вала кривошипа

Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, шатуна 4 и ползуна 5. Центр масс кривошипа расположен на оси вращения, в точке O , центры масс звеньев 2 – 4 – посередине их длин, центр масс звена 5 – в точке D . Рабочий ход ползуна справа – налево. Сила сопротивления движению ползуна на

протяжении рабочего хода равна F_p . На холостом ходу сила сопротивления составляет 10 % от номинального значения.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа механизма имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

Данные для кинематического и динамического расчета механизма приведены в табл. 1 – 2.

Таблица 1

Кинематические характеристики механизма

Размеры звеньев механизма						Угол поворота кривошипа, φ , град	Частота вращения кривошипа, n , об/мин
a , м	OA , м	AB , м	O_1C , м	BC , м	CD , м		
0,4	0,1	0,4	0,15	0,15	0,5	90	95,5

Таблица 2

Параметры динамического расчёта

Массы звеньев, кг					Моменты инерции звеньев, кг·м ²				Сила полезного сопротивления, кН	Передаточное число редуктора	Предел прочности материала вала, МПа
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	J_{O1}	J_{S2}	J_{O13}	J_{S4}			
5	40	30	50	10	1	2	1	3	16,045	5	640

1. Структурный и кинематический анализ механизма

Структурный анализ механизма

В рассматриваемом механизме (рис. 2, *a*) 5 подвижных звеньев и 7 кинематических пар:

– вращательная кинематическая пара O (рис. 2, *b*) низшего типа 5-го класса образуется неподвижной стойкой 6 и кривошипом 1;

- вращательная кинематическая пара A (рис. 2, c) низшего типа 5-го класса образуется кривошипом 1 и шатуном 2;
- вращательная кинематическая пара B (рис. 2, d) низшего типа 5-го класса образуется шатуном 2 и коромыслом 3;
- вращательная кинематическая пара O_1 (рис. 2, e) низшего типа 5-го класса образуется коромыслом 3 и стойкой 7;
- вращательная кинематическая пара C (рис. 2, f) низшего типа 5-го класса образуется коромыслом 3 и шатуном 4;
- вращательная кинематическая пара D (рис. 2, g) низшего типа 5-го класса образуется шатуном 4 и ползуном 5;
- поступательная кинематическая пара D_1 (рис. 2, h) низшего типа 5-го класса образуется ползуном 5 и стойкой 8.

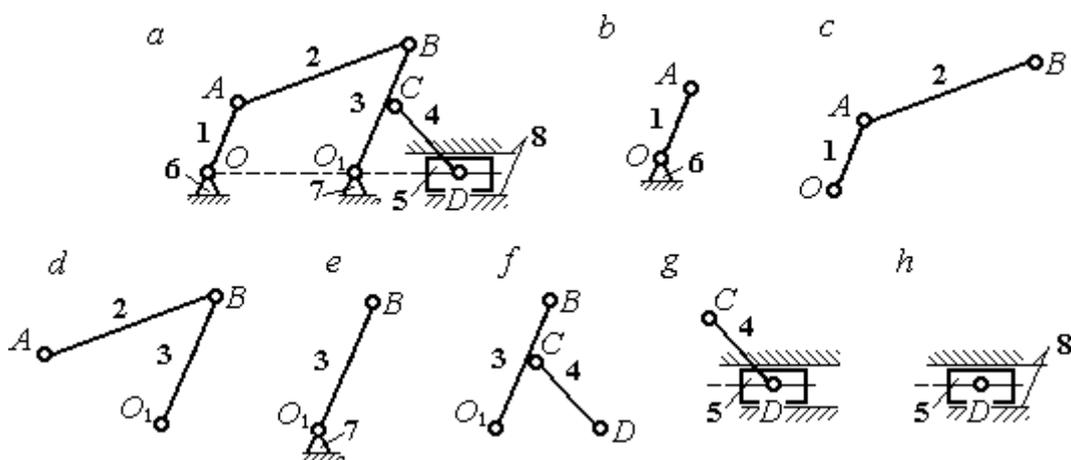


Рис. 2. Кинематические пары механизма:
a – схема механизма; *b* – *h* – звенья, составляющие кинематические пары

Высших кинематических пар в данном механизме нет, так как соединение всех звеньев осуществляется по поверхности. Кинематические пары и звенья, составляющие кинематические пары, показаны на рис. 2.

Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле П. Л. Чебышева: $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$, где $n = 5$ – число подвижных звеньев механизма, $p_5 = 7$ – число кинематических пар 5-го класса. Следовательно, механизм имеет одно ведущее звено.

В рассматриваемом механизме можно выделить две группы Ассур и начальное звено (рис. 3):

- группа звеньев, состоящая из шатуна 4 и ползуна 5, является группой Ассур II класса, второго вида (ползун – поводок), рис. 3, *b*;
- группа звеньев, состоящая из коромысла 3 и шатуна 2, является группой Ассур II класса, первого вида (двухповодковая группа), рис. 3, *c*;
- кривошип 1 вместе со стойкой 6 образуют начальное звено или начальный механизм I класса, рис. 3, *d*.

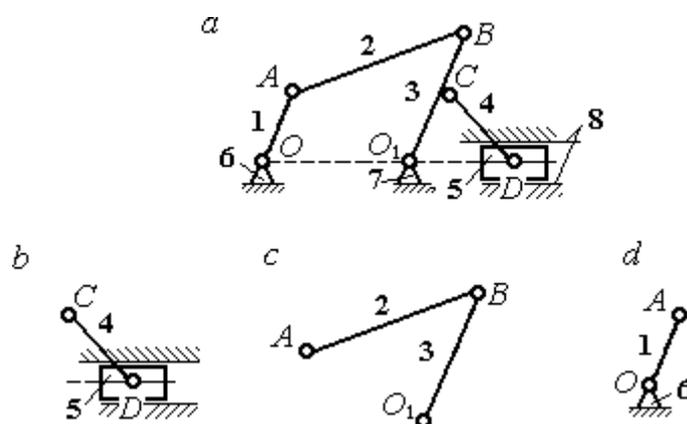


Рис. 3. Группы Ассур механизма:
a – схема механизма; *b, c* – группы Асура; *d* – начальное звено

Схема образования механизма группами Ассур:

$$(1) \rightarrow (2, 3) \rightarrow (4, 5).$$

К первому (ведущему) звену присоединяется группа Ассур, состоящая из звеньев 2 и 3, образуя раму, имеющую ту же степень подвижности, что и исходный механизм. К группе Ассур, состоящей из звеньев 2 и 3, присоединяется группа Ассур, состоящая из звеньев 4 и 5. При этом степень подвижности образованного механизма не увеличивается.

Представленный механизм включает начальный механизм I класса и две группы Ассур II класса, в результате чего является механизмом II класса.

Результаты структурного анализа механизма приводятся в табл. 3 – 4.

Таблица 3

Анализ кинематических пар

Обозначение кинематической пары	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>O</i> ₁	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₁
Звенья, образующие пару	1 – 6	1 – 2	2 – 3	3 – 7	3 – 4	4 – 5	5 – 8
Наименование пары	Вращательная, низшая						Поступательная, низшая
Класс пары	5 класс						

Таблица 4

Анализ групп Ассура

Группы Ассура	4 – 5	2 – 3	1
Наименование группы Ассура	Ползун-поводок	Двухповодковая	Начальное звено
Класс групп Ассура	II класс	II класс	I класс
Класс механизма	Механизм II класса		

Построение плана механизма

Построение плана механизма начинается с определения масштабного коэффициента длины. Выберем для плана механизма стандартный масштаб, например 1:4. Масштаб выбирается таким образом, чтобы длина самого большого звена механизма на чертеже не превышала 100 – 150 мм. При выбранном масштабе длина отрезка l_{CD} , изображающего на чертеже звено CD максимальной длины

0,5 м, составит: $l_{CD} = \frac{0,5}{4} = 0,125 \text{ м} = 125 \text{ мм}$ и находится в пределах допустимых

границ длин. Масштабный коэффициент длины рассчитывается как отношение k_l

$$= \frac{0,5}{125} = 0,004 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Определяем длины звеньев на чертеже с учётом масштабного коэффициента:

$$l_{OA} = \frac{OA}{k_l} = \frac{0,1}{0,004} = 25 \text{ мм}, \quad l_{CD} = \frac{CD}{k_l} = \frac{0,5}{0,004} = 125 \text{ мм},$$

$$l_{AB} = \frac{AB}{k_l} = \frac{0,4}{0,004} = 100 \text{ мм}, \quad l_a = \frac{a}{k_l} = \frac{0,4}{0,004} = 100 \text{ мм},$$

$$l_{O_1C} = \frac{O_1C}{k_l} = \frac{0,15}{0,004} = 37,5 \text{ мм}, \quad l_{BC} = \frac{BC}{k_l} = \frac{0,15}{0,004} = 37,5 \text{ мм}.$$

Порядок построения положения механизма таков:

1. Первоначально на чертеже фиксируем неподвижные точки O и O_1 . Поставим на свободном поле чертежа точку O_1 , затем, отложив расстояние a , поставим точку O_2 .

2. Радиусом l_{OA} проведём окружность, по которой будет перемещаться точка A , лежащая на кривошипе. Установим заданное положение кривошипа под углом $\varphi = 90^\circ$ и получим положение точки A (начальное положение и направление отсчёта угла показано на схеме механизма).

3. Из точки A проводим дугу радиусом l_{AB} , затем из точки O_1 дугу радиусом $l_{O_1B} = l_{O_1C} + l_{CB}$. В точке пересечения ставим точку B . Прямая линия, соединяющая точки A и B , определяет положение шатуна 2.

4. Из точки C , находящейся на середине коромысла 3, проводим дугу окружности радиусом l_{DC} до пересечения её с продолжением линии OO_1 . Точка пересечения D определяет положение ползуна 5.

План механизма в масштабе 1:4 показан на рис. 4.

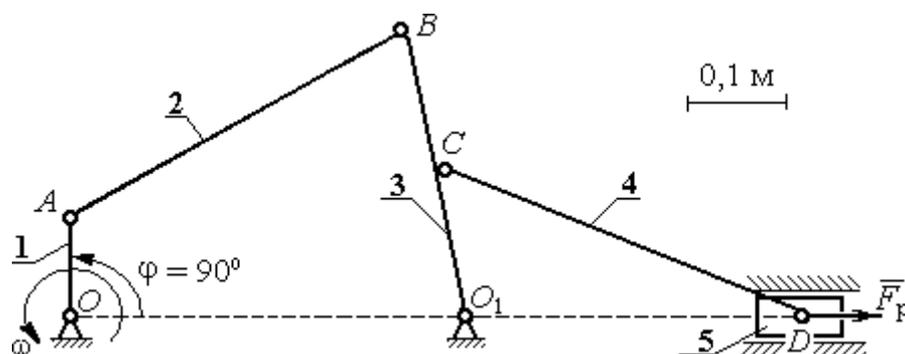


Рис. 4. План механизма в масштабе 1:4

Построение плана скоростей механизма

Построение начинаем с определения модуля скорости точки A ведущего звена 1 – кривошипа.

Вычисляем угловую скорость кривошипа ω , рад/с, по заданной его частоте вращения n , об/мин: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 95,5}{30} = 10$ рад/с. Вычисляем модуль скорости

точки A кривошипа: $V_A = \omega \cdot O_1A = 10 \cdot 0,1 = 1$ м/с. Длину вектора скорости \vec{V}_A точки A на плане скоростей принимаем равной 100 мм. Вычисляем масштаб плана

скоростей: $k_v = \frac{V_A}{100} = \frac{1}{100} = 0,01$ (мм/с)/м.

Точка B принадлежит как звену AB (шатун 2), совершающему плоскопараллельное движение, так и звену O_1B (коромысло 3), вращающемуся вокруг неподвижного центра O_1 (см. рис. 4). Скорость точки B звена AB , равна векторной сумме скорости полюса, например точки A , и скорости точки B во вращательном движении звена AB по отношению к полюсу. Тогда для определения скорости точки B имеем первое векторное равенство: $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$, где \vec{V}_B – вектор скорости точки B ; \vec{V}_A – вектор скорости точки A , известный по величине и направлению; \vec{V}_{BA} – вектор скорости точки B во вращательном движении звена AB по отношению к полюсу A . Известно, что вектор скорости \vec{V}_{BA} перпендикулярен линии AB .

С другой стороны, в силу того, что точка B принадлежит звену O_1B , вращающемуся вокруг неподвижного центра O_1 , скорость точки B может быть найдена из второго векторного равенства $\vec{V}_B = \vec{V}_{BO_1}$, где \vec{V}_{BO_1} – вектор скорости точки B при вращении звена BO_1 вокруг центра O_1 . Вектор \vec{V}_{BO_1} (и, следовательно, вектор \vec{V}_B) перпендикулярен линии BO_1 .

Проведём построение векторов на плане скоростей (рис. 5). Выберем в качестве полюса плана скоростей точку p_v , которую изображаем на поле чертежа в удобном для построения месте. Изобразим вектор скорости \vec{V}_A , направив его из

точки p_v . При заданном положении кривошипа вектор \vec{V}_A на плане скоростей горизонтален. Направление вектора \vec{V}_A перпендикулярно кривошипу O_1A в сторону его вращения. Длина вектора на чертеже устанавливается в соответствии

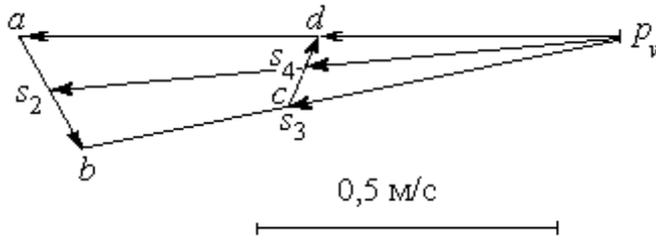


Рис. 5. План скоростей механизма для угла поворота кривошипа $\varphi = 90^\circ$

с масштабным коэффициентом (100 мм). В конце построенного вектора поставим точку a . Таким образом, вектор \vec{V}_A на плане скоростей изображается отрезком $p_v a$ (см. рис. 5).

Далее, из точки a направляем вектор \vec{V}_{BA} , перпендикулярно линии звена AB . Величина вектора \vec{V}_{BA} неизвестна и потому вектор скорости \vec{V}_B найти невозможно. Для того, чтобы его найти, построим вектор \vec{V}_B в соответствии со вторым векторным уравнением. Из него следует, что величина и направление вектора \vec{V}_B совпадает с величиной и направлением вектора \vec{V}_{BO_1} , который перпендикулярен линии звена BO_1 . Проведём из полюса p_v линию, перпендикулярную BO_1 до пересечения её с линией, вдоль которой направлен вектор \vec{V}_{BA} . Обозначим пересечение этих линий точкой b . Вектор, проведённый из полюса p_v в точку b , равен вектору скорости \vec{V}_B . Модуль скорости точки B найдём измерив длину отрезка $p_v b$ на плане скоростей (в миллиметрах) и умножив её на масштабный коэффициент плана скоростей: $V_B = p_v b \cdot k_v = 92 \cdot 0,01 = 0,92$ м/с.

Скорость точки B во вращательном движении звена AB вокруг полюса A V_{BA} найдём измерив длину отрезка ab на плане скоростей и умножив её на величину масштабного коэффициента $V_{BA} = ab \cdot k_v$.

Угловая скорость ω_2 звена AB определяется как отношение $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{BA} = \frac{ab \cdot k_v}{BA} =$

$$\frac{18 \cdot 0,01}{0,4} = 0,45 \text{ рад/с.}$$

Угловая скорость вращения коромысла BO_1 : $\omega_3 = \frac{V_B}{BO_1} = \frac{0,92}{0,3} = 3,06 \text{ рад/с.}$

Точка C принадлежит коромыслу BO_1 . Вектор скорости \vec{V}_C перпендикулярен линии BO_1 и по модулю равен: $V_C = \omega_3 \cdot CO_1 = 3,06 \cdot 0,15 = 0,46 \text{ см/с.}$

Точке C механизма, являющейся серединой коромысла BO_1 , на плане скоростей соответствует точка c , лежащая на середине отрезка $p_v b$, изображающего скорость точки B (так как скорость точки C механизма направлена так же как скорость точки B , но по величине в два раза её меньше).

Величина и направление \vec{V}_D скорости точки D (ползуна 5) находится с учётом плоскопараллельного движения звена CD на основании векторной формулы: $\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC}$. По определению вектор \vec{V}_{DC} скорости точки D при вращении звена CD вокруг полюса C направлен перпендикулярно звену CD . Тогда на плане скоростей из точки C проводим прямую, перпендикулярную линии CD , и так как точка D (ползун 5) движется горизонтально из полюса p_v проводим горизонтальную прямую, параллельную линии движения ползуна OO_1 . Точка d пересечения этих прямых на плане скоростей определяет конец вектора \vec{V}_D . Для того, чтобы найти модуль скорости, измерим расстояние $p_v d$ и умножим его на масштабный коэффициент скоростей. Получим $V_D = p_v d \cdot k_v = 44 \cdot 0,01 = 0,44 \text{ м/с.}$

Угловая скорость звена 4 равна $\omega_4 = \frac{V_{DC}}{DC}$. Модуль скорости точки D V_{DC} при вращении звена CD вокруг полюса C равен измеренному на плане скоростей расстоянию dc и умноженному на масштабный коэффициент $\omega_4 = \frac{V_{DC}}{DC} = \frac{dc \cdot k_v}{DC} =$

$$\frac{8 \cdot 0,01}{0,5} = 0,16 \text{ рад/с.}$$

Найдём скорости центров масс звеньев механизма. Полагая, что центры масс звеньев механизма расположены в середине соответствующих отрезков, отметим

эти точки на плане скоростей. Для того, чтобы на плане скоростей найти скорость центра масс звена AB механизма, разделим пополам отрезок ab . Получим точку s_2 . Скорость центра масс звена AB равна расстоянию $p_v s_2$, умноженному на масштабный коэффициент: $V_{S_2} = p_v s_2 \cdot k_v = 96 \cdot 0,01 = 0,96$ м/с.

Аналогично, разделив пополам отрезки $p_v b$, cd на плане скоростей, получим точки s_3 , s_4 , которые определяют скорости центров масс, соответственно, звена 3 (коромысла) и звена 4 (шатуна). Измерив расстояния $p_v s_3$, $p_v s_4$ и умножив их на масштабный коэффициент, получим скорости центров масс: $V_{S_3} = p_v s_3 \cdot k_v = 46 \cdot 0,01 = 0,46$ м/с, $V_{S_4} = p_v s_4 \cdot k_v = 44 \cdot 0,01 = 0,44$ м/с.

Результаты расчётов скоростей центров масс звеньев механизма и угловых скоростей звеньев приведены в табл. 5.

Таблица 5

Абсолютные скорости центров масс и угловые скорости звеньев

Звено	AB	BO_1	CD	Ползун
Обозначение скорости центра масс звена	V_{S_2}	V_{S_3}	V_{S_4}	V_D
Величина скорости, м/с	0,96	0,46	0,44	0,44
Обозначение угловой скорости звена	ω_2	ω_3	ω_4	–
Величина угловой скорости, рад/с	0,45	3,06	0,16	–

Построение плана ускорений механизма

Для определения значений линейных и угловых ускорений звеньев механизма построим план ускорений. Принимаем, что ведущее звено 1 движется с постоянной угловой скоростью. В этом случае касательное ускорение точки A равно нулю – $a_A^\tau = 0$, полное ускорение \vec{a}_A точки A совпадает с нормальным и потому направлено к оси вращения звена – точке O_1 . По величине ускорение \vec{a}_A точки A будет: $a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot O_1 A = 10^2 \cdot 0,1 = 10$ м/с².

Перед началом построений выберем масштабный коэффициент. Примем

длину вектора ускорения точки A на плане ускорений 100 мм, тогда масштабный коэффициент ускорения: $k_a = \frac{a_A}{100} = \frac{10}{100} = 0,1 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}$.

Чертёж плана ускорения начинаем с построения ускорения точки A .

Из некоторой точки p_a , называемой полюсом плана ускорений и взятой на чертеже в произвольном месте, направим

вектор \vec{a}_A вертикально вниз, что соответствует выбранному вертикальному положению кривошипа. С учётом

масштабного коэффициента ускорений длина вектора ускорения точки A на

чертеже 100 мм. В конце вектора поставим стрелку и точку a (рис. 6). Ускорение

точки B находим в соответствии с векторной формулой: $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau$,

где \vec{a}_A – ускорение точки A , выбранной за полюс; \vec{a}_{BA}^n , \vec{a}_{BA}^τ – нормальная и

касательная составляющие ускорения точки B во вращательном движении

шатуна AB относительно полюса A . Правило сложения векторов в векторной

формуле определения ускорения точки B на плане ускорений выглядит следующим

образом. К концу вектора, изображающего на чертеже ускорение \vec{a}_A , присоединяем

вектор, изображающий ускорение \vec{a}_{BA}^n , а к его концу – вектор, изображающий ускорение \vec{a}_{BA}^τ . Тогда вектор, проведённый из начала первого вектора в конец последнего, представляет собой сумму векторов.

Проведём необходимые построения для определения ускорения точки B . Ускорение \vec{a}_A на чертеже изображается отрезком $p_a a$. Модуль вектора нормальной

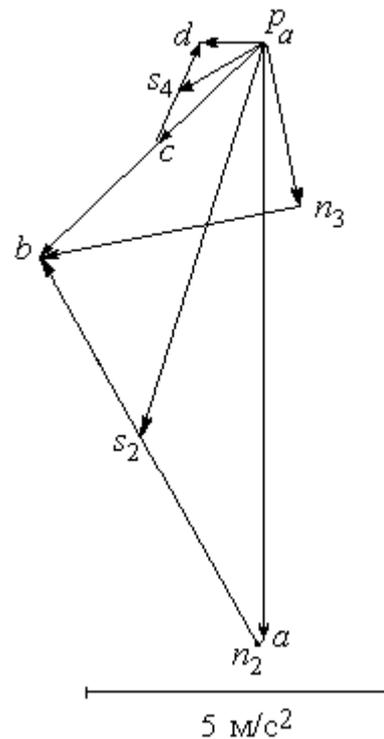


Рис. 6. План ускорений механизма для угла поворота кривошипа $\varphi = 90^\circ$

составляющей ускорения точки B : $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB = 0,45^2 \cdot 0,4 = 0,08 \text{ м/с}^2$. На плане ускорений это будет отрезок длиной $\frac{a_{BA}^n}{k_a} = \frac{0,08}{0,1} = 0,8 \text{ мм}$. Отложим на чертеже из точки a отрезок длиной 0,8 мм вдоль линии, параллельной звену AB механизма, в сторону, куда на плане механизма направлен вектор. В конце поставим точку n_2 . Отрезок an_2 на плане ускорений изображает нормальную составляющую ускорения точки B во вращательном движении шатуна AB относительно полюса A . Здесь следует заметить, что расчётная величина отрезка an_2 настолько мала, что на чертеже показать его точно невозможно. Можно считать, что вектор нормальной составляющей ускорения точки B \vec{a}_{BA}^n и, следовательно, отрезок an_2 на плане ускорений равны нулю. На рис. 6 отрезок an_2 показан для того, чтобы сохранить правило последовательного построения суммы векторов.

Далее необходимо из конца отрезка an_2 провести линию, параллельную той, вдоль которой на плане механизма направлен вектор \vec{a}_{BA}^τ – перпендикулярно линии звена BA (то есть, перпендикулярно отрезку an_2). Однако вычислить ускорение точки B , пользуясь одним этим построением, невозможно, так как величина касательного ускорения a_{BA}^τ неизвестна. Воспользуемся тем, что точка B принадлежит звену 3 – коромыслу, совершающему вращательное движение вокруг неподвижного центра O_1 . Следовательно, полное ускорение точки B может быть представлено как сумма его нормального и касательного составляющих – $\vec{a}_B = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau$, где величина нормальной составляющей ускорения равна $a_B^n = \omega_3^2 \cdot O_1B = 3,06^2 \cdot 0,3 = 2,84 \text{ см/с}^2$, а направление – вдоль BO_1 от точки B в сторону O_1 . Относительно касательной составляющей \vec{a}_B^τ ускорения точки B известно только, что она направлена перпендикулярно BO_1 . Вычислим длину отрезка, изображающего на чертеже нормальную составляющую ускорения точки B , как отношение $\frac{a_B^n}{k_a} = \frac{2,84}{0,1} = 28,4 \text{ мм}$ и из полюса p_a на чертеже отложим его

параллельно звену BO_1 . В конце отрезка поставим точку n_3 . В соответствии с правилом сложения векторов, из точки n_3 – конца отрезка $p_a n_3$, изображающего ускорение \vec{a}_B^n , проводим линию, перпендикулярную этому отрезку. Это линия перпендикулярна звену BO_1 и вдоль неё направлена касательная составляющая \vec{a}_B^τ ускорения точки B . Находим точку пересечения двух перпендикуляров – к отрезку $p_a n_3$ и к отрезку an_2 и обозначим её точкой b . Тогда отрезок, проведённый из полюса p_a в точку b , изображает на плане ускорений полное ускорение \vec{a}_B точки B механизма. Величину ускорения точки B найдём, измерив на чертеже длину отрезка $p_a b$ и умножив его на масштабный коэффициент: $a_B = p_a b \cdot k_a = 52 \cdot 0,1 = 5,2 \text{ м/с}^2$.

Отрезок $n_3 b$ изображает на чертеже касательную составляющую ускорения \vec{a}_B^τ точки B . Измеряем длину отрезка $n_3 b$ ($n_3 b = 43 \text{ мм}$), тогда угловое ускорение

$$\text{звена 3: } \varepsilon_3 = \frac{a_B^\tau}{BO_1} = \frac{n_3 b \cdot k_a}{BO_1} = \frac{43 \cdot 0,1}{0,3} = 14,3 \text{ рад/с}^2. \text{ Угловое ускорение звена 2}$$

находится аналогично. На чертеже измеряем отрезок $n_2 b$, который изображает

$$\text{ускорение } \vec{a}_{BA}^\tau \text{ (} n_2 b = 74 \text{ мм)}. \text{ Тогда угловое ускорение звена 2: } \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{BA} = \frac{n_2 b \cdot k_a}{BA} =$$

$$\frac{74 \cdot 0,1}{0,4} = 18,5 \text{ рад/с}^2.$$

Точка C принадлежит звену 3, совершающему вращательное движение вокруг неподвижного центра O_1 . Направление ускорения точки C такое же как и у точки B , которое на плане ускорений показано отрезком $p_a b$. Так как точка C на плане механизма находится в середине звена BO_1 , соответствующая ей точка c на плане ускорений находится на середине отрезка $p_a b$. Тогда отрезок $p_a c$ изображает ускорение точки C .

Ускорение точки D находим на основании векторной формулы $\vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^\tau$, где \vec{a}_C – ускорение точки C , выбранной за полюс; \vec{a}_{DC}^n , \vec{a}_{DC}^τ – нормальная и касательная составляющие ускорения точки D во вращательном движении шатуна DC относительно полюса C .

Проведём необходимые построения. Заметим сразу, что направление ускорения \vec{a}_D точки D ползуна 5 известно. Ускорение направлено вдоль линии OO_1 на плане механизма. Это означает, что на плане ускорений ускорение точки D изображается горизонтальным отрезком, исходящим из центра p_a . Модуль вектора нормальной составляющей ускорения точки D $a_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot DC = 0,16^2 \cdot 0,5 = 0,01$ м/с².

На плане ускорений это будет отрезок, длиной $\frac{a_{DC}^n}{k_a} = \frac{0,01}{0,1} = 0,1$ мм. Можно

считать, что вектор нормальной составляющей ускорения точки D \vec{a}_{DC}^n и соответствующий ему отрезок на плане ускорений равны нулю. Тогда, исходя из векторной формулы сложения ускорений и с учётом нулевого вектора \vec{a}_{DC}^n , на плане ускорений из конца отрезка $p_a c$, изображающего вектор ускорения \vec{a}_C , необходимо провести линию, перпендикулярную звену CD , вдоль которой на плане механизма направлен вектор \vec{a}_{DC}^{τ} . Находим точку пересечения этой линии с горизонтальной прямой, проведённой из полюса ускорений, вдоль которой направлен вектор ускорения точки D . Обозначим точку пересечения d . Отрезок прямой $p_a d$ изображает на плане ускорений ускорение точки D . Замеряем длину отрезка $p_a d$ ($p_a d = 13$ мм) и находим ускорение точки D : $a_D = p_a d \cdot k_a = 13 \cdot 0,1 = 1,3$ м/с².

Замеряем на плане ускорений длину отрезка cd , изображающего ускорение \vec{a}_{DC}^{τ} ($cd = 18$ мм), и находим угловое ускорение звена 4: $\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^{\tau}}{DC} = \frac{cd \cdot k_a}{DC} = \frac{18 \cdot 0,1}{0,5} = 3,6$ рад/с².

Определим ускорения центров масс звеньев механизма.

Разделим пополам отрезок ab на плане ускорений, обозначим середину отрезка точкой s_2 и соединим с полюсом p_a . Отрезок $p_a s_2$ изображает ускорение центра масс звена 2 – кривошипа AB . Длина отрезка $p_a s_2 = 70$ мм. Ускорение центра масс звена 2: $a_{s_2} = p_a s_2 \cdot k_a = 70 \cdot 0,1 = 7$ м/с². Аналогично, точка s_4 , лежащая на середине отрезка cd , изображает центр масс звена 4 шатуна CD . Ускорение центра

масс звена 4: $a_{S_4} = p_a s_4 \cdot k_a = 18 \cdot 0,1 = 1,8 \text{ м/с}^2$.

Все построения плана ускорений приведены на рис. 6.

Результаты вычислений ускорений центров масс звеньев, а также угловых ускорений звеньев механизма приводятся в табл. 6.

Таблица 6

Ускорения центров масс звеньев механизма и угловые ускорения звеньев

Звено	AB	BO_1	DC	Ползун
Обозначение ускорения центра масс звена	a_{S_2}	a_{S_3}	a_{S_4}	a_D
Величина ускорения, м/с ²	7	2,6	1,8	1,3
Обозначение углового ускорения звена	ε_2	ε_3	ε_4	—
Величина углового ускорения, рад/с ²	18,5	14,3	3,6	—

Определение движущего момента, приведённого к валу кривошипа, по методу Н. Е. Жуковского

Определим уравнивающую силу, приведённую к крайней точке A кривошипа.

Вычисляем силы тяжести звеньев.

$$G_2 = m_2 g = 40 \cdot 9,8 = 392 \text{ Н}, \quad G_3 = m_3 g = 30 \cdot 9,8 = 294 \text{ Н},$$

$$G_4 = m_4 g = 50 \cdot 9,8 = 490 \text{ Н}, \quad G_5 = m_5 g = 10 \cdot 9,8 = 98 \text{ Н}.$$

Вычисляем модули сил инерции, действующих на механизм.

$$F_2^{\text{ин}} = m_2 a_{S_2} = 40 \cdot 7 = 280 \text{ Н}, \quad F_3^{\text{ин}} = m_3 a_{S_2} = 30 \cdot 2,6 = 78 \text{ Н},$$

$$F_4^{\text{ин}} = m_4 a_{S_4} = 50 \cdot 1,8 = 90 \text{ Н}, \quad F_5^{\text{ин}} = m_5 a_D = 10 \cdot 1,3 = 13 \text{ Н}.$$

Вычисляем модули моментов сил инерции.

$$M_2^{\text{ин}} = J_{S_2} \varepsilon_2 = 2 \cdot 18,5 = 37 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad M_3^{\text{ин}} = J_{S_3} \varepsilon_3 = 1 \cdot 14,3 = 14,3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_4^{\text{ин}} = J_{S_4} \varepsilon_4 = 3 \cdot 3,6 = 10,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Построим «жёсткий рычаг» Жуковского. Изобразим план скоростей механизма, повернув его на 90° (рис. 3.7). Приложим в точках, изображающих на повернутом плане скоростей центры масс звеньев механизма, силы тяжести и силы инерции. Направление сил инерции противоположно направлению ускорений центров масс, показанных на плане ускорений. Моменты сил инерции, действующие на звенья механизма, раскладываем на две антипараллельные силы, приложенные к крайним точкам звена, перпендикулярно ему.

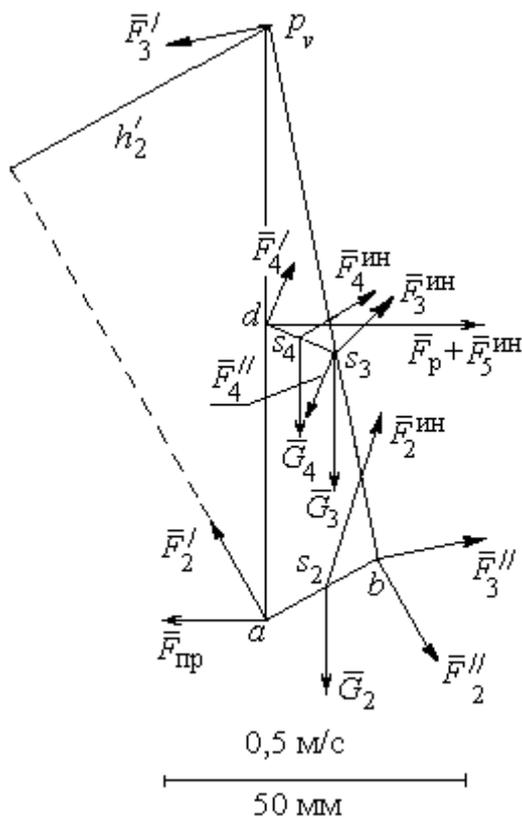


Рис. 3.7. «Жёсткий рычаг»
Н. Е. Жуковского

$$F'_2 = F''_2 = \frac{M_2^{\text{ин}}}{AB} = \frac{37}{0,4} = 92,5 \text{ Н},$$

$$F'_3 = F''_3 = \frac{M_3^{\text{ин}}}{O_1B} = \frac{14,3}{0,3} = 48 \text{ Н},$$

$$F'_4 = F''_4 = \frac{M_4^{\text{ин}}}{CD} = \frac{10,8}{0,5} = 21,6 \text{ Н}.$$

Заданное положение кривошипа осуществляется на рабочем ходу поршня. Сила полезного сопротивления F_p направлена в сторону, противоположную движению поршня.

Рычаг Н. Е. Жуковского приведён на рис. 3.7. На рисунке отмечены силы тяжести и силы инерции звеньев, приложенные в точках плана скоростей $s_2 - s_4$,

соответствующих положению центров масс этих звеньев. Показаны пары сил инерции $(\vec{F}'_2, \vec{F}''_2)$, $(\vec{F}'_3, \vec{F}''_3)$, $(\vec{F}'_4, \vec{F}''_4)$, образующие главные моменты сил инерции $M_2^{\text{ин}}$, $M_3^{\text{ин}}$, $M_4^{\text{ин}}$, приложенные ко 2, 3 и 4 звеньям.

Применение «рычага Жуковского» для определения приведённой силы заключается в составлении уравнения равновесия в форме равенства нулю суммы моментов заданных сил относительно полюса p_v :

$$- F_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}} - F'_2 \cdot h'_2 + F''_2 \cdot h''_2 - G_2 \cdot h_{G2} + F_2^{\text{ин}} \cdot h_2 + F_3 \cdot h'_3 - F'_4 \cdot h'_4 + F''_4 \cdot h''_4 -$$

$$-G_4 \cdot h_{G4} - G_3 \cdot h_{G3} + (F_p + F_5^{\text{ин}})h_5 + F_4^{\text{ин}} \cdot h_4 + F_3^{\text{ин}} \cdot h_3 = 0.$$

При вычислении моментов сил плечи сил определяются графически с учётом масштабного коэффициента плана скоростей. Так при вычислении момента приведённой силы относительно полюса p_v плечом $h_{\text{пр}}$ силы $\vec{F}_{\text{пр}}$ на плане рычага Жуковского является отрезок $p_v a$, равный, согласно масштабному коэффициенту плана скоростей, 100 мм. Тогда $h_{\text{пр}} = p_v a = 100$ мм.

На рис. 3.7, в качестве примера, показан способ вычисления плеча h'_2 силы \vec{F}'_2 – как кратчайшее расстояние от полюса p_v до линии действия силы \vec{F}'_2 . Измерив это расстояние, найдём $h'_2 = 52$ мм. Аналогичным образом в уравнении равновесия вычисляются плечи остальных сил.

В результате получим равенство

$$F_{\text{пр}} \cdot 100 = -92,5 \cdot 52 + 92,5 \cdot 21 - 392 \cdot 6 + 280 \cdot 31 + 48 \cdot 92 - 21,6 \cdot 23 + 21,6 \cdot 33 - \\ - 490 \cdot 3 - 294 \cdot 7 + (16045 + 13)44 + 90 \cdot 42 + 78 \cdot 36.$$

Откуда $F_{\text{пр}} = 7177$ Н. Величина движущего момента, приведенного к валу кривошипа, находится из формулы: $M_{\text{дв}} = F_{\text{пр}} \cdot O_1 A = 7177 \cdot 0,1 = 717,7$ Н·м.

Найденный движущий момент является исходной величиной для конструирования ведомого вала кривошипа.

2. Конструирование вала редуктора Предварительный расчет зубчатой передачи

Крутящий момент на валу $T_2 = M_{\text{дв}} = 717,7$ Н·м.

Твердость материала колеса по Бринеллю (приблизённо)

$$HB = 0,285\sigma_B = 0,285 \cdot 640 = 182,4 \text{ МПа.}$$

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 HB + 70 = 2 \cdot 182,4 + 70 = 434,8 \text{ МПа.}$$

При долговременной передаче принимаем:

$$- \text{коэффициент долговечности } K_{HL} = 1,4,$$

– коэффициент безопасности $S_H = 1,15$.

Допустимое контактное напряжение в зацеплении колеса

$$\sigma_{H adm} = \frac{\sigma_{H lim}}{S_H} K_{HL} = \frac{434,8}{1,15} \cdot 1,4 = 529,3 \text{ МПа.}$$

Выберем средние значения коэффициента неравномерности нагрузки на венец зубчатого колеса $K_{H\beta}$ и коэффициента ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba} . При симметричном расположении колеса принимаем:

$$K_{H\beta} = 1,1; \quad \psi_{ba} = 0,4.$$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 \sigma_{H adm}^2}} = 495(5+1) \sqrt[3]{\frac{717,7 \cdot 1,1}{0,4 \cdot 5^2 \cdot 529,3^2}} = 194,7 \text{ мм.}$$

Округляем расчётное межосевое расстояние до ближайшего большего значения из ряда межосевых расстояний. Принимаем $a_w = 200$ мм.

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 5}{5 + 1} = 333,3 \text{ мм.}$$

Ширина ступицы колеса и длина распорной втулки

$$b = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм,} \quad l_p = 0,15b = 0,15 \cdot 80 = 12 \text{ мм.}$$

Полученные расчетные результаты ширины ступицы колеса b и длины распорной втулки l_p не требуют округления, так как совпадают со значениями ряда номинальных линейных размеров $R-40$.

Принимаем $b = 80$ мм, $l_p = 12$ мм.

Конструирование вала

Примем допустимое касательное напряжение кручения вала $\tau_{k adm} = 20$ МПа.

Диаметр консольной части вала

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2\tau_{k adm}}} = \sqrt[3]{\frac{717,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 56,4 \text{ мм.}$$

Расчётное значение диаметра консольной части вала округляем до ближайшего большего значения из ряда $R-40$ номинальных линейных размеров.

Принимаем $d_k = 60$ мм.

Длина консольной части вала пропорциональна его диаметру: $l_k = (1,5 \div 2,5)d_k$.

Выбираем

$$l_k = 2d_k = 2 \cdot 60 = 120 \text{ мм.}$$

Результат расчёта не требует округления, так как является одним из значений ряда $R-40$ номинальных линейных размеров.

Принимаем $l_k = 120$ мм.

При диаметре консольной части вала $d_k = 60$ мм высота ступени $t = 3$ мм (приложение, табл. П2). Диаметр вала под подшипник

$$d_{\Pi} = d_k + 2t = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм.}$$

Результат округляем до ближайшего большего числа, кратного 5.

Принимаем $d_{\Pi} = 70$ мм.

Длина ступени вала в месте посадки подшипника пропорциональна диаметру этого участка вала. Выберем минимальный из заданных значений коэффициент пропорциональности. Длина ступеньки вала в месте посадки подшипника

$$l_{\Pi} = 1,25d_{\Pi} = 1,25 \cdot 70 = 87,5 \text{ мм.}$$

Расчётное значение длины ступеньки вала в месте посадки подшипника округляем до ближайшего большего значения из ряда $R-40$ номинальных линейных размеров.

Принимаем $l_{\Pi} = 90$ мм.

При диаметре вала под подшипник $d_{\Pi} = 70$ мм координата фаски подшипника $r = 3,5$ мм (см. приложение, табл. П2). Диаметр вала под колесом

$$d_{\text{кол}} = d_{\Pi} + 3,2r = 70 + 3,2 \cdot 3,5 = 81,2 \text{ мм.}$$

Расчётное значение диаметра вала под колесом округляем до ближайшего большего значения из ряда $R-40$ номинальных линейных размеров.

Принимаем $d_{\text{кол}} = 85$ мм.

При диаметре вала под колесом $d_{\text{кол}} = 85$ мм фаска ступицы колеса $f = 3$ мм (см. приложение, табл. П2). Диаметр упорного буртика

$$d_{\text{бур}} = d_{\text{кол}} + 3f = 85 + 3 \cdot 3 = 94 \text{ мм.}$$

Расчётное значение диаметра буртика округляем до ближайшего большего значения из ряда R-40 номинальных линейных размеров.

Принимаем $d_{\text{бур}} = 95$ мм.

Длина упорного буртика при симметричном расположении колеса относительно опор вала – подшипников

$$l_{\text{бур}} = 0,15b = 0,15 \cdot 80 = 12 \text{ мм.}$$

Принимаем без округления $l_{\text{бур}} = 12$ мм.

При диаметре вала в месте посадки подшипника $d_{\text{п}} = 70$ мм ширина подшипника $B = 24$ мм (см. табл. 5).

При переходе от консольной части вала к участку вала под подшипником диаметры участков $d_{\text{к}} = 60$ мм, $d_{\text{п}} = 70$ мм.

Величина ступеньки $t = 0,5(d_{\text{п}} - d_{\text{к}}) = 0,5(70 - 60) = 5$ мм.

Радиус галтели ступеньки вала пропорционален высоте ступеньки. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности. Радиус галтели

$$R = 0,6t = 0,6 \cdot 5 = 3 \text{ мм.}$$

В месте установки распорной втулки при переходе от участка вала под левым подшипником к участку под колесом на валу имеется ступенька. Радиус галтели ступеньки вала пропорционален координате фаски распорной втулки, равной координате фаски подшипника. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности. Радиус галтели

$$R = 0,6r = 0,6 \cdot 3,5 = 2,1 \text{ мм.}$$

Округляем расчётную величину до ближайшего числа, кратного 5.

Принимаем $R = 2$ мм.

При переходе от участка вала под колесом к буртику, где происходит упор ступицы колеса в буртик, на валу имеется ступенька. Радиус галтели ступеньки вала пропорционален величине фаски ступицы колеса. Радиус галтели

$$R = 0,7f = 0,7 \cdot 3 = 2,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $R = 2$ мм.

В месте установки правого подшипника при переходе от буртика к участку вала под подшипником на валу имеется ступенька. Радиус галтели ступеньки вала пропорционален координате фаски подшипника. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности. Радиус галтели

$$R = 0,6r = 0,6 \cdot 3,5 = 2,1 \text{ мм.}$$

Округляем расчётную величину до ближайшего числа, кратного 5.

Принимаем $R = 2$ мм.

Проверка прочности шпоночного соединения

Диаметр консольной части вала $d_k = 60$ мм, длина $l_k = 120$ мм.

Выбираем размеры призматической шпонки в консольной части вала: ширина $b_{ш} = 18$ мм; высота $h_{ш} = 11$ мм; длина $l_{ш} = 80$ мм; глубина паза в вале $t_1 = 7$ мм (табл. П1).

Рабочая длина шпонки: $l_{ш}^p = l_{ш} - b_{ш} = 80 - 18 = 62$ мм.

Напряжение смятия шпонки и условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{l_{ш}^p d_k (h_{ш} - t_1)} = \frac{2 \cdot 717,7 \cdot 10^3}{62 \cdot 60(11 - 7)} = 96,5 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

При выборе шпонки под колесом, где диаметр вала $d_{кол} = 85$ мм, ширина ступицы колеса $b = 80$ мм, принимаем по табл. П1 ширину шпонки $b_{ш} = 22$ мм; высоту $h_{ш} = 14$ мм; длину $l_{ш} = 63$ мм; глубину паза в вале $t_1 = 9$ мм. Рабочая длина шпонки:

$$l_{ш}^p = l_{ш} - b_{ш} = 63 - 22 = 41 \text{ мм.}$$

Напряжение смятия шпонки и условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{l_{ш}^p d_{кол} (h_{ш} - t_1)} = \frac{2 \cdot 717,7 \cdot 10^3}{41 \cdot 85(14 - 9)} = 82,4 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

3. Проверочный расчёт вала редуктора

Расчетная схема вала. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Схематическое изображение вала и действующей на него нагрузки в вертикальной и горизонтальной плоскостях приведено на рис. 8, *т*. Показаны предположительно опасные сечения вала: *A, B* – сечения на участках вала, ослабленных вырезом под шпонку; *B, Г, Д* – сечения по ступенькам вала.

Рассмотрим силовую нагрузку вала при симметричном расположении колеса.

Консольная сила от муфты $F_M = 125 \sqrt{T_2} = 125 \sqrt{717,7} = 3348,7 \text{ Н}$.

Силы в зацеплении зубчатой передачи:

– окружная сила $F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 717,7 \cdot 10^3}{333,3} = 4306,6 \text{ Н}$,

– радиальная сила $F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 4306,6 \cdot 0,364 = 1567,6 \text{ Н}$.

Для построения эпюр изгибающих моментов вычислим расстояния между точками приложения сил, отнесенных к оси вала

$$l_{\text{опор}} = l_k + l_{\text{п}} - (l_p + 0,5B) = 120 + 90 - (12 + 0,5 \cdot 24) = 186 \text{ мм},$$

$$a = 0,5b + l_p + 0,5B = 0,5 \cdot 80 + 12 + 0,5 \cdot 24 = 64 \text{ мм},$$

$$c = 0,5b + l_{\text{бур}} + 0,5B = 0,5 \cdot 80 + 12 + 0,5 \cdot 24 = 64 \text{ мм}.$$

Эпюра изгибающих моментов M_x в вертикальной плоскости

Условия равновесия вала в вертикальной плоскости (рис. 8, n):

$$F_r c - R_{1y}(a + c) = 0, \quad -F_r a + R_{2y}(a + c) = 0.$$

Находим реакции опор подшипников в вертикальной плоскости:

$$R_{1y} = \frac{F_r c}{(a + c)} = \frac{1567,6 \cdot 64}{64 + 64} = 783,8 \text{ Н}, \quad R_{2y} = \frac{F_r a}{(a + c)} = \frac{1567,6 \cdot 64}{64 + 64} = 783,8 \text{ Н}.$$

Проверка: $R_{1y} - F_r + R_{2y} = 783,8 - 1567,6 + 783,8 = 0$.

На 1-м участке вала $0 \leq z_1 \leq l_{\text{опор}}$, $M_{1x} = 0$.

Изгибающие моменты в сечении вала A , где вал ослаблен шпоночным вырезом, и в сечении B , где имеется ступенька вала при переходе от консольной части к участку вала под подшипник, равны нулю: $M_{xA} = M_{xB} = 0$.

На 2-м участке вала $0 \leq z_2 \leq a$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{2x} = R_{1y} z_2$$

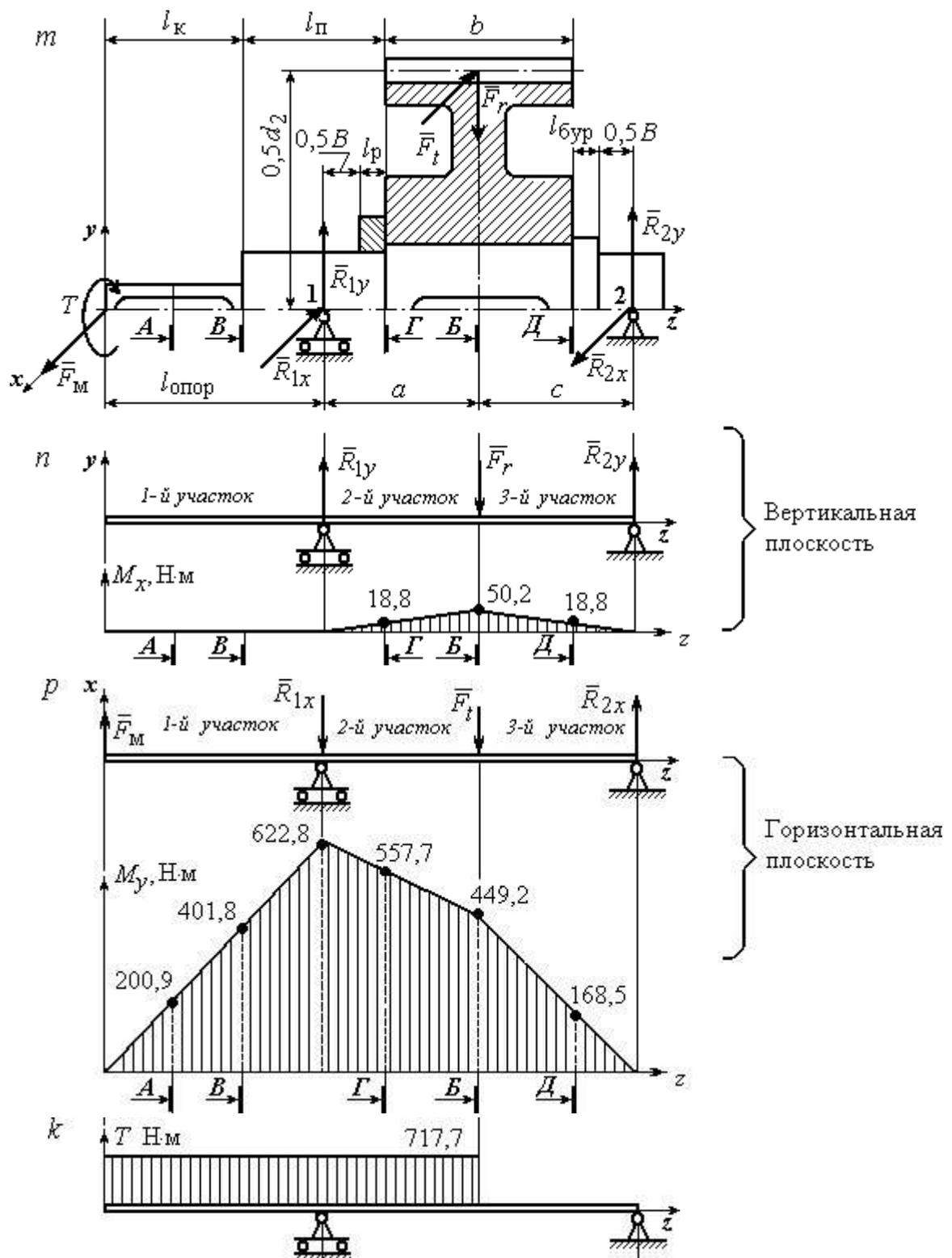


Рис. 8. Расчётная схема вала:

m – нагрузка вала; n – проекция нагрузки на вертикальную плоскость и эпюра изгибающих моментов M_x ; p – проекция нагрузки на горизонтальную плоскость и эпюра изгибающих моментов M_y ; k – эпюра крутящих моментов

В начале участка $z_2 = 0$, $M_{2x} = 0$. В конце участка при $z_2 = a = 64 \cdot 10^{-3}$ м

$$M_{2x} = R_{1y}a = 783,8 \cdot 64 \cdot 10^{-3} = 50,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Изгибающий момент в сечении Γ , где у вала ступенька перехода от диаметра под подшипник к диаметру под колесо, при $z_{2\Gamma} = a - 0,5b = 24$ мм

$$M_{x\Gamma} = R_{1y}(a - 0,5b) = 783,8 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 18,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Изгибающий момент в сечении B , где вал ослаблен шпоночным вырезом под колесом, при $z_{2B} = a = 64$ мм $M_{xB} = R_{1y}a = 783,8 \cdot 64 \cdot 10^{-3} = 50,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

На 3-м участке вала $0 \leq z_3 \leq c$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{3x} = R_{1y}(z_3 + a) - F_r z_3.$$

В начале 3-го участка при $z_3 = 0$, $M_{3x} = 50,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В конце участка при $z_3 = c = 64 \cdot 10^{-3}$ м, $M_{3x} = 0$.

Изгибающий момент в сечении D , где у вала ступенька при переходе от участка под колесом к буртику, при $z_{3D} = 0,5b = 40$ мм

$$\begin{aligned} M_{xD} &= R_{1y}(0,5b + a) - F_r 0,5b = \\ &= 783,8(40 + 64)10^{-3} - 1567,6 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 18,8 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Вид эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости M_x показан на рис. 8, *n*.

Эпюра изгибающих моментов M_y в горизонтальной плоскости

Условия равновесия вала в горизонтальной плоскости (рис. 8, *p*):

$$-F_M(l_{\text{опор}} + a + c) + F_t c + R_{1x}(a + c) = 0, \quad -F_M l_{\text{опор}} - F_t a + R_{2x}(a + c) = 0.$$

Реакции опор подшипников в горизонтальной плоскости

$$\begin{aligned} R_{1x} &= \frac{1}{(a + c)} [F_M(l_{\text{опор}} + a + c) - F_t c] = \\ &= \frac{1}{(64 + 64)} [3348,7(186 + 64 + 64) - 4306,6 \cdot 64] = 6061,5 \text{ Н}, \end{aligned}$$

$$R_{2x} = \frac{1}{(a + c)} [F_M l_{\text{опор}} + F_t a] =$$

$$= \frac{1}{(64 + 64)} [3348,7 \cdot 186 + 4306,6 \cdot 64] = 7019,4 \text{ Н.}$$

Проверка: $F_M - R_{1x} - F_t + R_{2x} = 3348,7 - 6061,5 - 4306,6 + 7019,4 = 0$.

На 1-м участке вала $0 \leq z_1 \leq l_{\text{опор}}$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{1y} = F_M z_1.$$

В начале 1-го участка при $z_1 = 0$, $M_{1y} = 0$.

В конце участка при $z_1 = l_{\text{опор}}$

$$M_{1y} = F_M l_{\text{опор}} = 3348,7 \cdot 186 \cdot 10^{-3} = 622,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Положим координату сечения вала A , где вал ослаблен шпоночным вырезом, $z_{1A} = 0,5l_k = 60 \text{ мм}$. Изгибающий момент в сечении A

$$M_{yA} = F_M 0,5l_k = 3348,7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 200,9 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Изгибающий момент в сечении B при $z_{1B} = l_k = 120 \text{ мм}$

$$M_{yB} = F_M l_k = 3348,7 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 401,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

На 2-м участке вала $0 \leq z_2 \leq a$. Эпюра моментов

$$M_{2y} = F_M (l_{\text{опор}} + z_2) - R_{1x} z_2.$$

В начале участка при $z_2 = 0$, $M_{2y} = F_M l_{\text{опор}} = 3348,7 \cdot 186 \cdot 10^{-3} = 622,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

В конце участка при $z_2 = a = 64 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

$$\begin{aligned} M_{2y} &= F_M (l_{\text{опор}} + a) - R_{1x} a = \\ &= 3348,7(186+64)10^{-3} - 6061,5 \cdot 64 \cdot 10^{-3} = 449,2 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

Изгибающий момент в сечении Γ при $z_{2\Gamma} = a - 0,5b = 24 \text{ мм}$

$$\begin{aligned} M_{y\Gamma} &= F_M (l_{\text{опор}} + a - 0,5b) - R_{1x} (a - 0,5b) = \\ &= 3348,7(186 + 24)10^{-3} - 6061,5 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 557,7 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

Изгибающий момент в сечении B при $z_2 = a = 64 \cdot 10^{-3}$ равен изгибающему моменту в конце 2-го участка $M_{yB} = 449,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

На 3-м участке вала $0 \leq z_3 \leq c$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{3y} = F_M (l_{\text{опор}} + a + z_3) - R_{1x} (z_3 + a) - F_t z_3.$$

В начале 3-го участка при $z_3 = 0$

$$M_{3y} = F_M (l_{\text{опор}} + a) - R_{1x} a = 449,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В конце 3-го участка при $z_3 = c = 64 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ $M_{3y} = 0$.

Изгибающий момент в сечении D при $z_{3D} = 0,5b = 40 \text{ мм}$

$$\begin{aligned} M_{yD} &= F_M (l_{\text{опор}} + a + 0,5b) - R_{1x} (a + 0,5b) - F_t 0,5b = \\ &= [3348,7(186 + 64 + 40) - 6061,5(64 + 40) - 4306,6 \cdot 40] 10^{-3} = 168,5 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости приведена на рис. 8, *p*.

Эпюра крутящих моментов показана на рис 8, *k*.

Проверочный расчёт вала

Результаты расчётов изгибающих моментов в потенциально опасных сечениях показаны на рис. 8, *n*, *p* и приведены в табл. 7.

Среди сечений, ослабленных шпоночным пазом (сечение A , B), наиболее опасным является сечение B вала под колесом. Суммарный изгибающий момент в этом сечении $M_{\text{сум}B} = 452 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Среди сечений в местах ступенчатого перехода вала (сечения B , Γ и D) наиболее опасным является сечение Γ – ступенька вала при переходе от диаметра вала под подшипник к диаметру под колесо. В этом сечении суммарный изгибающий момент $M_{\text{сум}\Gamma} = 558 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, проверку вала на усталостную прочность необходимо проводить в двух наиболее опасных сечениях – Γ и B .

**Изгибающие моменты в потенциально опасных сечениях вала
при расчётах на сопротивление усталости**

Параметр	Виды опасных сечений				
	сечения, где вал ослаблен шпоночным пазом		сечения в местах ступенчатого перехода вала		
Сечение на валу	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>
Изгибающий момент в вертикальной плоскости M_x , Н·м	0	50,2	0	18,8	18,8
Изгибающий момент в горизонтальной плоскости M_y , Н·м	200,9	449,2	401,8	557,7	168,5
Суммарный изгибающий момент $M_{\text{сум}}$, Н·м	200,9	452,0	401,8	558,0	169,5

Сечение Г. При расчёте момента сопротивления сечения выбирается меньший из диаметров – диаметр вала под подшипник $d_{\text{п}} = 70$ мм.

Момент сопротивления сечения $Г$

$$W_{\text{иГ}} = 0,1d_{\text{п}}^3 = 0,1 \cdot 70^3 = 34,3 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла нормальных напряжений при изгибе

$$\sigma_{\text{аГ}} = \frac{M_{\text{сумГ}} 10^3}{W_{\text{иГ}}} = \frac{558 \cdot 10^3}{34,3 \cdot 10^3} = 16,3 \text{ МПа}.$$

В сечении $Г$ отношение радиуса галтели к диаметру $\frac{R}{d_{\text{п}}} = \frac{2}{70} = 0,03$.

Коэффициент концентрации напряжений изгиба в сечении $Г$: $K_{\sigma} = 2$ (рис. П2, приложение).

Для материала вала с пределом прочности $\sigma_{\text{в}} = 640$ МПа при чистовой обработке поверхности коэффициент качества обработки поверхности вала $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

При расчётном диаметре сечения $d_{\text{п}} = 70$ мм масштабный фактор для напряжений изгиба $\varepsilon_{\sigma} = 0,77$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей напряжений изгиба при $\sigma_{\text{в}} = 640$ МПа $\psi_{\sigma} = 0,05$ (табл. П4, приложение).

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_{m\Gamma} = 0$.

Предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 640 = 275,2 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса сопротивления усталости по изгибу в сечении Γ

$$n_{\sigma\Gamma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta\varepsilon_{\sigma}}\sigma_{a\Gamma} + \psi_{\sigma}\sigma_{m\Gamma}} = \frac{275,2}{\frac{2}{0,83 \cdot 0,77}16,3} = 5,4.$$

Предел выносливости материала вала при пульсирующем цикле касательных напряжений пропорционален пределу прочности материала вала. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 0,25 \cdot 640 = 160 \text{ МПа.}$$

Полярный момент сопротивления сечения Γ

$$W_{p\Gamma} = 0,2d_{\Pi}^3 = 0,2 \cdot 70^3 = 68,6 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла касательных напряжений и среднее напряжение

$$\tau_{a\Gamma} = \tau_{m\Gamma} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2W_{p\Gamma}} = \frac{717,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 68,6 \cdot 10^3} = 5,2 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации касательных напряжений в сечении Γ при отношении

радиуса галтели к диаметру вала $\frac{R}{d_{\Pi}} = \frac{2}{70} = 0,03$, $K_{\tau} = 1,49$ (рис. П2, приложение).

Коэффициент качества при чистовой обработке поверхности вала $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

Масштабный фактор для касательных напряжений при диаметре сечения $d_{\Pi} = 70$ мм $\varepsilon_{\tau} = 0,65$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей касательных напряжений при $\sigma_B = 640$ МПа $\psi_{\tau} = 0$ (табл. П3, приложение).

Коэффициент запаса сопротивления усталости по кручению в сечении Γ

$$n_{\tau\Gamma} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta\varepsilon_{\tau}}\tau_{a\Gamma} + \psi_{\tau}\tau_{m\Gamma}} = \frac{160}{\frac{1,49}{0,83 \cdot 0,65}5,2} = 11,1.$$

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости сечения Γ

$$n_{\Gamma} = \frac{n_{\sigma\Gamma} n_{\tau\Gamma}}{\sqrt{n_{\sigma\Gamma}^2 + n_{\tau\Gamma}^2}} = \frac{5,4 \cdot 11,1}{\sqrt{5,4^2 + 11,1^2}} = 4,8 > n_{adm} = 2,5 \div 3,0.$$

В сечении Γ вал удовлетворяет условию прочности.

Сечение Б. Предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 275,2$ МПа.

Момент сопротивления сечения B при изгибе с учетом шпоночного паза

$$W_{иБ} = 0,1d_{кол}^3 - \frac{b_{ш}t_1(d_{кол} - t_1)^2}{2d_{кол}} = 0,1 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9(85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 54,7 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла нормальных напряжений при изгибе

$$\sigma_{aБ} = \frac{M_{сумБ} 10^3}{W_{иБ}} = \frac{452 \cdot 10^3}{54,7 \cdot 10^3} = 8,3 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации напряжений изгиба для сечения B , ослабленного шпоночным пазом, $\sigma_B = 640$ МПа, $K_{\sigma} = 1,85$ (табл. П3, приложение).

Коэффициент качества при чистовой обработке поверхности вала $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

Масштабный фактор для напряжений изгиба вала при $d_{кол} = 85$ мм $\varepsilon_{\sigma} = 0,72$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей напряжений изгиба при $\sigma_B = 640$ МПа $\psi_{\sigma} = 0,05$ (табл. П4, приложение).

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_{mБ} = 0$.

Коэффициент запаса сопротивления усталости по изгибу в сечении B

$$n_{\sigmaБ} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} \sigma_{aБ} + \psi_{\sigma} \sigma_{mБ}} = \frac{275,2}{\frac{1,85}{0,83 \cdot 0,72} 8,3} = 10,7.$$

Предел выносливости материала вала при пульсирующем цикле касательных напряжений $\tau_{-1} = 160$ МПа.

Полярный момент сопротивления сечения B с учетом шпоночного паза

$$W_{pБ} = 0,2d_{кол}^3 - \frac{b_{ш}t_1(d_{кол} - t_1)^2}{2d_{кол}} = 0,2 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9(85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 116,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла касательных напряжений и среднее напряжение

$$\tau_{aB} = \tau_m = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2W_{pB}} = \frac{717,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 116,2 \cdot 10^3} = 3,1 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации касательных напряжений для сечения B при $\sigma_B = 640$ МПа $K_\tau = 1,6$ (табл. П3, приложение).

Коэффициент качества при чистовой обработке поверхности вала при $\sigma_B = 640$ МПа $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

Масштабный фактор для касательных напряжений вала при $d_{\text{кол}} = 85$ мм $\varepsilon_\tau = 0,62$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей касательных напряжений при $\sigma_B = 640$ МПа $\psi_\tau = 0$ (табл. П4, приложение).

Коэффициент запаса сопротивления усталости по кручению в сечении B

$$n_{\tau B} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_{aB} + \psi_\tau \tau_{mB}} = \frac{160}{\frac{1,6}{0,83 \cdot 0,62} 3,1} = 16,6.$$

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости сечения B

$$n_B = \frac{n_{\sigma B} n_{\tau B}}{\sqrt{n_{\sigma B}^2 + n_{\tau B}^2}} = \frac{10,7 \cdot 16,6}{\sqrt{10,7^2 + 16,6^2}} = 8,9 > n_{adm} = 2,5 \div 3,0.$$

В сечении B вал удовлетворяет условию прочности.

Расчёт на статическую прочность

При расчёте на статическую прочность опасное сечение вала проходит через середину подшипника 1. В этом сечении суммарный изгибающий момент максимальный, равный $M_{\text{сум1}} = 622,8$ Н·м.

Диаметр сечения $d_{\text{п}} = 70$ мм. Вал сплошной. Осевой и полярный моменты сопротивления сечения при изгибе и кручении

$$W_{\text{и1}} = 0,1d_{\text{п}}^3 = 0,1 \cdot 70^3 = 34,3 \cdot 10^3 \text{ мм}^3, \quad W_{\text{р1}} = 0,2d_{\text{п}}^3 = 0,2 \cdot 70^3 = 68,6 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба и кручения в опасном сечении

$$\sigma_{\text{и1}} = \frac{M_{\text{сум1}} \cdot 10^3}{W_{\text{и1}}} = \frac{622,8 \cdot 10^3}{34,3 \cdot 10^3} = 18,2 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{к1} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{W_{p1}} = \frac{717,7 \cdot 10^3}{68,6 \cdot 10^3} = 10,5 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{и1}}^2 + 3\tau_{к1}^2} = \sqrt{18,2^2 + 3 \cdot 10,5^2} = 25,7 \text{ МПа.}$$

Коэффициент перегрузки $k = 2$. Предел текучести материала вала

$$\sigma_T = 380 \text{ МПа.}$$

Запас статической прочности

$$n_T = \frac{\sigma_T}{k\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{380}{2 \cdot 25,7} = 6,2 > n_{T \text{ adm}} = 1,2 \div 1,8.$$

Результаты проверочного расчёта вала на прочность приведены в табл. 8.

Эскизный чертёж вала дан на рис. 9.

Таблица 8

Результаты расчета вала на прочность

Параметр	Виды расчётов		
	сопротивление усталости		статическая прочность
	сечения, где вал ослаблен шпоночным пазом	сечения в местах ступенчатого перехода вала	сечение, где суммарный изгибающий момент максимальный
Наиболее опасное сечение вала	<i>Б</i>	<i>Г</i>	середина опоры 1
Суммарный изгибающий момент $M_{\text{сум}}$, Н·м	452	558	622,8
Коэффициент запаса сопротивления усталости по изгибу, n_{σ}	10,7	5,4	—
Коэффициент запаса сопротивления усталости по кручению, n_{τ}	16,6	11,1	—
Общий коэффициент запаса сопротивления усталости, n	8,9	4,8	—
Коэффициент запаса статической прочности	—	—	6,2

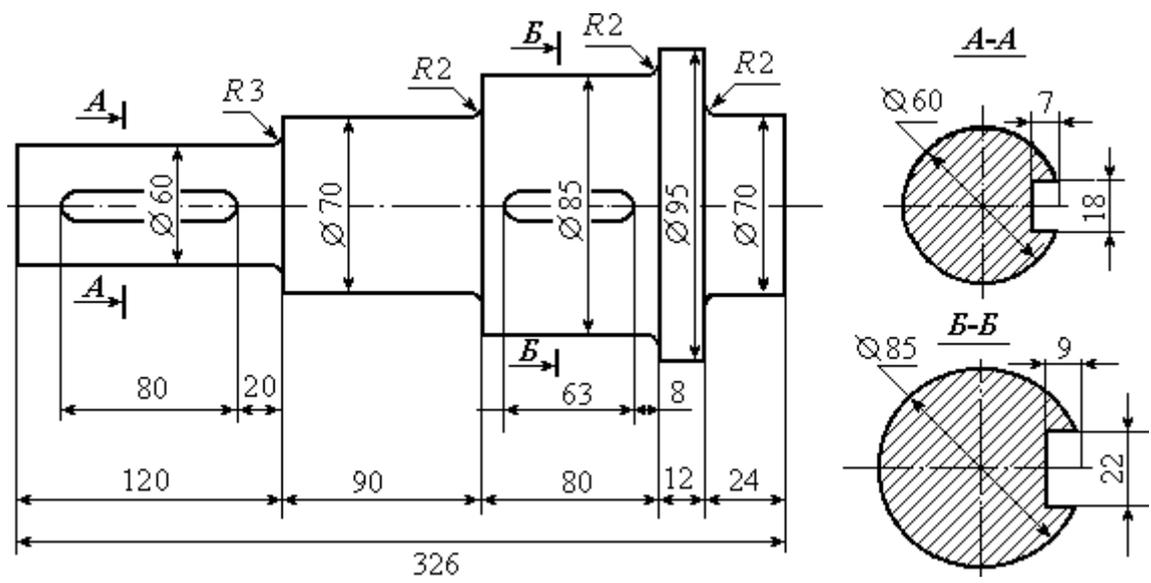
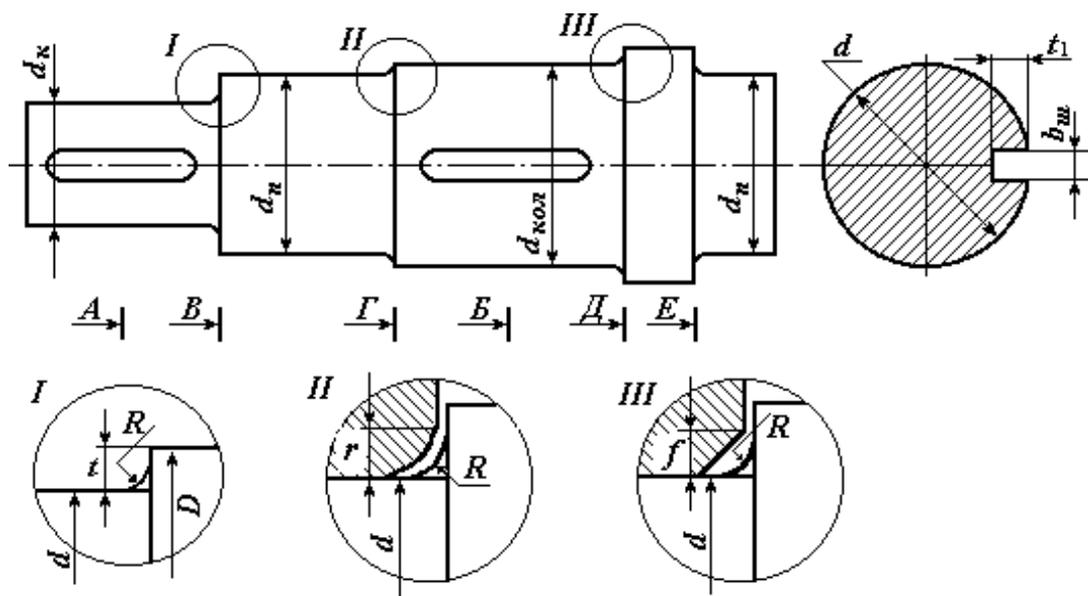


Рис. 9. Эскизный чертёж вала

ПРИЛОЖЕНИЕ

Рис. П1.



Элементы конструкций вала:

R – радиус галтели; t – высота ступеньки; r – координата фаски подшипника;
 f – величина фаски ступицы

Таблица П1

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала, мм	Сечение шпонки, мм			Глубина паза, мм	Диаметр вала, мм	Сечение шпонки, мм			Глубина паза, мм
	$b_{ш}$	$h_{ш}$	$l_{ш}$			t_1	d	$b_{ш}$	
17÷22	6	6	14÷70	3,5	58 ÷ 65	18	11	50÷200	7
22÷30	8	7	18÷90	4	65 ÷ 75	20	12	56÷220	7,5
30 ÷ 38	10	8	22÷110	5	75 ÷ 85	22	14	63÷250	9
38 ÷ 44	12	8	28÷140	5	85 ÷ 95	25	14	70÷280	9
44 ÷ 50	14	9	36÷160	5,5	95 ÷ 110	28	16		10
50 ÷ 58	16	10	45÷180	6	110÷130	32	18		11

Примечание. Длина шпонки $l_{ш}$ (мм) выбирается из стандартного ряда длин: 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125

Таблица П2

**Значения высоты t ступеньки вала, координаты r фаски подшипника
и величины f фаски ступицы колеса в зависимости от диаметра d вала, мм**

d	17–24	25–30	32–40	42–50	52–60	63–70	75–85	85–95	95–105	105–115
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5	3,8	4	4
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2	2,2	2,6	2,6

Таблица П3

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для сечений валов, ослабленных шпоночными пазами**

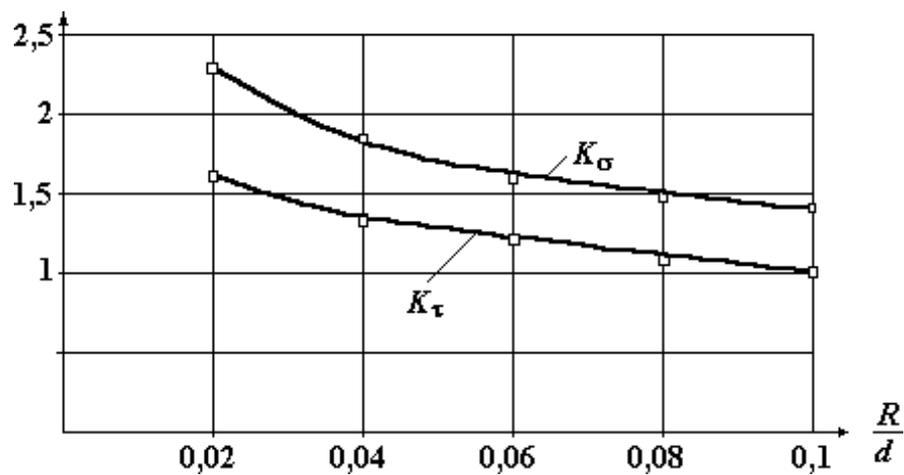
σ_B , МПа	500	700	900
K_σ	1,6	1,9	2,15
K_τ	1,4	1,7	2,05

Таблица П4

Коэффициенты чувствительности асимметрии цикла

σ_B , МПа	350 – 520	520 – 720	720 – 1000	1000 – 1200
ψ_σ	0	0,05	0,1	0,2
ψ_τ	0	0	0,05	0,1

Рис. П2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ в зависимости от отношения радиуса галтели к диаметру вала



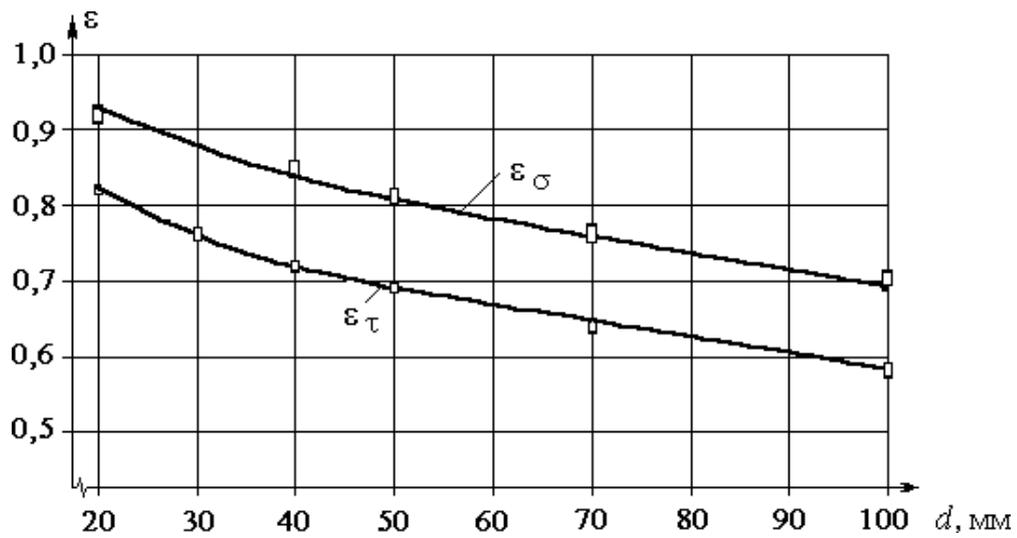


Рис. П3. Зависимость значений масштабных факторов ϵ_{σ} и ϵ_{τ} от диаметра вала

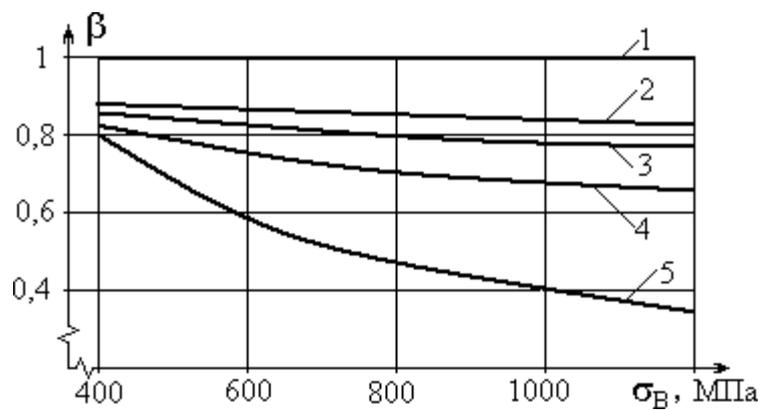


Рис. П4. Зависимость коэффициента β качества обработки поверхности от предела выносливости материала и вида обработки:
 1 – полированная поверхность; 2 – шлифование; 3 – тонкая (чистовая) обработка;
 4 – грубое точение; 5 – окалина

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Афанасьев А. И., Ляцев С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005.

Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учебн. пособие для студ. техн. спец. вузов. – М.: Изд. центр «Академия», 2003. – 496 с.

Краснов М. М., Вереина Л. И. Техническая механика. М.: – Academia, 2010. – 288 с.

Левитский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 2007.

Мокрушин Н. В., Ляцев С. А. Лекции по сопротивлению материалов. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2012.

Сопротивление материалов в примерах и задачах. *Под ред. Мокрушина Н. В.* – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2010.

Олофинская В. П. Техническая механика. – М.: Форум, 2009.

Смелятин А. И. Теория механизмов и машин. – М.: Инфра, 2009.

Степин П. А. Сопротивление материалов. – М.: Лань, 2010.

УДК 621.01

ФГБОУ ВО «УГГУ»

В. М. Таугер, А. А. Леонтьев

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебное пособие

2020

УДК 621.01

Рецензент: А. П. Котельников, канд. техн. наук (доцент кафедры
«Проектирование и эксплуатация автомобилей» УрГУПС)

Печатается по решению Учебно-методического совета
Уральского государственного горного университета

Таугер В. М., Леонтьев А. А.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН: учебное пособие / В. М. Таугер,
А. А. Леонтьев; Урал. гос. горный ун-т. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2020. –
128 с.: ил.

Изложены методы структурного анализа и синтеза, кинематического и динамического расчёта наиболее распространённых в промышленности механизмов и машин.

Учебное пособие предназначено для студентов направлений, программа которых включает дисциплину «Теория механизмов и машин».

УДК 621.01

© Таугер В. М., Леонтьев А. А.

© Урал. гос. горный ун-т. 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1. Основные понятия и определения ТММ.....	5
2. Основные стадии проектирования и создания новой техники.....	8
3. Структурная классификация и виды механизмов.....	10
4. Кинематический анализ рычажных механизмов.....	19
5. Динамический анализ рычажных механизмов.....	28
6. Синтез рычажных механизмов.....	48
7. Кулачковые механизмы.....	57
8. Фрикционные и зубчатые механизмы.....	72
9. Трение в кинематических парах.....	110
10. Уравновешивание масс в механизмах и машинах.....	120
Библиографический список.....	128

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) является одним из разделов механики, в котором изучается строение, кинематика и динамика механизмов и машин в связи с их анализом и синтезом.

Прикладная механика, которая в настоящее время объединяет такие дисциплины, как ТММ, сопротивление материалов, и детали машин, является одной из старейших областей знаний. Известно, например, что еще при строительстве египетских пирамид использовались простейшие механизмы (рычаги, блоки и т. д.). ТММ как наука выделилась около 200 лет тому назад. Существенный вклад в её развитие внесли такие ученые и изобретатели, как М.В. Ломоносов, И.И. Ползунов – создатель паровой машины, И.П. Кулибин – создатель часов-автоматов, механизма протеза и т. п., отец и сын Черепановы, построившие первый в России паровоз, Л. Эйлер, разработавший теорию плоского зацепления и предложивший эвольвентный профиль зубьев колес, который используется в настоящее время.

Внесли свой вклад в развитие науки академики П.Л. Чебышев, И.А. Вышнеградский, Н.П. Петров, В.П. Горячкин, М.В. Остроградский; профессора Н.Е. Жуковский – отец русской авиации, В.Л. Кирпичев, Н.И. Мерцалов, Л.А. Ассур, И.В. Мещерский, физик Д. Максвелл, а также современные ученые, такие как И.И. Артоболевский, Н.Г. Бруевич, Д.Н. Решетов и другие.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Ведущей отраслью современной техники является машиностроение, развитие которого неразрывно связано с созданием новых машин и механизмов, повышающих производительность труда и заменяющих ручной труд машинным.

В технике широко используются подвижные механические системы, подразделяемые на машины, машинные агрегаты и механизмы.

В обобщенном виде *машина* – это устройство, создаваемое человеком для использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда.

По функциональному назначению машины условно можно разделить на энергетические, транспортные, технологические, контрольно-управляющие, логические (ЭВМ).

Устройства, включающие ряд машин и механизмов, называются машинными агрегатами (МА). Обычно МА состоит (рис. 1) из двигателя (*D*), передаточного механизма (ПМ), рабочей машины (РМ) и, в ряде случаев, контрольно-управляющего устройства, или системы автоматического регулирования (САР).

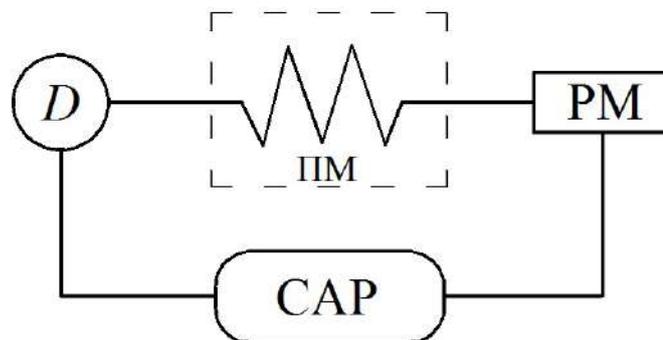


Рис. 1. Схема машинного агрегата

В состав каждой отдельной машины входит один или несколько механизмов.

Механизмом называется система материальных тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения остальных.

Состав механизмов разнообразен и включает механические, гидравлические, электрические и другие устройства.

Несмотря на разницу в назначении механизмов их строение, кинематика и динамика имеет много общего, поэтому исследование механизмов проводится на базе основных принципов современной механики.

Всякий механизм состоит из отдельных тел (деталей), соединенных между собой.

Деталь – это изделие, изготовленное из однородного материала без сборочных операций.

Детали, соединенные между собой неподвижно или с помощью упругих связей, образуют отдельное *звено*.

Выполнение звеньев из нескольких деталей обеспечивается их *соединением*. Различают соединения неразъемные (сварные, заклепочные, клеевые) и разъемные (шпоночные, шлицевые, резьбовые).

Звенья в зависимости от вида их материала могут быть твердые и гибкие (упругие).

Два звена, соединенных друг с другом подвижно, образуют *кинематическую пару*.

Неподвижное звено, состоящее из одной или нескольких деталей, называется *стойкой*.

Таким образом, каждый механизм имеет стойку и подвижные звенья, среди которых выделяют входные, выходные и промежуточные звенья.

Входным (ведущим) звеньям сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения *выходных (ведомых)* звеньев с помощью *промежуточных* звеньев. В простых механизмах имеется одно входное и одно выходное звено.

Но в некоторых случаях имеют место механизмы с несколькими входными или выходными звеньями, например, дифференциал автомобиля.

Развитие техники осуществляется в направлении совершенствования ранее известных механизмов и путем создания принципиально новых их видов.

2. ОСНОВНЫЕ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СОЗДАНИЕ НОВОЙ ТЕХНИКИ

При проектировании новой техники возникает необходимость проведения работ, связанных с анализом и синтезом новой конструкции.

Анализ осуществляется при заданных размерах и массе звеньев, когда необходимо определить: скорости, ускорения, действующие силы, напряжения в звеньях и их деформации. В результате может быть произведен проверочный расчет на прочность, выносливость и т. д.

Синтез осуществляется при заданных скоростях, ускорениях, действующих силах, напряжениях или деформациях. При этом требуется определить необходимые размеры звеньев, их форму и массу.

При синтезе часто решается задача оптимального проектирования конструкции, когда находятся необходимые показатели работы машины при наименьших затратах труда.

Обычно основными этапами создания новой конструкции являются:

- 1) разработка принципиальной схемы;
- 2) проектирование и расчет машины и отдельных ее узлов;
- 3) экспериментальные исследования и доводка опытного образца.

Проектирование новой техники включает следующие основные этапы:

- а) разработка технического задания, включающего основные исходные данные;
- б) разработка эскизного проекта, включающего выбор схемы и компоновку основных узлов конструкции;
- в) разработка технического проекта, где осуществлены основные расчеты и представлены сборочный чертеж и др. документация.

При проектировании сложных механизмов обычно стремятся выделить из общей схемы отдельные, более простые типовые механизмы, проектирование которых имеет свои закономерности. К таким широко используемым в технике механизмам относятся рычажные (стержневые),

кулачковые, фрикционные, зубчатые и т. д., причем с точки зрения строения, кинематики и динамики любой механизм можно заменить условным рычажным механизмом с последующим его анализом, поэтому структура, кинематика и динамика рычажных механизмов рассматривается наиболее подробно.

3. СТРУКТУРНАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ И ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Классификация кинематических пар

Подвижные соединения двух звеньев, называемые кинематической парой (КП), классифицируются по разным признакам. Например, по характеру соприкосновения звеньев различают низшие КП, когда контакт происходит по поверхности (рис. 2, *а*), и высшие, когда контакт звеньев осуществляется по линии или в точке (рис. 2, *б*).

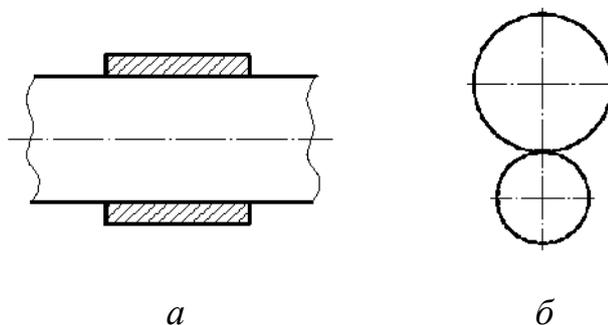


Рис. 2. Кинематические пары:
а – низшая; *б* – высшая

Преимуществом низших КП является возможность передачи значительных усилий при малом износе, а достоинством высших КП возможность воспроизводить достаточно сложные относительные движения.

Низшие КП могут быть поступательными, вращательными, плоскими и пространственными, а также классифицироваться по числу условий связи, накладываемых на звенья при формировании КП.

Любое тело в декартовой системе координат (рис. 3) имеет 6 степеней свободы, или подвижности ($W = 6$), часть из которых уничтожается в КП. При этом класс КП определяется числом S накладываемых связей, а число её степеней подвижности равно

$$W = 6 - S. \quad (3.1)$$

На рис. 4 приведены КП различных классов.

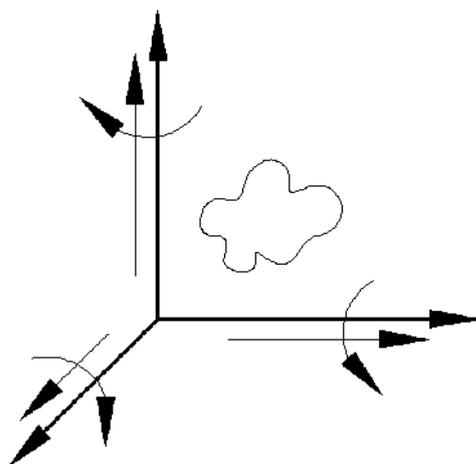


Рис. 3. Степени свободы в декартовой системе координат

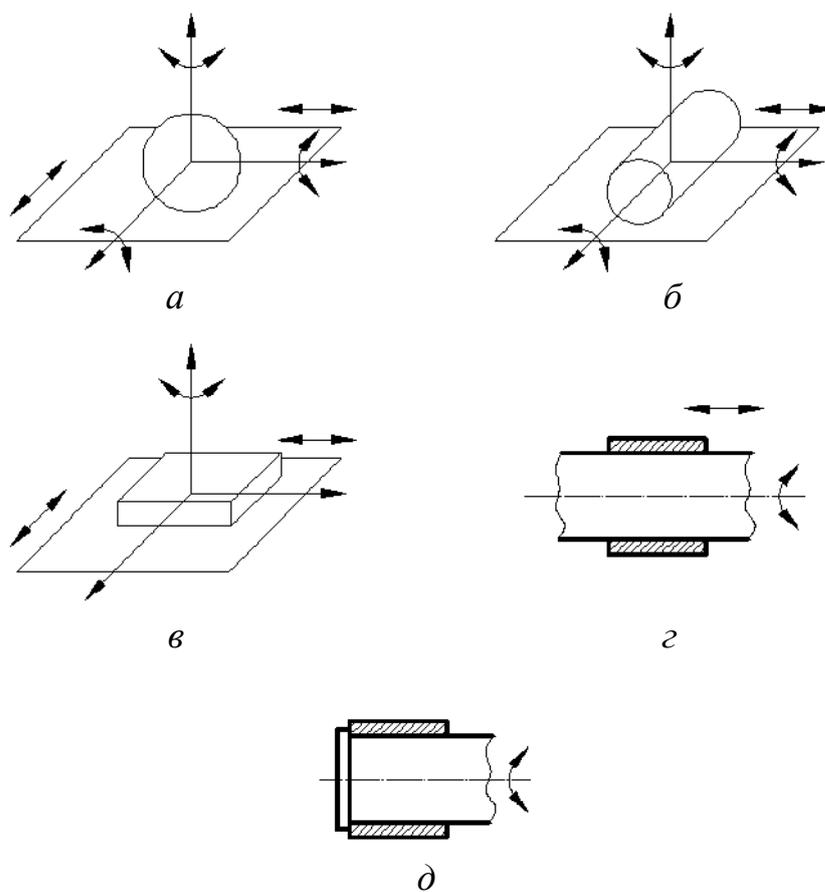


Рис. 4. Классификация КП по числу условий связи:
a – КП 1 класса, $S = 5$; *б* – КП 2 класса, $S = 4$; *в* – КП 3 класса, $S = 3$;
г – КП 4 класса, $S = 2$; *д* – КП 5 класса, $S = 1$

Кинематические пары и звенья механизмов изображаются упрощенно (рис. 5) при соблюдении стандарта на обозначения звеньев и КП.

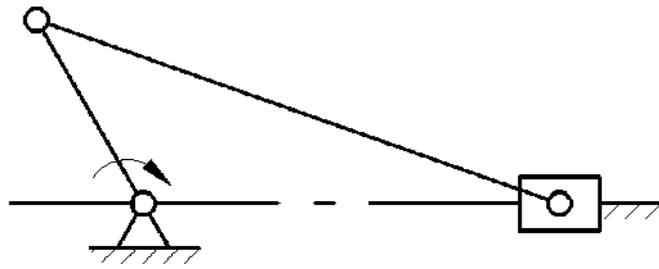


Рис. 5. Упрощенное изображение КП

3.2. Кинематические цепи и их классификация

Любой механизм представляет собой *кинематическую цепь* (КЦ) звеньев, соединенных в КП. КЦ могут быть простыми и сложными, открытыми и замкнутыми, плоскими и пространственными.

В *простой* КЦ каждое из ее звеньев входит в состав одной или двух КП, а в *сложной* КЦ имеются звенья, входящие в состав трех и более КП.

В *открытой* КЦ имеются звенья, входящие в состав одной КП, а в замкнутой цепи каждое звено входит в состав двух и более КП (рис. 6).

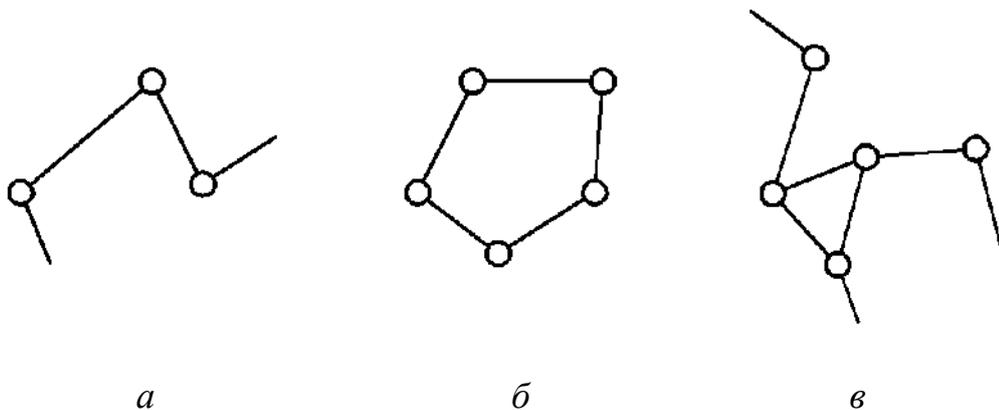


Рис. 6. Классификация КЦ:
a – простая открытая; *б* – простая замкнутая; *в* – сложная открытая

Если точки всех звеньев двигаются в одной или параллельных плоскостях, то КЦ называется *плоской*, в противном случае КЦ –

пространственная (точки звеньев описывают плоские кривые в непараллельных плоскостях или пространственные кривые).

3.3. Понятие о степени подвижности механизма

Если в пространственной КЦ, состоящей из n подвижных звеньев, имеются КП 1, 2, ... 5 класса, число которых, соответственно, p_1, p_2, \dots, p_5 , то КЦ имеет число степеней свободы, определяемое формулой А.П. Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (3.2)$$

Так как любой механизм имеет одно неподвижное звено (стойку) и n подвижных звеньев, то формула (3.2) может использоваться для определения W пространственного механизма, где n – число подвижных звеньев, а W – степень подвижности механизма, показывающая, сколько нужно иметь ведущих звеньев (двигателей) для получения определенного движения остальных его звеньев.

Для плоского механизма степень подвижности определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (3.3)$$

причём КП 5 класса существуют в виде поступательных, вращательных и винтовых пар.

Например, кривошипно-ползунный плоский механизм (рис. 7), в котором $n = 3$; $p_5 = 4$; $p_4 = 0$, имеет степень подвижности

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

При определении W необходимо учитывать возможность наличия так называемых *пассивных* звеньев, т.е. звеньев, которые могут быть исключены без формального ущерба для кинематики анализируемого механизма (рис. 8).

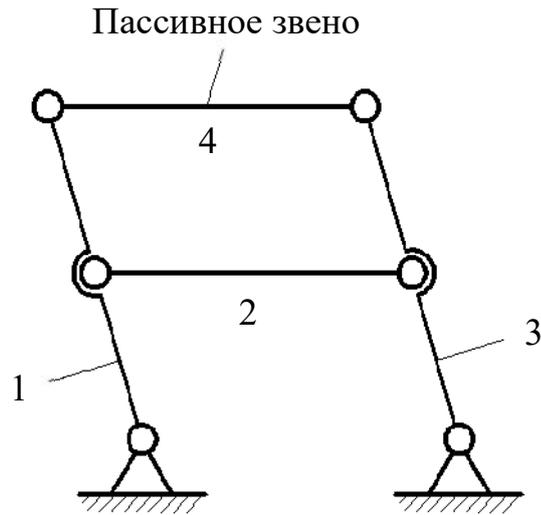


Рис. 8. Механизм с пассивным звеном

Кроме того, необходимо учитывать возможность наличия избыточных связей, которые не реализуются в реальном механизме, а их число q определяется разностью между числом связей в КП действительного и формально возможного механизмов.

На рис. 9, *а* показан действительный механизм, а на рис. 9, *б* – формально возможный механизм, имеющий функциональное назначение, аналогичное действительному механизму, но все связи в котором, в отличие от действительного механизма, реализованы.

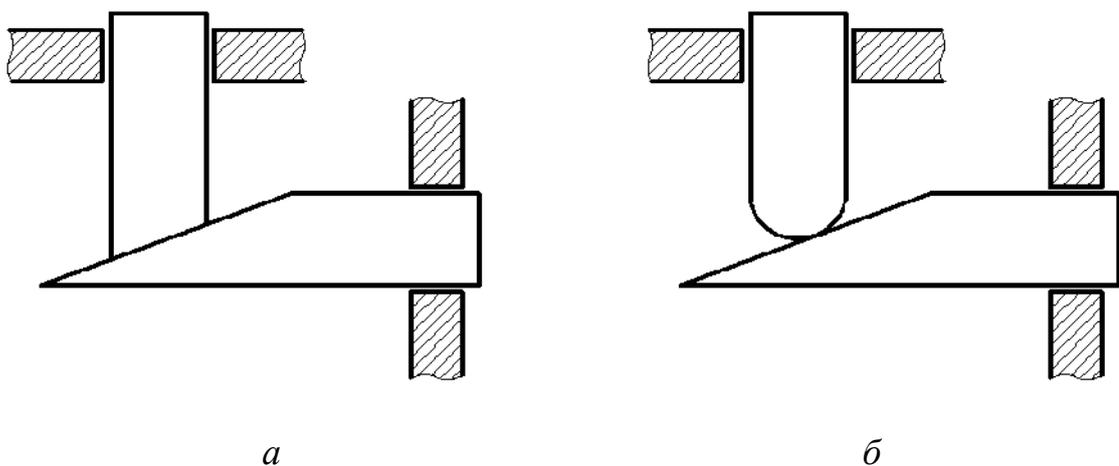


Рис. 9. Примеры механизмов:
а – действительный механизм; *б* – формально возможный механизм

Степень подвижности действительного механизма с учётом избыточных связей равна

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 + q. \quad (3.4)$$

В общем случае пространственного механизма

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 ip_i + q, \quad (3.5)$$

где i от 1 до 5.

3.4. Структурный анализ механизмов

Основной принцип образования рычажных механизмов был сформулирован в 1914 г. профессором Л. В. Ассуром и заключается в следующем.

Схема любого механизма может быть составлена последовательным присоединением к входным (начальным) звеньям и стойке КЦ с нулевой степенью подвижности. Такие КЦ называются структурными группами Ассура. Примеры различных групп Ассура показаны на рис. 10.

Начальное звено со стойкой образует простейший механизм 1-ого класса (рис. 11).

Путем присоединения к таким механизмам различных групп Ассура можно получить механизм любой сложности.

Группы Ассура классифицируются по числу КП, которыми они присоединяются к основному механизму. Это число определяет *порядок* группы. Кроме того, группа Ассура имеет *класс*, определяемый числом КП, образующих наиболее сложный замкнутый контур.

Состав и последовательность присоединения групп Ассура в механизме можно выразить его формулой строения. Механизм в целом классифицируется по группе наивысшего класса. Для показанного на рис. 12 механизма формула строения выглядит следующим образом:

$$1(1, 6) \rightarrow 2(2, 3) \rightarrow 2(4, 5), \quad (3.6)$$

и означает, что механизм 1 класса, состоящий из звена 1 и стойки 6, взаимодействует с группой 2 класса из звеньев 2 и 3, которая, в свою очередь, взаимодействует с группой 2 класса из звеньев 4 и 5.

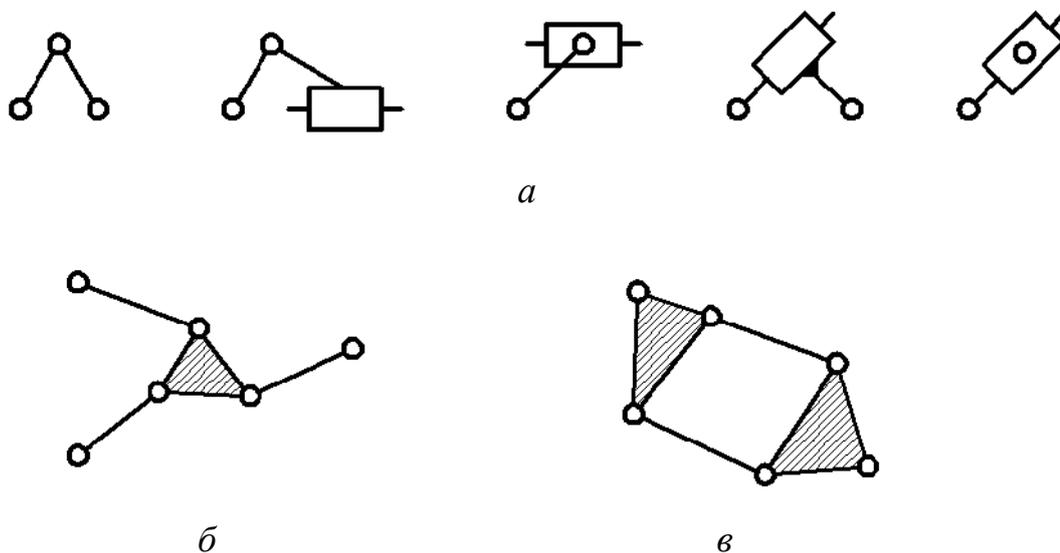


Рис. 10. Примеры групп Ассура:

- a* – двухповодковая группа 2 класса, 2 порядка, $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$;
- б* – трёхповодковая группа 3 класса, 3 порядка, $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$;
- в* – группа 4 класса, 2 порядка, $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$

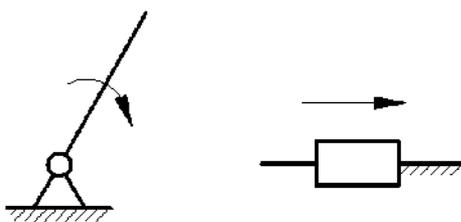


Рис. 11. Простейшие механизмы 1 класса

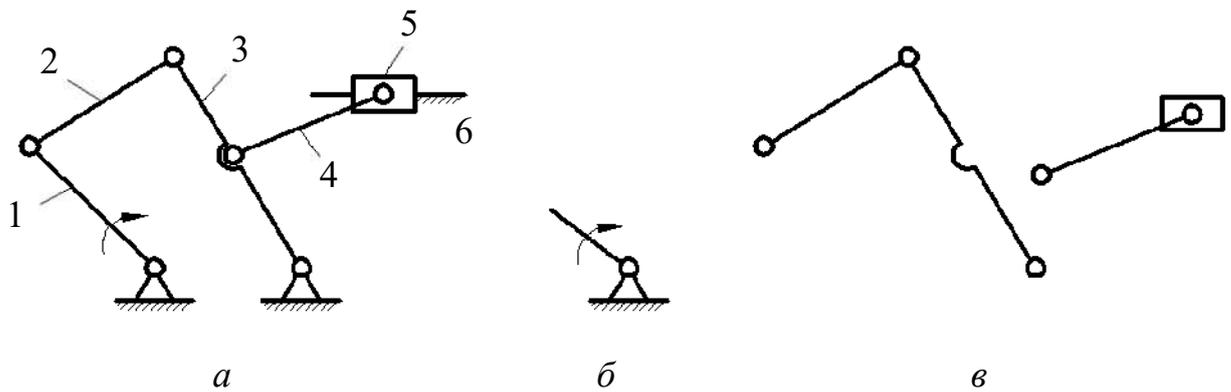


Рис. 12. Классификация механизма по группам Ассур:
a – схема полного механизма; *б* – механизм 1 класса;
в – группы Ассур 2 класса, 2 порядка

3.5. Виды механизмов и их структурные схемы

Среди всего многообразия конструкций механизмов различают: стержневые (рычажные), кулачковые, фрикционные, зубчатые механизмы, механизмы с гибкими звеньями (например, ременные передачи) и другие виды.

Менее распространенные классификации подразумевают наличие механизмов с низшими или высшими парами в плоском или пространственном исполнении и т. д.

Учитывая возможность условного превращения практически любого механизма с высшими парами в рычажный, в дальнейшем наиболее подробно рассматривается именно эти механизмы, а структурные схемы других механизмов изложены в соответствующих разделах.

Среди рычажных механизмов наиболее распространены так называемые четырехзвенные, примеры которых представлены на рис.13.

В этих механизмах встречаются однотипные звенья: *кривошип 1* – звено, совершающее полноповоротное вращательное движение вокруг неподвижной оси; *коромысло 3* (рис. 13, *б*) – звено, совершающее неполноповоротное вращательное движение вокруг неподвижной оси; *ползун 3* (рис. 13, *а*) – звено, совершающее поступательное движение относительно стойки; *камень 2* –

звено, совершающее поступательное движение относительно подвижной направляющей, называемой *кулисой* 3 (рис. 13, в, г); *шатун* 2 (рис. 13, а, б) – звено, совершающее плоскопараллельное движение.

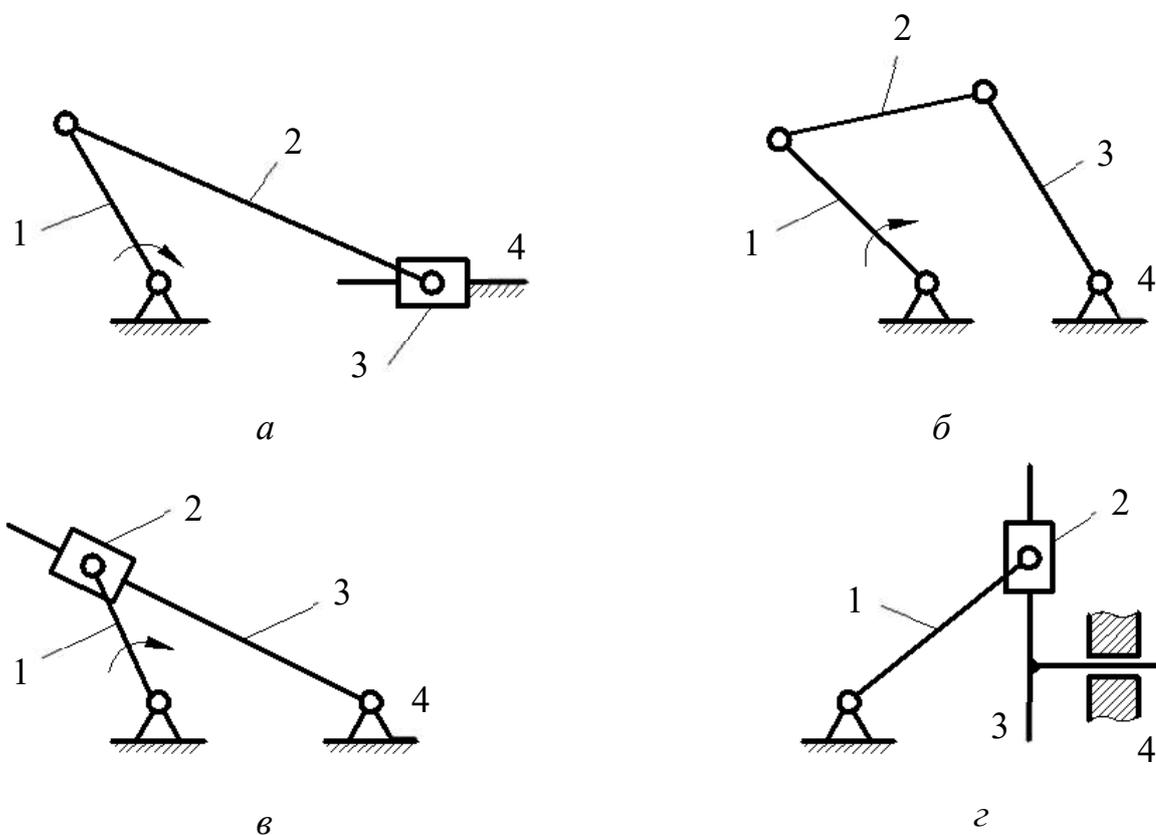


Рис. 13. Виды четырехзвенных рычажных механизмов:
 а – кривошипно-ползунный механизм; б – четырехшарнирный механизм;
 в – кулисный механизм; г – синусный механизм

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Построение планов положения механизма

Кинематический анализ механизмов включает вопросы изучения звеньев с геометрической точки зрения, т. е. без учета действующих сил. Для этого используются графические, аналитические и экспериментальные методы исследования.

Одним из наглядных методов является графоаналитический, который включает:

а) построение планов положения механизма; б) определение скоростей и ускорений характерных точек или звеньев механизма.

При графических построениях на чертеже изображаются длины звеньев, скорости, ускорения и другие величины в определенном масштабе, характеризуемом масштабным коэффициентом μ :

$$\mu = \frac{\text{значение параметра}}{\text{длина отрезка}}. \quad (4.1)$$

Например, вектор pa длиной 10 мм изображает скорость $v = 20$ м/с. Тогда

$$\mu = \frac{20}{10} = 2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}.$$

Графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма, соответствующее заданному моменту времени, называется *планом положений* или *планом механизма*.

Планы положения строятся в определенном масштабе методом засечек в соответствии с формулой строения механизма. Линейные размеры всех звеньев должны быть заданы (рис. 14).

После построения нескольких совмещенных планов механизма при необходимости можно определить графически траектории характерных точек звеньев, имеющих сложное движение, например, центра тяжести S шатуна AB .

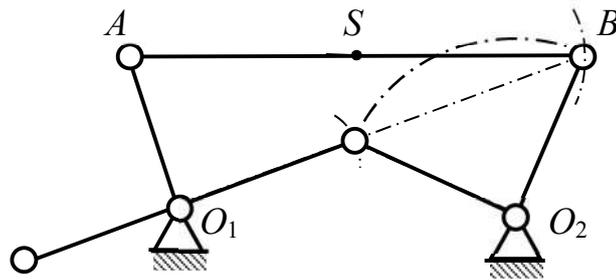


Рис. 14. План положений (план механизма)

4.2. Определение скоростей и ускорений механизма методом планов

Метод планов является одним из самых наглядных. Определению подлежат линейные скорости и ускорения точек и угловые скорости и угловые ускорения звеньев. При этом предварительно составляются векторные уравнения для скоростей и ускорений точек звеньев, совершающих сложное движение.

Пусть звено совершает плоскопараллельное движение, состоящее из переносного, т. е. поступательного со скоростью полюса и относительного вращательного вокруг полюса (рис. 15).

Принимая за полюс т. A , получим векторное уравнение скоростей точек:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}, \quad (4.2)$$

где \bar{v}_B – скорость точки B ; \bar{v}_A – скорость точки A ; \bar{v}_{BA} – скорость точки B относительно точки A .

Относительная скорость по модулю равна

$$v_{BA} = \omega l_{AB}, \quad (4.3)$$

где ω – угловая скорость звена; l_{AB} – длина звена (длина отрезка AB).

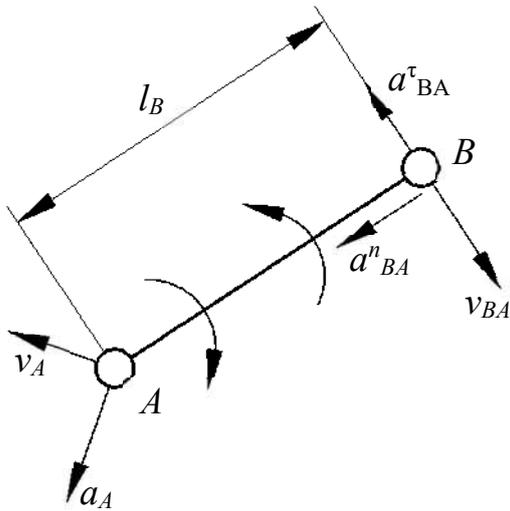


Рис. 15. Векторы скоростей и ускорений для механизма (пример 1)

Векторное уравнение ускорений точек выглядит следующим образом:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}, \quad (4.4)$$

где \bar{a}_B – ускорение точки B ; \bar{a}_A – ускорение точки A ; \bar{a}_{BA} – ускорение точки B относительно точки A .

Относительное ускорение равно

$$\bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \quad (4.5)$$

где $\bar{a}_{BA}^n, \bar{a}_{BA}^\tau$ – нормальная и касательная составляющие ускорения \bar{a}_{BA} соответственно.

Нормальное и касательное составляющие по модулю равны

$$a_{BA}^n = \omega^2 l_{AB}; \quad (4.6)$$

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon l_{AB}, \quad (4.7)$$

где ε – угловое ускорение звена.

Пусть звено 1 совершает сложное движение, состоящее из переносного вращательного вместе со звеном 2 и относительного поступательного вдоль звена 2 (рис. 16). Точку на звене 1 обозначим B_1 , а точку на звене 2, лежащую под точкой B_1 , обозначим B_2 . Тогда для скорости \bar{v}_{B_1} справедливо векторное уравнение

$$\bar{v}_{B_1} = \bar{v}_{B_2} + \bar{v}_{B_1 B_2}, \quad (4.8)$$

где \bar{v}_{B_2} – окружная скорость точки B_2 (т. е. переносная скорость); $\bar{v}_{B_1 B_2}$ – скорость точки B_1 относительно точки B_2 .

Величина переносной скорости

$$v_{B_2} = \omega l_{AB}. \quad (4.9)$$

Векторное уравнение для ускорения точки B_1 :

$$\bar{a}_{B_1} = \bar{a}_{B_2} + \bar{a}'_{B_1B_2} + \bar{a}^k_{B_1B_2}, \quad (4.10)$$

где \bar{a}_{B_2} – ускорение точки B_2 ; $\bar{a}'_{B_1B_2}$ – ускорение точки B_1 относительно точки B_2 ; $\bar{a}^k_{B_1B_2}$ – ускорение Кориолиса, которое равно

$$a^k_{B_1B_2} = 2v_{B_1B_2}\omega \quad (4.11)$$

и совпадает с направлением вектора

$\bar{v}_{B_1B_2}$, повернутого на 90° в сторону переносного вращения.

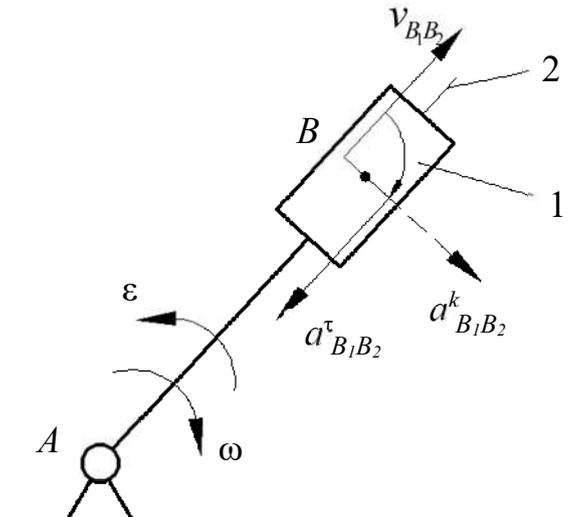


Рис. 16. Векторы скоростей и ускорений для механизма (пример 2)

Решение векторных уравнений осуществляется графически путем построения так называемых *планов скоростей и ускорений*, на которых абсолютные скорости и ускорения откладываются от одной точки, называемой полюсом, в определенном масштабе.

Пример расчета кривошипно-ползунного механизма рассмотрен на рис. 17, где план положений показан на рис. 17, а, план скоростей – на рис. 17, б и план ускорений – на рис. 17, в.

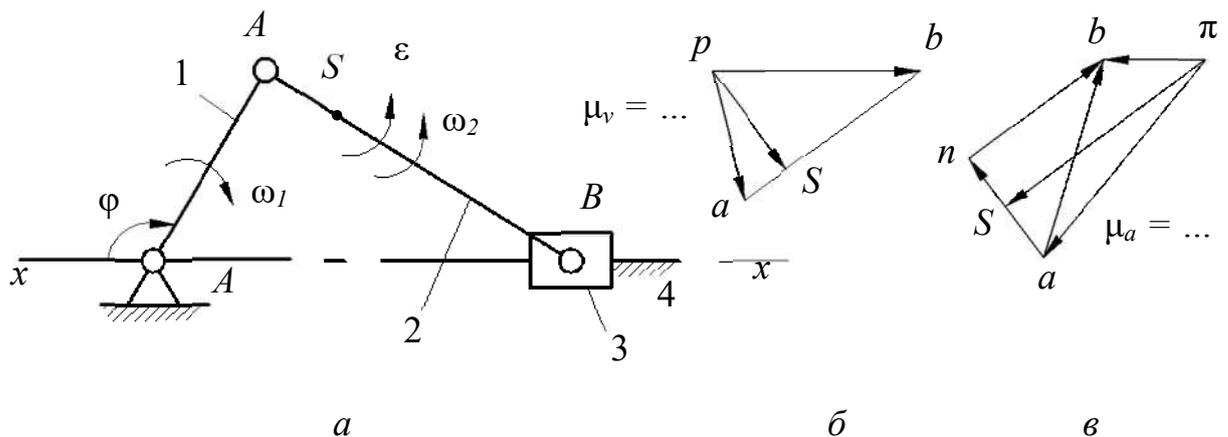


Рис. 17. Пример расчета кривошипно-ползунного механизма:

a – план положений; b – план скоростей; $в$ – план ускорений

Векторное уравнение для скорости точки B записывается в виде:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}, \quad (4.12)$$

где $v_A = \omega_1 l_{OA}$; $v_{BA} \perp AB$; $v_B \parallel x - x$.

План скоростей строится в масштабе

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa}, \frac{M}{c \cdot \text{мм}}, \quad (4.13)$$

где pa – отрезок произвольной длины.

На плане скоростей вектор \bar{v}_B отображается отрезком pb , а вектор \bar{v}_{BA} – отрезком ab , поэтому $pb \parallel x - x$; $ab \perp AB$.

Величины скоростей определяются по формулам:

$$\begin{aligned} v_{BA} &= \mu_v \cdot ab; \\ v_B &= \mu_v \cdot pb; \\ \omega_2 &= \frac{v_{BA}}{l_{AB}}. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Векторное уравнение для ускорения точки B при $\omega_1 = const$ записываются в виде:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \quad (4.15)$$

где $a_A = \omega_1^2 l_{OA}$; $a_{BA}^n = \omega_2^2 AB$; $a_A \parallel AB$; $a_{BA}^\tau \perp AB$; $a_B \parallel x - x$.

Все ускорения представлены на рис. 17 в выбранном масштабе μ_a , равном

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a}, \frac{M}{c^2 \cdot \text{мм}}, \quad (4.16)$$

где πa – отрезок произвольной длины.

При определении скоростей и ускорений промежуточных точек звеньев, например, точки S , можно использовать так называемую теорему подобия, согласно которой точки на плане положений звеньев и соответственные точки на планах скоростей и ускорений образуют подобные фигуры или пропорциональные отрезки. Рассмотрим доказательство данной теоремы.

На рис. 18 показано звено ABC и планы скоростей и ускорений для точек этого звена:

- отрезок ca на плане скоростей соответствует $v_{CA} \perp CA$;
- отрезок ab на плане скоростей соответствует $v_{AB} \perp AB$;
- отрезок bc на плане скоростей соответствует $v_{BC} \perp BC$;

т. е. треугольник abc подобен треугольнику ABC .

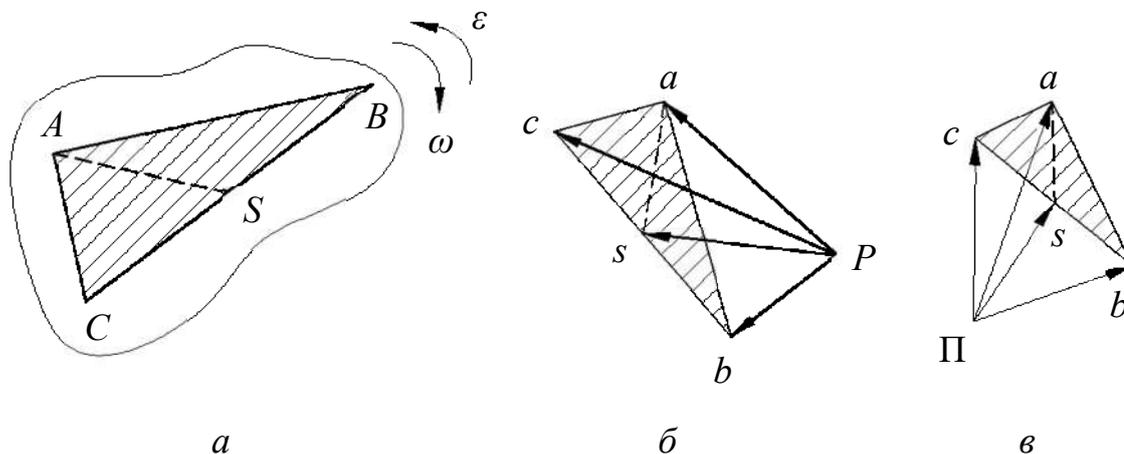


Рис. 18. Теорема подобия

Ускорения относительного (вращательного) движения равны:

$$\begin{aligned}
 a_{CA} &= l_{CA} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}; \\
 a_{AB} &= l_{AB} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}; \\
 a_{BC} &= l_{BC} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2},
 \end{aligned}
 \tag{4.17}$$

т. е. $a_{CA}/l_{CA} = a_{AB}/l_{AB} = a_{BC}/l_{BC}$, или $ca/CA = ab/AB = bc/BC$.

Следовательно, $\triangle abc \sim \triangle ABC$.

Аналогично выполняется построение фигур для любой промежуточной точки, например, точки S (рис. 18, а, б).

4.3. Исследование рычажных механизмов методом кинематических диаграмм

Кинематической диаграммой называется графическая зависимость какого-либо параметра движения звена от времени или от перемещения входного звена, представленные в определенной системе координат.

Если известна одна кинематическая диаграмма, то можно получить остальные зависимости путем графического дифференцирования или интегрирования.

На рис. 19, *а*, *б* показана последовательность построения кинематической диаграммы перемещения ползуна кривошипно-ползунного механизма от угла поворота кривошипа $S(\varphi)$ и от времени $S(t)$, а также элементы графического дифференцирования с получением диаграммы скоростей $v(t)$ методом хорд.

Если диаграмма $v(t)$ первична, то процесс, обратный интегрированию, обеспечит получение диаграммы $S(t)$ и называется *графическим интегрированием*.

Следует отметить, что графические методы часто приводят к искажениям результатов из-за неточности графических построений, поэтому необходимо контролировать расположение характерных точек, соответствующих экстремумам на диаграммах.

4.4. Кинематическое исследование рычажных механизмов аналитическим методом

Аналитические методы исследования позволяют проводить анализ с заданной степенью точности. Кроме того, создание математических моделей механизмов позволяет решать задачи их оптимального синтеза при использовании ЭВМ.

Рассмотрим пример кинематического исследования синусного механизма (механизм двойного ползуна), где кривошип 1 вращается с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε (рис. 20).

Тогда скорость и ускорение точки *A* равны:

$$\begin{aligned} v_A &= \omega l_{OA}; \\ a_A &= l_{OA} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}. \end{aligned} \quad (4.18)$$

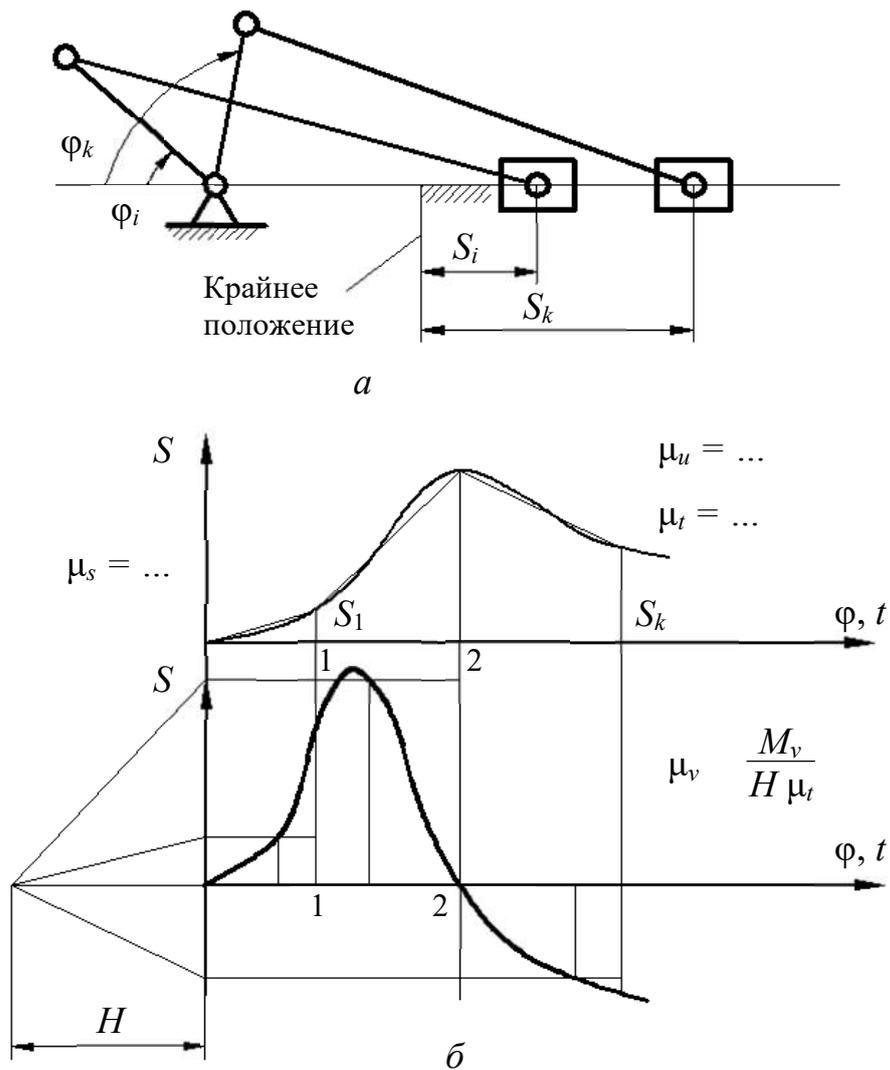


Рис. 19. Последовательность построения кинематической диаграммы перемещения ползуна кривошипно-ползунного механизма:
a – план механизма; *б* – кинематическая диаграмма перемещения ползуна

Рассмотрим пример кинематического исследования синусного механизма (механизм двойного ползуна), где кривошип 1 вращается с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε (рис. 20).

Тогда скорость и ускорение точки *A* равны:

$$\begin{aligned} v_A &= \omega l_{OA}; \\ a_A &= l_{OA} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}. \end{aligned} \quad (4.18)$$

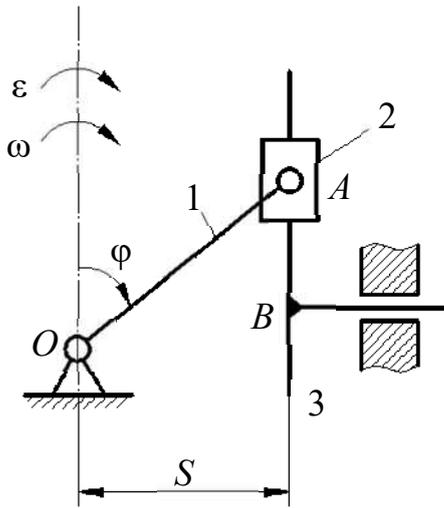


Рис. 20. Синусный механизм

Все точки звеньев 1 и 2 описывают окружности, а точки звена 3 движутся поступательно, причём их перемещения, скорости и ускорения равны:

$$S_B = l_{OA} \sin \varphi = l_{OA} \sin \omega t; \quad (4.19)$$

$$v_B = \frac{dS_B}{dt} = \frac{dS_B}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = l_{OA} \omega \cos \varphi; \quad (4.20)$$

$$a_B = \frac{d^2 S_B}{dt^2} = l_{OA} (\epsilon \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi). \quad (4.21)$$

В случае равномерного вращения кривошипа при $\epsilon = 0$

$$a_B = -l_{OA} \omega^2 \sin \varphi. \quad (4.22)$$

При исследовании многих механизмов получаются достаточно громоздкие формулы, что не является препятствием при использовании ЭВМ.

В исследовании пространственных механизмов используются элементы векторной алгебры и векторного анализа. Положения, скорости и ускорения точек механизма выражаются в векторной форме, при необходимости вычисляются проекции на оси и плоскости. Примеры таких исследований изложены в учебной литературе.

5. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

5.1. Классификация действующих сил

Среди сил, действующих на механизм, различают:

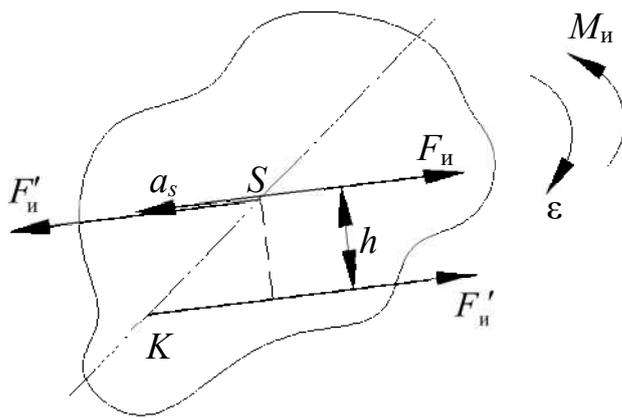
а) движущие силы F_d или моменты M_d , ускоряющие движение входных (начальных) звеньев и совершающие положительную работу (например, силы давления газа на поршень в двигателе внутреннего сгорания, силы веса при опускании груза и т. д.);

б) силы сопротивления F_c или моменты M_c , замедляющие движение входных звеньев и совершающие отрицательную работу. Они могут быть силами полезного сопротивления, дающими производственный эффект, и силами вредного сопротивления, не дающими такого эффекта (к первому типу относятся, например, силы тяжести при подъеме груза, а ко второму типу – силы трения);

в) силы реакции в кинематических парах F_{ij} , возникающие в опорах звеньев и являющиеся внутренними силами для механизма в целом и внешними для каждого отдельного звена;

г) силы инерции F_i или моменты сил инерции M_i , возникающие при неравномерном движении звеньев механизма и могут быть как движущими, так и силами сопротивления (в зависимости от их направления относительно направления движения звеньев).

Фактически силы инерции действуют на тело, вызывающее ускорение другого тела. Однако условное приложениe сил инерции к ускоряемому телу позволяет рассматривать его в равновесии. Этот способ называется **принципом Даламбера** и позволяет задачу динамики свести к статическому расчету.



Силы инерции относятся к категории распределенных по объёму или так называемых массовых сил, которые, как и другие аналогичные силы, могут быть приведены к главному вектору и главному моменту (рис. 21).

Рис. 21. Пояснение принципа Даламбера

На рис. 21 сила и момент сил инерции равны:

$$\begin{aligned} F_{и} &= -m a_s; \\ M_{и} &= -J_s \varepsilon, \end{aligned} \quad (5.1)$$

где m, J_s – масса и момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс; a_s – ускорение центра масс; ε – угловое ускорение звена; знаки минус показывают, что направления $F_{и}$ и $M_{и}$ противоположны соответствующим ускорениям.

Сила $F_{и}$ и момент $M_{и}$, могут быть заменены одной силой $F'_{и} = F_{и}$, линия действия которой проходит через так называемый центр качаний (точка K на рис. 21) на оси звена и отстоит от линии действия $F_{и}$ на расстоянии

$$h = \frac{M_{и}}{F_{и}} \text{ при замене } M_{и} \text{ парой сил: } M_{и} = F'_{и} h.$$

5.2. Приведение сил и масс в механизме

Для исследования закона движения механизма его удобно заменить одним условным звеном – звеном приведения, имеющим закон движения аналогичного звена реального механизма.

Для этого все внешние силы, действующие на звенья, заменяются одной

приведенной силой $F_{\text{пр}}$, мощность $P_{\text{пр}}$ которой равна сумме мощностей заменяемых сил F_i :

$$P_{\text{пр}} = \sum P_i = \sum F_i v_i \cos(F_i \wedge v_i) = F_{\text{пр}} v \cos(F_{\text{пр}} \wedge v), \quad (5.2)$$

или приведённым моментом $M_{\Sigma}^{\text{пр}}$, мощность $P_{\Sigma}^{\text{пр}}$ которого равна сумме мощностей заменяемых моментов сил M_i :

$$P_{\text{пр}} = \sum P_i = \sum M_i \omega_i = M_{\text{пр}} \omega. \quad (5.3)$$

В формулах (5.2), (5.3) v_i – скорость точки приложения i -ой силы; v – скорость точки приложения приведённой силы на звене приведения; ω_i – угловая скорость i -го звена; ω – угловая скорость звена приведения.

Приведённую силу или приведённый момент удобно записывать в виде суммы составляющих, например:

$$M_{\text{пр}} = \sum M_{F_i \text{ пр}} + \sum M_{M_i \text{ пр}}, \quad (5.4)$$

где $\sum M_{F_i \text{ пр}}$, $\sum M_{M_i \text{ пр}}$ – составляющие приведённого момента, обусловленные действием сил и моментов соответственно.

В кривошипно-ползунном механизме (рис. 22):

$$M_{\text{пр}} = M_{F_{\text{пр}}} + M_{G_{\text{пр}}}, \quad (5.5)$$

где

$$M_{F_{\text{пр}}} = \frac{F v_B}{\omega_1} = F l_{OA} \frac{pb}{pa};$$

$$M_{M_{\text{пр}}} = \frac{G v_S}{\omega_1} \cos(G \wedge v_S) = G l_{OA} \frac{ps}{pa} \cos(G \wedge v_S), \quad (5.6)$$

где pa , pb , ps – вектора, взятые с плана скоростей (рис.22).

Как видно из формул, величина $F_{\text{пр}}$ ($M_{\text{пр}}$) зависит лишь от соотношения скоростей, а не от их абсолютной величины, что позволяет для приведения сил использовать планы скоростей без учета их масштабов.

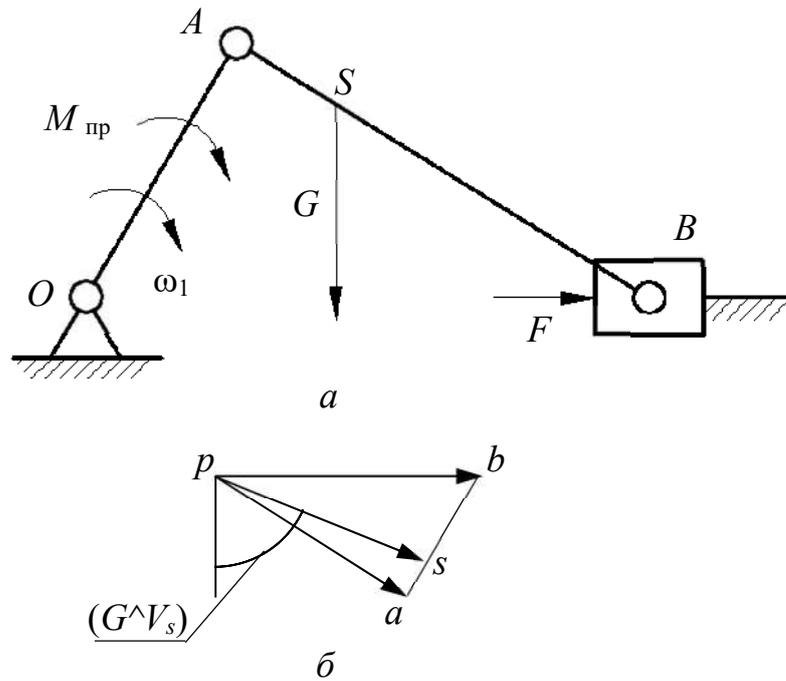


Рис. 22. Пример кривошипно-ползунного механизма:
a – схема; *б* – план скоростей

Каждое *i*-ое звено механизма обладает массой m_i и моментом инерции J_i относительно оси, проходящей через центр масс звена, при этом кинетическая энергия *i*-го звена плоского механизма равна:

$$E_i = \frac{m_i v_i^2}{2} + \frac{J_i \omega_i^2}{2}. \quad (5.7)$$

Массы и моменты инерции всех звеньев механизма можно условно заменить некоторой массой $m_{пр}$, сосредоточенной в произвольно выбранной точке *A* звена привода (рис. 23, *a*), или некоторым моментом инерции $J_{пр}$, приписанным звену привода (рис. 23, *б*).

Замена должна производиться из условия равенства кинетических энергий:

$$E_{пр} = \frac{m_{пр} v_A^2}{2} + \frac{J_{пр} \omega^2}{2}, \quad (5.8)$$

где $E_{пр}$ – приведённая кинетическая энергия.

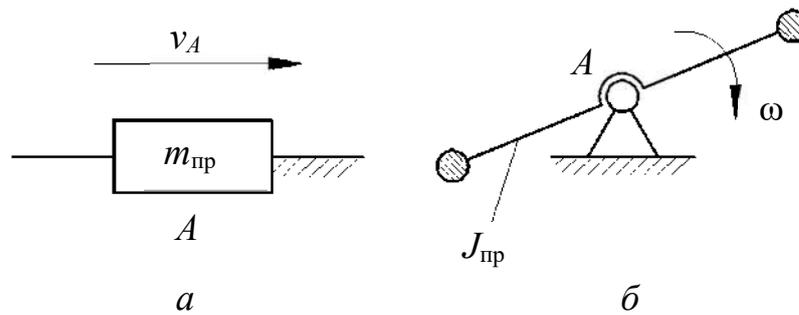


Рис. 23. Массы и моменты инерции звеньев приведения:
a – звено приведения – ползун; *б* – звено приведения - кривошип

Приведённые масса при поступательном движении звена приведения определяется по формуле

$$m_{\text{пр}} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_i}{v_A} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{v_A} \right)^2 \right], \quad (5.9)$$

а при вращательном движении звена приведения – по формуле

$$J_{\text{пр}} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right]. \quad (5.10)$$

Приведённые масса и момент инерции являются функциями положения звена приведения, т.е. их величина может меняться при изменении положения звена в процессе его движения.

5.3. Уравнение движения машины

Работу машины можно разбить на три периода (рис. 24):

- 1) период пуска (разгона) $t_{\text{п}}$;
- 2) период установившегося движения $t_{\text{у}}$;
- 3) период остановки (выбега) $t_{\text{о}}$.

Аналитическая зависимость между действующими на звенья силами и кинематическими параметрами движения называется уравнением движения.

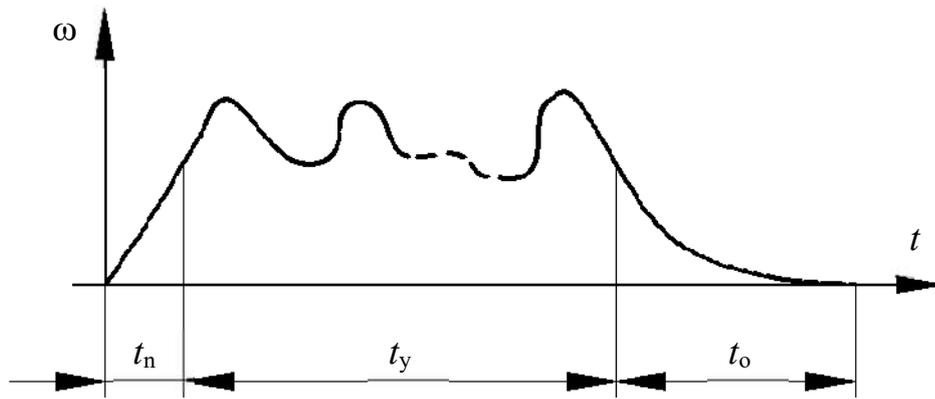


Рис. 24. Периоды работы машины

Это уравнение в общем случае имеет вид

$$\Delta E = E - E_0 = A_d - A_c, \quad (5.11)$$

где ΔE – изменение кинетической энергии за рассматриваемый промежуток времени; E и E_0 – величина кинетической энергии в конце и начале промежутка; A_d, A_c – работа движущих сил и сил сопротивления.

В период пуска (разгона) $A_d > A_c$, т. е. происходит ускорение движения звеньев, движение является неустановившимся.

В период установившегося движения $A_d = A_c$, т. е. скорости звеньев в конечный и начальный моменты периода равны, и вся работа движущихся сил расходуется на преодоление сопротивлений.

В период остановки (выбега) $A_d < A_c$, движение продолжается некоторое время за счет накопленной кинетической энергии, поглощаемой силами сопротивления движению.

Уравнение движения может быть выражено в интегральной и дифференциальной форме, а для упрощения его решения исследование машины заменяют исследованием звена приведения, в котором изменение кинетической энергии равно

$$\Delta E_{\text{пр}} = A_d^{\text{пр}} - A_c^{\text{пр}}, \quad (5.12)$$

где суммарная работа действующих на звено приведения сил может быть выражена:

а) в интегральной форме:

$$A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}} = \int F_{\text{пр}} ds \quad (5.13)$$

или

$$A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}} = \int M_{\text{пр}} d\varphi, \quad (5.14)$$

где ds – элементарное перемещение точки приведения; $d\varphi$ – элементарный угол поворота звена приведения;

б) в дифференциальной форме:

$$d\Delta E_{\text{пр}} = d(A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}}) = F_{\text{пр}} ds \quad (5.15)$$

или

$$d\Delta E_{\text{пр}} = d(A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}}) = M_{\text{пр}} d\varphi. \quad (5.16)$$

Таким образом, уравнение движения машины приводится к тому или иному конкретному виду и решается графическим и графоаналитическим методами, а учитываемые силы и моменты сил, приведенные массы и моменты инерции могут быть как постоянными, так и переменными величинами, зависящими от того или иного фактора.

5.4. Понятие об уравновешивающей силе. Теорема Жуковского о жестком рычаге

Одним из способов определения приведенной силы $F_{\text{пр}}$ является способ, предложенный Н. Е. Жуковским. Уравнение, из которого может быть найдена $F_{\text{пр}}$, основано на равенстве мощностей (формула (5.2)).

Рассмотрим какое-либо звено механизма, в точке B которого приложена сила F_i под углом α_i к вектору скорости v_i этой точки (рис.25, а).

Мощность силы F_i равна

$$P_i = F_i v_i \cos \alpha_i. \quad (5.17)$$

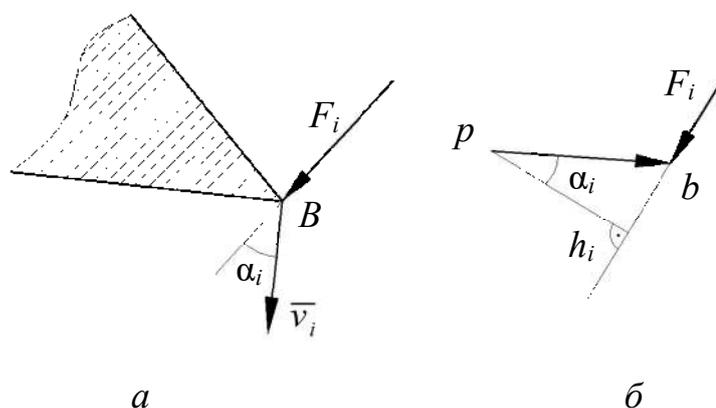


Рис. 25. Теорема Жуковского о жестком рычаге:
a – звено механизма; *б* – план скоростей

Если вектор скорости точки *B* (план скоростей) повернуть на 90° и силу F_i приложить к концу вектора (к точке *b*), сохранив ее направление, то момент этой силы относительно полюса *p* будет равен (рис. 25, *б*)

$$M_i = F_i h_i = F_i v_i \cos \alpha_i = P_i, \quad (5.18)$$

т.е. равен мощности силы F_i . Таким образом, F_i можно найти, повернув на 90° план скоростей и приложив к нему все внешние силы, включая силы инерции, в соответствующих точках и сохраняя их направления. Тогда из уравнения моментов такого рычага

$$F_{\text{пр}} h_{\text{пр}} = \sum F_i h_i \quad (5.19)$$

получим:

$$F_{\text{пр}} = \sum \frac{F_i h_i}{h_{\text{пр}}}, \quad (5.20)$$

где h_i и $h_{\text{пр}}$ – кратчайшие расстояния от полюса плана скоростей до линий действия *i*-ой и приведенной сил.

Повернутый на 90° план скоростей с приложенными к нему силами называется жестким рычагом Жуковского.

Величина $F_{\text{пр}}$ или $M_{\text{пр}}$ зависит от положения механизма, поэтому можно построить диаграмму, например, $F_{\text{пр}}(\varphi)$, являющуюся функцией положения звена приведения. Для этого необходимо последовательно определить

значения $F_{пр}$ методом рычага Жуковского для целого ряда положений механизма в пределах цикла ($F_{1пр}, F_{2пр}, \dots$) и отложить их на диаграмме (рис. 26).

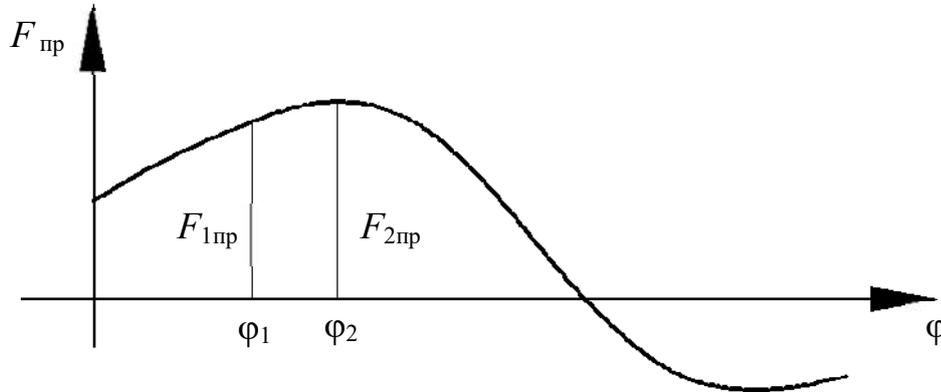


Рис. 26. Диаграмма приведенной силы

Приведенная сила $F_{пр}$ или момент $M_{пр}$ характеризуют реакцию механизма на движение его входного звена по определенному закону, задаваемому двигателем. Сила или момент, равные по величине приведенной силе или моменту, но противоположные им по направлению, называется уравновешивающей силой F_y или уравновешивающим моментом M_y . Эти сила или момент развиваются двигателем и обеспечивают заданное движение входного звена.

Если к рычагу Жуковского приложить все внешние силы, включая силы инерции, а также F_y , то его можно рассматривать в равновесии, из условия которого

$$F_y h_y + \sum F_i h_i = 0 \quad (5.21)$$

можно определить неизвестную F_y , а также найти мощность двигателя $P_{дв}$, требуемую для получения заданного движения входного звена в заданном положении:

$$P_{дв} = F_y v_A \cos(\angle F_y v_A) = M_y \omega \quad (5.22)$$

5.5. Графоаналитический метод решения уравнения движения машины

Данный метод позволяет не только наглядно иллюстрировать связь между динамическими и кинематическими параметрами движения, но и решать практические задачи синтеза, например, задачу уменьшения неравномерности вращения звеньев.

В качестве примера рассмотрим построение так называемой диаграммы энергомасс. Эта диаграмма строится на основе графиков $J_{пр}(\varphi)$ и

$$\Delta E_{пр}(\varphi) = E_{пр}(\varphi) - E_{0пр}, \quad (5.23)$$

где $E_{пр0}$ – энергия звена приведения в начале цикла.

График $\Delta E_{пр}(\varphi)$ может быть получен путем графического интегрирования графика $M_{пр}(\varphi)$.

На рис. 27 показана последовательность построения диаграммы энергомасс в координатах $\Delta E_{пр}(J_{пр})$, которая при установившемся движении является замкнутой кривой и строится на базе диаграмм $\Delta E_{пр}(\varphi)$ и $J_{пр}(\varphi)$ путем исключения параметра φ (угла поворота звена приведения).

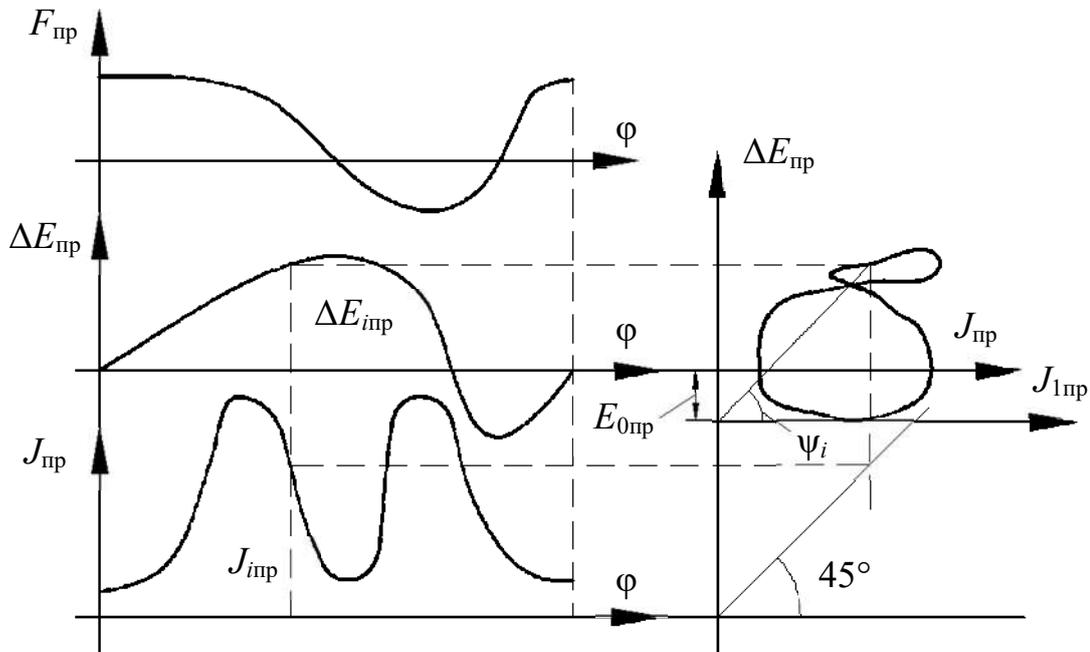


Рис. 27. Диаграмма энергомасс

Если известна угловая скорость вращения ω_0 звена приведения в начале цикла, то можно определить начальную кинетическую энергию:

$$E_{0\text{пр}} = \frac{J_{0\text{пр}} \omega_0^2}{2}. \quad (5.24)$$

Тогда диаграмму энергомасс можно рассматривать в координатах $\Delta E_{\text{пр}}(J_{1\text{пр}})$, где ось $J_{1\text{пр}}$ отстоит от первоначальной оси $J_{\text{пр}}$ на величину $E_{0\text{пр}}$ (рис. 27).

Так как

$$E_{\text{пр}} = \frac{J_{\text{пр}} \omega^2}{2}, \quad (5.25)$$

то

$$\omega^2 = \frac{2E_{\text{пр}}}{J_{\text{пр}}} = 2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \text{tg} \psi, \quad (5.26)$$

где μ_E и μ_J – масштабные коэффициенты, используемые для построения диаграмм.

Таким образом, диаграмма энергомасс позволяет при установившемся движении определить угловую скорость ω звена приведения в любой момент времени, т. е.

$$\omega = \sqrt{2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \text{tg} \psi}, \quad (5.27)$$

$$\text{tg} \psi = \frac{\mu_J \omega^2}{2\mu_E}.$$

5.6. Неравномерное движение машин. Маховики

Одним из режимов движения машины при совершении полезной работы является режим равномерного или установившегося движения.

При равномерном движении угловая скорость ω вала двигателя постоянна, а при установившемся движении она периодически изменяется

(рис. 28), причём степень неравномерности можно оценить коэффициентом неравномерности δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_c}, \quad (5.28)$$

где ω_c – средняя угловая скорость за цикл:

$$\omega_c = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}. \quad (5.29)$$

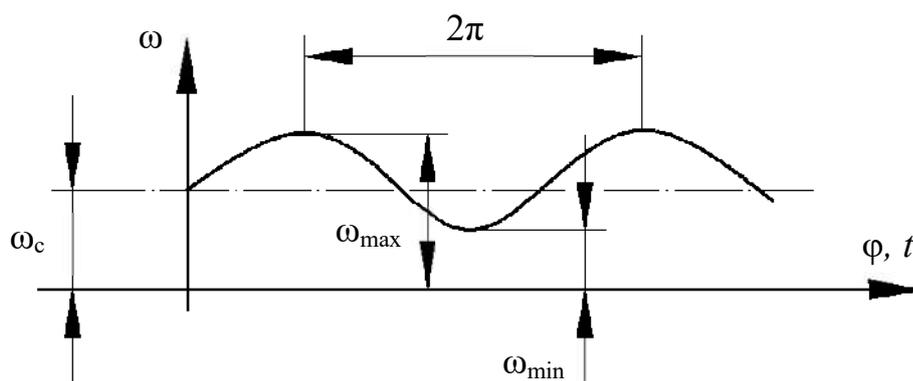


Рис. 28. Изменение угловой скорости ведущего звена

Неравномерность вредно сказывается на работе машин, т. к. вызывает дополнительные инерционные нагрузки, которые могут привести к поломке.

Практикой установлены значения δ , которые допустимы в различных условиях эксплуатации. Регулировать величину δ можно путем изменения величины момента инерции звена приведения, т. е. на быстро вращающийся вал закрепляется дополнительная масса, называемая маховиком.

При конструировании маховика стремятся к получению необходимого момента инерции маховика J_M с наименьшим весом G и заданным диаметром D . Для этой цели маховик изготавливается в виде тяжелого обода, соединенного со втулкой тонким диском с отверстием или спицами (рис. 29). Приближенно J_M можно определить по формуле:

$$J_M = G \frac{D^2 + d^2}{8g}, \quad (5.30)$$

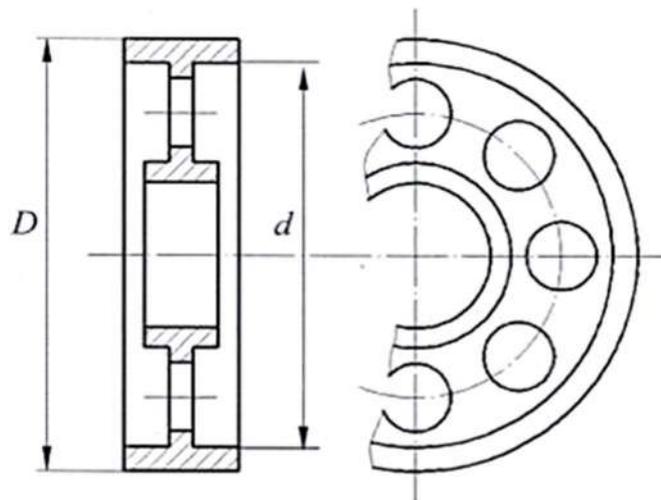


Рис. 29. Конструкция маховика

где D, d – диаметры обода маховика; g – ускорение свободного падения.

5.7. Подбор момента инерции J_m маховика по заданному коэффициенту неравномерности δ

Обычно требуется определить параметры маховика при заданных значениях ω_c и δ . Существуют различные методы определения J_m , наиболее точным из которых является метод Ф. Виттенбауэра, в соответствии с которым предварительно строится диаграмма энергомасс $\Delta E_{пр}(J_{пр})$.

Согласно этой диаграмме (рис. 30):

$$\omega_{\max(\min)}^2 = 2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg} \psi_{\max(\min)}; \quad (5.31)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\max(\min)} = \frac{\omega_{\max(\min)}^2 \mu_J}{2\mu_E}.$$

С другой стороны, из уравнений (5.28), (5.29):

$$\omega_{\max(\min)} = \omega_c \left(1 \pm \frac{\delta}{2} \right). \quad (5.32)$$

Таким образом, найдя ψ_{\max} , ψ_{\min} и проведя касательные к диаграмме энергомасс под этими углами к горизонтали (рис. 30), получим в точке их

пересечения начало новой системы координат с осями $E_{пр}$ и $J_{1пр}$, отстоящими от принятых ранее осей на искомую величину J_M и $E_{0пр}$.

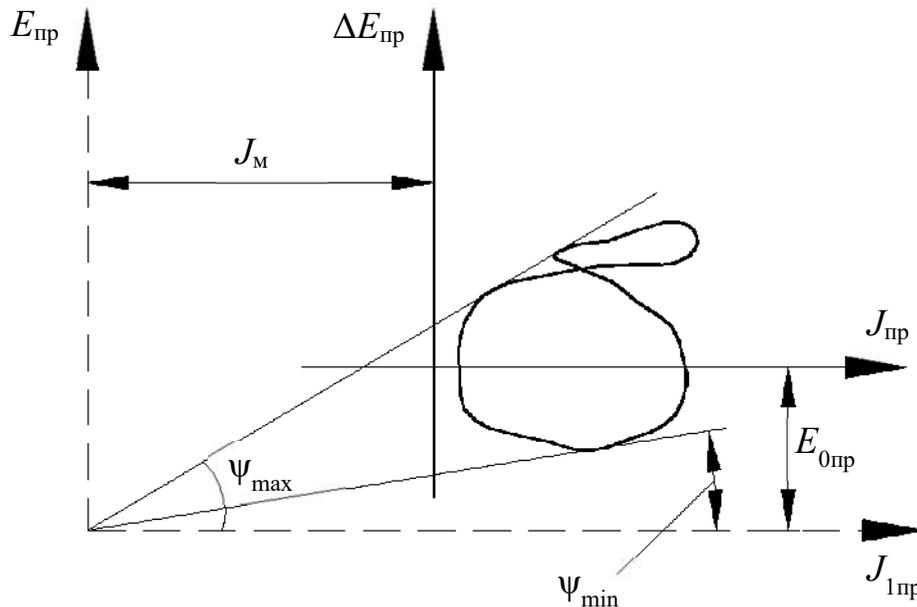


Рис. 30. Определение момента инерции маховика по диаграмме Виттенбауэра

В целом последовательность определения J_M включает следующие операции:

- 1) строится диаграмма $M_{пр}(\varphi)$ для установившегося движения;
- 2) строится диаграмма $\Delta E_{пр}(\varphi)$ путем графического интегрирования диаграммы $M_{пр}(\varphi)$;
- 3) строится график $J_{пр}(\varphi)$ и диаграмма энергомасс путем исключения параметра φ из графиков $\Delta E_{пр}(\varphi)$ и $J_{пр}(\varphi)$;
- 4) определяются углы ψ_{max} , ψ_{min} , после чего находится J_M в новых координатах $E_{пр}$ и $J_{1пр}$ диаграммы $E_{пр}(J_{1пр})$.

5.8. Регулирование неперiodических колебаний скорости движения машин

В процессе выполнения работы приходится регулировать скорость рабочего органа машины. Например, в стационарных двигателях необходимо

поддерживать скорость рабочего органа постоянной, а в двигателях транспортных машин эта скорость должна изменяться в широких пределах.

Из уравнения движения машины следует, что изменения скорости рабочего органа можно достигнуть за счет изменения разности работ движущих сил и сил сопротивления ($A_d - A_c$). Устройства, обеспечивающие изменения работы сил сопротивления применяются в виде тормозов, например, в транспортных машинах, которые снабжаются также и приспособлениями для одновременного разобщения двигателя с исполнительным механизмом.

Другим способом регулирования является изменение работы движущих сил путем воздействия на орган, подающий энергию к входному звену (поршню у двигателя внутреннего сгорания, лопаткам турбины и т. д.).

Регулирование может осуществляться либо человеком-оператором, либо автоматически – с помощью устройств, называемых регуляторами.

Одним из них является центробежный регулятор (рис. 31), приводимый во вращение валом двигателя B . Ползун A соединяется с органом, подводящим рабочее тело (пар, топливо и т. д.). Регулятор за счёт изменения сил инерции $F_{и}$, действующих на шары C , автоматически поддерживает угловую скорость вала двигателя постоянной, т. к. ее увеличение приводит к уменьшению подачи рабочего тела и наоборот.

5.9. Силовой расчет рычажных механизмов

Зная активные силы, действующие на звенья механизма и силы инерции этих звеньев, можно произвести его кинетостатический расчет, т.е. определить реакции в кинематических парах и уравновешивающую силу (момент) на входном звене, причем эта сила (момент) является движущей при совпадении ее направления с направлением движения входного звена или силой

(моментом) сопротивления, если ее направление противоположно этому движению.

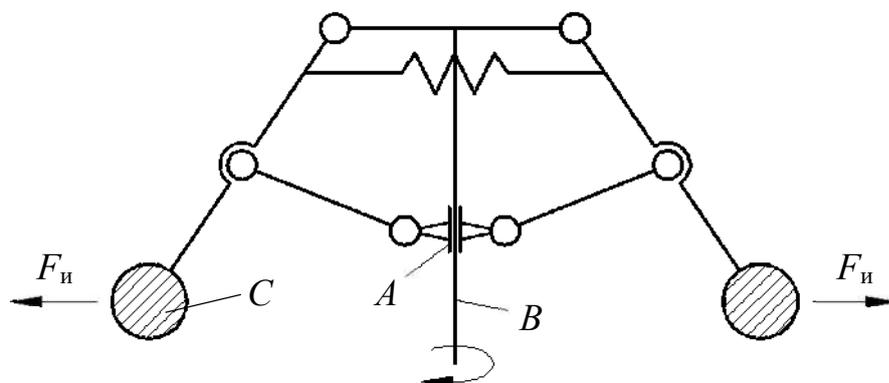


Рис. 31. Центробежный регулятор

При кинетостатическом расчете реакции в кинематических парах определяются путем статического расчета, который базируется на результатах кинематического анализа, включая ускорения, необходимые для определения сил (моментов) инерции.

При силовом расчете используется принцип Даламбера, позволяющий решение задачи динамики свести к статическому расчету (метод кинетостатики). Согласно этому принципу, приведение ускоренно движущейся системы в равновесие обеспечивается условным приложением к этой системе сил инерции. При этом неизвестные силы определяются из уравнений статики.

Силы взаимодействия между звеньями (реакции) можно считать направленными по нормали к контактирующим поверхностям, если расчет ведется без учета сил трения (рис. 32). Принято следующее обозначение реакций: R_{12} – реакция со стороны звена 1 на звено 2; R_{21} – реакция со стороны звена 2 на звено 1.

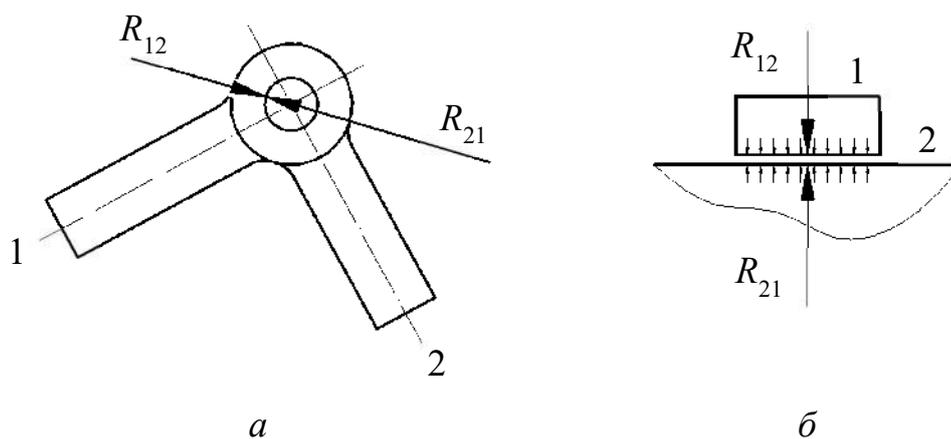


Рис. 32. Реакции в кинематических парах:
a – вращательной; *б* – поступательной

При графоаналитическом решении используется метод плана сил.

Механизм расчленяется на структурные группы Ассура и начальные звенья. Расчет ведется, начиная с последней структурной группы и заканчивается расчетом входного звена.

При расчете структурных групп к ним прикладываются все действующие силы, включая силы инерции и реакции отброшенных связей. Каждая из неизвестных реакций, при необходимости, может быть разложена на две составляющих по выбранным направлениям, например, вдоль оси звена (нормальная R^n) и перпендикулярно оси (тангенциальная R^t). При равенстве числа уравнений статики числу неизвестных реакций их можно определить аналитически и графически, построив многоугольник (план) сил. Неизвестные определяются из условия замкнутости векторной суммы сил.

Рассмотрим примеры.

Пример 1. Двухповодковая группа с вращательными парами (рис. 33).

Составляющая R_{i1}^t определяется из уравнения моментов для звена 1 относительно точки *B*: $\Sigma M_{B1} = 0$ (рис.33, *a*).

Составляющая R_{j2}^t определяется из уравнения моментов для звена 2 относительно точки *B*: $\Sigma M_{B2} = 0$ (рис.33, *a*).

При отрицательных значениях реакций необходимо изменить их направления на противоположные.

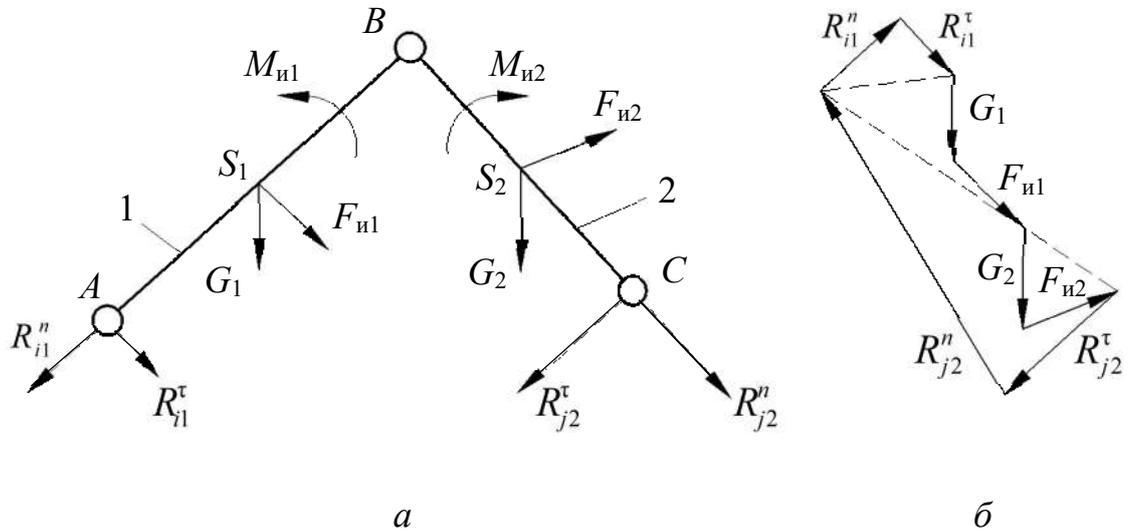


Рис. 33. Двухповодковая группа с вращательными парами:
a – план группы; *б* – план сил

Составляющие R_{i1}^n, R_{j2}^n определяются из плана сил (рис. 33, *б*), полученного на основе векторного уравнения $\Sigma \bar{F}_k = 0$, где \bar{F}_k – силы, действующие на структурную группу, включая найденные составляющие реакций.

Пример 2. Двухповодковая группа шатун-ползун (рис. 34).

Реакция R_{j2} определяется из уравнения моментов $\Sigma M_A = 0$.

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 34, *б*) на основе векторного уравнения $\Sigma \bar{F}_k = 0$. Вычислять для этого составляющую R_{i1}^tau нет необходимости.

Пример 3. Двухповодковая группа кулиса-камень (рис. 35) при $G_2 \approx 0$.

Реакция R_{j2} определяется из уравнения моментов $\Sigma M_A = 0$.

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 34, *б*) на основе векторного уравнения $\Sigma \bar{F}_k = 0$ по аналогии с примером 2.

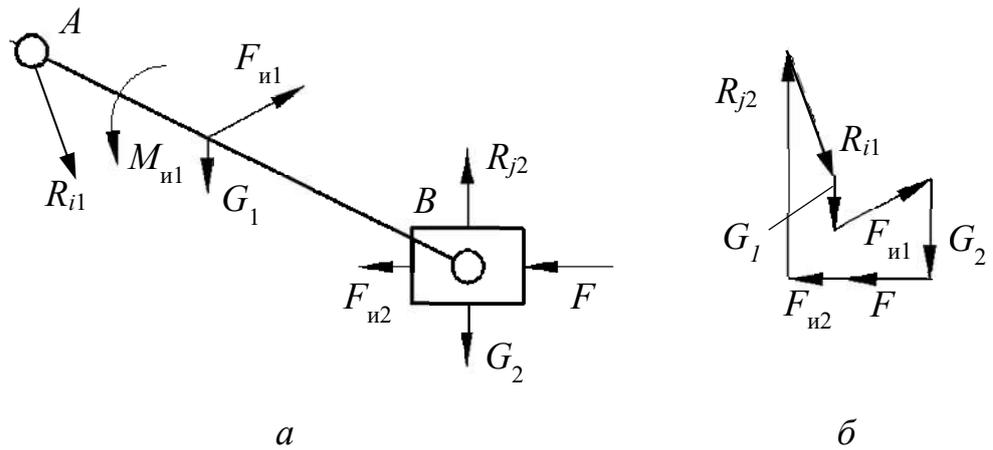


Рис. 34. Двухповодковая группа шатун-ползун:
a – план группы; *б* – план сил

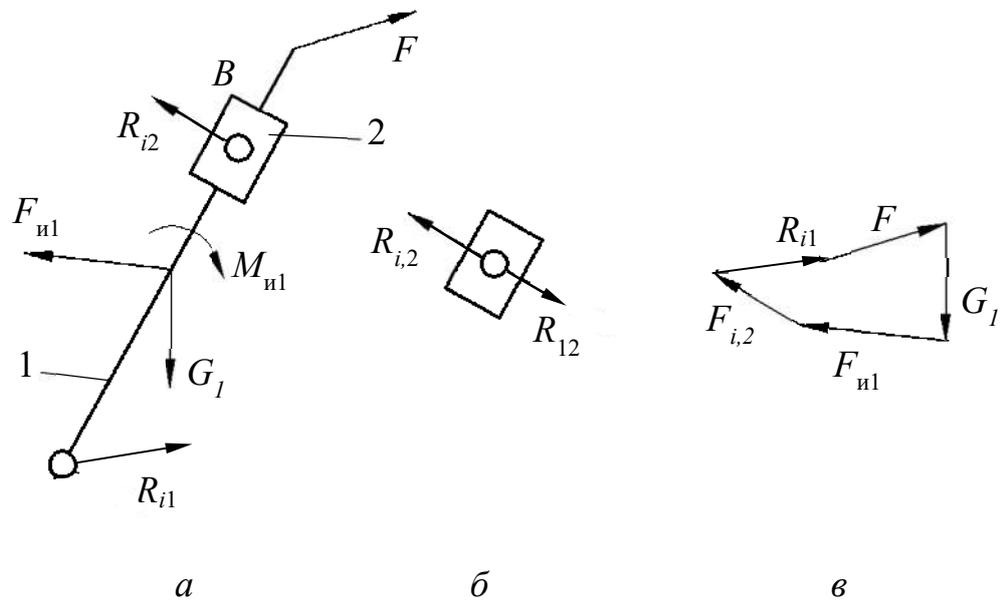


Рис. 35. Двухповодковая группа кулиса-камень:
a – план группы; *б* – силы на звене *B*; *в* – план сил

Особенность расчета данной группы Ассура состоит в возможности некоторого упрощения вычислений в случае, когда весом камня 2 можно пренебречь. Тогда реакция R_{12} равна по модулю и противоположна реакции R_{j2} (рис. 35, б).

4. Входное звено – кривошип (рис. 36).

Уравновешивающий момент M_y определяется из уравнения моментов $\Sigma M_O = 0$.

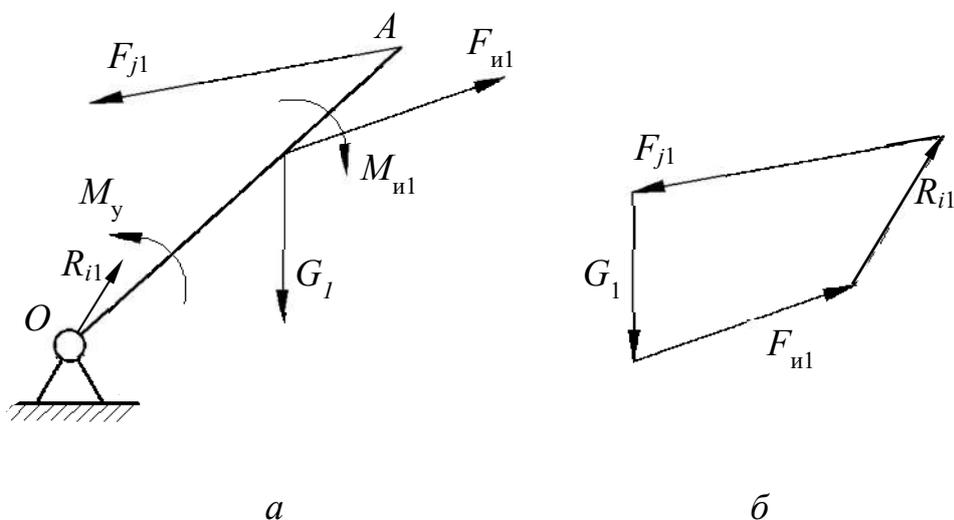


Рис. 36. Входное звено – кривошип:
a – план звена; *б* – план сил

Реакция $R_{и1}$ определяется непосредственно из плана сил (рис. 36, б) на основе векторного уравнения $\Sigma \vec{F}_k = 0$ по аналогии с примером 2.

6. СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

6.1. Постановка задачи, виды и способы синтеза

Задачи синтеза рычажных механизмов в общем случае являются сложными задачами оптимального проектирования, включающими этапы структурного, кинематического и динамического расчёта. Поэтому для упрощения решения рассматриваются частные задачи, в которых учитываются лишь некоторые (основные) условия проектирования.

В зависимости от исходных данных различают следующие виды синтеза:

- геометрический, когда заданы отдельные положения звеньев или траектории отдельных точек;
- кинематический, когда заданы некоторые скорости, ускорения или их соотношения;
- динамический, когда заданы действующие силы или наложены некоторые ограничения на динамические параметры.

К способам синтеза относятся:

- а) опытный, когда экспериментальным путём подбираются размеры звеньев для реализации заданной траектории;
- б) графический;
- в) аналитический.

Возможны различные комбинации видов и способов синтеза, перечисленных выше.

6.2. Решение задач оптимального синтеза стержневых механизмов

При постановке задачи оптимального синтеза следует различать входные и выходные параметры.

Входные – это изначально заданные параметры (размеры звеньев, скорости, ускорения или их соотношения).

Выходные – это параметры, определяемые в результате решения задачи.

При синтезе необходимо учитывать ряд требований кинематического, конструктивного, технологического характера и т. д., среди которых одно, как правило, является главным, а остальные – второстепенными (дополнительными).

Если главное требование записать математически в виде функции $Z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, где x_1, x_2, \dots, x_n – выходные параметры, то такая функция называется *функцией цели* (целевой), при этом дополнительные условия, выраженные в виде $a_i \leq g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_i$, называются ограничениями.

Задачей оптимального синтеза является обеспечение экстремального значения Z при соблюдении всех ограничений.

Например, выразив вес механизма в виде функции Z его параметров (длин звеньев), можно решать задачу минимизации Z при соблюдении условий его существования. К таким условиям относятся условия проворачивания кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике, условие соблюдения заданного угла давления и ряд других.

При малом числе выходных параметров решение задачи оптимизации может быть получено в аналитической форме. В противном случае используются численные методы направленного, случайного или комбинированного поиска оптимальных решений.

6.3. Условия проворачиваемости кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике

При проектировании (синтезе) механизма с ведущим звеном – кривошипом одним из учитываемых условий является проворачиваемость кривошипа. Данное условие иначе называется условием существования кривошипа.

Выполнение условия существования кривошипа обеспечивается определённым соотношением длин звеньев. Например, для того чтобы звено AB четырёхзвенника (рис. 37) могло стать кривошипом, оно должно последовательно пройти через два крайних положения.

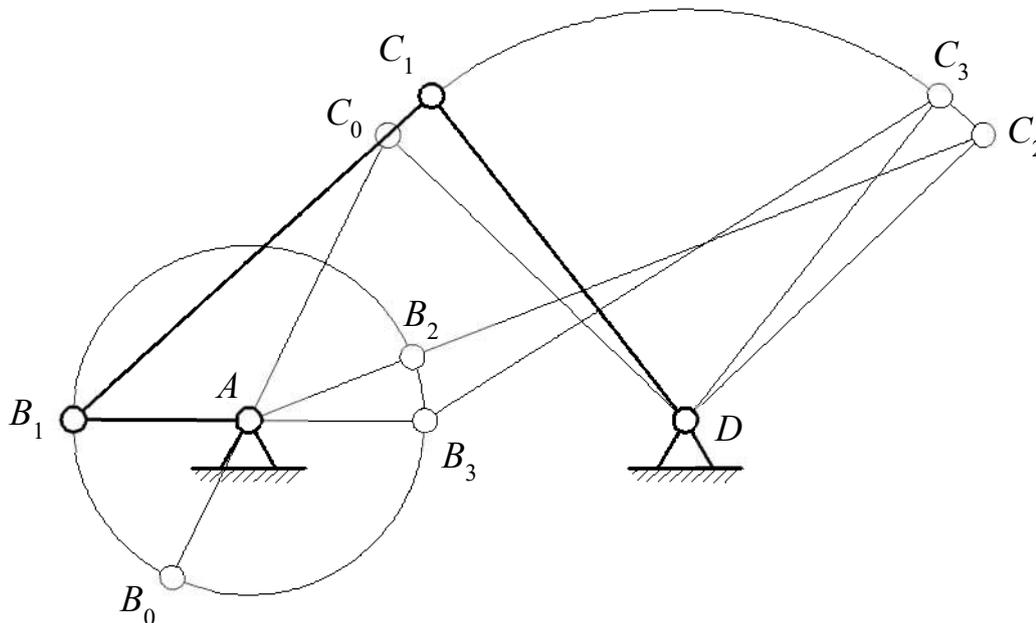


Рис. 37. Выполнение условия существования кривошипа

Используя три положения механизма, получим следующие условия для положений 1, 2, 3, предварительно обозначив длины звеньев $l_{AB} = a$; $l_{BC} = b$; $l_{CD} = c$; $l_{AD} = d$:

- а) $a + d < b + c$ – положение 1;
- б) $a + b < d + c$ – положение 2;
- в) $c < b + d - a$ или $a + c < b + d$ – положение 3;

то есть сумма длин кривошипа и любого другого звена меньше суммы остальных звеньев.

Сложим попарно полученные неравенства и получим: $a < c$; $a < d$; $a < b$, то есть кривошип является самым коротким звеном.

А если данные условия не выполняются, то механизм будет либо двухкривошипным, либо двухкоромысловым. Эти условия используются при геометрическом синтезе.

6.4. Учёт углов давления в стержневых механизмах

Углы давления во многом определяют условия работы механизма. Угол давления (например, угол α на рис. 38) измеряется между вектором силы и вектором скорости в точке её приложения и влияет на трение и износ в кинематических парах.

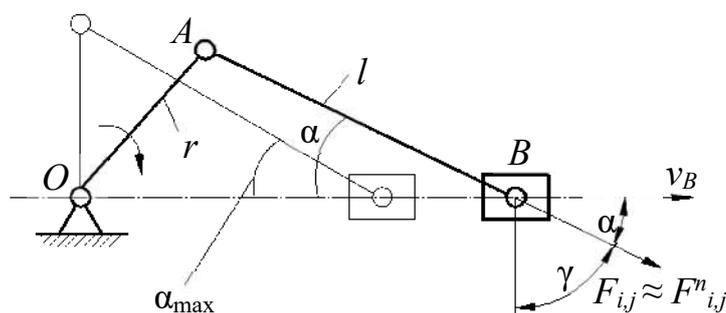


Рис. 38. Углы давления в стержневом механизме

Поэтому максимальные значения углов давления при синтезе механизмов ограничивают допустимыми значениями $[\alpha]$ для исключения возможности заклинивания и предотвращения снижения КПД. Для упрощения расчётов, связанных с определением углов давления, обычно пренебрегают тангенциальными составляющими реакций, что позволяет находить наихудшие положения с точки зрения риска заклинивания и назначать длины звеньев l_{min} , обеспечивающие приемлемые условия работы при заданном $[\alpha]$, т. е. при выполнении условия $\alpha_{max} \leq [\alpha]$.

Углы $\gamma = 90^\circ - \alpha$ называются углами передачи и ограничиваются при проектировании величиной γ_{min} .

6.5. Синтез четырёхзвенника по трём заданным положениям шатуна

Так как точки B и C шарнирного четырёхзвенника описывают дуги окружностей (рис. 39), то, проведя перпендикуляры через середины хорд, соединяющих концы шатуна в трёх положениях, получим центры вращения звеньев AB и CD (точки A и D). Вид синтеза – геометрический; способ синтеза – графический.

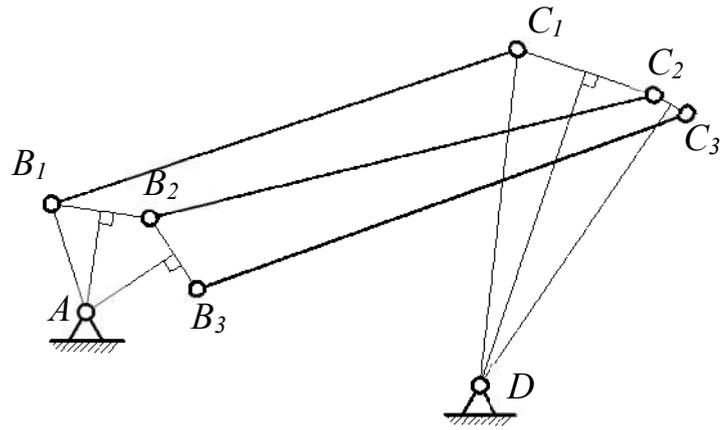


Рис. 39. Синтез четырёхзвенника

6.6. Синтез кривошипно-кулисного механизма по заданному коэффициенту изменения скорости хода

Схема кривошипно-кулисного механизма показана на рис. 40.

Одной из кинематических характеристик стержневого механизма может служить коэффициент изменения скорости хода k_v , представляющий собой отношение средней скорости холостого хода $v_{x.x}$ к средней скорости рабочего хода $v_{p.x}$.

При равномерном движении кривошипа коэффициент k_v равен

$$k_v = \frac{v_{x.x}}{v_{p.x}} = \frac{s}{t_{x.x}} \cdot \frac{t_{p.x}}{s} = \frac{180^\circ + \theta}{\omega} \cdot \frac{\omega}{180^\circ - \theta} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}, \quad (6.1)$$

где s – ход ползуна; $t_{p.x}$ и $t_{x.x}$ – время рабочего и холостого хода; ω – угловая скорость кривошипа; θ – угол размаха кулисы.

При заданном V k можно определить \square или наоборот. Используя дополнительные конструктивные соображения, можно определить размеры всех звеньев механизма.

Вид синтеза – кинематический; способ – графоаналитический.

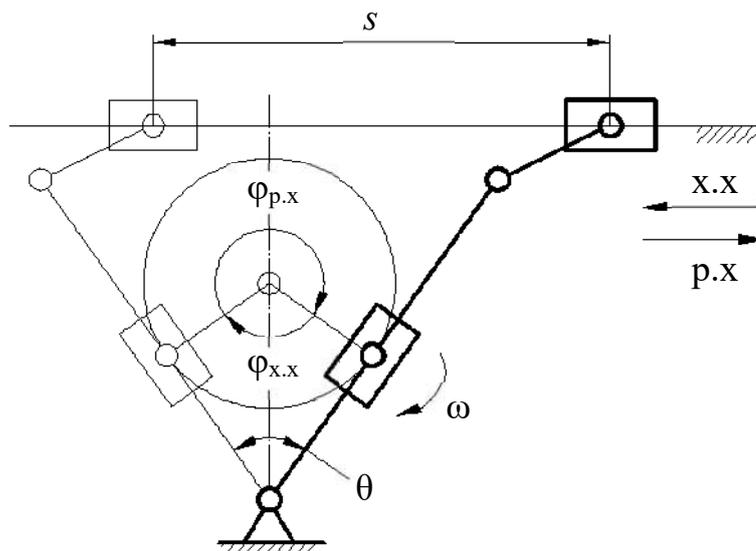


Рис. 40. Синтез кривошипно-кулисного механизма

6.7. Синтез кривошипно-ползунного механизма по некоторым заданным размерам

Кривошипно-ползунный механизм характеризуется пятью параметрами: a , φ_1 , φ_2 , $r = l_{OA}$, $l = l_{AB}$ (рис. 41), при этом можно записать два аналитических выражения, связывающие эти параметры:

$$\begin{aligned} \sin \varphi_1 &= \frac{a}{l+r}; \\ \sin \varphi_2 &= \frac{a}{l-r}. \end{aligned} \quad (6.2)$$

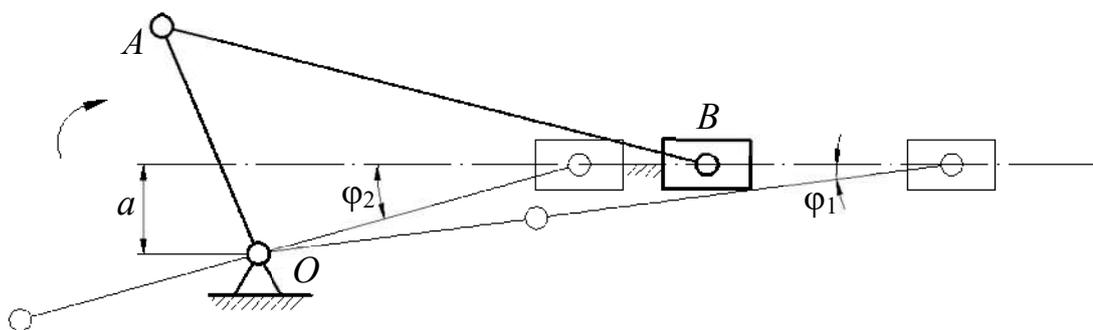


Рис. 41. Синтез кривошипно-ползунного механизма

Таким образом, задавая три параметра из пяти, можно определить два оставшихся из указанных выражений. Например, задав величины: a , φ_1 и φ_2 , можно определить r и l .

Вид синтеза – геометрический; способ – аналитический.

6.8. Понятие о синтезе механизма по заданному закону движения выходного звена

Пусть задан закон движения ведомого звена (угла поворота коромысла обозначен ψ) в зависимости от угла поворота кривошипа φ , например, в четырёхшарнирном механизме (рис. 42).

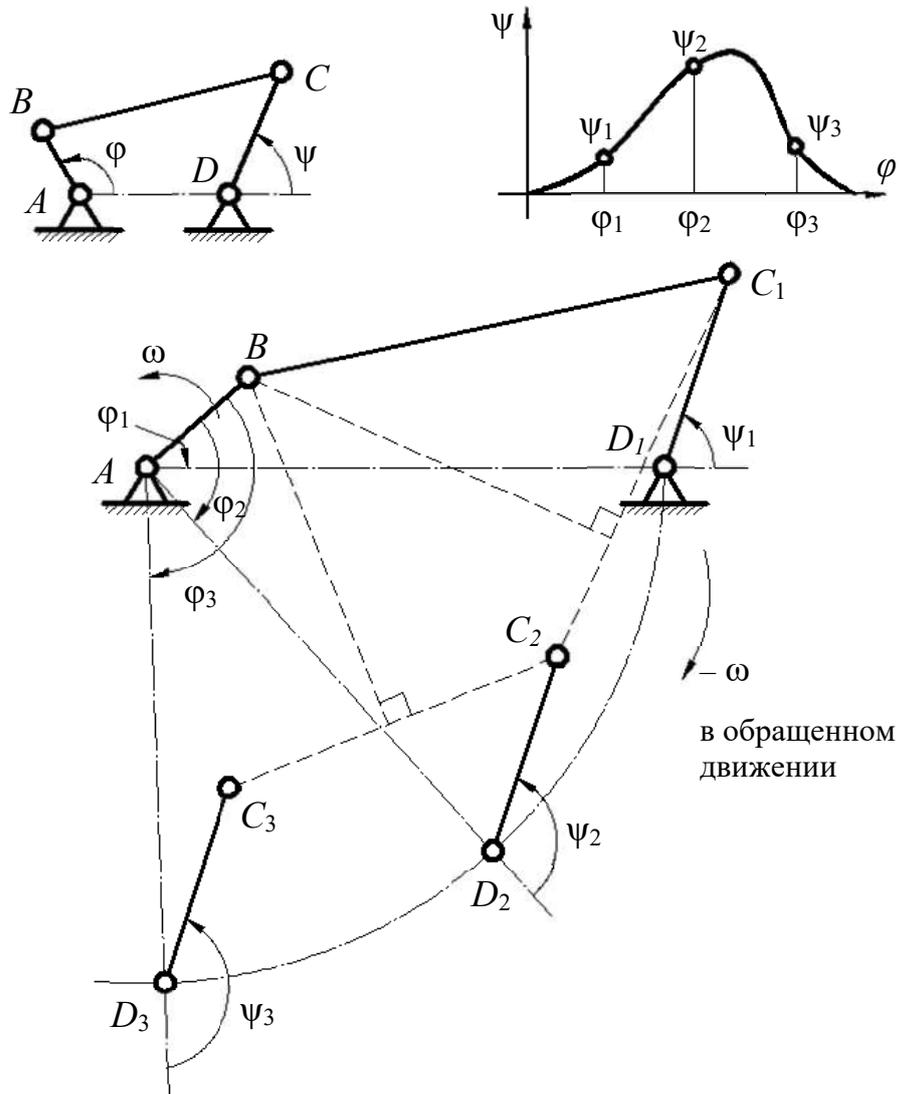


Рис. 42. Синтез механизма по заданному закону движения выходного звена

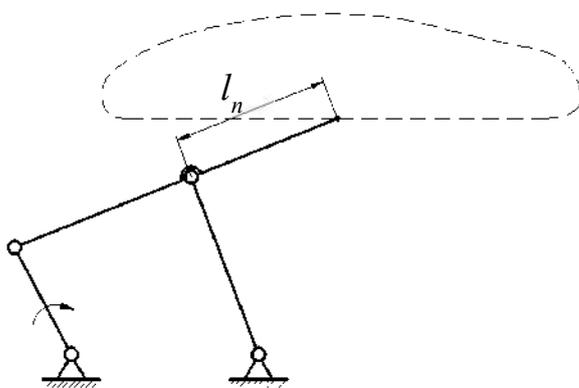
Приближенный синтез включает разбивку всего интервала по оси графика $\psi(\varphi)$ по оси абсцисс φ на участки, соответствующие трём произвольным значениям $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. Используется метод обращения движения, когда механизму условно задаётся движение, обратное кривошипу. Если заданы длина коромысла и межцентровое расстояние, то по трём положениям в обращённом движении можно найти размеры шатуна и кривошипа согласно рис. 42, где точку B находят как центр вращения точки C в обращённом движении.

Существует постановка задачи, когда отыскивается оптимальный закон движения с точки зрения различных параметров: скорости, ускорения, работы динамических сил и т. д.

6.9. Понятие о синтезе механизма по заданной траектории

Часто требуется спроектировать механизм с заданной траекторией движения ведомого звена. Например, четырёхшарнирный механизм стрелы портального крана позволяет перемещать груз горизонтально при вращении стрелы в вертикальной плоскости (рис. 43).

Синтез таких механизмов осуществляется графическими и аналитическими методами с использованием теории функций с наибольшим приближением к заданной траектории. В этой области имеются работы



Чебышева, который первым предложил решение задачи для лямбдообразного прямолинейного отрезка Чебышева, положенного в основу конструкции стрелы портального крана.

Искомыми параметрами являются длины звеньев, включая и l_n .

Рис. 43. Синтез механизма по заданной траектории

6.10. Общий порядок проектирования рычажного механизма

Процесс проектирования рычажного механизма включает следующие основные этапы:

1) производится синтез кинематической схемы (определяются длины звеньев по заданным условиям;

2) принимается упрощённый закон движения входного звена, определяются скорости и ускорения звеньев, производится приближённый силовой расчёт (определяются реакции в кинематических парах);

3) по найденным усилиям подбираются сечения звеньев и определяются их массы;

4) производится приведение сил и масс, подбор маховика и определение истинного закона движения звена приведения;

5) при найденном законе движения звена приведения находятся уточнённые значения скоростей и ускорений, определяются более точные величины реакций и производится проверка прочности и жёсткости звеньев. Размеры сечений и массы звеньев последовательно уточняются.

Иногда используют более простую последовательность, в которой расчёт ведётся при заданных длинах и массах звеньев, а также при упрощённом законе движения входного звена.

7. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

7.1. Классификация кулачковых механизмов

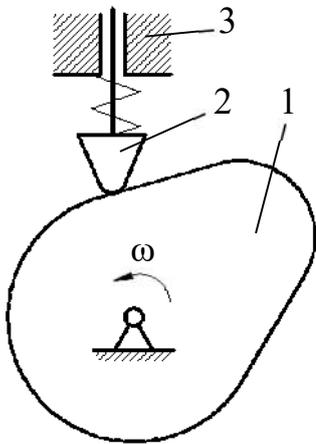


Рис. 44. Кулачковый механизм

Кулачковые механизмы содержат хотя бы одну высшую кинематическую пару и состоят из кулачка 1, толкателя 2 и стойки 3 (рис. 44).

Степень подвижности такого механизма равна:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1. \quad (7.1)$$

Основными достоинствами кулачковых механизмов является возможность получения заранее заданного закона движения толкателя с

помощью кулачка. К недостаткам следует отнести большое удельное давление в точке контакта кулачка с толкателем, а также сложность изготовления профиля кулачка.

Постоянный контакт толкателя с кулачком обеспечивается с помощью кинематического (рис. 45, а) или силового замыкания (рис. 45, б).

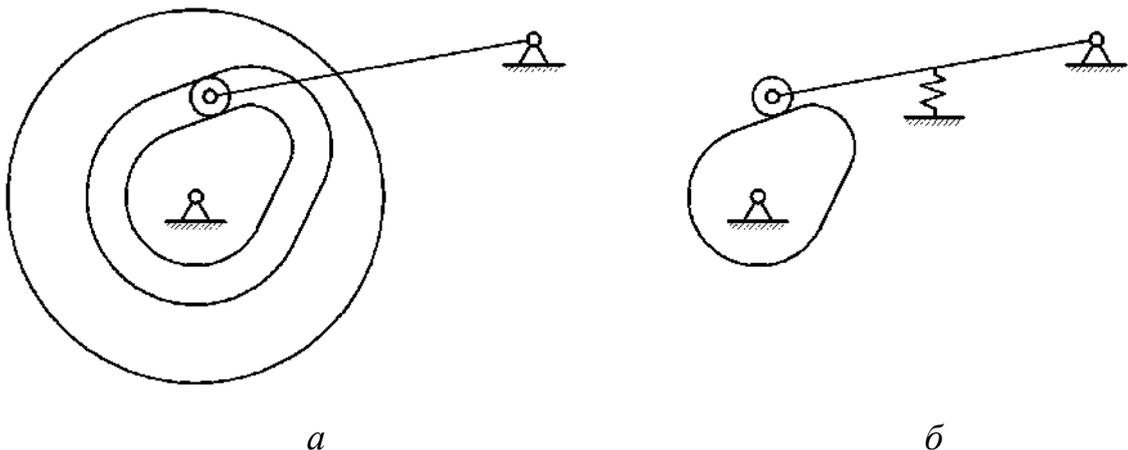


Рис. 45. Классификация кулачковых механизмов по типу контакта толкателя с кулачком: а – с кинематическим замыканием; б – с силовым замыканием

В зависимости от характера движения кулачка и толкателя возможно преобразование вращательного или поступательного движения кулачка во вращательное или поступательное движение толкателя (рис. 46). На рис. 46, *а* показан механизм с преобразованием поступательного движения в поступательное (плоский с тарельчатым толкателем); на рис. 46, *б* – с преобразованием вращательного движения в поступательное (плоский внеосный с плоским толкателем); на рис. 46, *в* – с преобразованием вращательного движения в поступательное (пространственный с роликовым толкателем).

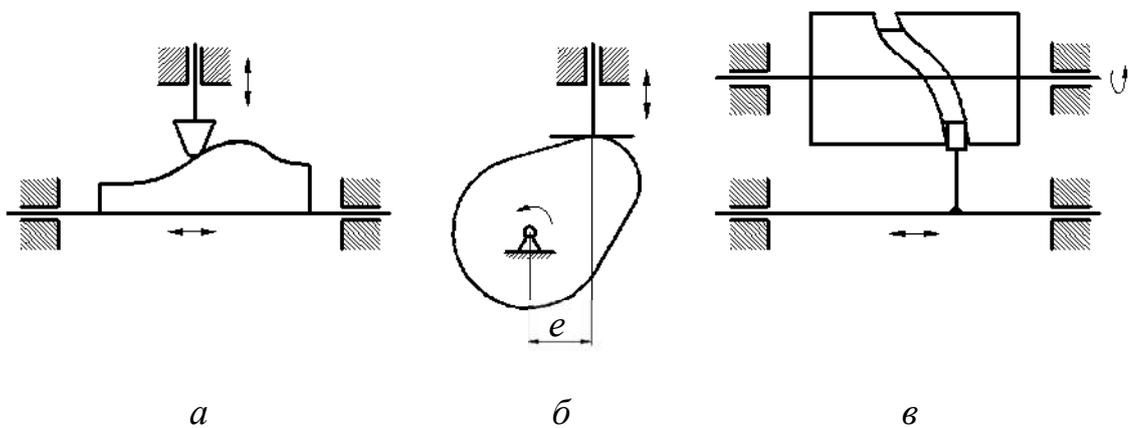


Рис. 46. Классификация кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы могут быть плоскими (рис. 46, *а*, *б*) и пространственными (рис. 46, *в*), осевыми ($e = 0$) и внеосными ($e \neq 0$), с плоским, тарельчатым или роликовым толкателем. Назначение ролика – уменьшение трения и износа в контакте толкателя с кулачком.

Кулачковые механизмы, как правило, используются в машинах автоматического или полуавтоматического действия и обеспечивают функции «жёсткого» управления выполняемого процесса.

7.2. Кинематический анализ кулачковых механизмов

Основной задачей кинематического анализа является определение перемещений, скоростей и ускорений толкателя при заданных схеме механизма и профиле кулачка. Решение этой задачи может быть осуществлено аналитическими и графическими методами, первый из которых более точен, но сложен, а второй – менее точен, но более прост.

Рассмотрим графический метод на примере осевого механизма с роликовым толкателем. Анализ начинается с построения планов механизма. При этом используется метод обращения движения, когда всему механизму условно задают вращение с угловой скоростью $(-\omega)$, обратной скорости

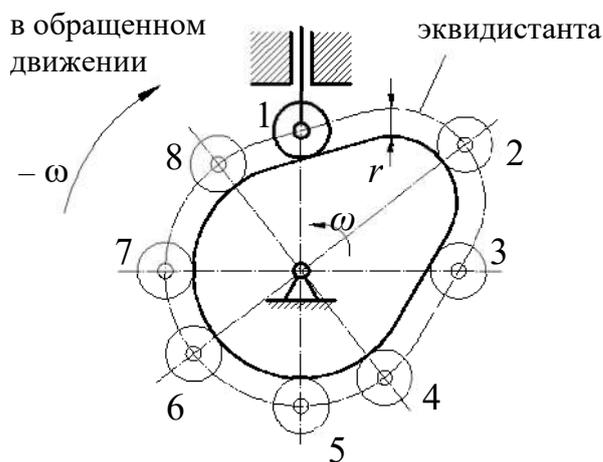


Рис. 47. Профилирование кулачка

кулачка (рис. 47). Тогда толкатель в обращённом движении будет двигаться вокруг неподвижного кулачка, а центр ролика опишет кривую, отстоящую от профиля кулачка на расстояние радиуса r ролика и называемую *эквидистантой*. Построение профиля кулачка называется *профилированием*.

Путь s любой точки толкателя при повороте кулачка на угол φ будет равен разности радиусов-векторов, соединяющих центр кулачка и соответствующие положения центра ролика.

На основе планов механизма можно построить диаграмму перемещений толкателя в координатах $(s; \varphi)$ или $(s; t)$, после чего определяются скорости v

(рис. 48) (аналоги скорости $\frac{ds}{d\varphi}$) и ускорения a (аналоги ускорения $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$)

путём графического дифференцирования графиков $s(\varphi)$, $s(t)$, $v(t)$, $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$.

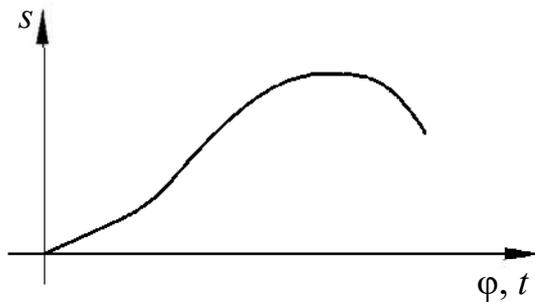


Рис. 48. Диаграмма перемещений толкателя

Движение толкателя имеет реверсивный характер за весь кинематический цикл, при этом наблюдаются четыре фазы движения толкателя (см. рис. 54), соответствующие четырём фазовым углам поворота кулачка: φ_y – угол удаления (подъёма) толкателя; φ_d –

угол дальнего выстоя; φ_v – угол возврата (опускания); φ_b – угол ближнего выстоя.

С целью непосредственного определения скоростей и ускорений толкателя осуществляют условную замену высшей пары на низшую. Замена осуществляется так, что движение заменяемого механизма в момент замены соответствует движению заменяющего.

В общем случае мгновенный заменяющий механизм представляет шарнирный четырёхзвенник с подвижными шарнирами A и B , расположенными в центрах кривизны, контактирующих в точке P профилей (рис. 49).

В частных случаях возможны различные варианты замены (рис. 50), при этом можно производить кинематический анализ кулачкового механизма как обычного стержневого.

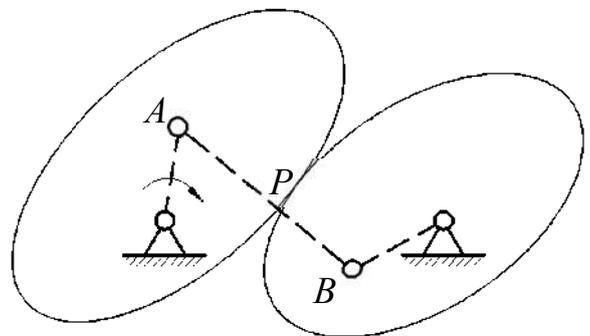


Рис. 49. Мгновенный заменяющий механизм

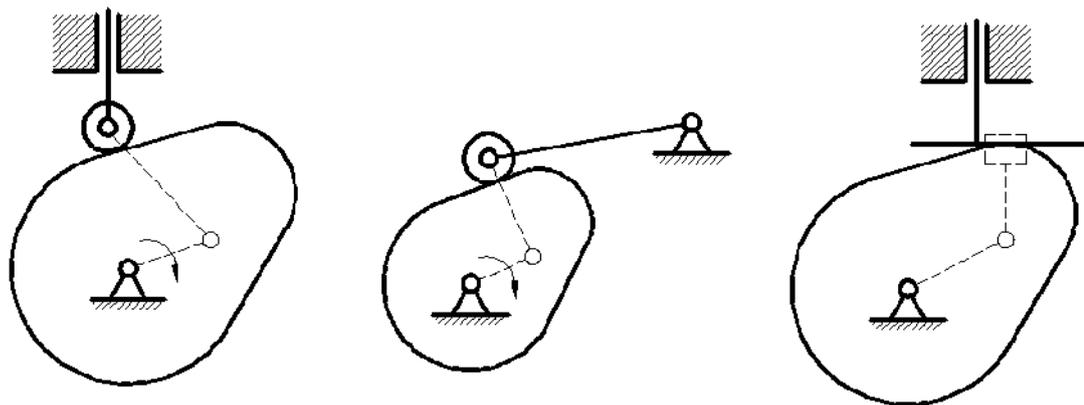


Рис. 50. Различные варианты замены кулачкового механизма

7.3. Некоторые вопросы динамического анализа кулачковых механизмов

Условия нормальной работы звеньев кулачкового механизма в существенной степени зависят от угла давления α между направлением усилия F , действующего на толкатель со стороны кулачка, и направлением скорости толкателя (рис. 51, *a*).

Угол давления – переменная величина, с увеличением которой возрастает опасность заклинивания механизма, т. к. увеличивается составляющая F_x , вызывающая трение в кинематических парах.

Обычно величину α_{\max} ограничивают подбором размеров кулачка при условии, что

$$\alpha_{\max} \leq \begin{cases} 30^\circ & \text{– для механизмов с поступательным движением толкателя;} \\ 45^\circ & \text{– для механизмов с коромысловым толкателем.} \end{cases}$$

Рассмотрим задачу определения текущего угла α для любого положения механизма (рис. 51).

Построим заменяющий кривошипно-ползунный механизм OAB , где точка A совпадает с центром кривизны кулачка в точке его контакта с роликом (рис. 51, *a*).

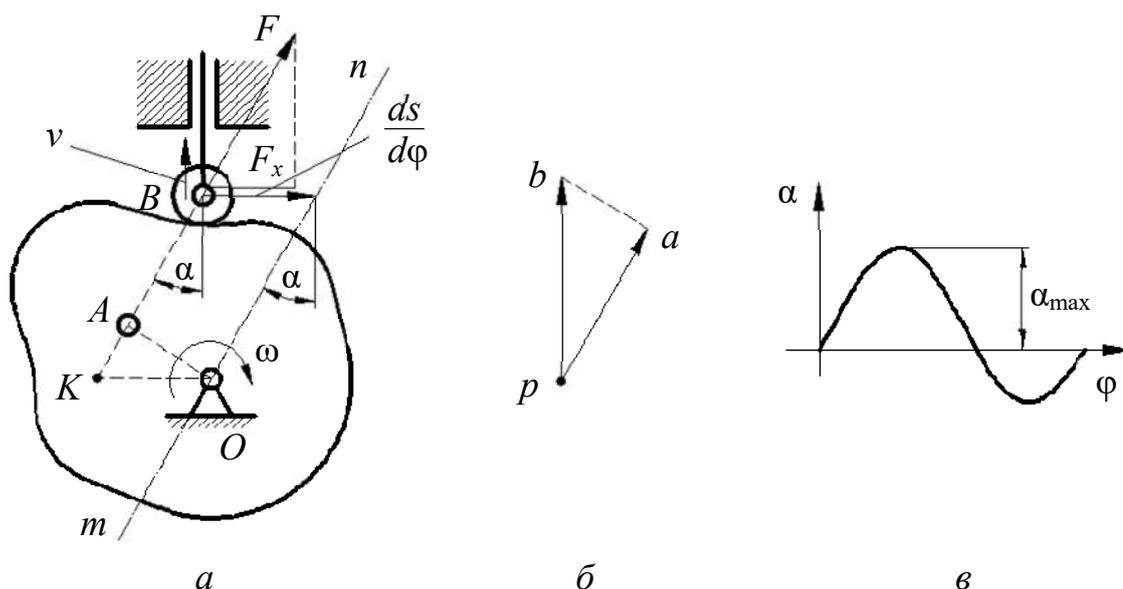


Рис. 51. Динамический анализ кулачковых механизмов:
a – план положений; *б* – план скоростей заменяющего механизма; *в* – диаграмма изменения угла α

На рис. 51, *б* приведён план скоростей заменяющего механизма, где $\triangle pab \sim \triangle OAK$ (треугольники с взаимно перпендикулярными сторонами), поэтому

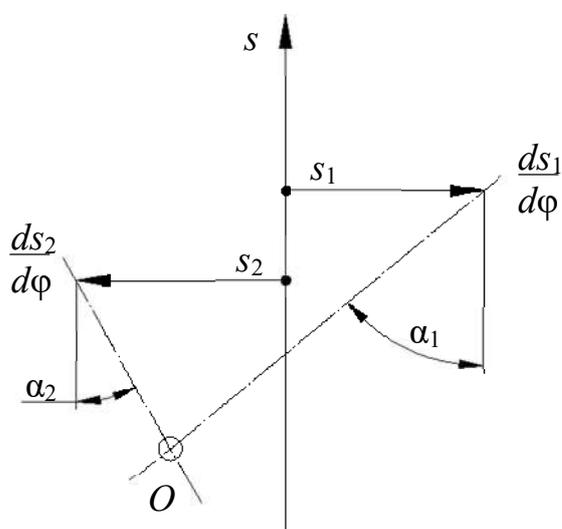
$$\frac{l_{OK}}{l_{OA}} = \frac{pb}{pa} = \frac{v_B}{v_A} = \frac{ds}{dt \omega l_{OA}} = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{dt}{d\phi l_{OA}}, \quad (7.2)$$

откуда

$$l_{OK} = \frac{ds}{d\phi}. \quad (7.3)$$

Таким образом, отложив вектор $\frac{ds}{d\phi}$ от точки *B* в направлении вектора скорости *v* толкателя, повернутого на 90° в сторону вращения кулачка, и проведя линию *tn* через точку *O* и конец вектора $\frac{ds}{d\phi}$, получим угол α .

Можно решить обратную задачу, находя положение центра O вращения кулачка при заданных значениях α и $\frac{ds_1}{d\varphi}$, $\frac{ds_2}{d\varphi}$ для двух положений толкателя



(рис. 52).

Из рис. 52 видно, что чем больших значений достигают углы давления α , тем меньшие габариты имеет механизм, но риск заклинивания при этом увеличивается.

Рис. 52. Решение обратной задачи (нахождение положения центра вращения)

7.4. Синтез кулачковых механизмов

7.4.1. Выбор закона движения толкателя

При проектировании кулачковых механизмов используются различные методы синтеза.

Если известен минимальный радиус (r_{\min}) кулачка и закон его движения, то построение профиля – задача кинематического синтеза. Если r_{\min} должен определяться с условием отсутствия заклинивания, то построение профиля – задача динамического синтеза.

Вопрос о выборе закона движения толкателя отпадает в случае, если он полностью определяется той операцией, которую толкатель осуществляет, т. е. является исходно заданным. Однако во многих случаях заданы лишь частичные перемещения, скорости или ускорения толкателя и необходимо подобрать какой-либо закон движения на недостающих участках.

Например, может быть задано максимальное и минимальное перемещение толкателя по двум участкам t_2 и t_4 (рис. 53) в виде графика $s(t)$, показанного основной линией. На остальных участках t_1 и t_3 закон движения следует выбрать.

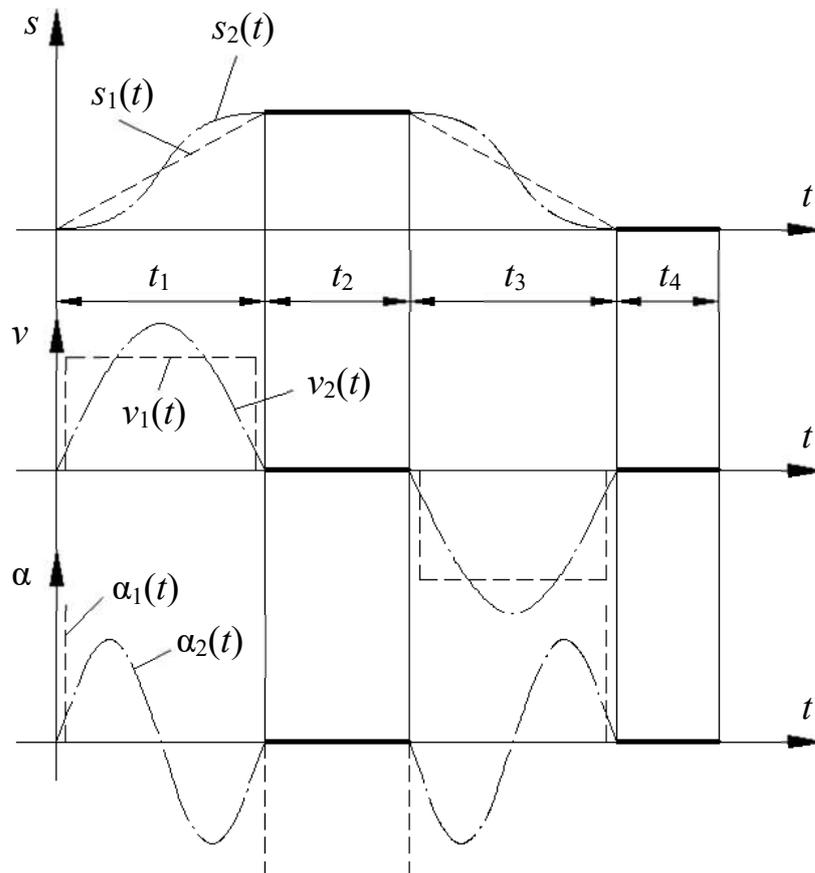


Рис. 53. Выбор закона движения толкателя

Из всех возможных законов движения необходимо выбирать оптимальный с точки зрения условий работы механизма. Одним из таких законов является синусоидальный закон $s_2(t)$, обеспечивающий плавную безударную работу механизма без резких изменений скорости и без больших значений ускорений, как, например, при выборе закона $s_1(t)$, где ускорения, а следовательно, силы инерции достигают больших величин, способных вызвать износ и поломку.

7.4.2. Профилирование кулачка

Рассмотрим графический метод получения профиля кулачка как задачу кинематического синтеза. В этом случае заданы схема кулачкового механизма, закон движения толкателя и r_{\min} кулачка. Профилирование осуществляется на основе закона движения толкателя. В качестве примера рассмотрим профилирование кулачка в осевом механизме с поступательно движущимся толкателем.

Схема механизма, диаграмма движения толкателя и r_{\min} кулачка даны (рис. 54).

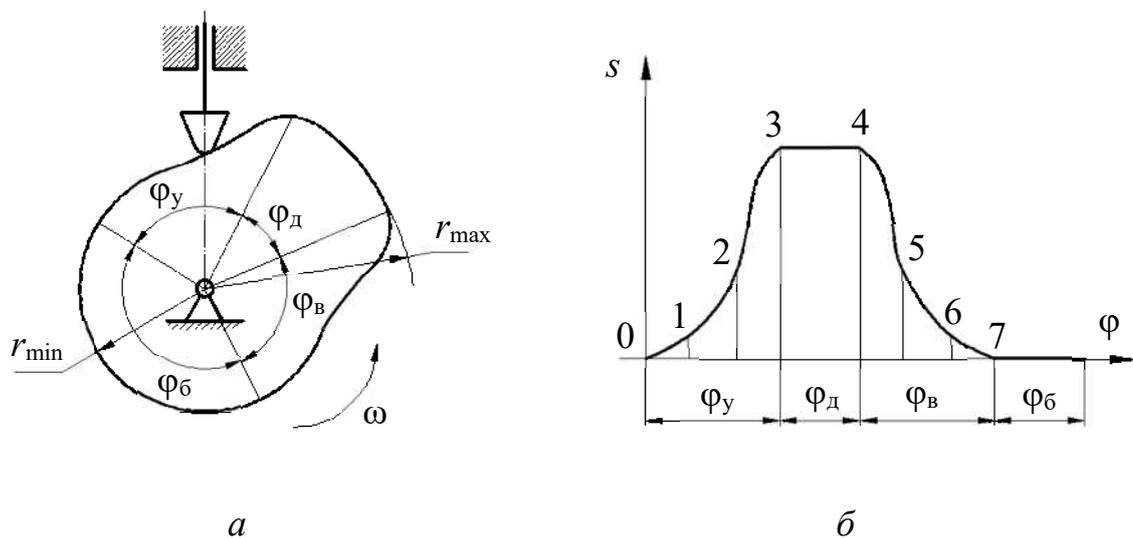


Рис. 54. Профилирование кулачка:
a – схема механизма; *б* – диаграмма движения толкателя

В начале размечаются основные размеры механизма в масштабе μ_l , а также фазовые углы, причём углы φ_y и φ_b делятся на ряд равных частей в соответствии с диаграммой (рис. 54, *б*). Строятся начальное, а затем ряд последующих положений толкателя в обратном движении (рис. 55, *а*), и полученные точки соединяются плавной кривой.

В случае построения профиля кулачка для механизма с роликовым толкателем сначала строится эквидистанта (центральной профиль) как и в

предыдущем случае, а затем и сам рабочий профиль кулачка, отстоящий от эквидистанты на величину радиуса ролика $r_{\text{рол}}$ (рис. 55, б).

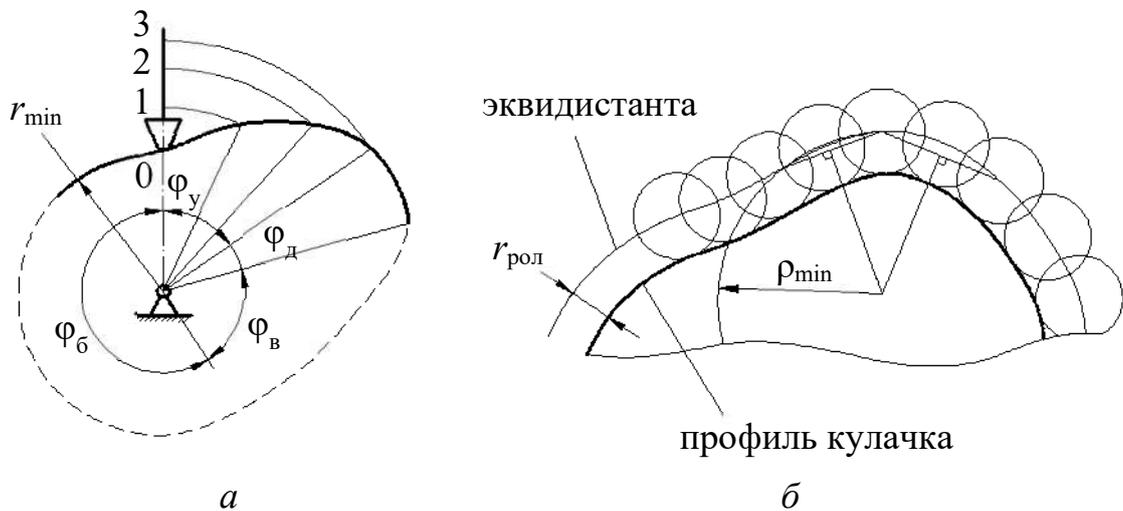


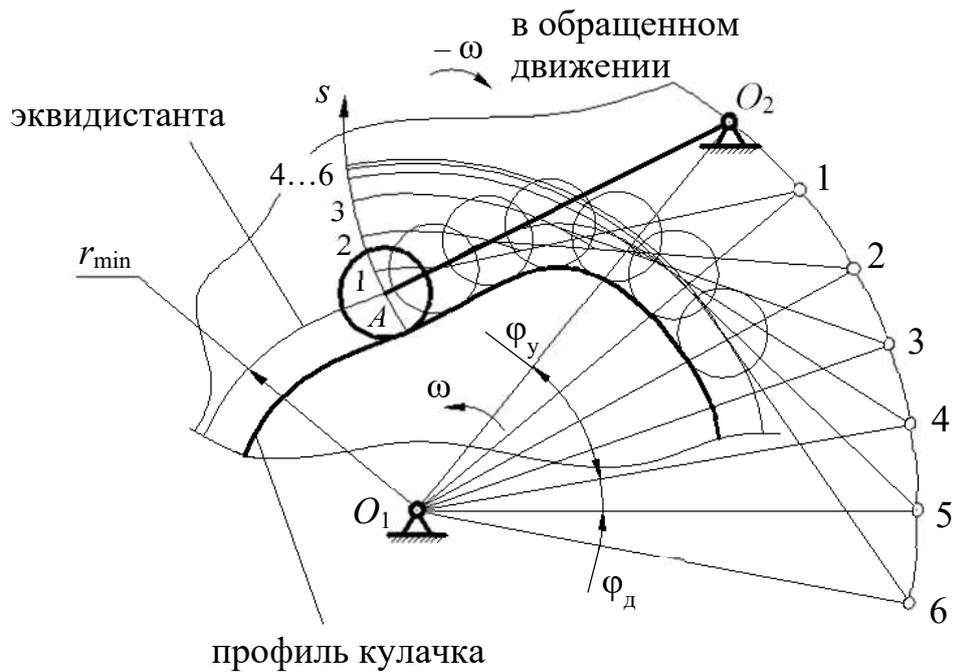
Рис. 55. Построение профиля кулачка:
 а – ряд положений толкателя в обратном движении; б – построение профиля кулачка для механизма с роликовым толкателем

Величина $r_{\text{рол}}$ выбирается из соотношения:

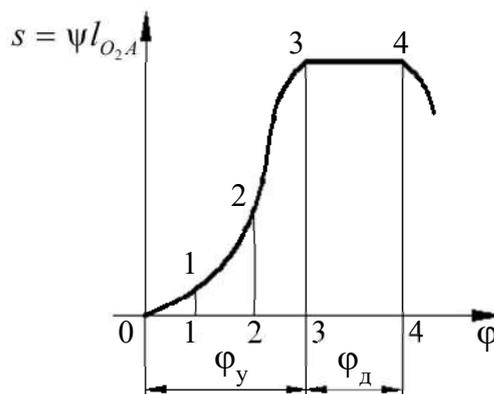
$$r_{\text{рол}} \leq \min \begin{cases} 0,4r_{\text{min}}; \\ 0,8\rho_{\text{min}}, \end{cases} \quad (7.4)$$

где ρ_{min} – минимальный радиус центрального профиля кулачка, который можно определить графически по трём точкам в месте наибольшей кривизны эквидистанты (рис. 55, б).

Профилирование кулачка механизма с коромысловым толкателем состоит из аналогичных операций, т. е. после разметки межцентровых расстояний строится ряд положений коромысла в обратном движении (рис. 56, а) в соответствии с заданной диаграммой $s(\varphi)$, часть которой показана на рис. 56, б.



a



б

Рис. 56. Профилирование кулачка механизма с коромысловым толкателем: *a* – ряд положений коромысла в обратном движении; *б* – диаграмма движения коромысла

7.4.3. Динамический синтез кулачкового механизма

Задача динамического синтеза заключается в нахождении центра вращения кулачка при условии минимизации размеров механизма, когда заданы закон движения толкателя и предельно допустимый угол давления $\alpha_{\text{доп}}$. В конечном итоге задача состоит в определении r_{min} кулачка, после чего может быть выполнен кинематический синтез (профилирование).

Рассмотрим пример определения r_{\min} кулачка для механизма с поступательно движущимся толкателем, когда заданы диаграммы перемещений $s(\varphi)$ и аналогов скоростей $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$, которые должны быть вычерчены в едином масштабе $\mu_s = \mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \dots$

Путём исключения параметра φ вычерчивается совмещённая диаграмма $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$, как показано на рис. 57.

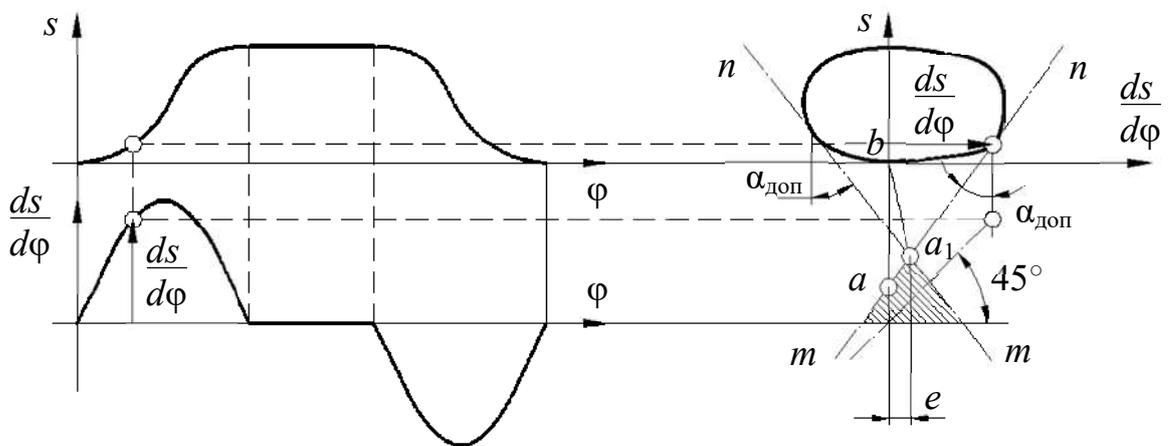


Рис. 57. Совмещенная диаграмма движения

Проведя касательные mn к диаграмме $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$ под углами $\varphi_{\text{доп}}$, как показано на рис. 57, получим точку a_1 на их пересечении. Тогда отрезок a_1b будет соответствовать в масштабе μ_s величине

$$r_{\min} = \mu_s \cdot (a_1b) \quad (7.5)$$

для внеосного механизма со смещением оси толкателя $e \neq 0$ относительно центра вращения кулачка. Так как центр кулачка можно располагать в любой точке заштрихованной области, то при $e = 0$ получим

$$r = \mu_s \cdot (ab), \quad (7.6)$$

когда центр кулачка совпадает с осью толкателя.

Таким образом, габариты механизма уменьшаются при $e \neq 0$, т. к. центр кулачка приближается к точке b , а предельный угол давления $\alpha_{\text{доп}}$ остаётся неизменным.

Обычно при силовом замыкании такие построения делаются только для фазы удаления, т. к. на фазе возврата толкатель является ведущим звеном и заклинивания не происходит.

Для механизма с коромысловым толкателем построение совмещённой диаграммы $s \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)$ производится в пределах заданного максимального угла размаха коромысла ψ_{max} . Причём отрезки, равные $\frac{ds}{d\varphi}$ откладываются в масштабе μ_l от траектории точки A коромысла по его оси в сторону вектора $\frac{ds}{d\varphi}$, повернутого на 90° в направлении вращения кулачка (рис. 58).

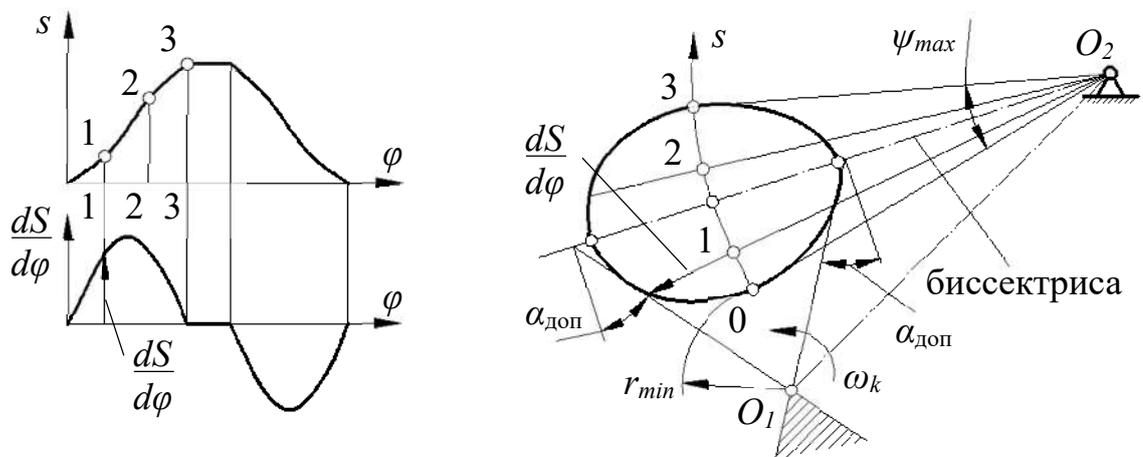


Рис. 58. Построение совмещённой диаграммы движения для механизма с коромысловым толкателем

Точки, полученные для нескольких положений коромысла, соединяют плавной кривой и строят допусковую зону размещения центра вращения кулачка, которую приближённо можно получить, проведя касательные к диаграмме $s \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)$ под углами $\alpha_{\text{доп}}$, образованными биссектрисой угла ψ_{max} и

перпендикулярами к ней (рис. 58, б). Выбранное положение центра O_1 в допускаемой (заштрихованной) зоне определяет величину r_{\min} и межцентровое расстояние O_1O_2 между кулачком и коромыслом.

7.4.4. Аналитический способ синтеза кулачковых механизмов

При аналитическом методе синтеза вместо диаграмм в графической форме используются аналитические зависимости $s(\varphi)$, $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ и т. д.

Например, для осевого кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем профиль кулачка может быть представлен аналитической зависимостью вида

$$r = r_{\min} + s(\varphi). \quad (7.7)$$

При заданном r_{\min} и известной зависимости $S(\varphi)$ можно получить профиль кулачка с любой заданной степенью точности.

7.4.5. Понятие о проектировании пространственных кулачковых механизмов

Распространённым методом синтеза пространственных механизмов является условная их замена плоским кулачковым механизмом. Тогда задача сводится к синтезу плоского механизма. Например, задача проектирования механизма с поступательно движущимся толкателем и вращающимся кулачком сводится при заданном законе $s(\varphi)$ к построению развёртки цилиндра, на которой по данным диаграммы строится теоретический и действительный профиль кулачка (рис. 59).

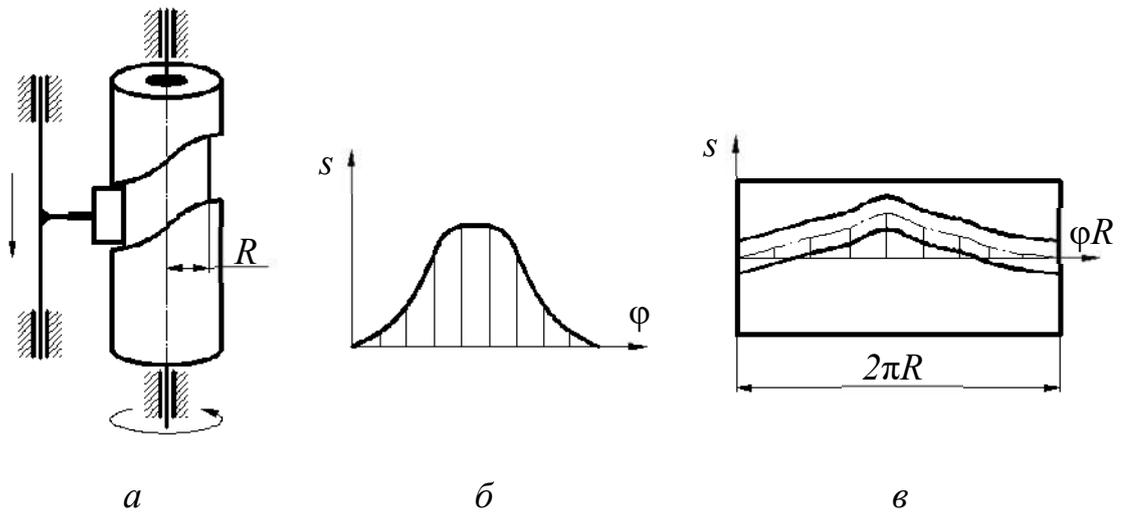


Рис. 59. Проектирование пространственного кулачкового механизма:
a – план механизма; *б* – диаграмма движения толкателя; *в* – развертка цилиндра

8. ФРИКЦИОННЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

8.1. Общие сведения о передачах вращения

Фрикционные и зубчатые механизмы предназначены для передачи вращательного движения с одного вала на другой с помощью деталей типа диска в основном цилиндрической формы. При этом, как правило, меняется величина угловой скорости и передаваемого момента, а также их направление. Вал, от которого передаётся движение, называется ведущим, а вал, которому передаётся движение – ведомым.

Оси валов могут быть параллельными, пересекаться или скрещиваться под различными углами. В первом случае механизм является плоским, в остальных случаях механизмы пространственные.

Если в механизме имеются только ведущие и ведомые валы и отсутствуют промежуточные вращающиеся звенья, то механизм называется *передачей*. Передача вращения может осуществляться:

- 1) путём непосредственного соприкосновения двух дисков, жёстко связанных с ведущим и ведомым валами (фрикционная, червячная, зубчатая);
- 2) посредством промежуточных гибких тел, сцепляющихся с дисками, которые жёстко связаны с ведущим и ведомым валами (ременная, цепная, волновая).

Отношения угловых скоростей вращения обоих валов передачи называется *передаточным отношением* (i), которое характеризует процесс преобразования движения количественно.

Отношения угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого называется *передаточным числом* (u), которое определяет направление передачи энергии.

Величина i и u может меняться или оставаться постоянным за время одного оборота ведущего вала.

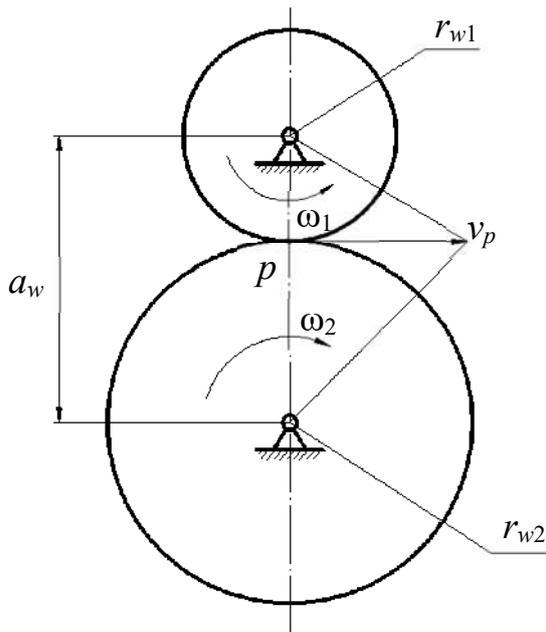


Рис. 60. Схема передачи вращения

Любую передачу можно схематично представить в виде двух начальных поверхностей, контактирующих между собой, а плоскую передачу – в виде двух начальных окружностей с радиусами r_{w1} и r_{w2} , перекатывающихся друг по другу без скольжения и контактирующих в полюсе p (рис. 60).

Тогда

$$v_p = r_{w1}\omega_1 = r_{w2}\omega_2, \quad (8.1)$$

откуда следует выражение для

передаточного отношения

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (8.2)$$

Аналогично можно изобразить ременную или цепную передачи, а также пространственные передачи (рис. 61).

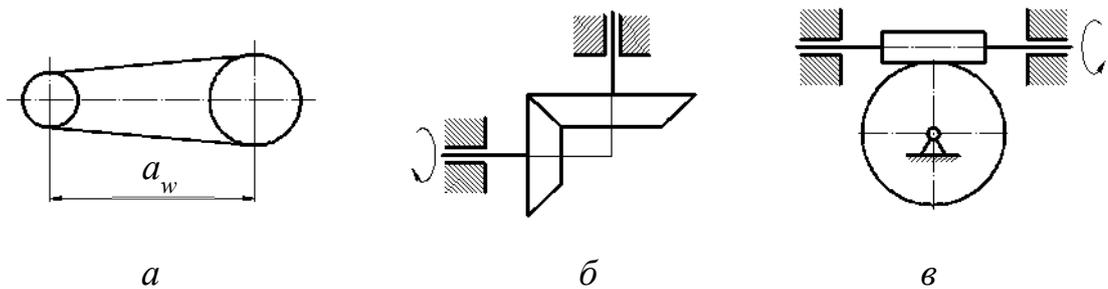


Рис. 61. Схематические обозначения различных типов передач:
 a – ременная или цепная передача; b – коническая зубчатая передача;
 $в$ – червячная передача

8.2. Фрикционные передачи

Одной из наиболее простых и во многих случаях достаточно надёжной является фрикционная передача, состоящая в простейшем случае из двух колёс (роликов), закреплённых на ведущем и ведомом валах. Для передачи движения без скольжения необходимо приложить к одному из роликов силу Q , достаточную для возникновения трения в месте контакта (рис. 62), при этом касательная сила их сцепления равна

по величине передаваемого окружному усилию.

Фрикционные передачи могут быть с постоянным и переменным передаточным отношением. Передачи с переменным передаточным отношением называются *вариаторами* (рис. 64).

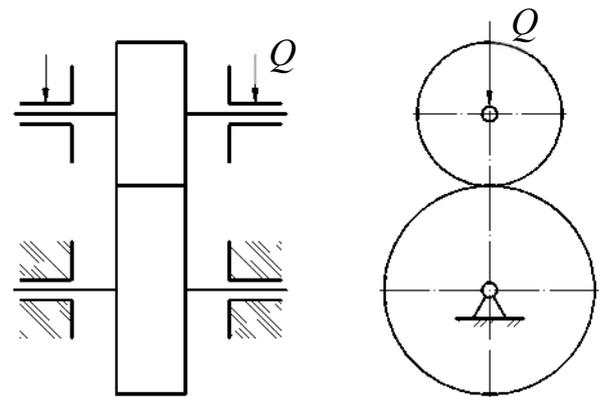


Рис. 62. Фрикционная передача

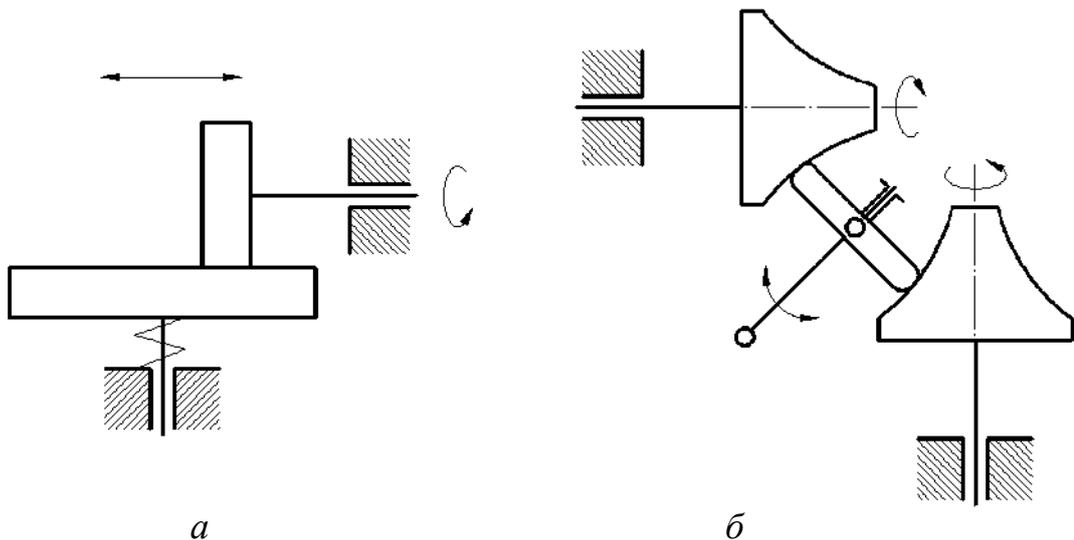


Рис. 63. Вариаторы: *a* – лобовой; *б* – торовый

Достоинствами фрикционных передач являются: плавность и бесшумность в работе, простота конструкции, невозможность поломки при резком изменении крутящего момента на одном из валов благодаря возможности проскальзывания роликов, возможность бесступенчатого регулирования скоростей.

Недостатками являются: необходимость прижимного устройства, непостоянство передаточного отношения, невозможность передачи значительных крутящих моментов.

В связи с указанными недостатками фрикционные передачи не получили такого широкого распространения как зубчатые.

8.3. Зубчатые передачи. Виды и классификация

Зубчатые передачи осуществляют передачу вращательного движения с одного вала на другой с помощью цилиндрических, конических, червячных колёс, имеющих специально профилированные зубья, при этом зубчатые колёса могут иметь прямые, косые, спиральные, шевронные зубья и т.д. (рис. 64).

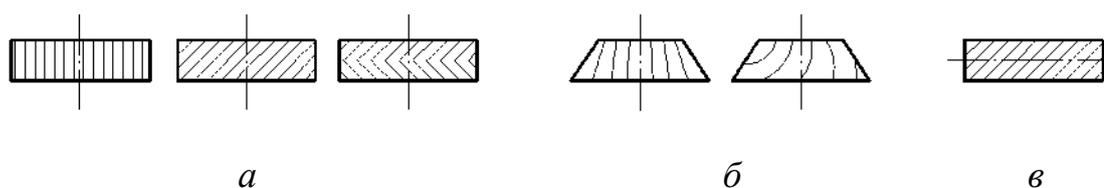


Рис. 64. Виды зубчатых колёс:
a – цилиндрические колёса; *б* – конические колёса; *в* – червяк

При использовании колёс с непрямыми зубьями повышается плавность и бесшумность работы и увеличивается нагрузочная способность передачи.

В зубчатых передачах с пересекающимися осями в качестве начальных поверхностей используются усечённые конусы, вершины которых пересекаются в одной точке (рис. 65, *a*), а в передачах с перекрещивающимися

осями теоретическими начальными поверхностями являются гиперболоиды вращения (рис. 65, б). Такие передачи называются *гиперболоидными*.

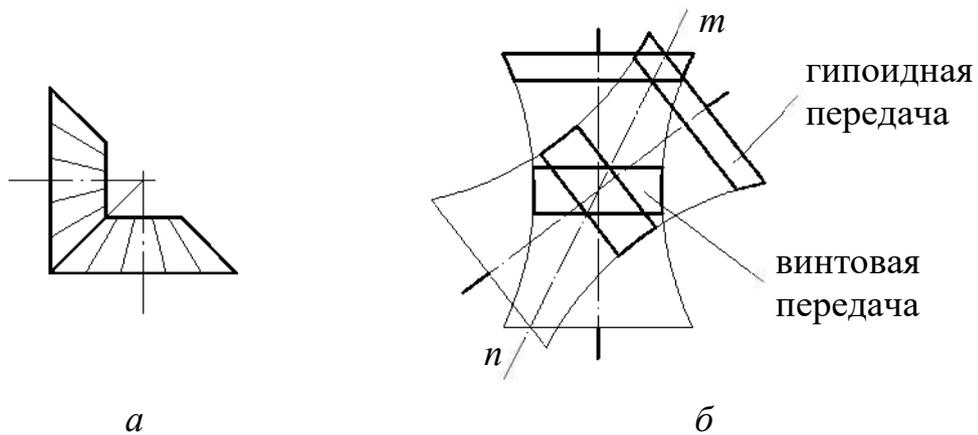


Рис. 65. Начальные плоскости зубчатых передач: *а* – зубчатая передача с пересекающимися осями; *б* – зубчатая передача с перекрещивающимися осями

При использовании колёс с непрямыми зубьями повышается плавность и бесшумность работы и увеличивается нагрузочная способность передачи.

В зубчатых передачах с пересекающимися осями в качестве начальных поверхностей используются усечённые конусы, вершины которых пересекаются в одной точке (рис. 65, а), а в передачах с перекрещивающимися осями теоретическими начальными поверхностями являются гиперболоиды вращения (рис. 65, б). Такие передачи называются *гиперболоидными*.

Контакт зубьев колёс в таких передачах происходит по прямолинейным образующим *mn*. В машиностроительной практике ограничиваются отдельными короткими частями гиперболоидов. Например, используя среднюю часть гиперболоидов, получают винтовую зубчатую передачу, а если использовать усечённые конусы, близкие по профилю к гиперболоидам в их широкой части, то получим так называемую *гипоидную передачу* (рис. 65, б).

Частным случаем винтовой передачи является червячная передача, в которой малое колесо называется *червяком*, а большое – *червячным колесом* (рис. 66).

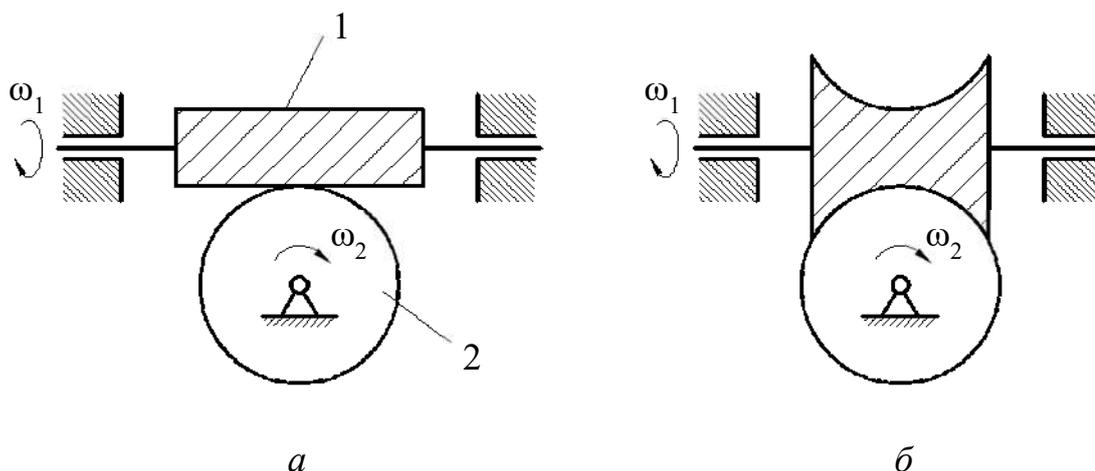


Рис. 66. Червячная передача:
a – передача с цилиндрическим червяком; *б* – передача с тороидным (глобоидным) червяком

Червячные передачи могут быть с одно и многозаходными червяками, при этом число заходов червяка равно числу его зубьев.

Червячные передачи позволяют обеспечить большое передаточное отношение при сравнительно малых габаритах вследствие малого числа z_1 зубьев (заходов) на червяке (обычно $z_1 = 1; 2; 4$). Однако коэффициент КПД передачи ниже, чем у цилиндрической.

Широко употребляются следующие значения передаточных отношений для зубчатой пары: 1...6 – для цилиндрических передач; 1...4 – для конических передач; 10...40 – для червячных передач.

По форме профиля зуба различают передачи *эвольвентные, циклоидные, цевочные*, а также *передачи с зацеплением Новикова*.

Наибольшее распространение получили эвольвентные передачи с профилем, предложенным Л. Эйлером в 1754 г. Преимуществом этого профиля является простота изготовления, достаточно высокая нагрузочная способность, малая чувствительность к неточностям межцентрового расстояния. Однако эвольвентный профиль удовлетворяет не всем требованиям, предъявляемым к современным зубчатым передачам. Так, например, в мощных передачах внешнего зацепления, где контактируют

выпуклые зубья с малыми радиусами кривизны профилей, происходит их быстрое разрушение из-за недостаточной контактной прочности. Одним из путей повышения контактной прочности является использование внутреннего зацепления, в котором профиль зуба одного из колёс вогнутый.

Другой путь – применение передач с зацеплением Новикова, где выпуклые профили зубьев одного из колёс, очерченные по дуге окружности, контактируют с вогнутыми профилями другого колеса. При этом нагрузочная способность передачи повышается в два – три раза по сравнению с эвольвентной, а также уменьшаются потери на трение.

Одной из интересных и перспективных передач является так называемая волновая передача (рис. 67), состоящая из жёсткого 1 и гибкого 2 зубчатых колёс, а также генератора волн 3 с роликами 4. При вращении генератора 3, благодаря разнице чисел зубьев жёсткого и гибкого колёс, приводится во вращение колесо 2, причём передаточное отношение может быть очень большим ($i = 40...400$). Изобретатель волновой передачи У. Массер (США, 1959 г.) указывал на возможность использования треугольного профиля зубьев.

К зубчатым передачам относятся передачи с некруглыми, секторными

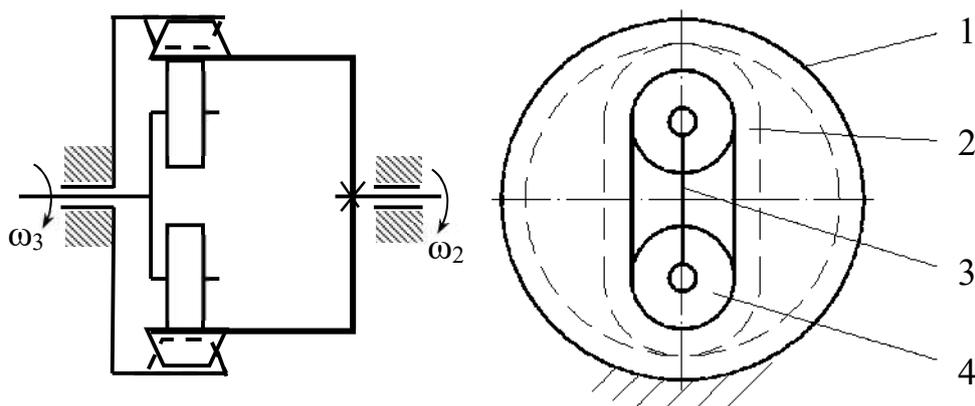


Рис. 67. Волновая передача

колёсами, колёсами, имеющими зубья на части обода и т. д.

Обычно в зубчатых передачах меньшее колесо называется *шестерней*.

Выбор той или иной передачи зависит от традиционной области её применения и конкретных функциональных особенностей механизма, в котором эта передача будет использована.

8.4. Основная теорема зацепления (теорема Виллиса)

Для постоянства передаточного отношения при зацеплении двух профилей зубьев необходимо, чтобы радиусы начальных окружностей зубчатых колёс, перекатывающихся друг по другу без скольжения, оставались неизменными. Если рассмотреть обращённое движение начальных окружностей (рис. 68, *a*), когда всей системе задана угловая скорость $(-\omega_2)$, то второе колесо будет условно неподвижным и точка p является мгновенным центром относительного вращения колёс. Эта точка, называемая *полюсом зацепления*, где контактируют начальные окружности, делит межцентровое расстояние на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям, т. к. при $r_w = const$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w1}}{r_{w2}} = const. \quad (8.1)$$

Рассмотрим обращённое движение профилей зубьев зубчатых колёс (рис. 68).

Точка контакта зубьев (точка k), принадлежащая первому колесу, вращается вокруг точки p , которая будет мгновенным центром скоростей. Скорость $v_k \perp pk$ и совпадает с общей касательной к профилям в точке k при условии постоянства этого контакта. В противном случае постоянного контакта не будет, так как появится составляющая v_k'' , и профили разомкнутся (рис. 69). Так как рассматривается произвольное положение зубьев, то можно сформулировать теорему.

Нормаль $n - n$ к касающимся профилям зубьев, проведённая через точку их касания, делит межцентровое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

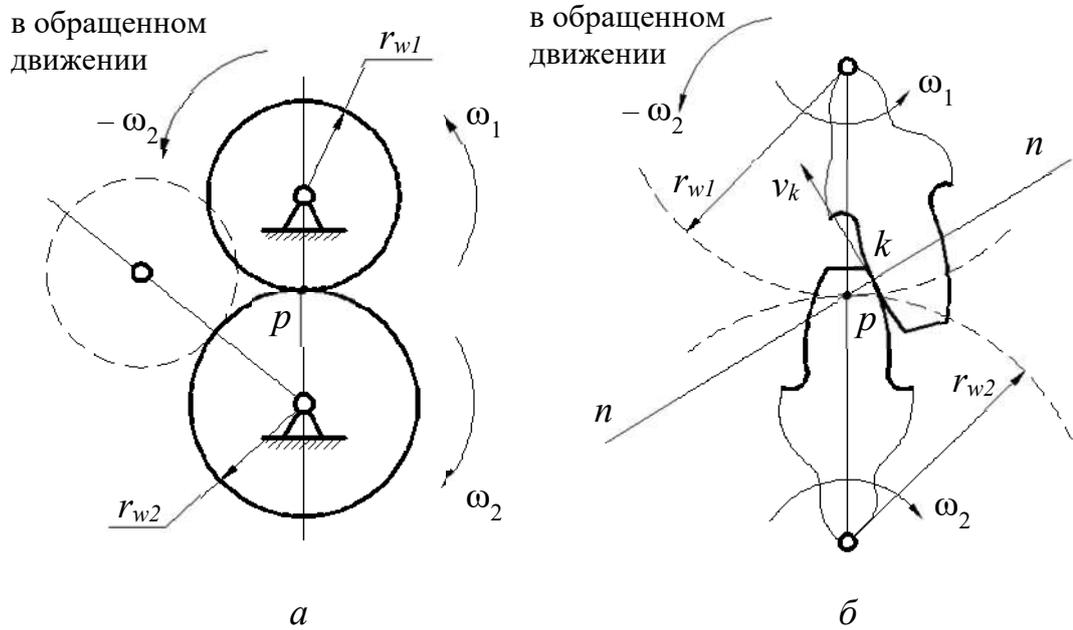


Рис. 68. Обратное движение зубчатых колес:
a – обратное движение зубчатых колес; *б* – обратное движение профилей зубьев

Эта теорема, сформулированная Р. Виллисом в 1841 г., определяет основной закон зацепления профилей, которые не могут быть произвольными, а должны быть специально подобраны.

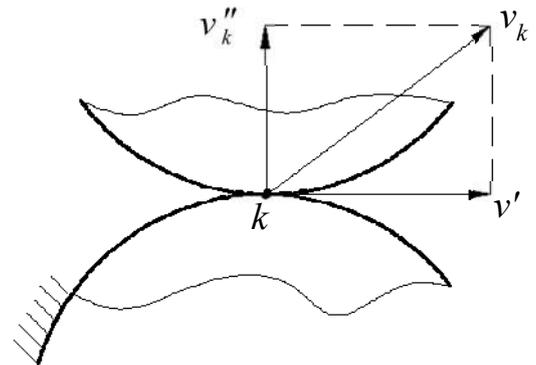


Рис. 69. Размыкание контакта в точке k

8.5. Эвольвента и её свойства

Наибольшее применение получили эвольвентные зубчатые передачи с профилем зубьев, очерченным по эвольвенте (рис. 70).

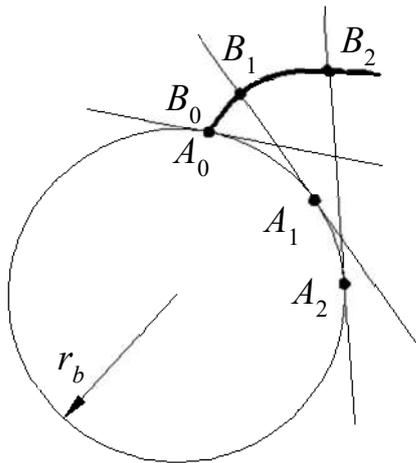


Рис. 70. Эвольвента круга

Эвольвентой круга называется траектория точки, лежащей на прямой, которая перекачивается без скольжения по окружности радиуса r_b , называемой *основной*.

Эвольвента имеет следующие свойства:

- 1) начинается с основной окружности;
- 2) нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности;
- 3) радиус кривизны эвольвенты в каждой её точке лежит на нормали к эвольвенте в этой

точке.

Основная окружность представляет собой геометрическое место центров кривизны эвольвенты и является её *эволютой*.

8.6. Геометрия эвольвентного зацепления

В процессе зацепления зубья касаются друг друга различными точками профиля (рис. 71). Так как эти точки лежат на нормали к профилям, которая одновременно является касательной к обеим основным окружностям, то совокупность точек касания (линия ab) совпадает с общей для обеих основных окружностей касательной $n - n$.

Эта линия называется *теоретической линией зацепления*, а линия ab длиной g_a является её активной частью, где располагаются все точки контакта зубьев. Угол α_w , измеряемый между нормалью $n - n$ к профилям в полюсе зацепления p и общей касательной к обеим начальным окружностям, называется *углом зацепления*. Таким образом:

$$\begin{aligned} r_{b1} &= r_{w1} \cos \alpha_w; \\ r_{b2} &= r_{w2} \cos \alpha_w. \end{aligned} \quad (8.2)$$

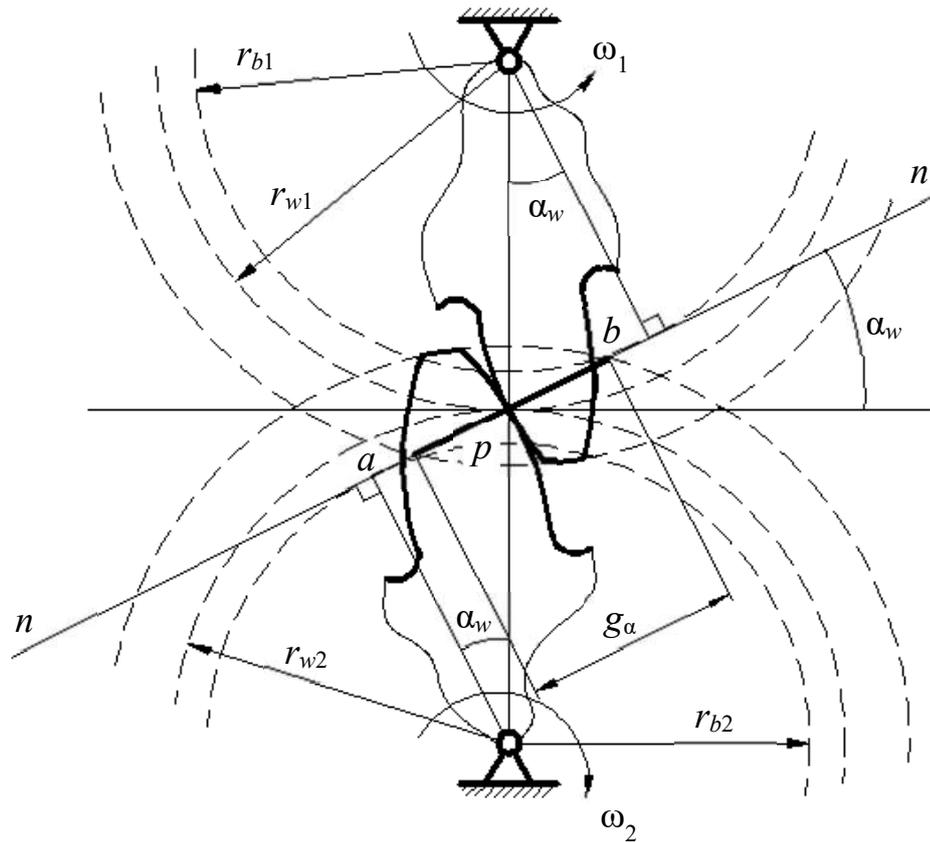


Рис. 71. Геометрия эвольвентного зацепления

8.7. Качественные показатели зацепления

Одним из качественных показателей зубчатой передачи является коэффициент перекрытия ε_α , равный

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b}, \quad (8.3)$$

где p_b – шаг по основной окружности (расстояние между сходственными точками двух соседних зубьев, замеренное по дуге основной окружности).

Коэффициент ε_α показывает, сколько пар зубьев в среднем одновременно находится в зацеплении. Для прямозубой передачи обычно $1 < \varepsilon_\alpha < 2$. Чем больше ε_α , тем более плавно и бесшумно работает передача.

Другим качественным показателем является коэффициент скольжения, который учитывает влияние геометрии передачи и её кинематики на

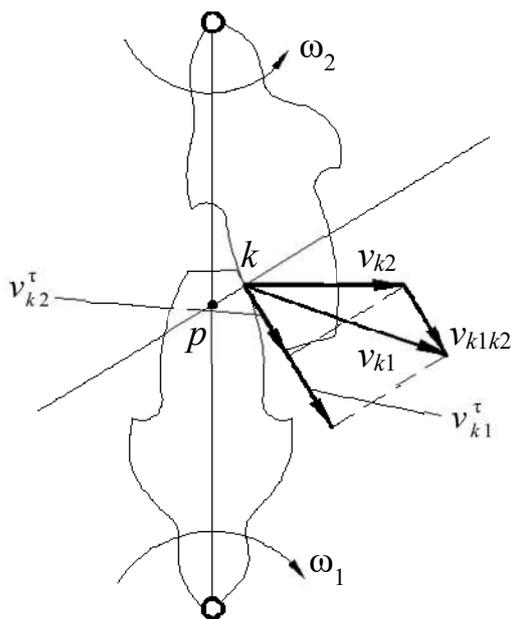


Рис. 72. План скоростей в зубчатом зацеплении

скольжение и износ профилей, скользящих друг по другу (рис. 72), что видно из плана скоростей.

На плане:

v_{k1} – скорость точки k первого профиля;

v_{k1}^τ – проекция этой скорости на касательную к контактирующим профилям;

v_{k2}, v_{k2}^τ – то же для колеса 2.

Скорость скольжения колес 1 и 2

относительно друг друга равна:

$$v_{c.k} = v_{k1k2} = v_{k1}^\tau - v_{k2}^\tau. \quad (8.4)$$

Коэффициенты скольжения колёс 1 и 2 равны:

$$\lambda_1 = \frac{v_{c.k}}{v_{k1}^\tau}; \quad (8.5)$$

$$\lambda_2 = \frac{v_{c.k}}{v_{k2}^\tau}.$$

Эти коэффициенты равны нулю в полюсе (точка p) и увеличиваются с удалением от него по линии зацепления.

Таким образом, чем длиннее линия зацепления, (и чем больше коэффициент перекрытия ϵ_α), тем больше скольжение и износ профилей зубьев.

8.8. Основные параметры зубчатых колёс

Основными параметрами зубчатого колеса являются (рис. 73):

z – число зубьев;

r_a (d_a) – радиус (диаметр) окружности выступов;

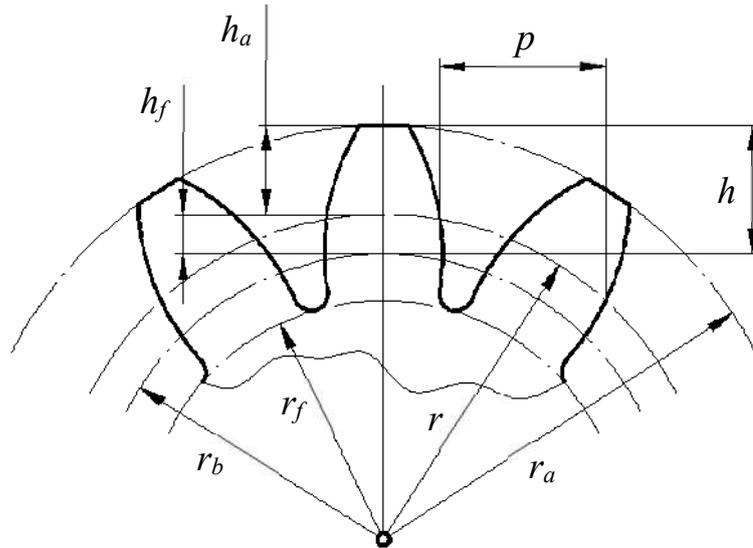


Рис. 73. Основные геометрические параметры зубчатого колеса

r_f (d_f) – радиус (диаметр) окружности впадин;

r_b (d_b) – радиус (диаметр) основной окружности;

r (d) – радиус (диаметр) делительной окружности, т. е. окружности, которая является начальной в станочном зацеплении колеса с режущим инструментом;

p – шаг зубьев по делительной окружности;

m – модуль зацепления, определяемый следующим образом:

$$d = zm = \frac{zp}{\pi},$$

$$m = \frac{p}{\pi};$$
(8.6)

h – высота зуба, равная

$$h = h_a + h_f,$$
(8.7)

где $h_a = m$ – высота головки зуба;

$h_f = 1,25 m$ – высота ножки зуба;

Величина m стандартизирована и выражена в миллиметрах, а делительная окружность является окружностью стандартного модуля.

Обычно используется угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

8.9. Методы нарезания зубчатых колёс

Существует два принципиально различных метода нарезания: метод копирования и метод обкатки.

В методе копирования впадина зубчатого колеса фрезеруется на универсальном фрезерном станке фасонными дисковыми или пальцевыми фрезами, профиль которых соответствует профилю впадины (рис. 74). Затем заготовку поворачивают на угол $360^\circ / z$ и выполняют следующую впадину. При этом используется делительная головка, а также имеются наборы фрез для нарезания колёс с различным модулем и различным числом зубьев. Метод имеет низкую производительность и применяется в мелкосерийном и

единичном производстве.

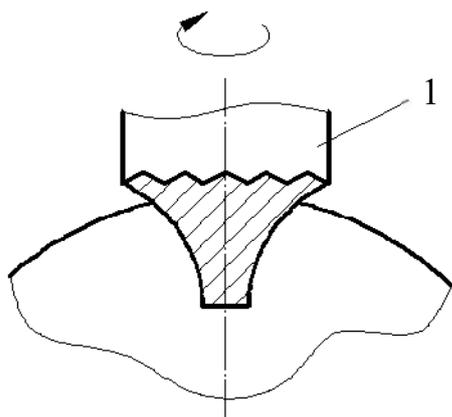


Рис. 74. Метод копирования:
1 – пальцевая модульная фреза

Метод обкатки (другое название – метод огибания) может производиться с помощью инструментальной рейки (гребёнки) на зубострогальном станке; долбяком на зубодолбёжном станке или червячной фрезой на зубофрезерном станке.

Этот метод высокопроизводителен и применяется в массовом и крупносерийном производстве. Одним и тем же инструментом

можно нарезать колёса с различным числом зубьев. Нарезание с помощью инструментальной рейки имитирует реечное зацепление (рис. 75, а), где профиль зуба образуется как огибающая последовательных положений профиля инструмента, угол исходного контура которого $\alpha=20^\circ$ (рис. 75, б). Зацепление между режущим инструментом и нарезаемым колесом называется *станочным*. В станочном зацеплении начальная окружность всегда совпадает с делительной.

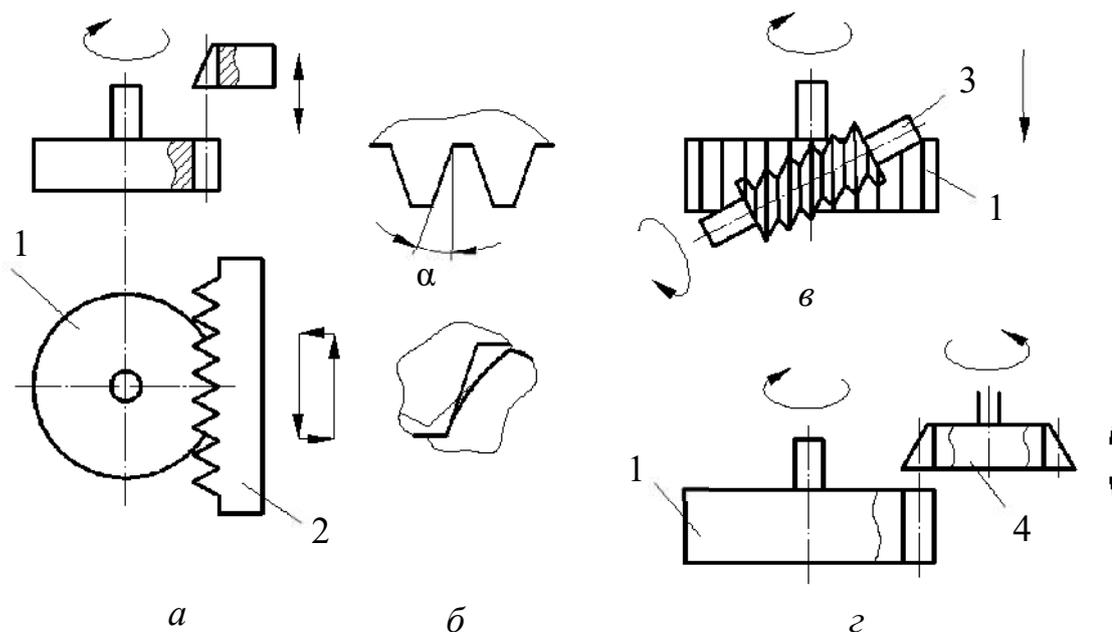


Рис. 75. Метод обкатки:

- а) – нарезание с помощью инструментальной рейки; б) – формирование профиля зуба;
 в) – нарезание с помощью червячной фрезы; г) – нарезание долбяком;
 1 – заготовка; 2 – рейка; 3 – фреза; 4 – долбяк

Самым производительным из рассмотренных методов является зубофрезерование с помощью червячных фрез, которые находятся в зацеплении с заготовкой по аналогии с червячной передачей (рис. 75, в).

При нарезании долбяком осуществляется его возвратно поступательное движение при одновременном вращении. Фактически при этом осуществляется зацепление заготовки с инструментальным зубчатым колесом – долбяком (рис. 75, г). Этот метод чаще всего используется при нарезании внутренних зубчатых венцов.

Все рассмотренные методы используются для нарезания цилиндрических колёс как с прямыми, так и с косыми зубьями.

8.10. Корригирование зубчатых колёс

При нарезании колёс режущий инструмент можно располагать ближе к заготовке или дальше от неё. Положение инструмента определяется расстоянием между делительной окружностью колеса и так называемой модульной прямой рейки, проходящей через середину высоты зуба режущего инструмента (рис. 76).

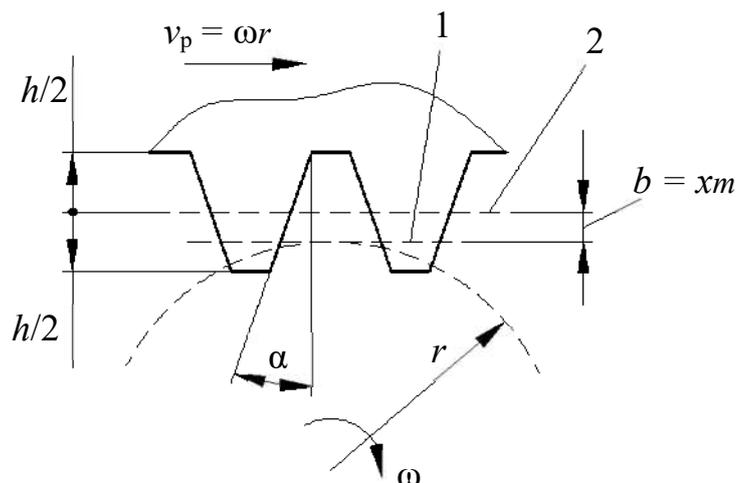


Рис. 76. Корригирование зубчатых колёс:
1 – модульная прямая рейка; 2 – начальная прямая рейка;
 v_p – скорость рейки

В зависимости от положения рейки по делительной окружности может перекашиваться без скольжения либо модульная прямая рейки, либо начальная прямая, отстоящая от модульной прямой на величину смещения b , которое называется *сдвигом* или *коррекцией*, а коэффициент x , равный

$$x = \frac{b}{m}, \quad (8.8)$$

называется *коэффициентом смещения инструмента*. Если инструмент смещён от нарезаемого колеса, то x считается положительным (положительная коррекция), а если к центру колеса, то x считается отрицательным (отрицательная коррекция). При $x = 0$ нарезаемое колесо называется

нормальным (нулевым). Толщина зуба и ширина впадины такого колеса по делительной окружности равны между собой.

При положительной коррекции увеличивается прочность зуба, но уменьшается длина линии зацепления, а следовательно, и коэффициент перекрытия ε_α . При отрицательной коррекции – обратный эффект, т. е. увеличивается плавность и бесшумность работы передачи, но прочность зуба уменьшается.

Зацепление двух зубчатых колёс характеризуется суммарным коэффициентом коррекции $x_\Sigma = x_1 + x_2$, причём возможны три случая:

1) $x_\Sigma = 0$ при $x_1 = x_2 = 0$, когда в зацеплении находятся два нулевых зубчатых колеса (нулевое зацепление);

2) $x_\Sigma = 0$ при $x_1 = -x_2$, когда в зацеплении находятся два корригированных зубчатых колеса, коэффициенты коррекции которых равны по величине и противоположны по знаку (равносмещённое зацепление с высотной коррекцией);

3) $x_\Sigma \neq 0$, когда в зацеплении находятся два корригированных колеса, имеющих:

а) $x_\Sigma > 0$ – положительное неравносмещённое зацепление с угловой коррекцией;

б) $x_\Sigma < 0$ – отрицательное неравносмещённое зацепление с угловой коррекцией.

В первых двух случаях ($x_\Sigma = 0$) делительные окружности совпадают с начальными, угол зацепления α_w равен углу исходного контура рейки α и межосевое расстояние равно

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}, \quad (8.9)$$

в отличие от неравносмещённого зацепления, где делительные и начальные окружности не совпадают, $\alpha_w \neq \alpha$, а межосевое расстояние и диаметры начальных окружностей равны

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

$$d_{w1} = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

$$d_{w2} = mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$
(8.10)

8.11. Наименьшее число зубьев зубчатых колёс. Подрезание и заострение зубьев

При нарезании нулевых колёс с малым числом зубьев может возникнуть явление врезания головок зубьев режущего инструмента в ножки зубьев колеса. Это явление называется *подрезанием зуба*. При этом уменьшается его прочность и увеличивается износ рабочей части зуба (рис. 77).

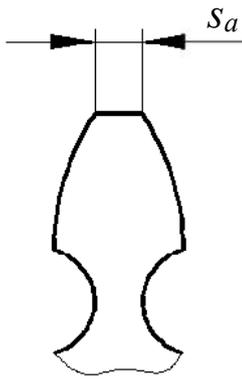


Рис. 77. Подрезание зуба

Согласно свойствам эвольвентного зацепления точки контакта зубьев эвольвентного профиля совпадают с линией pr , начиная с точки n (рис. 78), т. е. высота прямолинейной части головки зуба режущего инструмента (рейки), равная m , должна быть меньше отрезка pf , иначе часть головки зуба рейки будет контактировать с заготовкой (нарезать её) не по эвольвенте.

Так как $m \leq pf$, а размер pf равен

$$pf = r \sin^2 \alpha = \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha,$$
(8.11)

то

$$z \geq \frac{2}{\sin^2 \alpha}.$$
(8.12)

Подстановка в выражение (8.12) стандартного $\alpha = 20^\circ$ даёт условие отсутствия подреза в виде $z \geq z_{\min} = 17$.

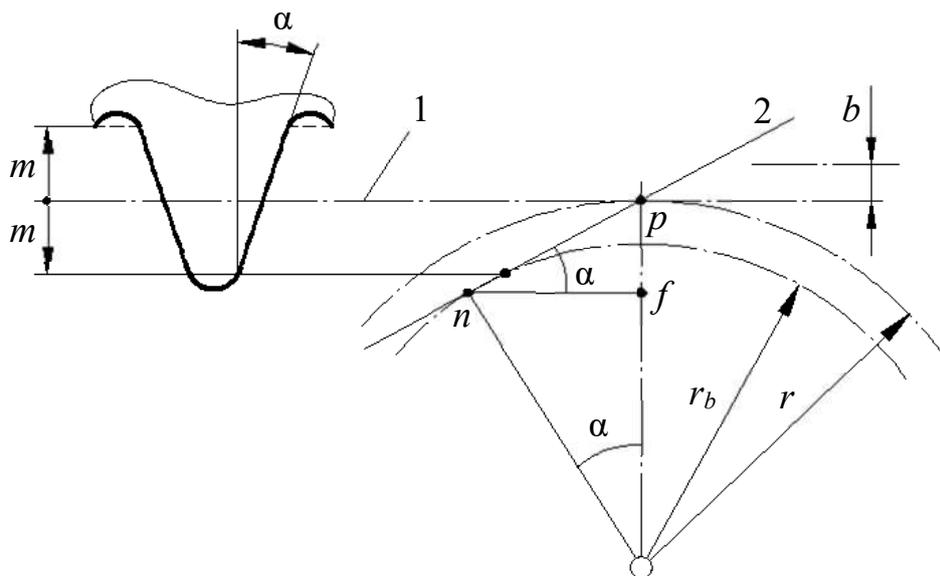


Рис. 78. Условие контакта рейки с заготовкой:
1 – модульная прямая; 2 – линия зацепления

Для исключения подреза при $z < z_{\min}$ необходимо сместить инструмент от центра заготовки (положительная коррекция) так, чтобы

$$m - b \leq \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha, \quad (8.12)$$

откуда

$$b = mx \geq m - \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha. \quad (8.13)$$

С учётом того, что

$$\sin^2 \alpha = \frac{2}{z_{\min}}, \quad (8.14)$$

из формулы (8.13) после преобразований получим нижний предел коэффициента коррекции по условию отсутствия подреза.

$$x_{\min} = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}. \quad (8.15)$$

Если увеличивать коэффициент x , то толщина зуба s_a у вершины (рис. 77) будет уменьшаться и при некотором x_{\max} наступит заострение зуба ($s_a = 0$). Опасность заострения наиболее велика у колёс с малым числом зубьев ($z < 15$).

Для предотвращения разрушения заострённого зуба коэффициент смещения x назначают с расчётом, чтобы $s_a \geq 0,2m$.

8.12. Выбор расчётных коэффициентов смещения для передач внешнего зацепления

При назначении коэффициентов смещения x_1 и x_2 для любой передачи должны выполняться три условия:

- 1) отсутствие подрезания;
- 2) отсутствие заострения;
- 3) непрерывность зацепления.

Первое условие выполняется при $x_i \geq x_{\min i}$ ($x_{\min i}$ определяются из условия отсутствия подреза). Второе и третье условия выполняются при ограничении верхних пределов x_i величинами $x_{\max i}$ с учётом возможности заострения зубьев и уменьшения коэффициента перекрытия ε_α до величины $\varepsilon_\alpha < 1$. Для этого при выборе x_i необходимо чтобы $x_{\min i} \leq x_i \leq x_{\max i}$, где $x_{\max i}$ для каждого из колёс берётся наименьшим из значений, учитывающих заострение зуба и снижения ε_α до величины $\varepsilon_\alpha < 1$.

Внутри указанных диапазонов x назначают так, чтобы по возможности улучшить качественные показатели передачи (прочность, износостойкость, плавность хода).

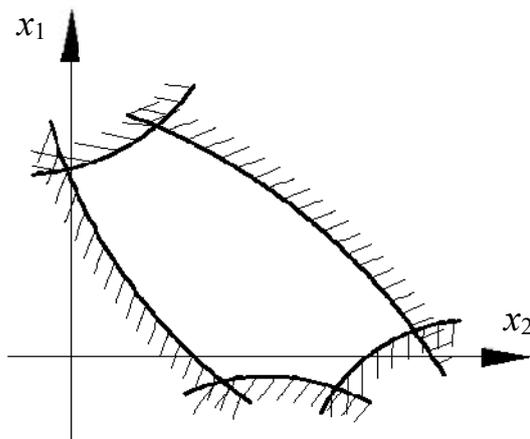


Рис. 79. Блокирующий контур

Для передачи можно построить область допустимых значений коэффициентов смещения в координатах x_1 и x_2 , которая называется *блокирующим контуром*. Допустимые значения x_1 и x_2 расположены внутри контура (рис. 79).

Для каждой передачи можно построить свой контур. Такие

блокирующие контуры для различных передач имеются в справочной литературе.

8.13. Цилиндрические колёса с косыми зубьями и их особенности

Образование косозубого колеса можно представить, если взять цилиндрическое прямозубое колесо и сообщить ему крутильную деформацию. При этом угол скручивания, образованный осью колеса и винтовой линией, является углом наклона винтовой линии β .

Цилиндрические колёса с косыми зубьями применяются при передаче вращения между параллельными и перекрещивающимися осями. В передаче с параллельными осями углы β обоих колёс равны по величине и противоположны по направлению при внешнем зацеплении и одинаковы по направлению при внутреннем зацеплении. Угол β (рис. 80, а) называется *углом наклона зубьев по делительному цилиндру радиуса r* . С другими соосными цилиндрами, начальным (r_w) и основным (r_b) винтовая поверхность зуба образует, соответственно, углы β_w β_b . Шаг винтовой линии равен

$$p = 2\pi r \operatorname{ctg} \beta = 2\pi r_w \operatorname{ctg} \beta_w = 2\pi r_b \operatorname{ctg} \beta_b. \quad (8.16)$$

В косозубом колесе различают торцовый m_t , нормальный m_n и осевой m_x модули, причём стандартное значение имеет нормальный модуль m_n , соответствующий размерам зуба, замеренным по нормали $n - n$ к его оси (рис. 80, б), что объясняется установкой режущего инструмента. Аналогично различают торцовый p_t , нормальный p_n и осевой p_x шаг. Значения модуля и шага определяются формулами:

$$\begin{aligned} m_t &= \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{m_x}{\operatorname{ctg} \beta}; \\ p_t &= \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{p_x}{\operatorname{ctg} \beta}. \end{aligned} \quad (8.17)$$

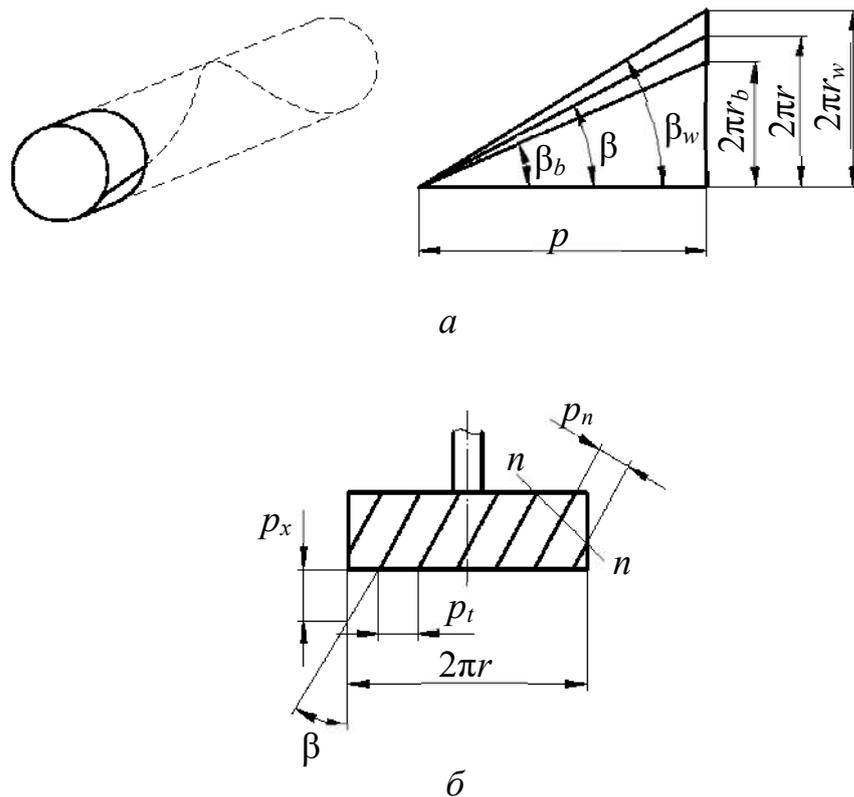


Рис. 80. Особенности цилиндрических колес с косыми зубьями:
a – углы наклона зубьев; *б* – шаги косых зубьев

Большим достоинством зацеплений с косыми зубьями является возможность получения малогабаритных передач. Так, если для прямозубого колеса $z_{\min} = 17$, то для косозубого

$$z_{\min} = 17 \cos^3 \beta. \quad (8.18)$$

В экспериментальных конструкциях z_{\min} доводят до трёх и менее зубьев. Кроме того, увеличивается коэффициент перекрытия, доходя до 10 и выше, что также повышает нагрузочную способность и позволяет уменьшить габариты передачи. *Недостатком* косозубой передачи является возникновение дополнительных осевых усилий, нагружающих подшипники.

Этот недостаток устраняется в шевронных передачах.

8.14. Конические зубчатые передачи

Конические передачи являются передачами с пересекающимися осями вращения звеньев. Применяются, главным образом, передачи с углом между осями $\delta = 90^\circ$ (ортогональные). Основные параметры аналогичны параметрам цилиндрических колёс (рис. 81), причём делительной окружностью внешнего окружного модуля m_e является внешняя делительная окружность конического колеса диаметром d_e .

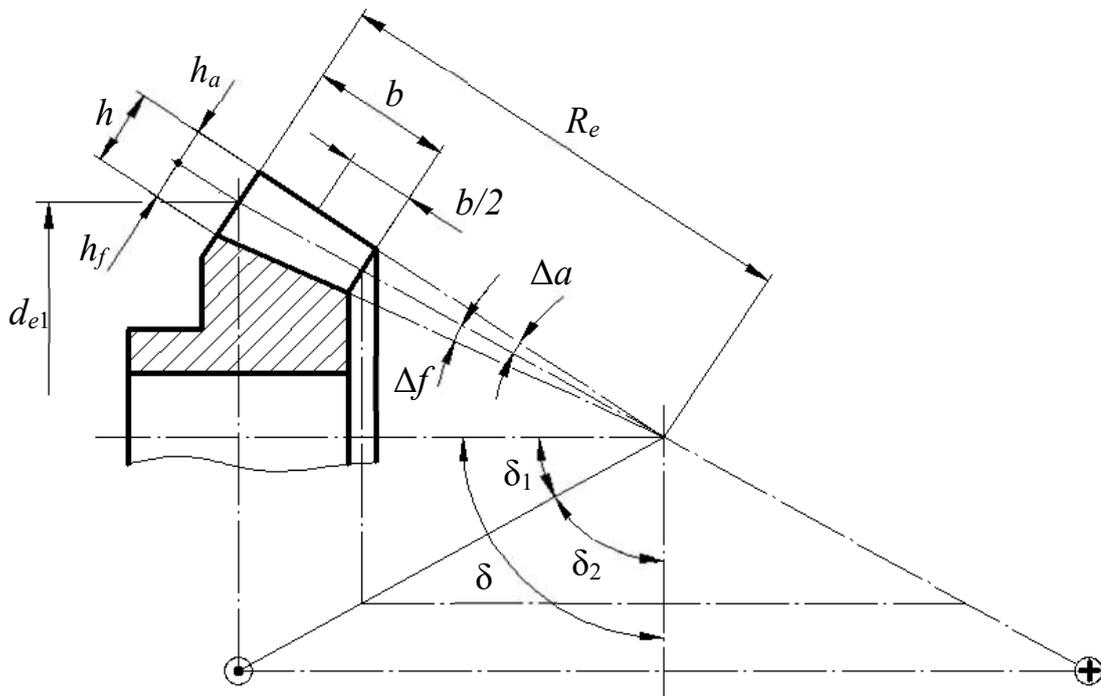


Рис. 81. Основные геометрические параметры конического зубчатого колеса

Через модуль выражаются все остальные размеры. Для расчёта зубьев на изгиб используется величина среднего модуля m_m , замеренного в середине ширины b зубчатого венца. Передаточное отношение равно

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad (8.19)$$

где δ_1, δ_2 – углы делительных конусов колёс 1 и 2 соответственно.

В конических передачах $i(u)$ не имеет знака, а для определения направления вращения изображают векторы абсолютных скоростей точек на начальных конусах в виде кружка с точкой (на зрителя) и крестиком (от зрителя), как показано на рис. 81.

Важным параметром является внешнее конусное расстояние R_e , равное

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1}. \quad (8.20)$$

8.15. Червячные передачи

Червячные передачи являются передачами со скрещивающимися осями.

Угол между осями в плане обычно равен 90° . Принцип их действия аналогичен передаче винт-гайка.

Червяки подразделяются по числу заходов (винтовых линий) на одно- и многозаходные. Число заходов z_1 есть число винтовых линий (витков), по которым расположены зубья. Расстояние между двумя соседними витками называется *шагом* p , а размер h , равный

$$h = z_1 p, \quad (8.21)$$

называется *ходом* винтовой линии.

Угол подъема винтовой линии γ определяется по формуле

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{h}{\pi d_1}, \quad (8.22)$$

где d_1 – диаметр делительной окружности червяка (рис. 82, а).

За основной параметр червячного зацепления принимается осевой модуль червяка m_s (принято обозначать его m), равный торцевому модулю червячного колеса. Значения m стандартизованы. Кроме того, стандартным параметром является относительный диаметр червяка q

$$q = \frac{m}{d_1}. \quad (8.23)$$

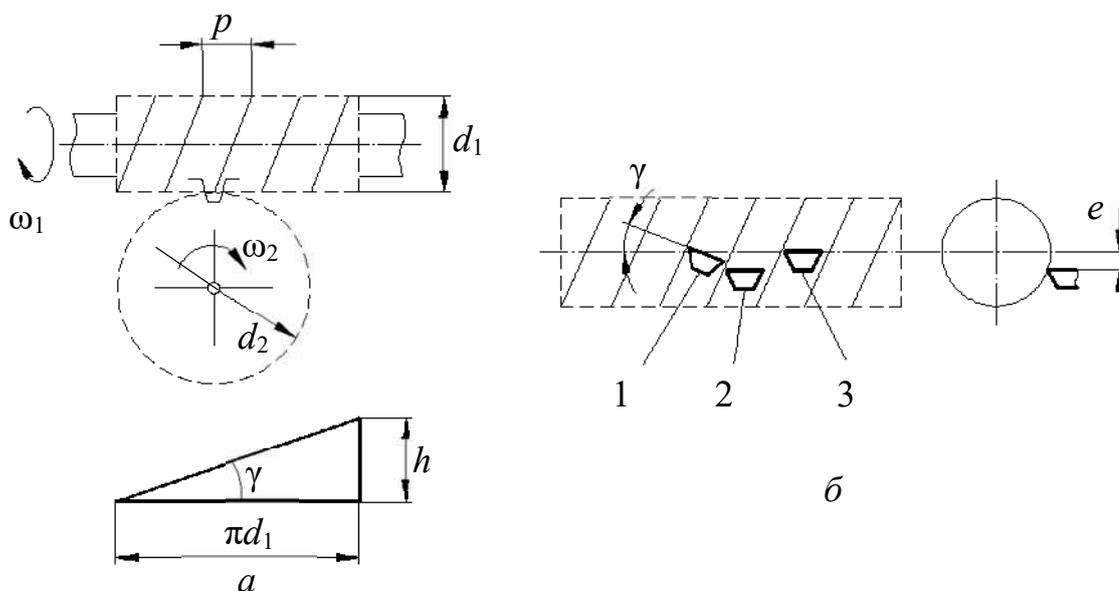


Рис. 82. Геометрические параметры червяка

По форме боковой поверхности резьбы различают конволютный, эвольвентный и архимедов червяки, образуемые при расположении резца трапецевидной формы, как указано на рис. 82, б, с режущей кромкой под углом γ наклона винтовой линии (положение 1) или при $\gamma = 0$ и смещении $e \neq 0$ (положение 2), а также при $e = 0$ (положение 3). Наименования червяков соответствуют наименованиям кривых, по которым очерчены зубья червяка в сечении, перпендикулярном его оси.

8.16. Кинематический анализ и классификация зубчатых механизмов

8.16.1. Механизмы с неподвижными осями

В практике машиностроения чаще возникает необходимость понижения, реже повышения скорости при передаче движения от входного звена к выходному.

Механизмы для передачи вращения, в которых происходит понижение

скорости вращения, называются *редукторами*, а механизмы, повышающие эту скорость, называются *мультипликаторами*.

По кинематическому признаку различают:

- механизмы с неподвижными геометрическими осями всех колёс (рядовые);
- механизмы с подвижными геометрическими осями некоторых колёс (эпициклические), которые обладают одной степенью свободы (планетарные) или двумя и более (дифференциальные).

Кроме того, различают одно- и многоступенчатые механизмы. Многоступенчатые состоят из одной или двух и более пар колёс, соединённых последовательно (рис. 83, *а*), параллельно (рис. 83, *б*), или смешанно.

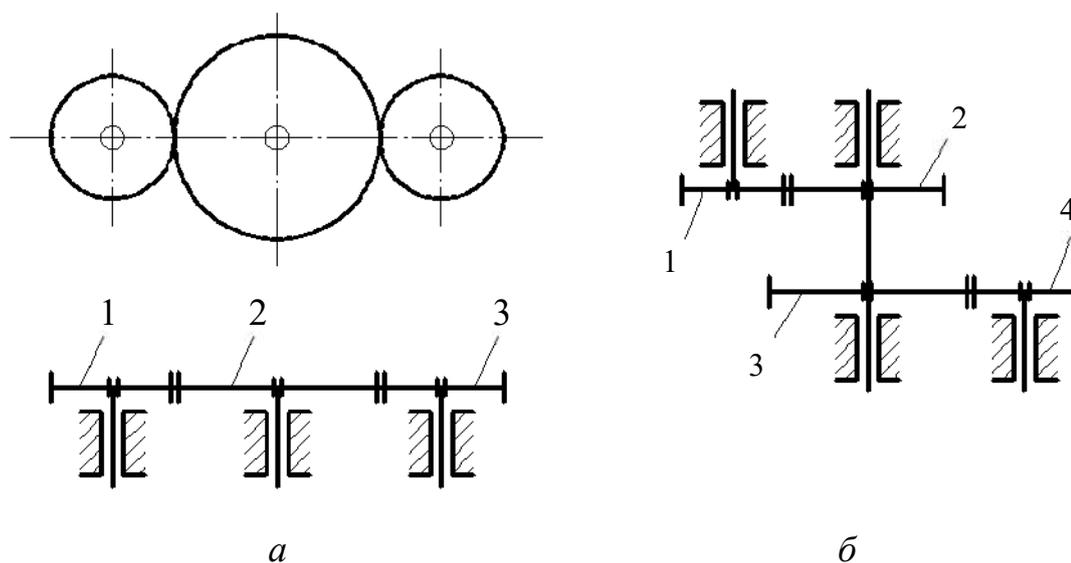


Рис. 83. Многоступенчатые механизмы:
а – последовательное соединение; *б* – параллельное соединение

При проектировании механизмов для передачи вращения с заданным значением передаточных отношений и крутящего момента стремятся обеспечить высокий коэффициент полезного действия (кпд), минимальные габариты и вес.

Передаточное отношение одноступенчатого зубчатого редуктора (при отсутствии скольжения) равно

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.24)$$

Для зубчатых понижающих передач принято использовать понятие *передаточное число u* .

Передаточное отношение считается положительным, если оба колеса зубчатой пары вращаются в одну сторону, и отрицательным, если в разные стороны. Обычно положительное передаточное отношение имеет зубчатая передача с внутренним зацеплением (рис. 84, б), а отрицательное – с внешним зацеплением (рис. 84, а).

В случае многоступенчатого механизма с параллельным соединением колёс (рис. 81, б) получим

$$u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = u_{12} \cdot u_{34}. \quad (8.25)$$

При последовательном соединении колёс (рис. 83, а)

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3}. \quad (8.26)$$

Таким образом, в общем виде передаточное отношение многоступенчатого механизма равно произведению частных передаточных отношений отдельных ступеней:

$$i_{1k} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot \dots \cdot i_{(k-1)k}, \quad (8.27)$$

причём промежуточные колёса в механизме с последовательным соединением не влияют на величину передаточного отношения, а служат лишь для изменения направления вращения. Эти промежуточные колёса называются *паразитными*.

Для кинематического анализа механизмов можно использовать графоаналитический метод, наглядно иллюстрирующий характер

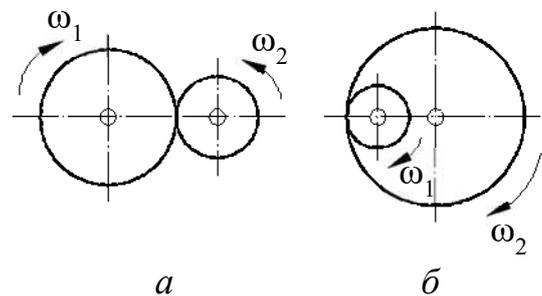


Рис. 84. Направление угловых скоростей: а – внешнее зацепление; б – внутреннее зацепление

распределения линейных скоростей звеньев механизма. Метод основан на использовании линейной зависимости скорости v от радиуса, т. е. $v = \omega r$.

При построении картины, иллюстрирующей характер распределения линейных скоростей, сначала откладываются в выбранном масштабе μ_v известные вектора линейных скоростей точек, закон движения которых задан (рис. 85).

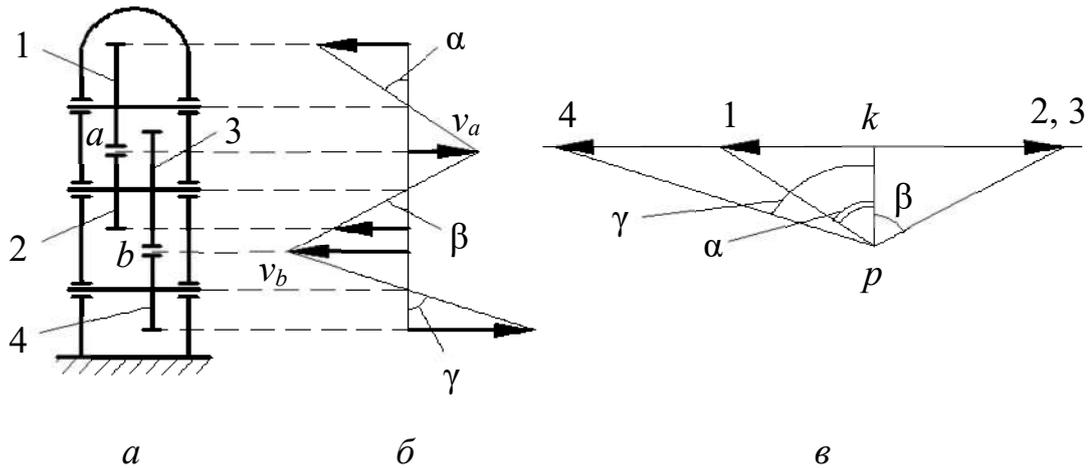


Рис. 85. Планы скоростей:
a – схема редуктора (μ_l); *б* – план линейных скоростей (μ_v);
в – план угловых скоростей (μ_ω), частот вращения (μ_n)

Затем, проводя отрезки через концы векторов известных скоростей, получим план линейных скоростей.

Для определения угловых скоростей (частот вращения) всех звеньев удобно использовать план угловых скоростей (частот вращения), где отрезки k_1, k_2, \dots соответствуют угловым скоростям (частотам вращения) колёс 1, 2, ... При этом схема редуктора вычерчивается в масштабе μ_l , а поскольку отрезки k_1, k_2, \dots пропорциональны $\operatorname{tg}\alpha, \operatorname{tg}\beta, \dots$, то

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{v}{r} = \omega. \quad (8.28)$$

Выбор полюсного расстояния pk может быть произвольным.

8.16.2. Эпициклические механизмы

Простейший эпициклический механизм (редуктор Джемса) состоит из центральных колёс 1 и 3 (рис. 86), сателлитного колеса (сателлита) 2 и водила H . Если одно из центральных колёс, например, колесо 3 остановить с помощью тормоза T , то эпициклический механизм превращается в планетарный, где при вращении колеса 1 сателлит 2 обегает неподвижное колесо 3, вращая водило H с угловой скоростью ω_H . Степень подвижности такого редуктора равна единице.

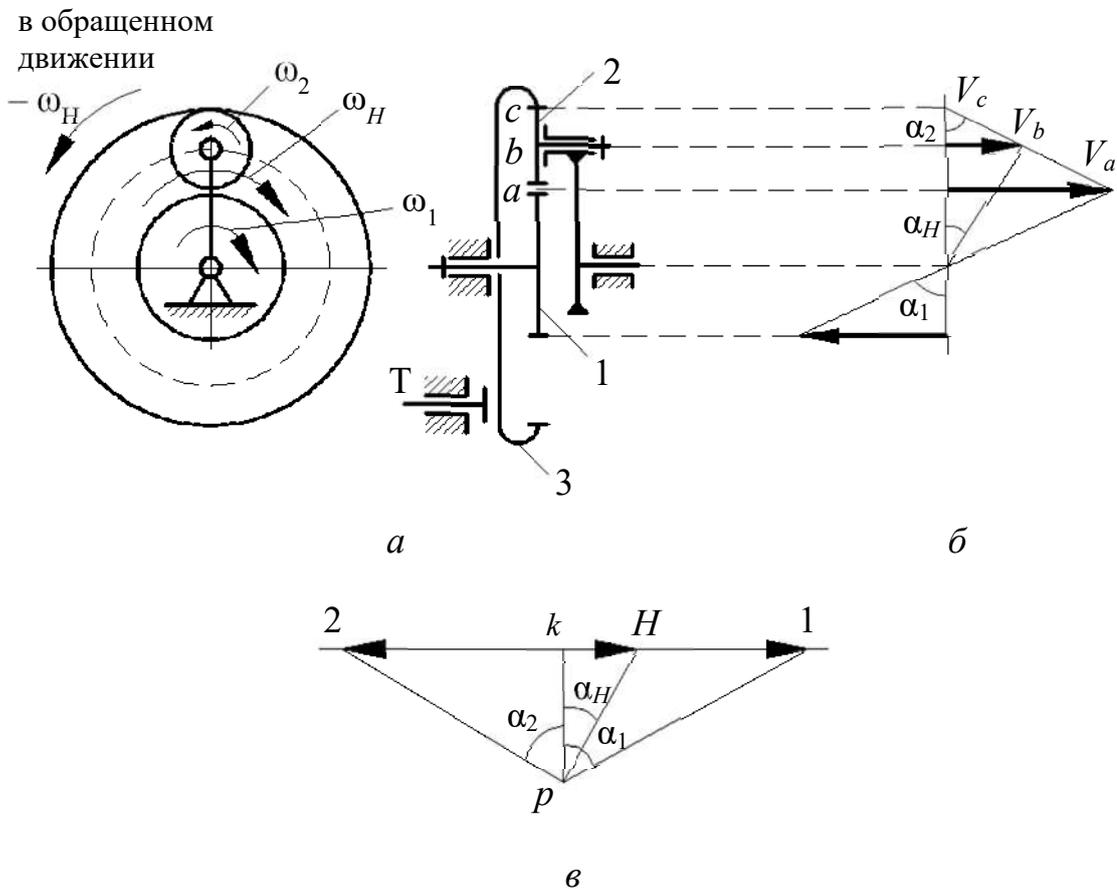


Рис. 86. Эпициклический механизм (редуктор Джемса):
 а – схема механизма; б – картина скоростей; в – план угловых скоростей
 (частот вращения)

Для планетарного механизма можно построить картину скоростей и план угловых скоростей (частот вращения), используя рассмотренные выше

приёмы. План угловых скоростей можно использовать для приближённого определения передаточного числа планетарного механизма, которое равно

$$i_{1H} = \frac{k_1}{k_H}. \quad (8.29)$$

Аналитически передаточное число определяется с использованием метода обращения движения, когда механизму в целом сообщается вращение с угловой скоростью, обратной скорости водила ($-\omega_H$). При этом относительное движение звеньев не изменится, а водило H в обращённом движении будет оставаться неподвижным, и планетарный редуктор превращается в рядовой (с неподвижными осями). Если обозначить угловые скорости звеньев в обращённом движении с индексом в круглых скобках, указывающим неподвижное звено, то

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}, \quad (8.30)$$

а поскольку в планетарном механизме $\omega_3 = 0$, то выражение (8.30) принимает вид

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -i_{1H} + 1. \quad (8.31)$$

С другой стороны, через соотношение чисел зубьев,

$$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}, \quad (8.32)$$

поэтому

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (8.33)$$

Если в эпициклическом механизме (рис. 86) оба центральных колеса совершают вращение, то степень подвижности такого механизма будет равна двум, и он превращается в дифференциальный. Такие механизмы служат:

- 1) для привода одного рабочего органа от двух или более двигателей (т. е. для сложения движения нескольких ведущих звеньев);

2) для разложения движения одного вала на два и более независимых движений ведомых валов.

Выражение (8.30) называется *формулой Виллиса*, оно позволяет получить любую неизвестную угловую скорость в эпициклическом механизме при заданных остальных скоростях.

Одним из распространённых типов дифференциальных механизмов являются так называемые замкнутые, в которых благодаря дополнительной зубчатой передаче связаны оба центральных колеса (рис. 87).

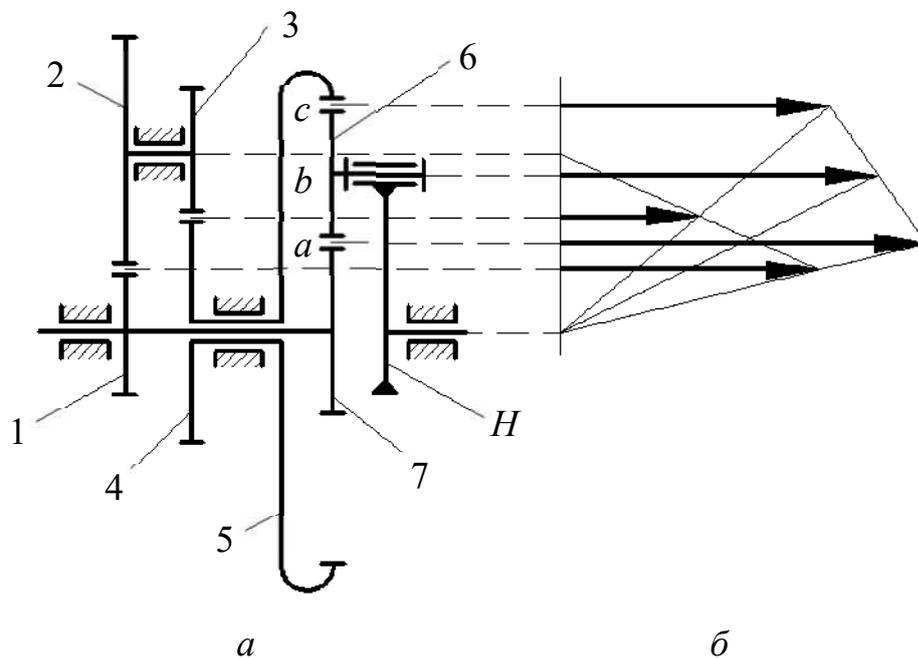


Рис. 87. Замкнутый дифференциальный механизм:
a – схема механизма; *б* – план скоростей

Это позволяет использовать один двигатель для привода механизма. Для определения передаточного отношения используем формулу Виллиса.

Так как

$$i_{75}^{(H)} = -\frac{z_5}{z_7}, \quad (8.34)$$

то

$$-\frac{z_5}{z_7} = \frac{i_{1H} - 1}{\omega_5 - 1}, \quad (8.35)$$

где

$$\frac{\omega_5}{\omega_H} = \frac{\omega_5}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_H} = \left(-\frac{z_3}{z_4} \right) \cdot \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) i_{1H}. \quad (8.36)$$

После подстановки выражения (8.36) в (8.35) и преобразований получается:

$$\left(1 - i_{1H} \frac{z_3 z_1}{z_4 z_2} \right) \frac{z_5}{z_7} = i_{1H} - 1. \quad (8.37)$$

Выразив из уравнения (8.37) передаточное отношение i_{1H} , получим:

$$i_{1H} = \frac{1 + \frac{z_5}{z_7}}{1 + \frac{z_1 z_2 z_5}{z_2 z_4 z_7}}. \quad (8.38)$$

8.16.3. Эпициклические механизмы с коническими колёсами

Примером дифференциального механизма с коническими колёсами является дифференциал автомобиля (рис. 88).

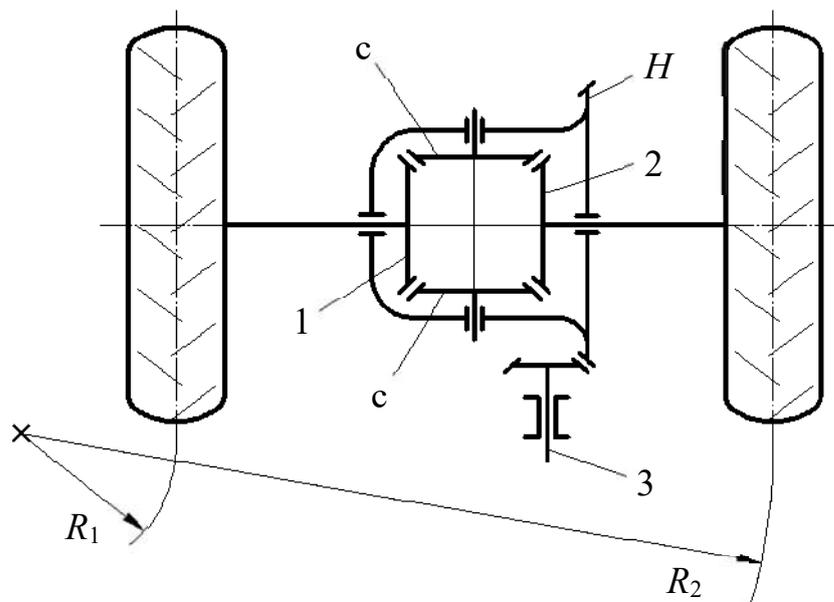


Рис. 88. Дифференциал автомобиля:
1, 2 – конические зубчатые колеса; с – сателлит; H – водило; 3 – карданный вал

Согласно формуле Виллиса

$$-\frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}. \quad (8.39)$$

Числа зубьев $z_2 = z_1$, поэтому

$$\omega_H = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \quad (8.40)$$

т.е. при постоянной скорости вращения карданного вала и скорости автомобиля в целом полуоси могут вращаться с различными или с одинаковыми скоростями. Например, на повороте скорости вращения полуосей пропорциональны радиусам поворота R_1 и R_2 , а при ровной прямой дороге скорость полуосей одинакова и равна $\omega_1 = \omega_2 = \omega_H$.

8.17. Некоторые вопросы синтеза зубчатых механизмов

8.17.1. Синтез эпициклических механизмов с цилиндрическими колёсами. Условия синтеза

Комплексные задачи синтеза зубчатых механизмов настолько сложны, что в полной постановке с учётом факторов кинематики и динамики они не решены до настоящего времени. Известны решения частных задач как геометрического, так и динамического синтеза зубчатых механизмов, причём эти решения часто носят характер рекомендаций по выбору параметров. Например, выбор передаточных отношений каждой ступени в многоступенчатом зубчатом механизме с общим передаточным отношением, определяемым по формуле (8. 27), рекомендуется осуществлять так, чтобы $i_{12} > i_{23} > \dots > i_{(k-1)k}$. Это связано с возрастанием нагрузки по мере уменьшения угловой скорости. Выполнение указанного условия позволяет более равномерно распределить нагрузку между зубчатыми парами.

При заданных передаточных отношениях и известном числе зубьев колёс задача синтеза сводится к определению их параметров. Сначала должен быть выбран материал колёс с учётом назначения передачи, условий работы и

других факторов, затем определяется модуль передачи, позволяющий обеспечить изгибную и контактную прочность зубьев, а затем – все геометрические параметры зубчатых колёс.

Известны решения частных задач подбора чисел зубьев сложных зубчатых механизмов с учётом различных условий, например, геометрического характера.

При проектировании планетарного редуктора с заданным передаточным отношением возникает задача определения чисел зубьев при соблюдении следующих условий:

- 1) кинематическое условие;
- 2) условие соосности;
- 3) условие соседства;
- 4) условие сборки;
- 5) условие правильного зацепления.

Физический и математический смысл этих условий разберём на конкретной схеме планетарного механизма с нулевыми эвольвентными цилиндрическими колёсами (рис. 89).

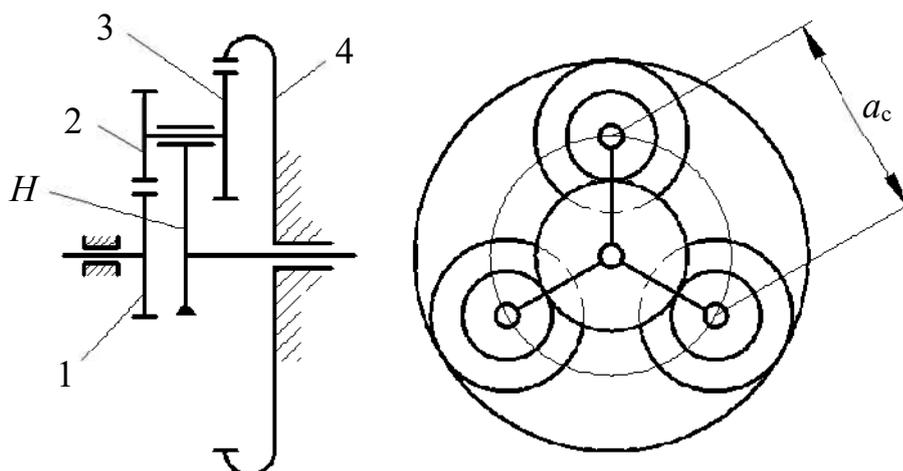


Рис. 89. Планетарный механизм с нулевыми эвольвентными цилиндрическими колёсами:

1 – солнечная шестерня; 2, 3 – сателлиты; 4 – неподвижное колесо; H – водило

Кинематическое условие обеспечивает заданное передаточное отношение и для данного механизма имеет следующий вид:

$$i_{14}^{(H)} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}, \quad (8.41)$$

откуда при $\omega_4 = 0$ получим:

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (8.42)$$

Обычно допускается отклонение передаточного отношения в пределах 5% от заданного.

Условие соосности требует, чтобы оси колёс 1 и 4, в данном случае, совпадали для обеспечения зацепления сателлитов с центральными колёсами. Для этого необходимо, чтобы выполнялись следующие соотношения радиусов делительных окружностей и (при равных модулях зубьев всех колёс) чисел зубьев:

$$\begin{aligned} r_1 + r_2 &= r_4 - r_3; \\ z_1 + z_2 &= z_4 - z_3. \end{aligned} \quad (8.43)$$

Условие соседства включает требование совместного размещения нескольких сателлитов по общей окружности так, чтобы они не задевали друг друга своими зубьями. Необходимость выполнения этого условия возникает при числе сателлитов $k > 2$ (увеличение числа сателлитов уменьшает нагрузку на зубья). В этом случае необходимо, чтобы выполнялось неравенство $a_c > 2r_a^c$, где r_a^c - радиус окружности вершин наибольшего сателлита). Так как

$$\begin{aligned} a_c &= 2(r_1 + r_2) \sin \frac{2\pi}{2k} = m(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k}; \\ z_a^c &= z_a + h_a m = m \left(\frac{z_c}{2} + 1 \right), \end{aligned} \quad (8.44)$$

то

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c + 2}{z_1 + z_2}, \quad (8.45)$$

где z_c – число зубьев наибольшего сателлита (2 или 3).

Условие сборки учитывает необходимость одновременного зацепления

всех сателлитов с центральными колёсами, т.е. установив первый сателлит и повернув водило на угол $\frac{2\pi}{k}$ рад, необходимо в то же самое место установить следующий сателлит. Это может быть осуществлено, если зубья колёс второго блока сателлитов окажутся точно против впадин зубьев центральных колёс. Иначе сборку осуществить невозможно. Для формирования условия примем, что оба колеса всех k блоков сателлитов имеют одинаковую ориентацию зубьев друг относительно друга. После установки первого сателлита на ось водило должно быть повернуто на угол $\frac{2\pi}{k}$, при этом колесо 1 необходимо повернуть на угол

$$\varphi_1 = i_{1H} \frac{2\pi}{k}. \quad (8.46)$$

С другой стороны, угол φ_1 поворота колеса 1 должен быть кратным его угловому шагу зубьев $\frac{2\pi}{z_1}$, в противном случае при повороте на угол φ_1 положение зубьев колеса 1 изменится и второй сателлит вставить будет невозможно. Таким образом,

$$\varphi_1 = q \frac{2\pi}{z_1}, \quad (8.47)$$

где q – целое число).

Таким образом,

$$\begin{aligned} q \frac{2\pi}{z_1} &= i_{1H} \frac{2\pi}{k}; \\ q &= i_{1H} \frac{z_1}{k}. \end{aligned} \quad (8.48)$$

Условие правильного зацепления включает условие отсутствия подреза у колёс с внешним зубчатым венцом и условие отсутствия заедания (интерференции) во внутреннем зацеплении. Эти условия имеют вид:

$$z_i \geq z_{\min}, \quad (8.49)$$

где $z_{\min} = 17$ для колёс с внешним зацеплением; $z_{\min} = 85$ для колёс с внутренним зацеплением без смещения исходного контура; $z_{\min} = 20$ – то же со смещением исходного контура.

8.17.2. Методы синтеза эпициклических механизмов

Задача подбора чисел зубьев колёс для эпициклического механизма в общей постановке является оптимизационной ввиду множества возможных решений. Её можно считать типичной задачей дискретного нелинейного программирования, если за критерий оптимальности принять габариты или вес механизма, а ограничениями на целочисленные параметры z_1, z_2, \dots будут условия (8.43), (8.45), (8.48), (8.49).

Такую задачу можно решать различными методами, например, численными методами направленного перебора, когда варьируются z_1, z_2, \dots с целью минимизации габаритов или веса при соблюдении ограничений. Такая задача может быть решена с помощью ЭВМ.

Применяются упрощённые методы, позволяющие найти одно из конструктивно допустимых решений. Один из таких методов – метод сомножителей.

Представим числа зубьев в виде нескольких сомножителей:

$$\begin{aligned} z_1 &= \alpha \cdot A \cdot t; \\ z_2 &= \alpha \cdot B \cdot t; \\ z_3 &= \beta \cdot C \cdot t; \\ z_4 &= \beta \cdot D \cdot t. \end{aligned} \quad (8.50)$$

Из условия (8.45)

$$\alpha(A + B) = \beta(D - C). \quad (8.51)$$

Это уравнение превращается в тождество при:

$$\begin{aligned} \alpha &= D - C; \\ \beta &= A + B. \end{aligned} \quad (8.52)$$

Тогда:

$$\begin{aligned}z_1 &= A \cdot t \cdot (D - C); \\z_2 &= B \cdot t \cdot (D - C); \\z_3 &= C \cdot t \cdot (A + B); \\z_4 &= D \cdot t \cdot (A + B).\end{aligned}\tag{8.53}$$

Подставив эти выражения в условие (8.43), получим:

$$\frac{B}{A} \cdot \frac{D}{C} = i_{1H} - 1.\tag{8.54}$$

Таким образом, величину $(i_{1H} - 1)$ можно представить в виде нескольких сомножителей (A, B, C, D) . Далее определяются значения t , обеспечивающие выполнение условий сборки и правильного зацепления и выбирается одно из этих значений. Например, из условия сборки (8.48)

$$q = t \frac{A(D - C)}{k} i_{1H}\tag{8.55}$$

выбираются значения t , обеспечивающие целочисленность q . После этого можно определить числа зубьев.

9. ТРЕНИЕ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

9.1. Виды трения

Когда одно тело соприкасается с другим, то независимо от их физического состояния (твёрдое, жидкое, газообразное) возникает явление, называемое *трением*. В зависимости от характера относительного движения тел различают *трение скольжения* и *трение качения*. Сила, препятствующая относительному движению контактирующих тел, называется *силой трения*. Вектор этой силы лежит в плоскости, касательной к поверхности тел в зоне их контакта.

Сила трения скольжения уменьшается, если соприкасающиеся тела смазаны специальными смазочными материалами, причём, если материал – жидкость, полностью разделяющая контактирующие поверхности, то трение называется *жидкостным*. При совершенном отсутствии смазки имеет место *сухое трение*.

Если смазывающая жидкость не полностью разделяет трущиеся поверхности, то трение называется *полужидкостным* или *полусухим* в зависимости от того, какой из двух видов трения преобладает.

Применяемые смазки делятся на несколько видов: *твёрдые*, *жидкие*, *газовые*; при этом смазка может быть: *гидро-* или *газостатической*, когда она поступает под давлением в зазор между трущимися телами, а также *гидро-* или *газодинамической*, когда она разделяет трущиеся поверхности в результате давления, возникающего в слое жидкости при относительном движении тел.

Сцепление и трение широко используется в современной технике. Благодаря сцеплению движутся различные транспортные средства. Принцип действия фрикционной, ременной и других передач основан на использовании трения. Распространение получила также сварка трением.

Вместе с тем трение отрицательно сказывается там, где оно вызывает потери энергии.

9.2. Трение скольжения в поступательных парах

Сила трения на поверхности соприкосновения двух звеньев направлена в сторону, противоположную скорости относительного движения и приближённо может быть определена по формуле Кулона

$$F_{\text{тр}} = F_n f, \quad (9.1)$$

где F_n – сила реакции, нормальная к поверхности контакта; f – коэффициент трения скольжения (величина, постоянная в определённом диапазоне скоростей и удельных давлений).

Коэффициент трения зависит от многих факторов (чистоты поверхности, наличия и качества смазки, материала тел и др.) и определяется экспериментально.

Сила трения покоя (сила сцепления), т.е. сила, которую надо преодолеть, чтобы тело привести в движение, обычно больше силы трения скольжения, поэтому различают коэффициент сцепления f_0 и коэффициент трения скольжения f .

Сила трения возникает как результат действия внешних сил F , поэтому она является реактивной силой, в результате действия которой суммарная реакция F_{Σ} отклоняется на угол ρ от нормали к трущимся поверхностям (рис. 90, а).

При этом

$$f = \frac{F_{\text{тр}}}{F_n} = \text{tg } \rho. \quad (9.2)$$

Угол ρ называется *углом трения скольжения*.

Если построить конус с углом при вершине 2ρ (рис. 90, б), то получим *конус трения*. Движение возможно при $F_t \geq F_{\text{тр}}$, или при

$$\begin{aligned} F_n \text{tg } \lambda &\geq F_n \text{tg } \rho; \\ \lambda &\geq \rho, \end{aligned} \quad (9.3)$$

где λ – угол между линиями действия сил F и F_n (рис. 90, а).

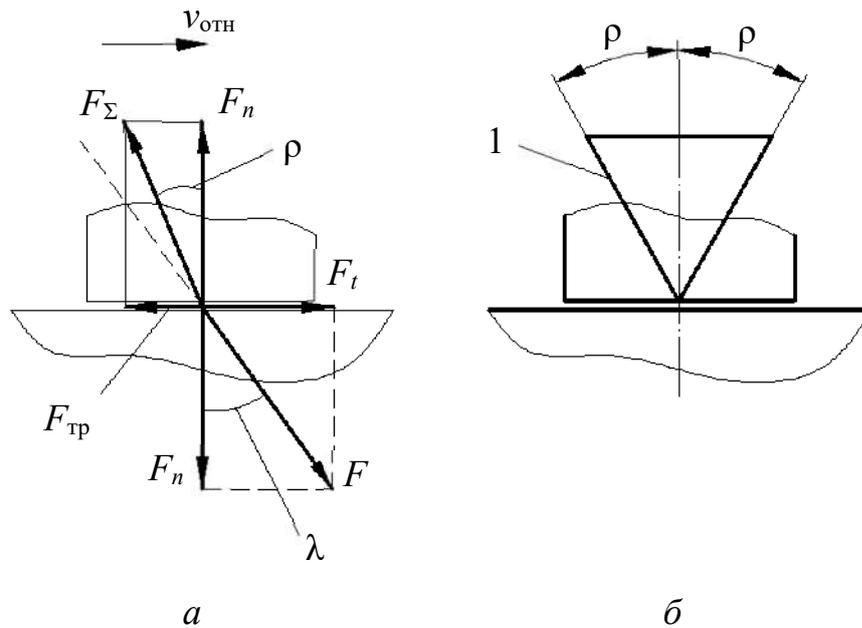


Рис. 90. Трение скольжения в поступательных парах:
а – силы в точке контакта; *б* – конус трения (позиция 1)

Если $\lambda = \rho$, то движение происходит с постоянной скоростью: $v_{\text{отн}} = \text{const}$.

Мощность, затрачиваемая на трение скольжения, равна:

$$P_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} v_{\text{отн}} = F_n f (v_1 \pm v_2), \quad (9.4)$$

где v_1, v_2 – скорости тела и опорной поверхности соответственно; знак «+» – при противоположно направленном движении; знак «-» – при однонаправленном движении.

9.3. Трение скольжения во вращательных парах

Вращательные кинематические пары, образуемые цапфами валов и их опорами, широко распространены в машиностроении. *Цапфами* называются части валов и осей, посредством которых они опираются на подшипники. Трение цапф в подшипниках удобно оценивать величиной момента сил трения скольжения относительно оси вращения (рис. 91):

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} r = F_n f r = F_{\Sigma} r_{\text{тр}}, \quad (9.5)$$

где F_{Σ} – полная реакция; $r_{\text{тр}}$ – радиус круга трения, равный:

$$r_{\text{тр}} = r \sin \rho \approx r \operatorname{tg} \rho \approx fr. \quad (9.6)$$

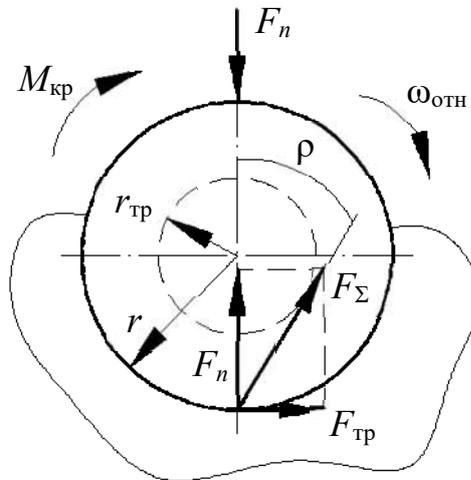


Рис. 91. Трение скольжения во вращательной паре

Мощность, затрачиваемая на трение, равна:

$$P_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \omega_{\text{отн}} = M_{\text{тр}} (\omega_1 \pm \omega_2), \quad (9.7)$$

где ω_1 , ω_2 – угловые скорости цапфы и опорной поверхности соответственно; знак плюс – при противоположно направленном вращении; знак минус – при однонаправленном вращении.

9.4. Трение качения

В случаях идеально твёрдых тел, одно из которых катится по поверхности другого, соприкосновение их происходит по линии или в точке и сопротивление качению отсутствует, так как линии действия сил F_n совпадают (рис. 92, а) и сумма моментов относительно точки A равна

$$\Sigma M_A = Fh. \quad (9.8)$$

В действительности соприкосновение происходит не по линии, а по поверхности вследствие деформаций (рис. 92, б) и сумма моментов ΣM_A равна:

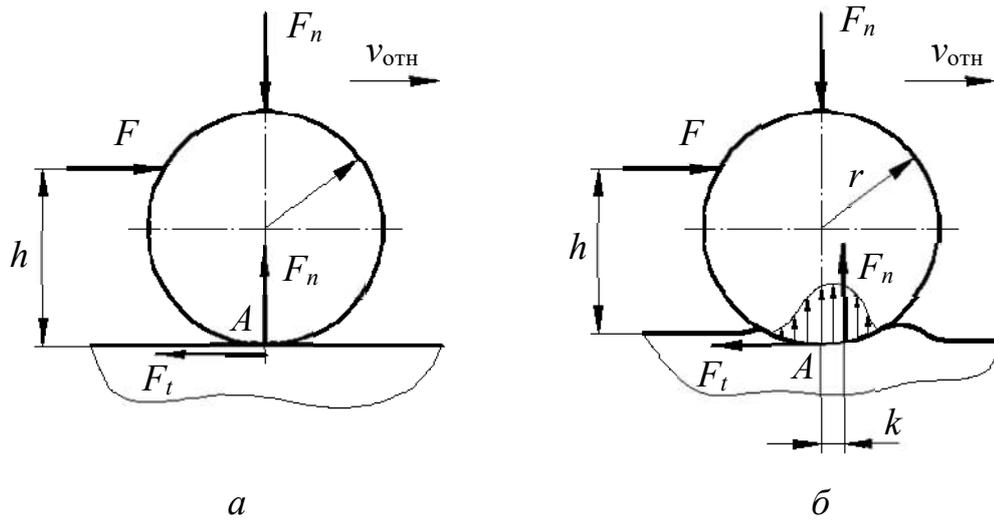


Рис. 92. Трение качения:
a – идеально твердые тела; *б* – реальные тела

$$\Sigma M_A = Fh - F_n k, \quad (9.9)$$

где h, k – плечи сил F и F_n .

При $v_{отн} = const$ и $F_t = F$ получим

$$Fh - F_n k = 0; \quad (9.10)$$

$$k = h \frac{F}{F_n}.$$

Плечо k называется *коэффициентом трения качения* и измеряется в единицах длины. Часто используется величина

$$f_k = \frac{k}{r}, \quad (9.11)$$

называемая *приведённым коэффициентом трения качения*. При этом сила трения качения $F_{тр}^k$ по аналогии с силой трения скольжения может быть представлена в виде

$$F_{тр}^k = F_n f_k = F_n \frac{k}{r} = \frac{M_{тр}}{r}. \quad (9.12)$$

Мощность, затрачиваемая на трение, равна:

$$P_{тр} = F_{тр}^k v_{отн}, \quad (9.13)$$

где $v_{\text{отн}}$ – скорость центра катка.

Для подшипников качения затраты мощности на преодоление трения равны

$$P_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \omega_{\text{отн}} = F_n f_k (\omega_1 \pm \omega_2) \frac{d}{2}, \quad (9.14)$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника.

Принимается $f_k = 0,003$ для шарикоподшипников; $f_k = 0,005$ для роликоподшипников.

9.5. Особенности учёта сил трения при силовом расчёте рычажных механизмов

Для учёта сил трения в кинематических парах рычажных механизмов при определении $F_{\text{ур}}$ или $M_{\text{ур}}$ используется метод приведения сил трения, позволяющий определять уточнённые значения $F_{\text{ур}}^*$ ($M_{\text{ур}}^*$) без повторного силового расчёта с учётом трения по формуле:

$$M_{\text{ур}}^* = M_{\text{ур}} + M_{\text{пр}}^{\text{тр}}, \quad (9.15)$$

где $M_{\text{ур}}$ – уравнивающий момент, вычисленный без учёта трения; $M_{\text{пр}}^{\text{тр}}$ – момент трения, приведённый к вращающемуся с угловой скоростью $\omega_{\text{в}}$ входному звену, и равный

$$M_{\text{пр}}^{\text{тр}} = \frac{\Sigma P_i^{\text{тр}}}{\omega_{\text{в}}}, \quad (9.16)$$

где $\Sigma P_i^{\text{тр}}$ – суммарная мощность сил трения в кинематических парах.

Для определения реакций в кинематических парах с учётом трения обычно используется метод последовательных приближений, когда по найденным без учёта трения реакциям определяются силы и моменты трения в кинематических парах. Затем эти силы прикладываются как внешние и производится перерасчёт реакций в установленном порядке. Обычно достаточно одного перерасчёта (итерации).

9.6. Коэффициент полезного действия (КПД) машины

Энергия, потребляемая машиной, расходуется на преодоление полезных и вредных сопротивлений. Полезные – это сопротивления, для преодоления которых машина предназначена. Вредные – это сопротивления, преодоление которых не даёт производственного эффекта.

Механическим КПД (η) называется отношение полезной работы $A_{\text{пл}}$ или мощности $P_{\text{пл}}$ к затраченной $A_{\text{зт}}(P_{\text{зт}})$. Потери механической энергии в разного рода устройствах состоят главным образом из потерь на трение:

$$\eta = \frac{A_{\text{пл}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{пл}}}{P_{\text{зт}}} = \frac{A_{\text{зт}} - A_{\text{тр}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{зт}} - P_{\text{тр}}}{P_{\text{зт}}} = 1 - \xi_{\text{п}}, \quad (9.17)$$

где $\xi_{\text{п}} = \frac{A_{\text{тр}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{тр}}}{P_{\text{зт}}}$ – коэффициент потерь.

При холостом ходе машины $\eta = 0$, но могут быть случаи когда $\eta < 0$, что означает невозможность совершать движение из-за явления, называемого *самоторможением*. Например, червячный редуктор не может совершать вращение со стороны червячного колеса.

Рассмотрим машину как совокупность n элементов, соединённых различным образом между собой.

1. Элементы соединены последовательно и КПД каждого из них η_i известен (рис. 93, а). Тогда

$$\begin{aligned} A_2 &= A_1 \eta_1; \\ A_3 &= A_2 \eta_2 = A_1 \eta_1 \eta_2; \\ &\vdots \\ A_{n+1} &= A_1 \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \end{aligned} \quad (9.18)$$

т. е. общий КПД всей цепи равен

$$\eta_{\Sigma} = \frac{A_{n+1}}{A_1} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n = \prod_{i=1}^n \eta_i. \quad (9.19)$$

Поэтому следует стремиться к созданию простых конструкций с малым числом элементов.

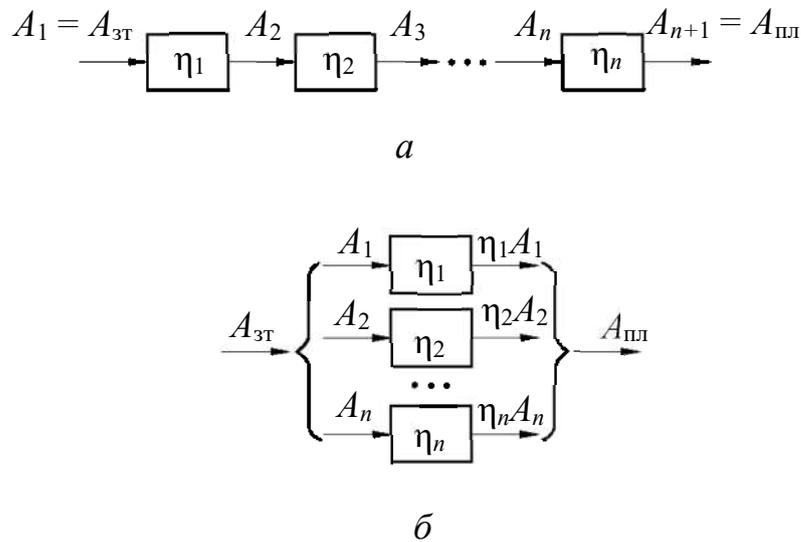


Рис. 93. Машина как совокупность элементов:
a – элементы соединены последовательно; *б* – элементы соединены параллельно

2. Элементы соединены параллельно (рис. 93, б). Тогда

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\eta_1 A_1 + \eta_2 A_2 + \dots + \eta_n A_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} = \sum_{i=1}^n \alpha_i \eta_i, \quad (9.20)$$

где $\alpha_i = \frac{A_i}{A_{зт}}$ – коэффициент распределения энергии.

При $\eta_1 = \eta_2 = \dots = \eta_n$ получим $\eta_{\Sigma} = \eta_i$, следовательно, низкое качество отдельных элементов меньше влияет на общий КПД машины, чем при последовательном соединении.

Сложные механизмы могут образовывать разветвлённую систему, состоящую из последовательного и параллельного соединённых более простых механизмов, где КПД определяется согласно указанным выше правилам.

Так как любой механизм представляет собой кинематическую цепь с последовательно и параллельно соединёнными в кинематических парах

звеньями, то общий КПД механизма вычисляется аналогично при известных КПД кинематических пар.

Например, необходимо определить η_{Σ} механизма с низшими парами, изображённого на рис. 94.

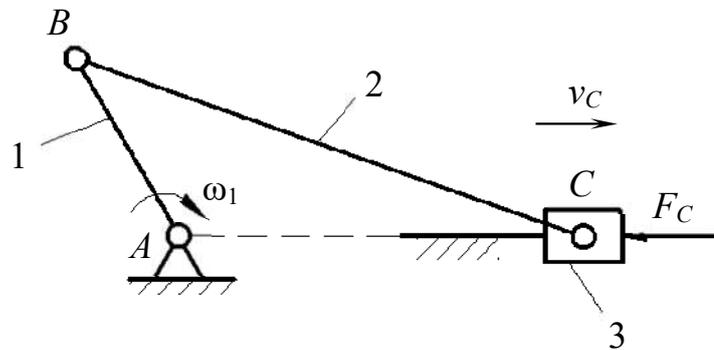


Рис. 94. Схема рычажного механизма

Мощность сил полезного сопротивления

$$P_{\text{пл}} = F_C v_C, \quad (9.21)$$

где v_C — скорость точки C ; F_C — сила полезного сопротивления.

Затраченная мощность

$$P_{\text{зт}} = P_{\text{пл}} + \sum_{i=1}^4 P_i^{\text{тр}}. \quad (9.22)$$

В формуле (9.22) мощность, затраченная на трение в кинематических парах, равна:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 P_i^{\text{тр}} &= P_A^{\text{тр}} + P_B^{\text{тр}} + P_C^{\text{тр}} + P_{30}^{\text{тр}}; \\ P_A^{\text{тр}} &= F_{01} f_A \frac{d_A}{2} \omega_1; \\ P_B^{\text{тр}} &= F_{12} f_B \frac{d_B}{2} (\omega_1 \pm \omega_2); \\ P_C^{\text{тр}} &= F_{23} f_C \frac{d_C}{2} \omega_2; \\ P_{30}^{\text{тр}} &= F_{30} f_{30} v_C, \end{aligned} \quad (9.23)$$

где $P_A^{\text{тр}}, P_B^{\text{тр}}, P_C^{\text{тр}}$ – затраты мощности на трение в шарнирах; $P_{30}^{\text{тр}}$ – затраты мощности на трение в поступательной паре; f_A, f_B, f_C – коэффициенты трения в шарнирах; f_{30} – коэффициент трения в поступательной паре; d_A, d_B, d_C – диаметры шарниров; ω_1, ω_2 – угловые скорости звеньев.

Мгновенный КПД, который является функцией положения звена 1, равен

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_{\text{пл}}}{P_{\text{зт}}}. \quad (9.24)$$

10. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МАСС В МЕХАНИЗМАХ

10.1. Действие сил на фундамент. Условия уравнивания

В общем случае в кинематических парах механизмов и машин возникают динамические усилия, переменные по величине и направлению. Через стойку они передаются на фундамент, вызывая дополнительные напряжения в отдельных звеньях, вибрацию и ухудшение условий работы. Чтобы этого избежать, необходимо рационально подобрать и расположить массы звеньев с условием полного или частичного гашения динамических усилий. Эта задача решается при уравнивании.

Основными динамическими составляющими при работе любого механизма являются силы инерции, которые, как правило, переменны по величине и направлению. Это характерно и для случаев, когда входное звено вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = const$ (см. рис. 94). Все силы и моменты сил инерции можно привести к главному вектору $\bar{F}_{и\Sigma}$ и моменту $\bar{M}_{и\Sigma}$ относительно выбранной точки (точки приведения):

$$\begin{aligned}\bar{F}_{и\Sigma} &= \Sigma \bar{F}_{иi}; \\ \bar{M}_{и\Sigma} &= \Sigma \bar{M}_{иi} + \Sigma \overline{F_{иi} h_{F_{иi}}},\end{aligned}\tag{10.1}$$

где $\bar{F}_{иi}, \bar{M}_{иi}$ – сила инерции и момент сил инерции i -го звена; $h_{F_{иi}}$ – плечо силы инерции относительно точки приведения.

Полностью уравновешенным считается механизм, в котором $F_{и\Sigma} = 0$ и $M_{и\Sigma} = 0$, т. е. сила давления стойки на фундамент остаётся постоянной при движении звеньев.

Из теоретической механики известно, что

$$\bar{F}_{и\Sigma} = -m_{\Sigma} \bar{a}_s,\tag{10.2}$$

где m_{Σ} – масса всех подвижных звеньев; a_s – ускорение центра масс системы.

Следовательно, для выполнения условия $F_{и\Sigma} = 0$ необходимо, чтобы ускорение $a_s = 0$.

Это равносильно требованию постоянства положения центра масс механизма относительно стойки. Такое уравнивание называется *статическим* или *уравниванием первого рода*. В этом случае используется метод заменяющих (сосредоточенных) масс, обладающих массой, центром масс и моментом инерции J_S заменяемого твёрдого тела (звена) с распределённой массой. Если поместить начало системы координат в центр масс системы, то условия эквивалентности заменяемой и заменяющих масс запишутся так:

$$\begin{aligned}\Sigma m_i &= m_\Sigma; \\ \Sigma m_i x_i &= 0; \\ \Sigma m_i y_i &= 0; \\ \Sigma m_i (x_i^2 + y_i^2) &= J_S,\end{aligned}\tag{10.3}$$

где m_i – масса i -го звена; x_i, y_i – координаты центра тяжести i -го звена.

Таким образом, в общем случае плоского звена необходимы четыре заменяющих массы. В частных случаях число заменяющих масс может быть сведено к двум. Например, для звена AB (рис. 95) можно ограничиться частичной заменой его массы m двумя массами m_1 и m_2 , учитывая условия:

$$\begin{aligned}m_1 + m_2 &= m; \\ m_1 l_1 - m_2 l_2 &= 0.\end{aligned}\tag{10.4}$$

Отсюда следует, что

$$\begin{aligned}m_1 &= m \frac{l_2}{l}; \\ m_2 &= m \frac{l_1}{l}.\end{aligned}\tag{10.5}$$

Для полного уравнивания механизма необходимо выполнение обоих условий: $F_{и\Sigma} = 0$; $M_{и\Sigma} = 0$, причём выполнение условия $M_{и\Sigma} = 0$ решается

при моментном (динамическом) уравнивании, которое называется *уравниванием второго рода*.

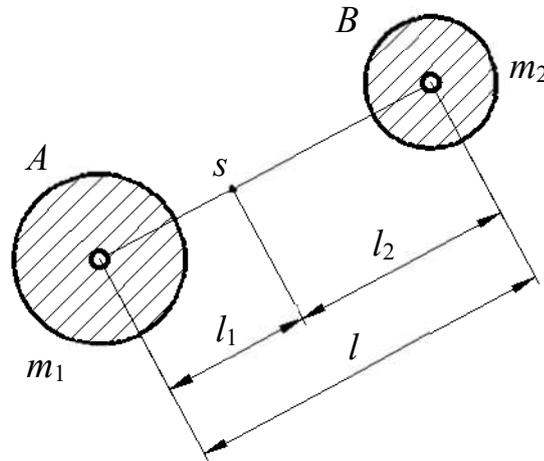


Рис. 95. Звено AB

10.2. Уравнивание с помощью противовесов на звеньях механизма

Рассмотрим последовательность статического уравнивания на примере четырёхшарнирного механизма (рис. 96, *а*). Заменяем массы звеньев 1, 2, 3 сосредоточенными массами в точках A , B , C , D , причём в силу неподвижности точек A и D , массы, сосредоточенные в этих точках, можно не учитывать.

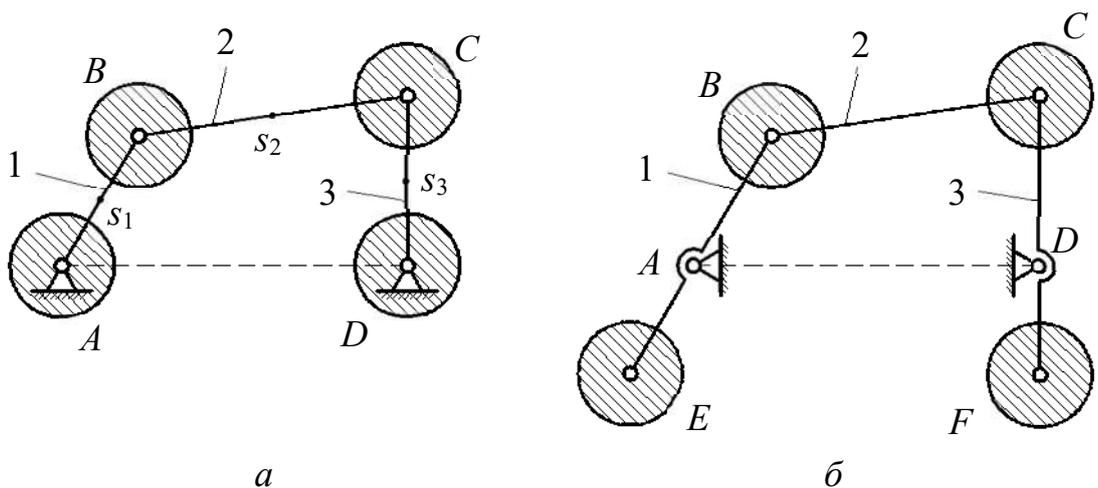


Рис. 96. Статическое уравнивание механизма:
а – схема механизма; *б* – статически уравновешенный механизм

Приведённые массы в точках B и C равны:

$$\begin{aligned} m_B &= m_{B_1} + m_{B_2} = m_1 \frac{l_{AS_1}}{l_{AB}} + m_2 \frac{l_{CS_2}}{l_{BC}}; \\ m_C &= m_{C_2} + m_{C_3} = m_2 \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} + m_3 \frac{l_{DS_3}}{l_{CD}}. \end{aligned} \quad (10.6)$$

Так как заменяющие массы m_B и m_C совершают вращательное движение, то для уравновешивания сил инерции необходимы противовесы с массами m_E и m_F , определяемыми из следующих условий (рис. 96, б):

$$\begin{aligned} m_E l_{AE} &= m_B l_{AB}; \\ m_F l_{DF} &= m_C l_{DC}, \end{aligned} \quad (10.7)$$

где, задавая длины противовесов, можно получить их массы и наоборот.

Рассмотрим моментное уравновешивание на примере четырёхшарнирного механизма. Его приближённое моментное уравновешивание можно осуществить после статического уравновешивания, введя в схему механизма два одинаковых дополнительных противовеса m_M (рис. 97), соединённых с зубчатыми колёсами a и b . Колесо a жёстко связано с кривошипом 1 и вращается с угловой скоростью ω_1 , а равное ему колесо b вращается с той же угловой скоростью ω_1 , но угловые координаты противовесов отличаются на 180° , поэтому момент пары сил инерции от противовесов m_M равен

$$M_{иМ} = F_{иМ} h_M. \quad (10.8)$$

Подбирая положение точки E , можно обеспечить направление $M_{иМ}$, противоположное направлению $M_{и\Sigma}$, а массу противовесов m_M определяют из условия $M_{и\Sigma} = M_{иМ}$.

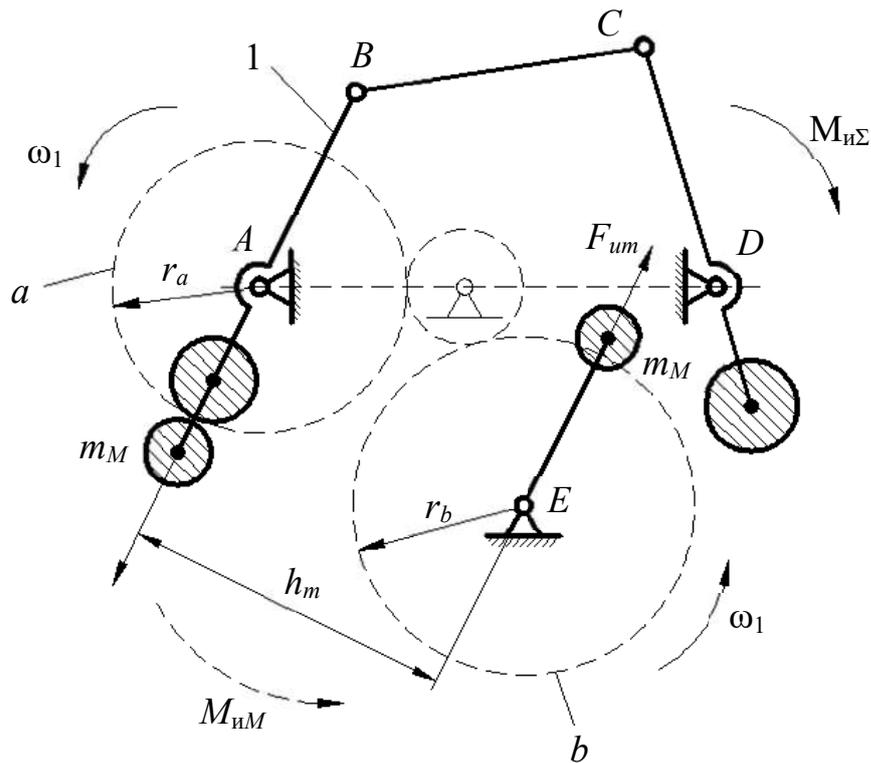


Рис. 97. Моментное уравнивание механизма

10.3. Уравнивание вращающихся масс (роторов)

Ротором в теории балансировки называется любое вращающееся тело. В связи с появлением быстроходных машин возникла проблема уравнивания быстровращающихся деталей. Так, например, скорость некоторых турбин, валов гироскопов, суперцентрифуг достигает 50 тысяч об/мин, и малейшее смещение центра масс с геометрической оси вращения вызывает появление больших сил инерции, т. е. вибрационных явлений в машине и фундаменте.

Различают статическое уравнивание (статическая балансировка) вращающихся роторов и динамическое. Статическая балансировка достигается тем, что центр тяжести вращающейся детали переводят в неподвижную точку. Такое уравнивание применяется для плоских деталей, длина которых мала по сравнению с диаметром. Если такую деталь заменить сосредоточенной массой m , вращающейся относительно

неподвижного центра вращения (рис. 98, а), то можно записать уравнение динамики:

$$\bar{G} + \bar{F}_A + \bar{F}_и = 0, \quad (10.9)$$

где G – вес; F_A – реакция в опоре; $F_и$ – сила инерции, равная

$$F_и = ma_S^n = \frac{G}{g} \omega^2 \rho = d \frac{\omega^2}{g}, \quad (10.10)$$

где $\rho = AS$ – радиус окружности вращения массы m ; $d = G\rho$ – дисбаланс, который характеризует неуравновешенность и направлен так же, как сила инерции $F_и$.

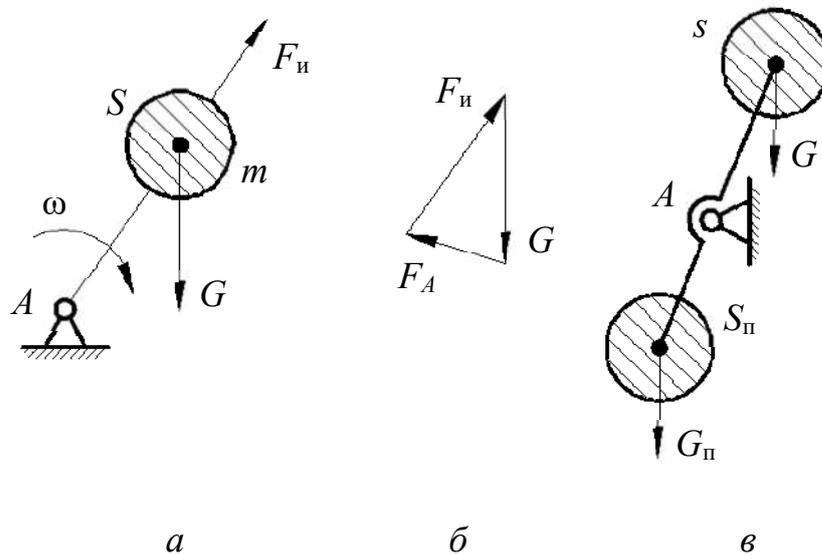


Рис. 100. Уравновешивание вращающихся масс

План сил в данном положении (рис. 98, б) показывает, что F_A – сила переменная по направлению и создаёт динамические нагрузки и вибрацию. Если $d = 0$, то $\bar{G} + \bar{F}_A = 0$, и динамические нагрузки отсутствуют. Для этого необходимо уравновесить дисбаланс установкой массы противовеса с противоположной стороны (рис. 98, в). Тогда дисбалансы будут уравновешены, и вес противовеса G_{II} определится из условия

$$G\rho = G_{II}\rho_{II}, \quad (10.11)$$

где $\rho_{II} = AS_{II}$ – радиус окружности вращения противовеса.

Рассмотрим уравнивание неплоской детали, которую можно представить, например, в виде двух грузов G_1 и G_2 (рис. 99, а), с углом α_2 между радиусами ρ_1 и ρ_2 . В этом случае возникают реакции, вызванные неуравновешенностью как сил, так и моментов от сил инерции. При этом момент от сил инерции относительно точки A равен

$$M_{и2} = F_{и2}a \quad (10.12)$$

и характеризуется дисбалансом

$$d_2a = G_2\rho_2a. \quad (10.13)$$

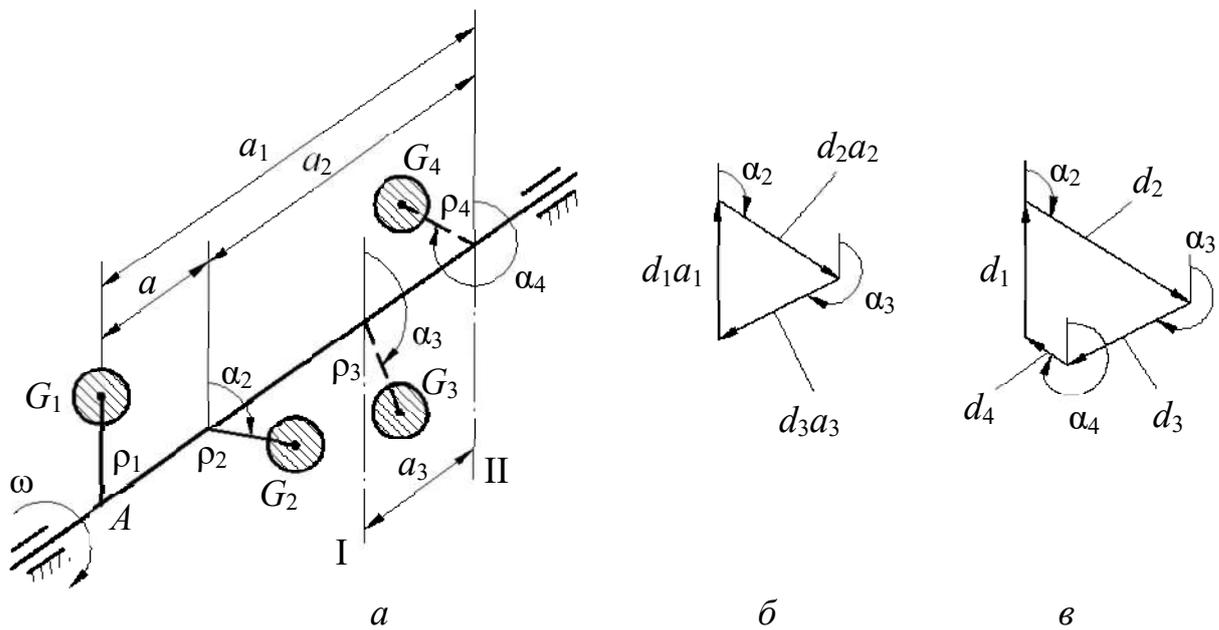


Рис. 99. Уравнивание неплоской детали

В этом случае динамические нагрузки на опоры возникают даже если проведена статическая балансировка, когда центр тяжести грузов 1 и 2 совпадает с центром вращения. Уравнивание моментов от сил инерции вращающихся деталей будет обеспечена динамической балансировкой.

Полное уравнивание системы можно осуществить двумя дополнительными грузами G_3 и G_4 , установленными в разных плоскостях I и II, называемых *плоскостями исправления*, под углами α_3 и α_4 . При этом должны выполняться условия:

$$\begin{aligned} \Sigma \bar{F}_{ii} = 0, \text{ или } \bar{d}_1 + \bar{d}_2 + \bar{d}_3 + \bar{d}_4 = 0; \\ \Sigma \bar{M}_{ii} = 0, \text{ или } \bar{d}_1 a_1 + \bar{d}_2 a_2 + \bar{d}_3 a_3 + \bar{d}_4 a_4 = 0. \end{aligned} \quad (10.14)$$

Совместное решение уравнений (10.14), например, графическим путём (рис. 99, б, в) позволяет найти вес и положение противовесов G_3 и G_4 .

Балансировка вращающихся масс осуществляется на специальных балансировочных станках, при этом исключается неуравновешенность, вызванная неточностью изготовления детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. – М.: Наука, 1988.
2. Артоболевский И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин: для машин. спец. вузов. – М.: Наука, 1975.
3. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин: учеб. пособие для механ. спец. вузов. – М.: Наука, 1990.
4. Прикладная механика: учеб. пособие и контрольные задания на курсовой проект «Кинематический, силовой анализ и синтез плоского механизма» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование» очного и заочного обучения. / А. И. Афанасьев, Ю. М. Казаков, С. А. Ляпцев и др. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2019.

Учебное издание

Виталий Михайлович ТАУГЕР, Александр Анатольевич ЛЕОНТЬЕВ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебное пособие

Редактор изд-ва
Компьютерная вёрстка авторов
Дизайн обложки

Подписано в печать
Бумага офсетная. Гарнитура *Times New Roman*. Формат 60×84 $\frac{1}{16}$.
Печать на ризографе. Печ. л. 8,0. Уч. изд. л. 6,0
Тираж 100 экз. Заказ

Издательство УГГУ
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Уральский гос. горный ун-т
Отпечатано с оригинал-макета
в лаборатории множительной техники УГГУ



Проректор по учебно-методическому комплексу

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Б1.О.24 ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Направление подготовки –

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль) –

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

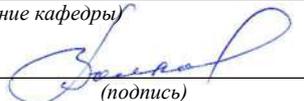
год набора: 2022

Одобрена на заседании кафедры

Технической механики

(название кафедры)

Зав. кафедрой



(подпись)

Волков Е.Б.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 17.09.2021

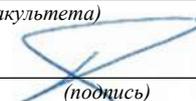
(Дата)

Рассмотрена методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель



(подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Методические указания адресованы студентам, обучающимся по направлению подготовки **15.03.02 Технологические машины и оборудование**, и призваны обеспечить эффективную самостоятельную работу по курсу «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН».

Форма контроля самостоятельной работы студентов – проверка на практическом занятии, расчетно-графическая работа.

ФОРМЫ И СОДЕРЖАНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений, владений (опыта деятельности), характеризующие формирование компетенций

Ознакомление обучающихся с процедурой и алгоритмом оценивания (в начале изучения дисциплины).

Проверка ответов на задания, выполненных работ.

Сообщение результатов оценивания обучающимся, обсуждение результатов.

Оформление необходимой документации.

Самостоятельная работа включает выполнение расчетно-графической работы.

При выполнении расчетно-графической работы по заданной кинематической схеме механизма и исходным данным необходимо выполнить следующие виды работ:

- провести структурный анализ механизма;
- выполнить кинематический анализ механизма, для чего при заданном положении кривошипа построить планы механизма, скоростей и ускорений, а также эскиз вала кривошипа с установленными на нём элементами;
- определить величину уравновешивающей силы и уравновешивающего момента методом «жёсткого рычага» Н.Е. Жуковского;
- произвести проверочный расчёт вала кривошипа, включающий оценку статической прочности и расчёт на сопротивление усталости.

Масштабы плана механизма и эскиза вала принимаются по ЕСКД, масштабы планов скоростей и ускорений и «жёсткого рычага» выбираются самостоятельно с учётом рационального расположения построений на листе формата А1.

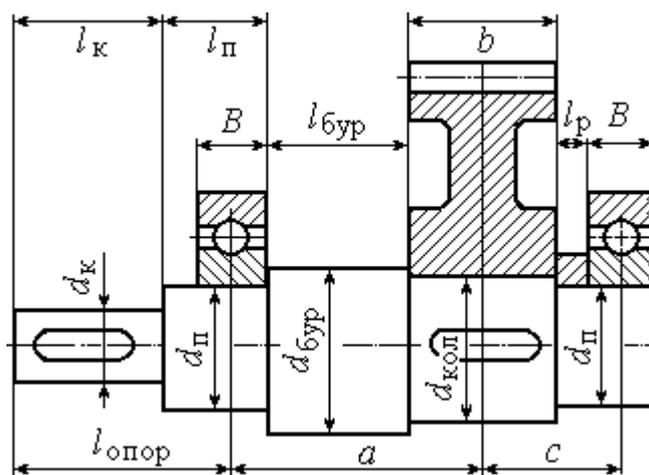
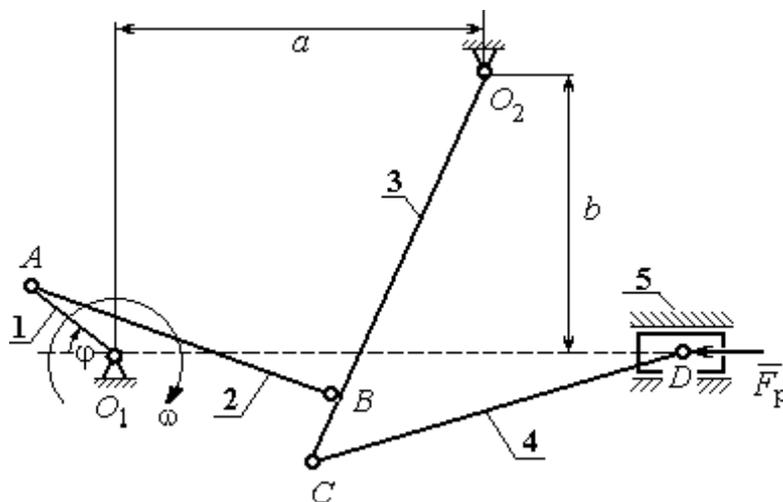
В расчётах для всех заданий и вариантов принять предел текучести материала вала $\sigma_T = 380$ МПа, допустимое напряжение смятия шпонки $[\sigma_{см}] = 120$ МПа, обработку поверхности вала – чистовую.

По результатам расчётов составить пояснительную записку на листах формата А4, оформленную в соответствии с правилами ЕСКД.

Построение планов механизма, скоростей, ускорений и «жёсткого рычага» выполнить на листе формата А1.

Вариант задания № 1. Инерционный конвейер

Схемы механизма инерционного конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 1



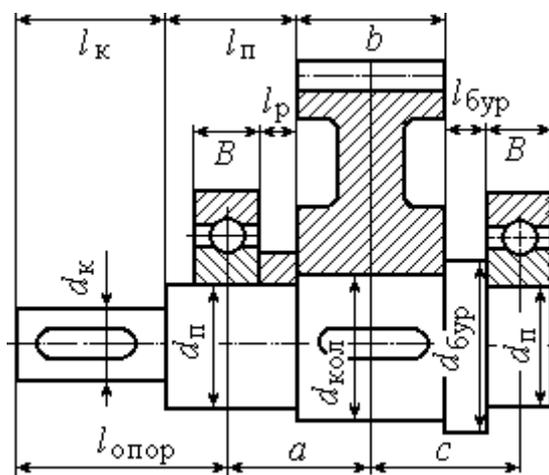
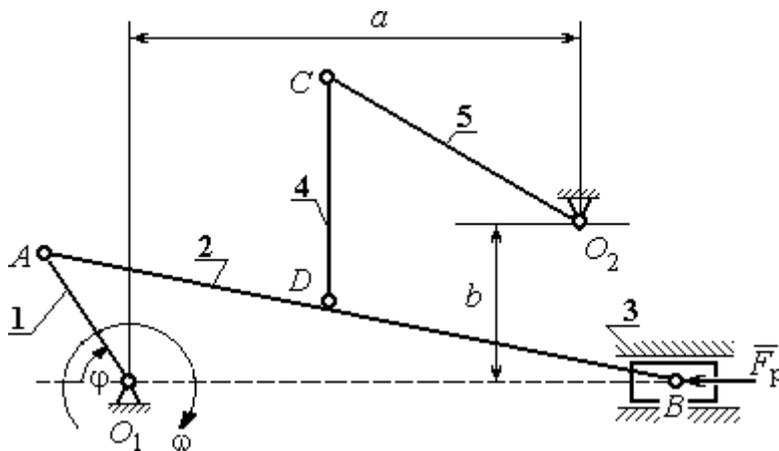
Инерционный конвейер состоит из кривошипа 1 шатуна 2, коромысла 3, шатуна 4 и рештака (ползуна) 5. Центр масс кривошипа расположен на оси вращения в точке O_1 , а центры масс остальных звеньев – посередине их длин. Сила сопротивления движению рештака постоянна и равна F_p . Рабочий ход слева – направо. На холостом ходу сила сопротивления составляет 10 % от номинальной.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа инерционного конвейера имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма инерционного конвейера
для варианта задания № 1**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,24	0,25
	AB	0,8	0,8	0,11	0,11	0,29	0,23	0,11	0,11	0,92	1,06	
	O_2B	1,0	1,0	0,12	0,12	0,25	0,25	0,12	0,12	0,84	0,87	
	O_2C	1,2	1,2	0,1	0,12	0,15	0,25	0,15	0,12	0,9	0,5	
	CD	1,2	1,2	0,25	0,25	0,3	0,4	0,4	0,3	1,45	0,65	
	a	0,9	0,9	0,06	0,04	0,15	0,35	0,04	0,07	0,8	0,8	
	b	0,7	0,7	0,04	0,06	0,05	0,11	0,06	0,02	0,6	0,6	
Угол поворота кривошипа, град	φ	45	30	290	235	120	115	140	50	300	150	
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	190	95	200	180	150	170	250	190	100	120	
Массы звеньев механизма, кг	m_2	80	8	15	18	38	24	16	20	37	32	
	m_3	100	10	18	25	23	30	28	25	22	17	
	m_4	60	6	25	25	30	40	40	30	36	31	
	m_5	100	10	100	70	80	90	90	60	73	62	
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,5	0,5	0,2	0,1	0,1	0,09	0,18	0,09	0,3	0,21	
	J_2	1,0	1,0	0,1	0,2	0,3	0,2	0,08	0,2	4,1	3,1	
	J_3	0,8	0,8	0,4	0,8	0,18	0,2	0,6	0,5	2,7	2,9	
	J_4	0,6	0,6	1,2	1,0	1,03	1,4	1,4	1,05	1,6	1,1	
Сила сопротивления, кН	F_p	10,0	2,25	3,0	2,5	1,5	1,6	3,0	1,8	4,6	3,6	
Передаточное число редуктора	u	5,6	6,3	4,1	4,0	4,5	3,5	6,0	3,1	6,3	8,0	
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	650	750	750	800	850	750	650	800	750	700	

Вариант задания № 2. Плунжерный питатель с грохотом
 Схемы механизма плунжерного питателя с грохотом и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 2



Плунжерный питатель с грохотом состоит из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, сита грохота 5, плунжера 3. Центр тяжести кривошипа расположен на оси вращения O_1 , центры тяжести остальных звеньев находятся в их середине. Сила сопротивления движению плунжера 3 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода (рабочий ход слева – направо). На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

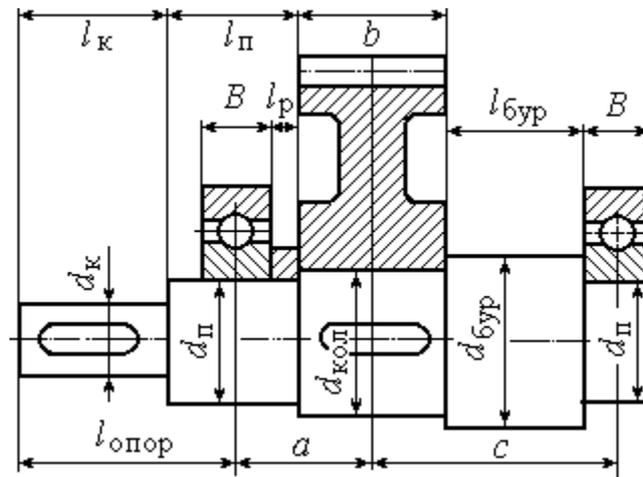
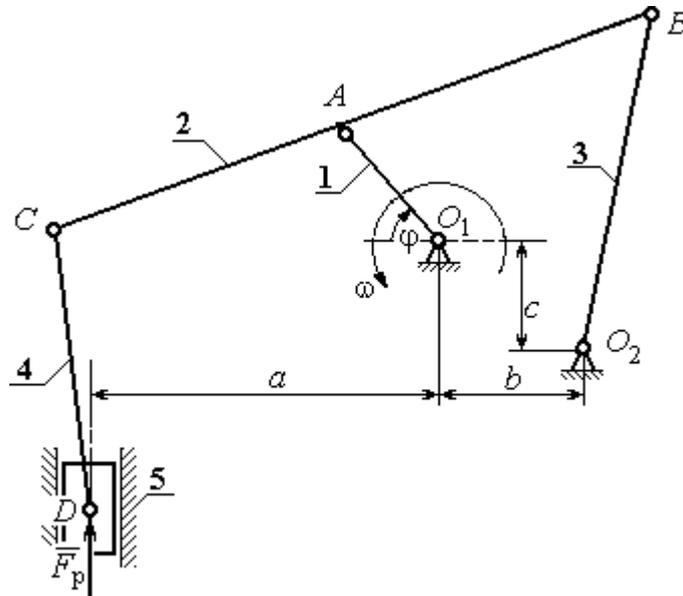
Ведомый вал редуктора привода кривошипа плунжерного питателя имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма плунжерного питателя с грохотом
для варианта задания № 2**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,8	0,05	0,06	0,08	0,06	0,08	0,08	0,06	0,1	0,1
	AB	0,5	0,5	0,4	0,5	0,4	0,5	0,5	0,4	0,6	0,5
	DB	0,4	0,3	0,3	0,35	0,3	0,25	0,25	0,3	0,43	0,33
	O_2C	0,4	0,27	0,19	0,3	0,24	0,25	0,22	0,24	0,31	0,21
	CD	0,12	0,09	0,2	0,2	0,2	0,13	0,14	0,2	0,16	0,16
	a	0,57	0,45	0,4	0,57	0,45	0,5	0,45	0,45	0,5	0,4
	b	0,12	0,02	0,12	0,12	0,12	0,05	0,05	0,13	0,13	0,13
Угол поворота кривошипа, град	φ	60	56	58	55	55	58	57	65	60	70
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	150	30	210	150	160	140	130	160	130	120
Массы звеньев механизма, кг	m_2	42	38	35	36	31	35	36	31	40	40
	m_3	8	12	8	10	12	8	10	12	10	12
	m_4	16	9	16	18	20	13	14	20	16	16
	m_5	40	27	35	30	24	25	22	24	31	21
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,08	0,09	0,08	0,1	0,07	0,07	0,08	0,07	0,1	0,1
	J_2	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	1,1	1,1	1,0	1,2	1,2
	J_4	0,5	0,3	0,5	0,6	0,6	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5
	J_5	1,2	0,9	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,8	1,0	0,6
Сила сопротивления, кН	F_p	100	90	980	80	80	80	700	80	100	60
Передаточное число редуктора	u	6,8	6,0	7,0	6,3	5,0	4,8	2,8	3,5	4,0	4,5
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	750	700	650	800	850	650	750	700	800	850

Вариант задания № 3. Поршневой насос

Схемы механизма поршневого насоса и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 3



Механизм **поршневого насоса** состоит из кривошипа 1, шатунов 2 – 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня сверху – вниз. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, звена 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

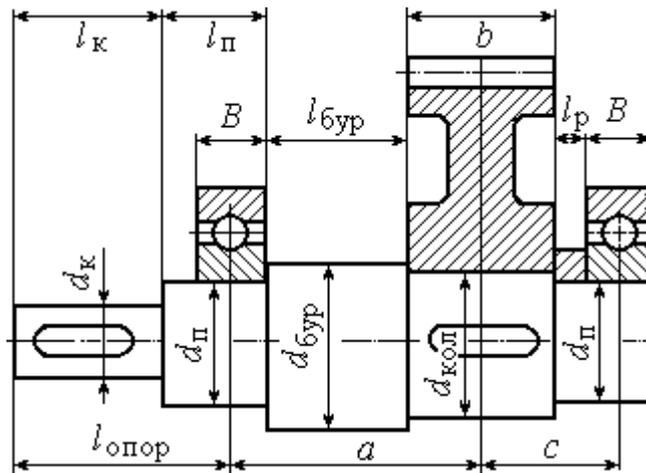
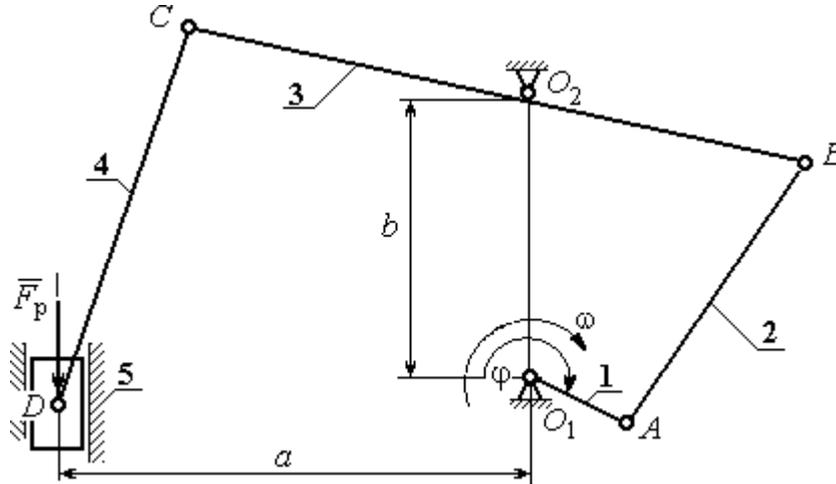
Ведомый вал редуктора привода кривошипа поршневого насоса имеет несимметричное левое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма поршневого насоса
для варианта задания № 3**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,16	0,13	0,16	0,18	0,11	0,18	0,13	0,12	0,18	0,1
	AB	0,56	0,5	0,52	0,6	0,6	0,56	0,47	0,45	0,56	0,42
	AC	0,38	0,35	0,4	0,4	0,3	0,42	0,35	0,3	0,42	0,3
	O_2B	0,55	0,5	0,55	0,55	0,45	0,55	0,5	0,48	0,55	0,45
	CD	0,6	0,55	0,6	0,55	0,45	0,6	0,55	0,5	0,6	0,45
	c	0,5	0,3	0,32	0,35	0,25	0,5	0,4	0,3	0,5	0,2
	a	0,5	0,45	0,45	0,3	0,3	0,5	0,28	0,4	0,5	0,35
	b	0,3	0,35	0,32	0,3	0,25	0,38	0,28	0,3	0,38	0,2
Угол поворота кривошипа, град	φ	60	56	45	60	65	65	23	65	60	63
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	140	70	130	160	80	110	90	55	110	50
Массы звеньев механизма, кг	m_2	28	28	30	30	26	30	25	25	30	26
	m_3	25	20	25	25	18	25	28	20	25	18
	m_4	28	25	28	30	20	28	36	22	25	20
	m_5	38	32	25	40	34	28	45	26	28	22
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,15	0,11	0,18	0,2	0,1	0,2	0,13	0,1	0,15	0,1
	J_2	0,92	0,7	0,83	1,08	0,72	0,8	0,95	0,6	0,85	0,72
	J_3	0,75	0,63	1,05	0,8	0,62	1,15	0,72	0,65	1,1	0,86
	J_4	1,15	0,93	1,2	1,05	0,95	1,15	1,1	0,9	1,15	1,0
Сила сопротивления, кН	F_p	1,2	1,4	1,5	20,4	0,8	2,2	1,4	1,7	2,2	0,8
Передаточное число редуктора	u	3,1	4,4	5,8	6,2	7,3	3,2	4,5	5,2	6,3	7,2
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	680	780	880	820	730	560	580	630	680	720

Вариант задания № 4. Глубинный насос

Схемы механизма глубинного насоса и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 4



Механизм **глубинного насоса** состоит из кривошипа 1 шатунов 2 и 4, коромысла 3 и поршня (поршня) 5. Рабочий ход поршня снизу – вверх. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, звена 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

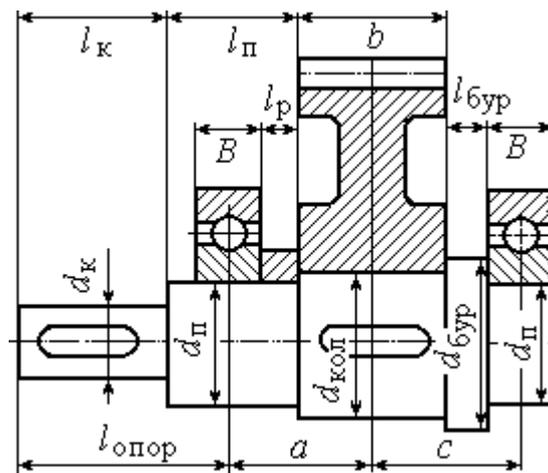
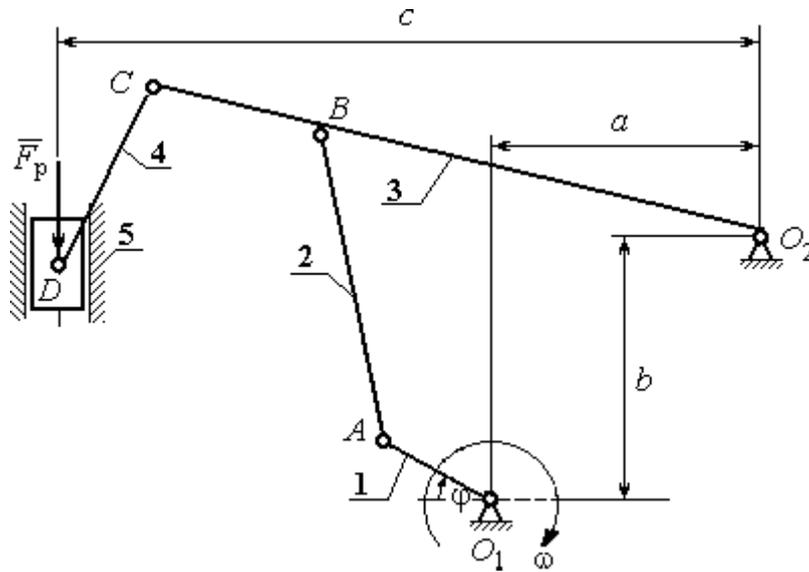
Ведомый вал редуктора привода кривошипа глубинного насоса имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма глубинного насоса
для варианта задания № 4**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,09	0,11	0,15	0,1	0,12	0,17	0,13	0,14	0,16	0,95
	AB	0,6	0,72	0,7	0,7	0,7	0,55	0,8	0,70	0,65	0,9
	O_2B	0,38	0,47	0,5	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	0,7	0,8
	O_2C	0,2	0,7	0,5	0,45	0,35	0,5	0,5	0,55	0,75	0,6
	CD	0,6	0,8	0,85	0,6	0,65	0,8	1,5	1,55	1,75	1,6
	a	0,45	0,43	0,5	0,36	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,65
	b	0,46	0,63	0,6	0,45	0,66	0,6	0,5	0,55	0,7	0,8
Угол поворота кривошипа, град	φ	180	210	0	165	150	253	30	45	60	120
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	140	130	180	70	150	200	100	110	160	190
Массы звеньев механизма, кг	m_2	38	24	14	22	27	20	23	26	29	30
	m_3	35	52	34	40	47	40	33	37	41	44
	m_4	33	30	36	28	34	40	43	47	49	51
	m_5	35	36	20	32	30	20	44	49	51	60
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,22	0,1	0,14	0,2	0,1	0,15	0,1	0,2	0,3	0,4
	J_2	1,1	0,83	0,5	1,2	0,9	0,75	0,8	0,9	0,6	0,4
	J_3	3,5	4,9	2,5	4	4,1	4,3	2,1	2,5	2,7	3,0
	J_4	2,1	2,0	2,3	1,6	2,2	2,4	3,0	3,5	3,9	4,4
Сила сопротивления, кН	F_p	3,0	1,26	1,44	1,68	2,17	2,16	3,0	4,8	5,1	6,1
Передаточное число редуктора	u	3,5	6,0	3,1	6,3	8,0	3,2	2,0	5,6	4,0	5,2
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	750	650	800	750	700	800	680	720	770	810

Вариант задания № 5. Вытяжной пресс

Схемы механизма вытяжного пресса и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 5



Механизм вытяжного **пресса** состоит из кривошипа 1, шатунов 2 – 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня снизу – вверх. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, звена 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

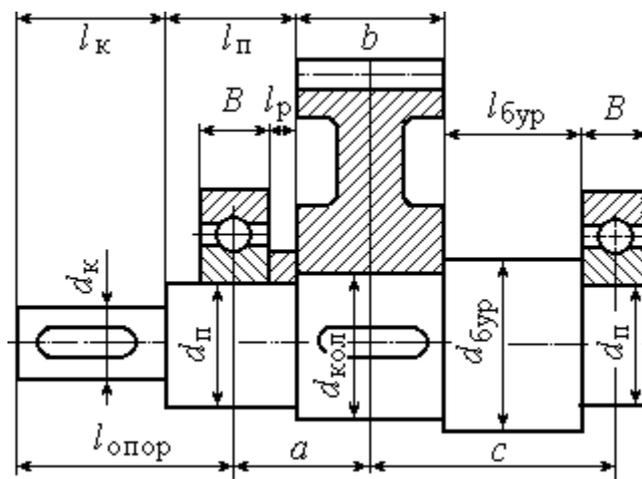
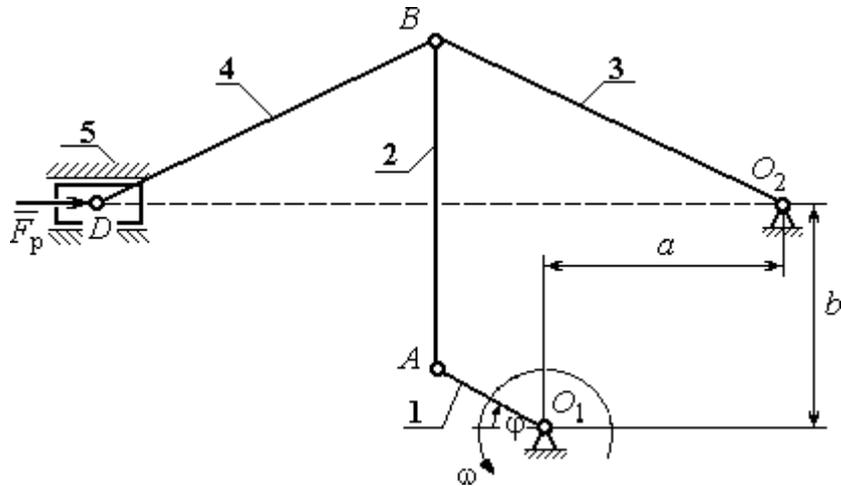
Ведомый вал редуктора привода кривошипа вытяжного пресса имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма вытяжного пресса
для варианта задания № 5**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,1	0,09	0,09	0,09	0,08	0,1	0,07	0,1	0,11	0,08
	AB	0,32	0,45	0,36	0,38	0,4	0,42	0,46	0,48	0,5	0,52
	O_2B	0,3	0,6	0,5	0,42	0,51	0,6	0,62	0,46	0,45	0,5
	O_2C	0,42	0,9	0,7	0,6	0,7	0,85	0,8	0,66	0,65	0,7
	CD	0,11	0,3	0,4	0,6	0,5	0,8	0,9	0,35	0,49	0,5
	a	0,16	0,35	0,45	0,44	0,56	0,62	0,6	0,64	0,68	0,66
	b	0,29	0,3	0,4	0,41	0,46	0,5	0,51	0,55	0,6	0,6
	c	0,41	0,7	0,6	0,56	0,65	0,75	0,8	0,62	0,6	0,65
Угол поворота кривошипа, град	φ	30	60	120	150	210	240	300	330	25	45
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	40	65	50	55	60	165	70	75	285	150
Массы звеньев механизма, кг	m_2	30	7	8	9	10	12	11	14	12	11
	m_3	40	12	10	10	8	10	8	7	14	10
	m_4	15	5	6	4	7	8	9	6	4	5
	m_5	20	30	33	35	37	30	37	35	40	42
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,5	2,0	2,4	2,4	2,6	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2
	J_2	0,2	0,10	0,20	0,21	0,24	0,28	0,29	0,31	0,33	0,35
	J_3	0,3	0,20	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
	J_4	0,1	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26
Сила сопротивления, кН	F_p	36	36	40	41	39	37	34	32	36	42
Передаточное число редуктора	u	3,1	4,4	5,8	6,2	7,3	6,8	6,0	7,0	6,3	5,0
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	680	780	880	820	730	750	700	650	800	850

Вариант задания № 6. Гайковырубной автомат

Схемы механизма гайковырубного автомата и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 6



Механизм гайковырубного **автомата** состоит из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и поршня (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа гайковырубного автомата

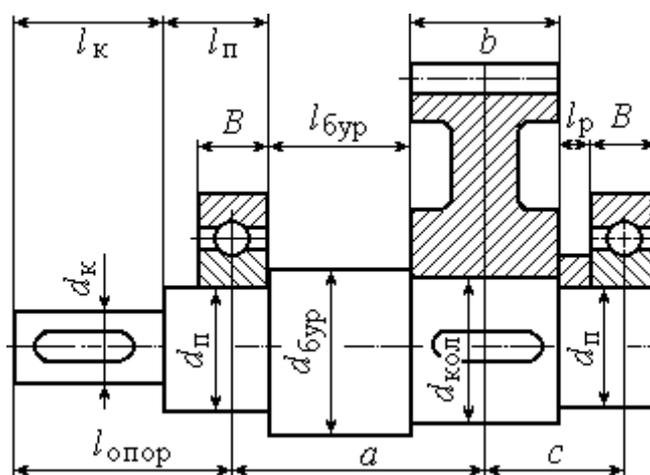
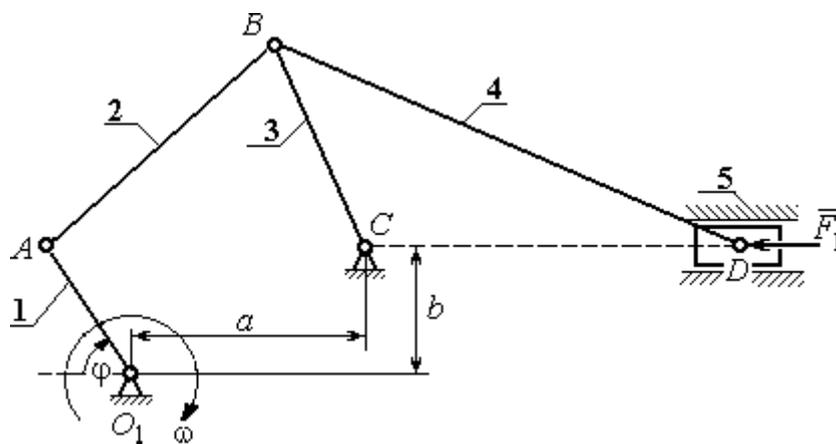
имеет несимметричное левое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

Варианты исходных данных механизма гайковырубного автомата для варианта задания № 6

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,09	0,11	0,1	0,12	0,08	0,11	0,12	0,1	0,1	0,12
	AB	0,43	0,41	0,48	0,43	0,38	0,48	0,44	0,44	0,37	0,52
	O_2B	0,25	0,29	0,28	0,3	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
	BD	0,25	0,29	0,28	0,3	0,22	0,28	0,31	0,26	0,26	0,31
	a	0,24	0,27	0,27	0,29	0,21	0,27	0,3	0,25	0,25	0,29
	b	0,45	0,43	0,5	0,45	0,4	0,5	0,47	0,39	0,39	0,55
Угол поворота кривошипа, град	φ	30	45	60	120	150	210	240	300	305	25
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	100	45	50	55	60	65	70	75	80	90
Массы звеньев механизма, кг	m_2	11	10	12	10	9	12	11	11	9	13
	m_3	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_4	15	17	16	20	13	18	19	16	16	18
	m_5	60	62	56	70	46	65	67	57	58	63
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	1,2	1,4	1,6	1,0	0,9	1,5	1,3	1,1	1,0	1,3
	J_2	0,2	0,17	0,28	0,18	0,13	0,28	0,21	0,21	0,12	0,35
	J_3	0,09	0,14	0,12	0,18	0,08	0,14	0,18	0,11	0,11	0,17
	J_4	0,09	0,14	0,12	0,18	0,08	0,14	0,18	0,11	0,11	0,17
Сила сопротивления, кН	F_p	60	65	70	58	55	52	53	54	60	70
Передаточное число редуктора	u	5,6	2,8	3,5	5,1	6,3	3,2	4,6	5,9	6,0	3,4
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	750	650	700	800	640	600	620	680	710	800

Вариант задания № 7. Качающийся конвейер

Схемы механизма качающегося конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 7



Механизм качающегося **конвейера** состоит из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 2 – 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O_1 , звена 5 – в точке D . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

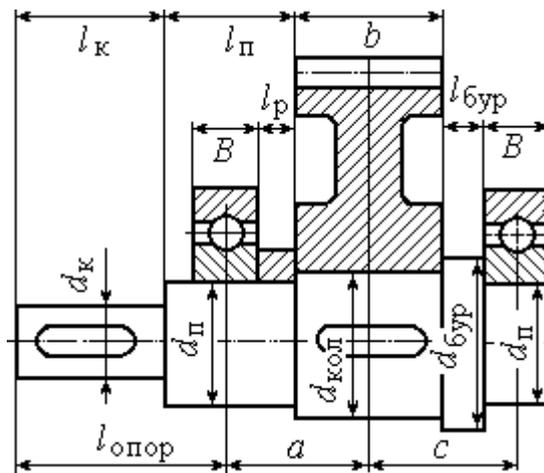
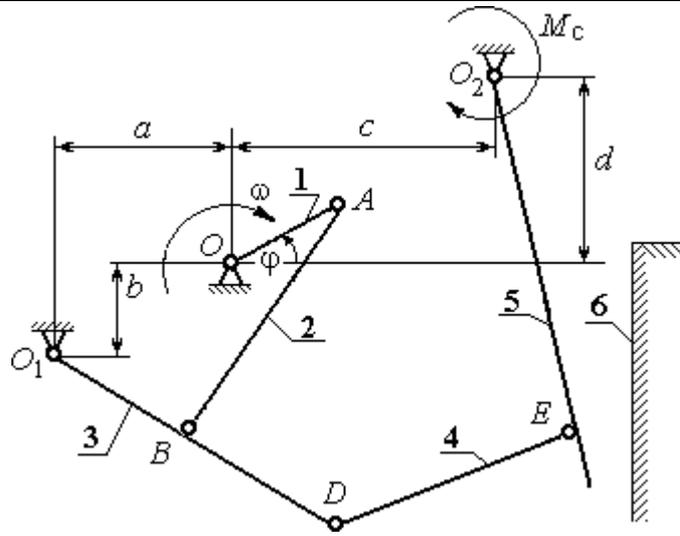
Ведомый вал редуктора привода кривошипа качающегося конвейера имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма качающегося конвейера
для варианта задания № 7**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	O_1A	0,1	0,09	0,1	0,11	0,12	0,14	0,1	0,12	0,14	0,12
	AB	0,38	0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45
	BC	0,32	0,3	0,33	0,35	0,39	0,35	0,4	0,4	0,45	0,38
	BD	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6	1,5	1,5	1,6	1,5
	a	0,29	0,3	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,4	0,35
	b	0,05	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06
Угол поворота кривошипа, град	φ	25	45	60	115	135	150	210	245	290	300
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	80	60	68	73	70	63	63	79	74	50
Массы звеньев механизма, кг	m_2	20	20	21	20	20	25	20	22	25	20
	m_3	90	80	90	100	85	100	90	95	100	90
	m_4	400	400	450	500	500	500	400	450	500	450
	m_5	900	800	900	900	950	900	950	800	900	950
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	1,0	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2
	J_2	1,0	1,0	1,1	1,0	1,2	1,4	1,0	1,2	1,4	1,2
	J_3	0,4	0,4	0,6	0,5	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,5
	J_4	40	40	42	35	40	38	42	45	35	45
Сила сопротивления, кН	F_p	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0
Передаточное число редуктора	u	3,2	4,5	5,2	6,3	7,2	3,5	6,0	3,1	6,3	8,0
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	560	580	630	680	720	750	800	800	750	700

Вариант задания № 8. Щековая дробилка

Схемы механизма щековой дробилки и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 8



Механизм щековой дробилки состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, тяги 4, подвижной щеки 5 и неподвижной щеки 6. Рабочий ход подвижной щеки слева – направо. Центр масс кривошипа 1 – в точке O_1 . У остальных звеньев 2 – 5 центры масс находятся посередине их длин. Момент сил сопротивления движению подвижной щеки 5 сохраняет постоянное значение M_c на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу щеки момент сил сопротивления постоянный и составляет 10 % от номинального.

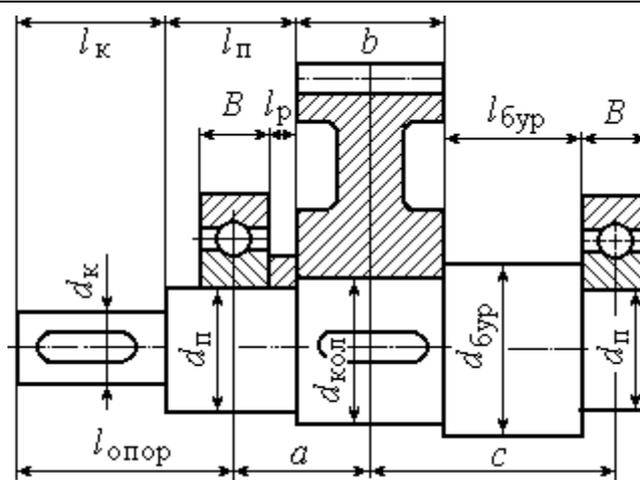
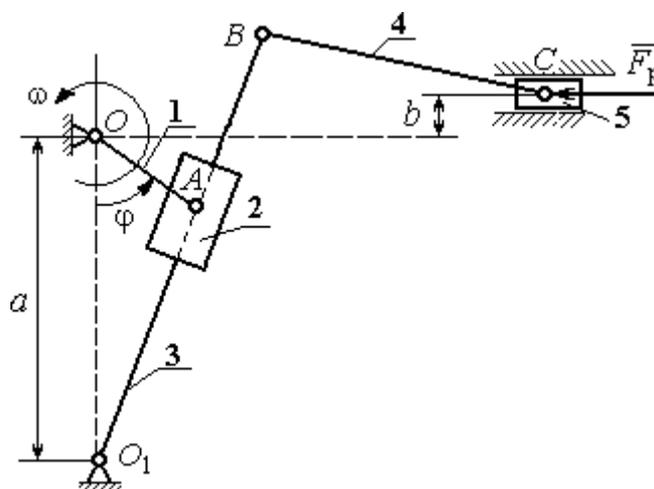
Ведомый вал редуктора привода кривошипа щековой дробилки имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма щековой дробилки
для варианта задания № 8**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,11	0,1	0,15	0,07	0,15	0,08	0,1	0,15	0,12	0,07
	AB	0,8	0,9	0,75	0,6	0,9	0,7	0,45	0,9	0,8	0,65
	O_1B	0,45	0,5	0,6	0,3	0,6	0,6	0,5	0,6	0,6	0,3
	BD	0,2	0,15	0,2	0,3	0,1	0,15	0,25	0,15	0,2	0,2
	O_2E	0,8	0,85	1,2	0,9	1,15	1,0	0,8	1,2	1,0	0,75
	DE	0,6	0,55	0,6	0,4	0,7	0,35	0,3	0,65	0,3	0,45
	a	0,45	0,5	0,4	0,3	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4	0,3
	b	0,55	0,6	0,5	0,4	0,5	1,0	0,5	0,5	1,0	0,4
	c	0,4	0,35	0,6	0,3	0,6	0,4	0,25	0,6	0,5	0,3
d	0,12	0,15	0,3	0,4	0	0,2	0,2	0	0,1	0,2	
Угол поворота кривошипа, град	φ	20	30	45	60	115	145	215	240	295	330
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	160	190	150	250	170	200	200	140	240	240
Массы звеньев механизма, кг	m_2	55	50	45	40	48	40	35	55	50	40
	m_3	30	25	30	15	30	30	25	30	35	30
	m_4	30	27	30	20	35	18	15	33	15	22
	m_5	90	85	120	110	100	80	120	100	75	100
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	0,23	0,25	0,35	0,2	0,3	0,2	0,25	0,35	0,2	0,24
	J_2	0,8	4,0	3,4	1,6	3,9	1,9	0,7	4,5	3,2	1,7
	J_3	0,9	0,6	1,1	0,14	1,1	1,1	0,5	1,1	0,26	0,14
	J_4	0,9	0,82	1,0	0,32	1,7	0,22	0,14	1,4	0,15	0,45
	J_5	6,3	6,1	17,3	7,3	14,5	10,0	5,1	17,3	10,0	4,2
Момент сил сопротивления, кН·м	M_C	4	8	30	9	20	10	7	35	2	15
Передаточное число редуктора	u	5,6	3,8	4,7	6,3	4,0	4,5	4,8	2,8	3,5	4,0
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	670	710	820	630	750	700	650	740	720	810

Вариант задания № 9. Кулисный конвейер

Схемы механизма кулисного конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 9



Механизм кулисного конвейера состоит из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна (поршня) 5. Рабочий ход поршня слева – направо. Центры масс звеньев 3, 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O , ползуна 2 – в точке A , звена 5 – в точке C . Сила сопротивления движению поршня 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

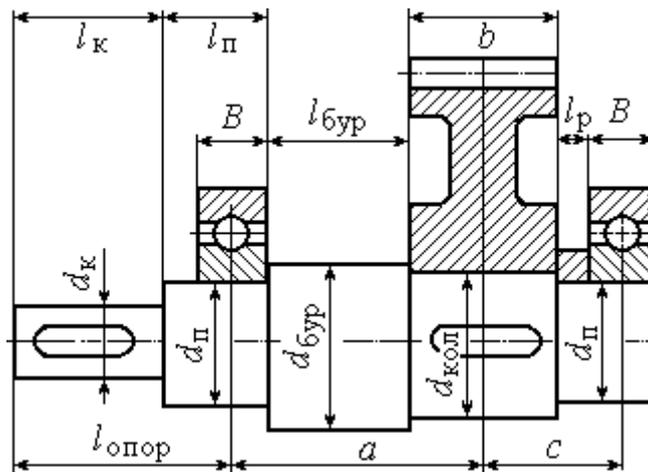
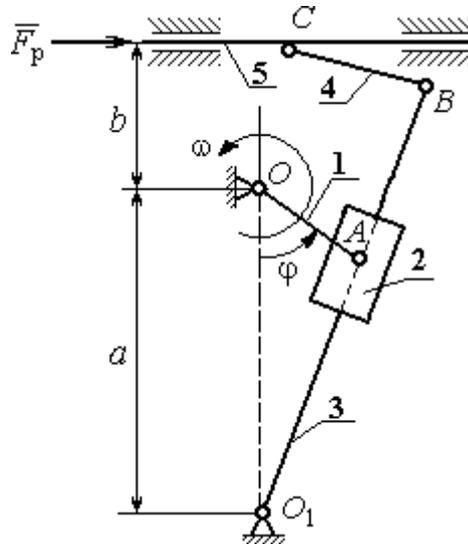
Ведомый вал редуктора привода кривошипа кулисного конвейера имеет несимметричное левое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма кулисного конвейера
для варианта задания № 9**

Параметры	Обозначени е	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,1 7	0,0 8	0,1	0,1 2	0,0, 9	0,1 1	0,13	0,14	0,1 5	0,16
	O_1B	1,5	0,8	1,0	1,2	0,9	1,1	1,3	1,4	1,2 5	1,45
	BC	2,1	1,8	1,9	2,0	1,75	1,6 5	1,45	1,5	1,8 5	1,95
	a	0,9	0,6	0,8	0,9	0,6	0,6	0,7	1,0	0,9 5	1,1
	b	0,2 8	0,0 5	0,0 7	0,0 8	0,09	0,1	0,05 5	0,06 5	0,0 6	0,06 5
Угол поворота кривошипа, град	φ	300	20	30	45	60	110	120	150	210	240
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	190	100	110	120	130	140	150	160	170	180
Массы звеньев механизма, кг	m_2	14	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	m_3	28	10	12	14	16	18	20	22	24	26
	m_4	32	14	16	18	20	22	24	26	28	30
	m_5	280	100	120	140	160	180	200	220	240	260
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	3,0	1	2	3	4	4,5	3,6	4,7	2,8	2,9
	J_2	0,6 5	0,6	0,4	0,3	0,5	0,7	0,8	0,35	0,4 5	0,55
	J_3	6,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
	J_4	1,5	2,0	2,5	3,5	4,5	5,0	3,0	4,0	6,0	6,5
Сила сопротивлени я, кН	F_p	14	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Передаточное число редуктора	u	3,2	4,5	5,2	6,3	7,2	3,5	6,0	3,1	6,3	7,3
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	560	520	680	650	730	750	820	800	740	700

Вариант задания № 10. Стругальный станок

Схемы механизма кулисного конвейера и компоновки узла ведомого вала кривошипа для варианта задания № 10



Механизм строгального **станка** состоит из кривошипа 1, ползуна 2, кулисы 3, шатуна 4 и резца (вместе с суппортом) 5. Рабочий ход резца справа – налево. Центры масс звеньев 3, 4 находятся посередине их длин, кривошипа 1 – в точке O , ползуна 2 – в точке A , резца 5 – в точке C . Сила сопротивления движению резцу 5 сохраняет постоянное значение F_p на протяжении всего рабочего хода. На холостом ходу сила сопротивления постоянна и составляет 10 % от номинальной.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа кулисного конвейера имеет несимметричное правое расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

**Варианты исходных данных механизма кулисного конвейера
для варианта задания № 10**

Параметры	Обозначение	Варианты исходных данных									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размеры звеньев механизма и характерные расстояния, м	OA	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
	O_1B	1,35	1,45	1,6	1,6	1,8	1,55	1,45	1,75	1,45	1,4
	BC	0,5	0,6	0,7	0,8	0,45	0,35	0,55	0,65	0,75	0,8
	a	0,8	0,85	0,9	0,95	1,05	0,75	0,65	0,85	1,1	1,2
	b	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,95	0,95	1,05	0,6	0,5
Угол поворота кривошипа, град	φ	20	35	60	75	120	150	210	240	295	330
Частота вращения кривошипа, об/мин	n	120	130	140	150	160	170	180	190	110	100
Массы звеньев механизма, кг	m_2	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	m_3	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	m_4	6	7	8	9	10	11	12	13	14	5
	m_5	25	28	30	32	35	37	40	43	45	49
Моменты инерции звеньев относит. центров масс, кг·м ²	J_1	1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3
	J_2	0,2	0,25	0,3	0,35	0,1	0,15	0,18	0,22	0,26	0,32
	J_3	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
	J_4	1,1	1,3	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1	2,2	2,3
Сила сопротивления, кН	F_p	6	5	4	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10
Передаточное число редуктора	u	2	3,1	4	5	6,3	7,1	4,5	5,6	3,3	3,9
Предел прочности материала вала, МПа	σ_B	650	700	750	800	850	900	670	770	870	600

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Рассмотрим последовательность выполнения расчетно-графической работы на примере условной схемы пятизвенного плоского механизма с симметричной компоновкой узла ведомого вала кривошипа (рис. 1).

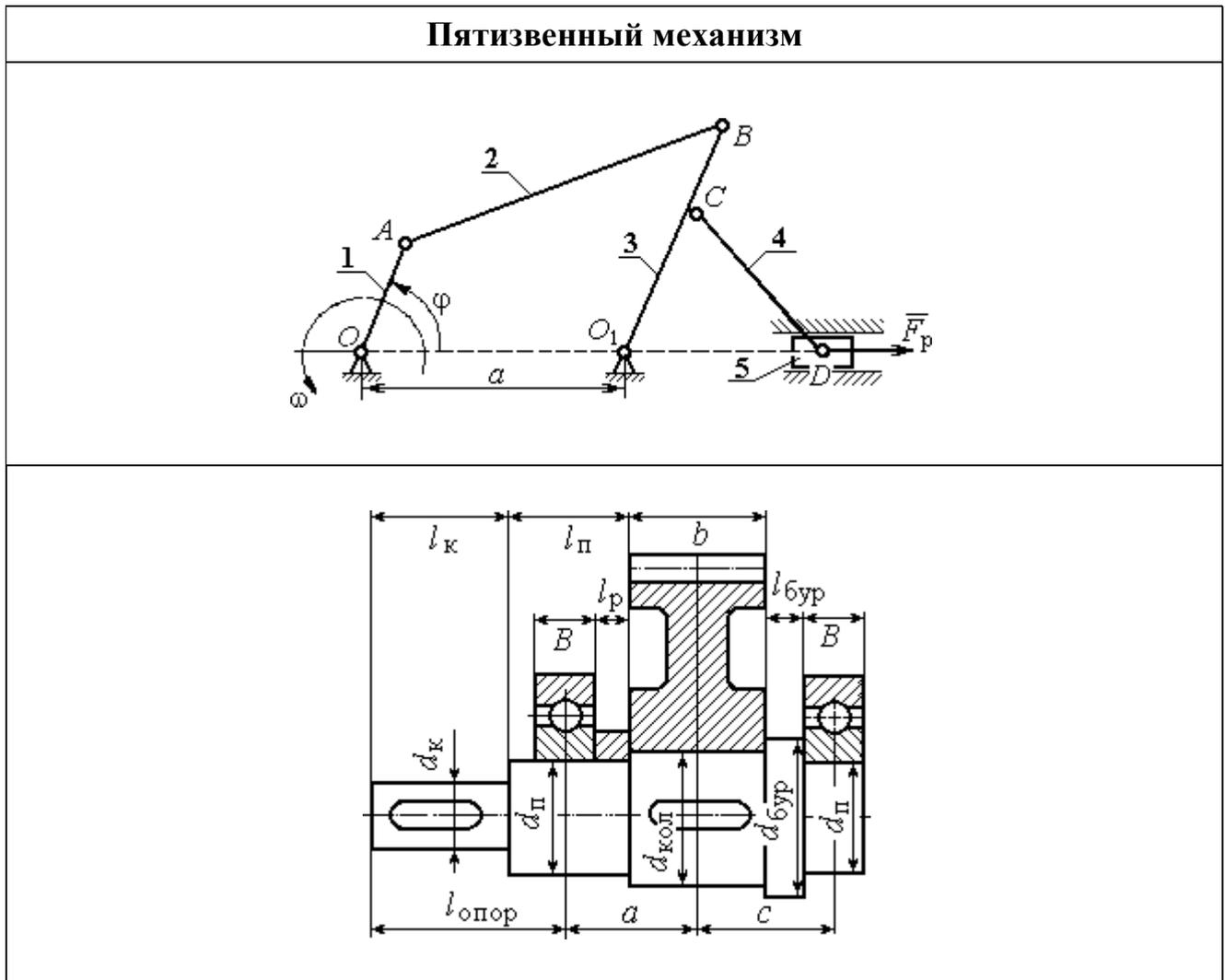


Рис. 1. Схемы пятизвенного механизма и компоновки узла ведомого вала кривошипа

Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, шатуна 4 и ползуна 5. Центр масс кривошипа расположен на оси вращения, в точке O , центры масс звеньев 2 – 4 – посередине их длин, центр масс звена 5 – в точке D . Рабочий ход ползуна справа – налево. Сила сопротивления движению ползуна на

протяжении рабочего хода равна F_p . На холостом ходу сила сопротивления составляет 10 % от номинального значения.

Ведомый вал редуктора привода кривошипа механизма имеет симметричное расположение колеса относительно опор вала – подшипников.

Данные для кинематического и динамического расчета механизма приведены в табл. 1 – 2.

Таблица 1

Кинематические характеристики механизма

Размеры звеньев механизма						Угол поворота кривошипа, φ , град	Частота вращения кривошипа, n , об/мин
a , м	OA , м	AB , м	O_1C , м	BC , м	CD , м		
0,4	0,1	0,4	0,15	0,15	0,5	90	95,5

Таблица 2

Параметры динамического расчёта

Массы звеньев, кг					Моменты инерции звеньев, кг·м ²				Сила полезного сопротивления, кН	Передаточное число редуктора	Предел прочности материала вала, МПа
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	J_{O1}	J_{S2}	J_{O13}	J_{S4}			
5	40	30	50	10	1	2	1	3	16,045	5	640

1. Структурный и кинематический анализ механизма

Структурный анализ механизма

В рассматриваемом механизме (рис. 2, *a*) 5 подвижных звеньев и 7 кинематических пар:

– вращательная кинематическая пара O (рис. 2, *b*) низшего типа 5-го класса образуется неподвижной стойкой 6 и кривошипом 1;

- вращательная кинематическая пара A (рис. 2, c) низшего типа 5-го класса образуется кривошипом 1 и шатуном 2;
- вращательная кинематическая пара B (рис. 2, d) низшего типа 5-го класса образуется шатуном 2 и коромыслом 3;
- вращательная кинематическая пара O_1 (рис. 2, e) низшего типа 5-го класса образуется коромыслом 3 и стойкой 7;
- вращательная кинематическая пара C (рис. 2, f) низшего типа 5-го класса образуется коромыслом 3 и шатуном 4;
- вращательная кинематическая пара D (рис. 2, g) низшего типа 5-го класса образуется шатуном 4 и ползуном 5;
- поступательная кинематическая пара D_1 (рис. 2, h) низшего типа 5-го класса образуется ползуном 5 и стойкой 8.

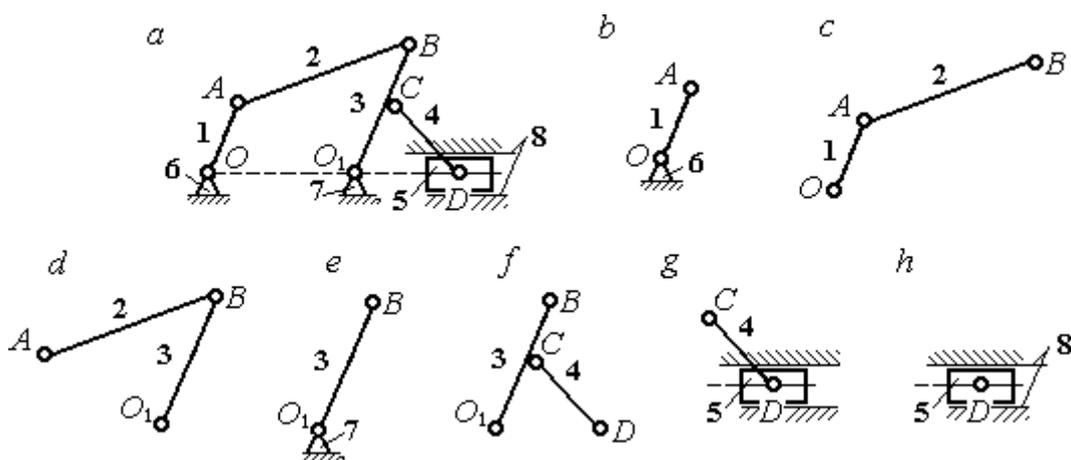


Рис. 2. Кинематические пары механизма:
 a – схема механизма; b – h – звенья, составляющие кинематические пары

Высших кинематических пар в данном механизме нет, так как соединение всех звеньев осуществляется по поверхности. Кинематические пары и звенья, составляющие кинематические пары, показаны на рис. 2.

Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле П. Л. Чебышева: $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$, где $n = 5$ – число подвижных звеньев механизма, $p_5 = 7$ – число кинематических пар 5-го класса. Следовательно, механизм имеет одно ведущее звено.

В рассматриваемом механизме можно выделить две группы Ассура и начальное звено (рис. 3):

- группа звеньев, состоящая из шатуна 4 и ползуна 5, является группой Ассура II класса, второго вида (ползун – поводок), рис. 3, *b*;
- группа звеньев, состоящая из коромысла 3 и шатуна 2, является группой Ассура II класса, первого вида (двухповодковая группа), рис. 3, *c*;
- кривошип 1 вместе со стойкой 6 образуют начальное звено или начальный механизм I класса, рис. 3, *d*.

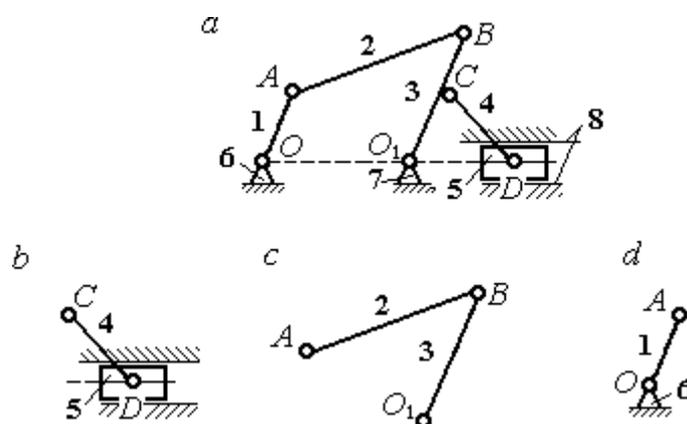


Рис. 3. Группы Ассура механизма:
a – схема механизма; *b, c* – группы Асура; *d* – начальное звено

Схема образования механизма группами Ассура:

$$(1) \rightarrow (2, 3) \rightarrow (4, 5).$$

К первому (ведущему) звену присоединяется группа Ассура, состоящая из звеньев 2 и 3, образуя раму, имеющую ту же степень подвижности, что и исходный механизм. К группе Ассура, состоящей из звеньев 2 и 3, присоединяется группа Ассура, состоящая из звеньев 4 и 5. При этом степень подвижности образованного механизма не увеличивается.

Представленный механизм включает начальный механизм I класса и две группы Ассура II класса, в результате чего является механизмом II класса.

Результаты структурного анализа механизма приводятся в табл. 3 – 4.

Таблица 3

Анализ кинематических пар

Обозначение кинематической пары	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>O</i> ₁	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₁
Звенья, образующие пару	1 – 6	1 – 2	2 – 3	3 – 7	3 – 4	4 – 5	5 – 8
Наименование пары	Вращательная, низшая						Поступательная, низшая
Класс пары	5 класс						

Таблица 4

Анализ групп Ассура

Группы Ассура	4 – 5	2 – 3	1
Наименование группы Ассура	Ползун-поводок	Двухповодковая	Начальное звено
Класс групп Ассура	II класс	II класс	I класс
Класс механизма	Механизм II класса		

Построение плана механизма

Построение плана механизма начинается с определения масштабного коэффициента длины. Выберем для плана механизма стандартный масштаб, например 1:4. Масштаб выбирается таким образом, чтобы длина самого большого звена механизма на чертеже не превышала 100 – 150 мм. При выбранном масштабе длина отрезка l_{CD} , изображающего на чертеже звено CD максимальной длины

0,5 м, составит: $l_{CD} = \frac{0,5}{4} = 0,125 \text{ м} = 125 \text{ мм}$ и находится в пределах допустимых

границ длин. Масштабный коэффициент длины рассчитывается как отношение k_l

$$= \frac{0,5}{125} = 0,004 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Определяем длины звеньев на чертеже с учётом масштабного коэффициента:

$$l_{OA} = \frac{OA}{k_l} = \frac{0,1}{0,004} = 25 \text{ мм}, \quad l_{CD} = \frac{CD}{k_l} = \frac{0,5}{0,004} = 125 \text{ мм},$$

$$l_{AB} = \frac{AB}{k_l} = \frac{0,4}{0,004} = 100 \text{ мм}, \quad l_a = \frac{a}{k_l} = \frac{0,4}{0,004} = 100 \text{ мм},$$

$$l_{O_1C} = \frac{O_1C}{k_l} = \frac{0,15}{0,004} = 37,5 \text{ мм}, \quad l_{BC} = \frac{BC}{k_l} = \frac{0,15}{0,004} = 37,5 \text{ мм}.$$

Порядок построения положения механизма таков:

1. Первоначально на чертеже фиксируем неподвижные точки O и O_1 . Поставим на свободном поле чертежа точку O_1 , затем, отложив расстояние a , поставим точку O_2 .

2. Радиусом l_{OA} проведём окружность, по которой будет перемещаться точка A , лежащая на кривошипе. Установим заданное положение кривошипа под углом $\varphi = 90^\circ$ и получим положение точки A (начальное положение и направление отсчёта угла показано на схеме механизма).

3. Из точки A проводим дугу радиусом l_{AB} , затем из точки O_1 дугу радиусом $l_{O_1B} = l_{O_1C} + l_{CB}$. В точке пересечения ставим точку B . Прямая линия, соединяющая точки A и B , определяет положение шатуна 2.

4. Из точки C , находящейся на середине коромысла 3, проводим дугу окружности радиусом l_{DC} до пересечения её с продолжением линии OO_1 . Точка пересечения D определяет положение ползуна 5.

План механизма в масштабе 1:4 показан на рис. 4.

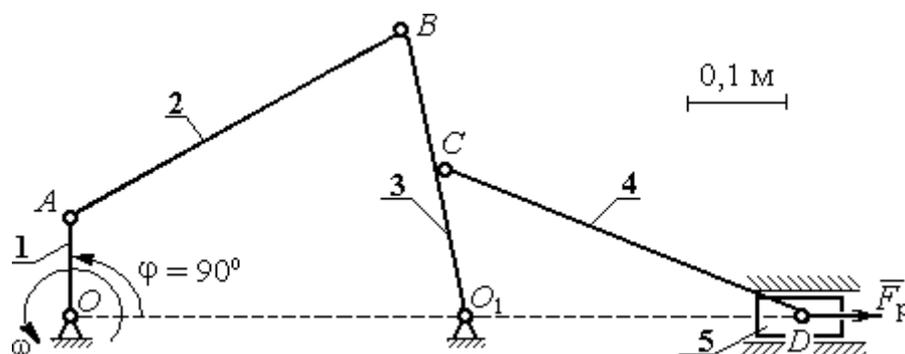


Рис. 4. План механизма в масштабе 1:4

Построение плана скоростей механизма

Построение начинаем с определения модуля скорости точки A ведущего звена 1 – кривошипа.

Вычисляем угловую скорость кривошипа ω , рад/с, по заданной его частоте вращения n , об/мин: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 95,5}{30} = 10$ рад/с. Вычисляем модуль скорости

точки A кривошипа: $V_A = \omega \cdot O_1A = 10 \cdot 0,1 = 1$ м/с. Длину вектора скорости \vec{V}_A точки A на плане скоростей принимаем равной 100 мм. Вычисляем масштаб плана

скоростей: $k_v = \frac{V_A}{100} = \frac{1}{100} = 0,01$ (мм/с)/м.

Точка B принадлежит как звену AB (шатун 2), совершающему плоскопараллельное движение, так и звену O_1B (коромысло 3), вращающемуся вокруг неподвижного центра O_1 (см. рис. 4). Скорость точки B звена AB , равна векторной сумме скорости полюса, например точки A , и скорости точки B во вращательном движении звена AB по отношению к полюсу. Тогда для определения скорости точки B имеем первое векторное равенство: $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$, где \vec{V}_B – вектор скорости точки B ; \vec{V}_A – вектор скорости точки A , известный по величине и направлению; \vec{V}_{BA} – вектор скорости точки B во вращательном движении звена AB по отношению к полюсу A . Известно, что вектор скорости \vec{V}_{BA} перпендикулярен линии AB .

С другой стороны, в силу того, что точка B принадлежит звену O_1B , вращающемуся вокруг неподвижного центра O_1 , скорость точки B может быть найдена из второго векторного равенства $\vec{V}_B = \vec{V}_{BO_1}$, где \vec{V}_{BO_1} – вектор скорости точки B при вращении звена BO_1 вокруг центра O_1 . Вектор \vec{V}_{BO_1} (и, следовательно, вектор \vec{V}_B) перпендикулярен линии BO_1 .

Проведём построение векторов на плане скоростей (рис. 5). Выберем в качестве полюса плана скоростей точку p_v , которую изображаем на поле чертежа в удобном для построения месте. Изобразим вектор скорости \vec{V}_A , направив его из

точки p_v . При заданном положении кривошипа вектор \vec{V}_A на плане скоростей горизонтален. Направление вектора \vec{V}_A перпендикулярно кривошипу O_1A в сторону его вращения. Длина вектора на чертеже устанавливается в соответствии

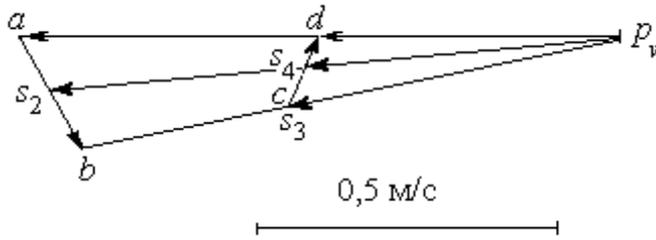


Рис. 5. План скоростей механизма для угла поворота кривошипа $\varphi = 90^\circ$

с масштабным коэффициентом (100 мм). В конце построенного вектора поставим точку a . Таким образом, вектор \vec{V}_A на плане скоростей изображается отрезком $p_v a$ (см. рис. 5).

Далее, из точки a направляем вектор \vec{V}_{BA} , перпендикулярно линии звена AB . Величина вектора \vec{V}_{BA} неизвестна и потому вектор скорости \vec{V}_B найти невозможно. Для того, чтобы его найти, построим вектор \vec{V}_B в соответствии со вторым векторным уравнением. Из него следует, что величина и направление вектора \vec{V}_B совпадает с величиной и направлением вектора \vec{V}_{BO_1} , который перпендикулярен линии звена BO_1 . Проведём из полюса p_v линию, перпендикулярную BO_1 до пересечения её с линией, вдоль которой направлен вектор \vec{V}_{BA} . Обозначим пересечение этих линий точкой b . Вектор, проведённый из полюса p_v в точку b , равен вектору скорости \vec{V}_B . Модуль скорости точки B найдём измерив длину отрезка $p_v b$ на плане скоростей (в миллиметрах) и умножив её на масштабный коэффициент плана скоростей: $V_B = p_v b \cdot k_v = 92 \cdot 0,01 = 0,92$ м/с.

Скорость точки B во вращательном движении звена AB вокруг полюса A V_{BA} найдём измерив длину отрезка ab на плане скоростей и умножив её на величину масштабного коэффициента $V_{BA} = ab \cdot k_v$.

Угловая скорость ω_2 звена AB определяется как отношение $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{BA} = \frac{ab \cdot k_v}{BA} =$

$$\frac{18 \cdot 0,01}{0,4} = 0,45 \text{ рад/с.}$$

Угловая скорость вращения коромысла BO_1 : $\omega_3 = \frac{V_B}{BO_1} = \frac{0,92}{0,3} = 3,06 \text{ рад/с.}$

Точка C принадлежит коромыслу BO_1 . Вектор скорости \vec{V}_C перпендикулярен линии BO_1 и по модулю равен: $V_C = \omega_3 \cdot CO_1 = 3,06 \cdot 0,15 = 0,46 \text{ см/с.}$

Точке C механизма, являющейся серединой коромысла BO_1 , на плане скоростей соответствует точка c , лежащая на середине отрезка $p_v b$, изображающего скорость точки B (так как скорость точки C механизма направлена так же как скорость точки B , но по величине в два раза её меньше).

Величина и направление \vec{V}_D скорости точки D (ползуна 5) находится с учётом плоскопараллельного движения звена CD на основании векторной формулы: $\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC}$. По определению вектор \vec{V}_{DC} скорости точки D при вращении звена CD вокруг полюса C направлен перпендикулярно звену CD . Тогда на плане скоростей из точки C проводим прямую, перпендикулярную линии CD , и так как точка D (ползун 5) движется горизонтально из полюса p_v проводим горизонтальную прямую, параллельную линии движения ползуна OO_1 . Точка d пересечения этих прямых на плане скоростей определяет конец вектора \vec{V}_D . Для того, чтобы найти модуль скорости, измерим расстояние $p_v d$ и умножим его на масштабный коэффициент скоростей. Получим $V_D = p_v d \cdot k_v = 44 \cdot 0,01 = 0,44 \text{ м/с.}$

Угловая скорость звена 4 равна $\omega_4 = \frac{V_{DC}}{DC}$. Модуль скорости точки D V_{DC} при вращении звена CD вокруг полюса C равен измеренному на плане скоростей расстоянию dc и умноженному на масштабный коэффициент $\omega_4 = \frac{V_{DC}}{DC} = \frac{dc \cdot k_v}{DC} =$

$$\frac{8 \cdot 0,01}{0,5} = 0,16 \text{ рад/с.}$$

Найдём скорости центров масс звеньев механизма. Полагая, что центры масс звеньев механизма расположены в середине соответствующих отрезков, отметим

эти точки на плане скоростей. Для того, чтобы на плане скоростей найти скорость центра масс звена AB механизма, разделим пополам отрезок ab . Получим точку s_2 . Скорость центра масс звена AB равна расстоянию $p_v s_2$, умноженному на масштабный коэффициент: $V_{S_2} = p_v s_2 \cdot k_v = 96 \cdot 0,01 = 0,96$ м/с.

Аналогично, разделив пополам отрезки $p_v b$, cd на плане скоростей, получим точки s_3 , s_4 , которые определяют скорости центров масс, соответственно, звена 3 (коромысла) и звена 4 (шатуна). Измерив расстояния $p_v s_3$, $p_v s_4$ и умножив их на масштабный коэффициент, получим скорости центров масс: $V_{S_3} = p_v s_3 \cdot k_v = 46 \cdot 0,01 = 0,46$ м/с, $V_{S_4} = p_v s_4 \cdot k_v = 44 \cdot 0,01 = 0,44$ м/с.

Результаты расчётов скоростей центров масс звеньев механизма и угловых скоростей звеньев приведены в табл. 5.

Таблица 5

Абсолютные скорости центров масс и угловые скорости звеньев

Звено	AB	BO_1	CD	Ползун
Обозначение скорости центра масс звена	V_{S_2}	V_{S_3}	V_{S_4}	V_D
Величина скорости, м/с	0,96	0,46	0,44	0,44
Обозначение угловой скорости звена	ω_2	ω_3	ω_4	–
Величина угловой скорости, рад/с	0,45	3,06	0,16	–

Построение плана ускорений механизма

Для определения значений линейных и угловых ускорений звеньев механизма построим план ускорений. Принимаем, что ведущее звено 1 движется с постоянной угловой скоростью. В этом случае касательное ускорение точки A равно нулю – $a_A^\tau = 0$, полное ускорение \vec{a}_A точки A совпадает с нормальным и потому направлено к оси вращения звена – точке O_1 . По величине ускорение \vec{a}_A точки A будет: $a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot O_1 A = 10^2 \cdot 0,1 = 10$ м/с².

Перед началом построений выберем масштабный коэффициент. Примем

длину вектора ускорения точки A на плане ускорений 100 мм, тогда масштабный коэффициент ускорения: $k_a = \frac{a_A}{100} = \frac{10}{100} = 0,1 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}$.

Чертёж плана ускорения начинаем с построения ускорения точки A .

Из некоторой точки p_a , называемой полюсом плана ускорений и взятой на чертеже в произвольном месте, направим

вектор \vec{a}_A вертикально вниз, что соответствует выбранному вертикальному положению кривошипа. С учётом

масштабного коэффициента ускорений длина вектора ускорения точки A на

чертеже 100 мм. В конце вектора поставим стрелку и точку a (рис. 6). Ускорение

точки B находим в соответствии с векторной формулой: $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau$,

где \vec{a}_A – ускорение точки A , выбранной за полюс; \vec{a}_{BA}^n , \vec{a}_{BA}^τ – нормальная и

касательная составляющие ускорения точки B во вращательном движении

шатуна AB относительно полюса A . Правило сложения векторов в векторной формуле определения ускорения точки B на плане ускорений выглядит следующим

образом. К концу вектора, изображающего на чертеже ускорение \vec{a}_A , присоединяем вектор, изображающий ускорение \vec{a}_{BA}^n , а к его концу – вектор, изображающий

ускорение \vec{a}_{BA}^τ . Тогда вектор, проведённый из начала первого вектора в конец последнего, представляет собой сумму векторов.

Проведём необходимые построения для определения ускорения точки B . Ускорение \vec{a}_A на чертеже изображается отрезком $p_a a$. Модуль вектора нормальной

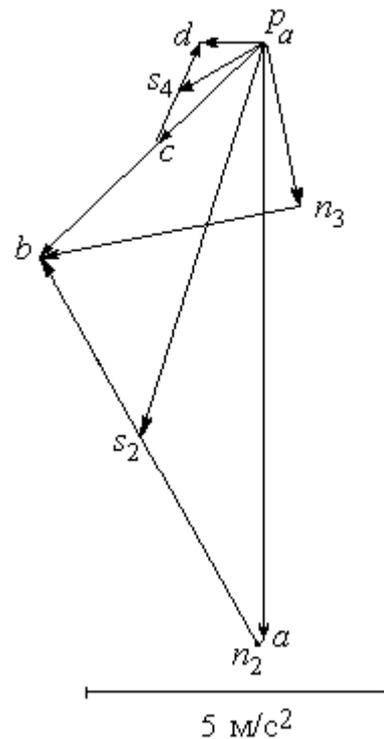


Рис. 6. План ускорений механизма для угла поворота кривошипа $\varphi = 90^\circ$

составляющей ускорения точки B : $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB = 0,45^2 \cdot 0,4 = 0,08 \text{ м/с}^2$. На плане ускорений это будет отрезок длиной $\frac{a_{BA}^n}{k_a} = \frac{0,08}{0,1} = 0,8 \text{ мм}$. Отложим на чертеже из точки a отрезок длиной 0,8 мм вдоль линии, параллельной звену AB механизма, в сторону, куда на плане механизма направлен вектор. В конце поставим точку n_2 . Отрезок an_2 на плане ускорений изображает нормальную составляющую ускорения точки B во вращательном движении шатуна AB относительно полюса A . Здесь следует заметить, что расчётная величина отрезка an_2 настолько мала, что на чертеже показать его точно невозможно. Можно считать, что вектор нормальной составляющей ускорения точки B \vec{a}_{BA}^n и, следовательно, отрезок an_2 на плане ускорений равны нулю. На рис. 6 отрезок an_2 показан для того, чтобы сохранить правило последовательного построения суммы векторов.

Далее необходимо из конца отрезка an_2 провести линию, параллельную той, вдоль которой на плане механизма направлен вектор \vec{a}_{BA}^τ – перпендикулярно линии звена BA (то есть, перпендикулярно отрезку an_2). Однако вычислить ускорение точки B , пользуясь одним этим построением, невозможно, так как величина касательного ускорения a_{BA}^τ неизвестна. Воспользуемся тем, что точка B принадлежит звену 3 – коромыслу, совершающему вращательное движение вокруг неподвижного центра O_1 . Следовательно, полное ускорение точки B может быть представлено как сумма его нормального и касательного составляющих – $\vec{a}_B = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau$, где величина нормальной составляющей ускорения равна $a_B^n = \omega_3^2 \cdot O_1B = 3,06^2 \cdot 0,3 = 2,84 \text{ см/с}^2$, а направление – вдоль BO_1 от точки B в сторону O_1 . Относительно касательной составляющей \vec{a}_B^τ ускорения точки B известно только, что она направлена перпендикулярно BO_1 . Вычислим длину отрезка, изображающего на чертеже нормальную составляющую ускорения точки B , как отношение $\frac{a_B^n}{k_a} = \frac{2,84}{0,1} = 28,4 \text{ мм}$ и из полюса p_a на чертеже отложим его

параллельно звену BO_1 . В конце отрезка поставим точку n_3 . В соответствии с правилом сложения векторов, из точки n_3 – конца отрезка $p_a n_3$, изображающего ускорение \vec{a}_B^n , проводим линию, перпендикулярную этому отрезку. Это линия перпендикулярна звену BO_1 и вдоль неё направлена касательная составляющая \vec{a}_B^τ ускорения точки B . Находим точку пересечения двух перпендикуляров – к отрезку $p_a n_3$ и к отрезку an_2 и обозначим её точкой b . Тогда отрезок, проведённый из полюса p_a в точку b , изображает на плане ускорений полное ускорение \vec{a}_B точки B механизма. Величину ускорения точки B найдём, измерив на чертеже длину отрезка $p_a b$ и умножив его на масштабный коэффициент: $a_B = p_a b \cdot k_a = 52 \cdot 0,1 = 5,2 \text{ м/с}^2$.

Отрезок $n_3 b$ изображает на чертеже касательную составляющую ускорения \vec{a}_B^τ точки B . Измеряем длину отрезка $n_3 b$ ($n_3 b = 43 \text{ мм}$), тогда угловое ускорение

$$\text{звена 3: } \varepsilon_3 = \frac{a_B^\tau}{BO_1} = \frac{n_3 b \cdot k_a}{BO_1} = \frac{43 \cdot 0,1}{0,3} = 14,3 \text{ рад/с}^2. \text{ Угловое ускорение звена 2}$$

находится аналогично. На чертеже измеряем отрезок $n_2 b$, который изображает

$$\text{ускорение } \vec{a}_{BA}^\tau \text{ (} n_2 b = 74 \text{ мм)}. \text{ Тогда угловое ускорение звена 2: } \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{BA} = \frac{n_2 b \cdot k_a}{BA} =$$

$$\frac{74 \cdot 0,1}{0,4} = 18,5 \text{ рад/с}^2.$$

Точка C принадлежит звену 3, совершающему вращательное движение вокруг неподвижного центра O_1 . Направление ускорения точки C такое же как и у точки B , которое на плане ускорений показано отрезком $p_a b$. Так как точка C на плане механизма находится в середине звена BO_1 , соответствующая ей точка c на плане ускорений находится на середине отрезка $p_a b$. Тогда отрезок $p_a c$ изображает ускорение точки C .

Ускорение точки D находим на основании векторной формулы $\vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^\tau$, где \vec{a}_C – ускорение точки C , выбранной за полюс; \vec{a}_{DC}^n , \vec{a}_{DC}^τ – нормальная и касательная составляющие ускорения точки D во вращательном движении шатуна DC относительно полюса C .

Проведём необходимые построения. Заметим сразу, что направление ускорения \vec{a}_D точки D ползуна 5 известно. Ускорение направлено вдоль линии OO_1 на плане механизма. Это означает, что на плане ускорений ускорение точки D изображается горизонтальным отрезком, исходящим из центра p_a . Модуль вектора нормальной составляющей ускорения точки D $a_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot DC = 0,16^2 \cdot 0,5 = 0,01$ м/с².

На плане ускорений это будет отрезок, длиной $\frac{a_{DC}^n}{k_a} = \frac{0,01}{0,1} = 0,1$ мм. Можно считать, что вектор нормальной составляющей ускорения точки D \vec{a}_{DC}^n и соответствующий ему отрезок на плане ускорений равны нулю. Тогда, исходя из векторной формулы сложения ускорений и с учётом нулевого вектора \vec{a}_{DC}^n , на плане ускорений из конца отрезка $p_a c$, изображающего вектор ускорения \vec{a}_C , необходимо провести линию, перпендикулярную звену CD , вдоль которой на плане механизма направлен вектор \vec{a}_{DC}^τ . Находим точку пересечения этой линии с горизонтальной прямой, проведённой из полюса ускорений, вдоль которой направлен вектор ускорения точки D . Обозначим точку пересечения d . Отрезок прямой $p_a d$ изображает на плане ускорений ускорение точки D . Замеряем длину отрезка $p_a d$ ($p_a d = 13$ мм) и находим ускорение точки D : $a_D = p_a d \cdot k_a = 13 \cdot 0,1 = 1,3$ м/с².

Замеряем на плане ускорений длину отрезка cd , изображающего ускорение \vec{a}_{DC}^τ ($cd = 18$ мм), и находим угловое ускорение звена 4: $\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^\tau}{DC} = \frac{cd \cdot k_a}{DC} = \frac{18 \cdot 0,1}{0,5} = 3,6$ рад/с².

Определим ускорения центров масс звеньев механизма.

Разделим пополам отрезок ab на плане ускорений, обозначим середину отрезка точкой s_2 и соединим с полюсом p_a . Отрезок $p_a s_2$ изображает ускорение центра масс звена 2 – кривошипа AB . Длина отрезка $p_a s_2 = 70$ мм. Ускорение центра масс звена 2: $a_{s_2} = p_a s_2 \cdot k_a = 70 \cdot 0,1 = 7$ м/с². Аналогично, точка s_4 , лежащая на середине отрезка cd , изображает центр масс звена 4 шатуна CD . Ускорение центра

масс звена 4: $a_{S_4} = p_a s_4 \cdot k_a = 18 \cdot 0,1 = 1,8 \text{ м/с}^2$.

Все построения плана ускорений приведены на рис. 6.

Результаты вычислений ускорений центров масс звеньев, а также угловых ускорений звеньев механизма приводятся в табл. 6.

Таблица 6

Ускорения центров масс звеньев механизма и угловые ускорения звеньев

Звено	AB	BO_1	DC	Ползун
Обозначение ускорения центра масс звена	a_{S_2}	a_{S_3}	a_{S_4}	a_D
Величина ускорения, м/с ²	7	2,6	1,8	1,3
Обозначение углового ускорения звена	ε_2	ε_3	ε_4	—
Величина углового ускорения, рад/с ²	18,5	14,3	3,6	—

Определение движущего момента, приведённого к валу кривошипа, по методу Н. Е. Жуковского

Определим уравнивающую силу, приведённую к крайней точке A кривошипа.

Вычисляем силы тяжести звеньев.

$$G_2 = m_2 g = 40 \cdot 9,8 = 392 \text{ Н}, \quad G_3 = m_3 g = 30 \cdot 9,8 = 294 \text{ Н},$$

$$G_4 = m_4 g = 50 \cdot 9,8 = 490 \text{ Н}, \quad G_5 = m_5 g = 10 \cdot 9,8 = 98 \text{ Н}.$$

Вычисляем модули сил инерции, действующих на механизм.

$$F_2^{\text{ин}} = m_2 a_{S_2} = 40 \cdot 7 = 280 \text{ Н}, \quad F_3^{\text{ин}} = m_3 a_{S_2} = 30 \cdot 2,6 = 78 \text{ Н},$$

$$F_4^{\text{ин}} = m_4 a_{S_4} = 50 \cdot 1,8 = 90 \text{ Н}, \quad F_5^{\text{ин}} = m_5 a_D = 10 \cdot 1,3 = 13 \text{ Н}.$$

Вычисляем модули моментов сил инерции.

$$M_2^{\text{ин}} = J_{S_2} \varepsilon_2 = 2 \cdot 18,5 = 37 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad M_3^{\text{ин}} = J_{S_3} \varepsilon_3 = 1 \cdot 14,3 = 14,3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_4^{\text{ин}} = J_{S_4} \varepsilon_4 = 3 \cdot 3,6 = 10,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Построим «жёсткий рычаг» Жуковского. Изобразим план скоростей механизма, повернув его на 90° (рис. 3.7). Приложим в точках, изображающих на повернутом плане скоростей центры масс звеньев механизма, силы тяжести и силы инерции. Направление сил инерции противоположно направлению ускорений центров масс, показанных на плане ускорений. Моменты сил инерции, действующие на звенья механизма, раскладываем на две антипараллельные силы, приложенные к крайним точкам звена, перпендикулярно ему.

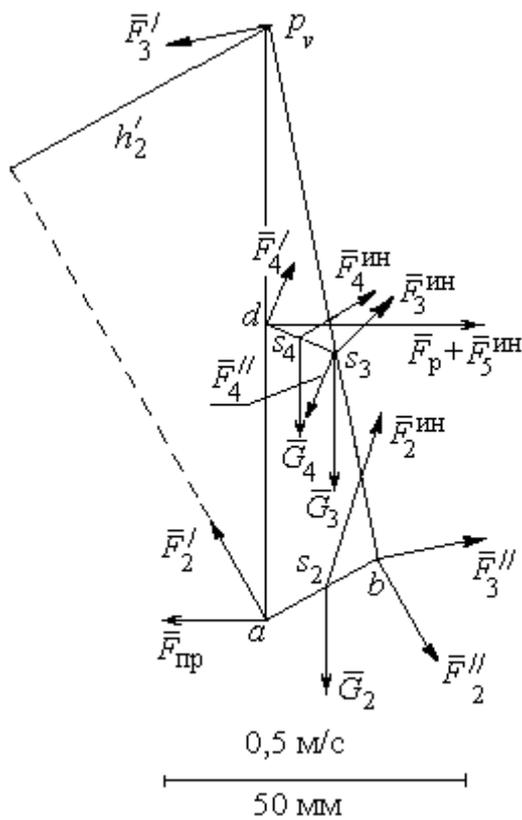


Рис. 3.7. «Жёсткий рычаг»
Н. Е. Жуковского

$$F'_2 = F''_2 = \frac{M_2^{\text{ин}}}{AB} = \frac{37}{0,4} = 92,5 \text{ Н},$$

$$F'_3 = F''_3 = \frac{M_3^{\text{ин}}}{O_1B} = \frac{14,3}{0,3} = 48 \text{ Н},$$

$$F'_4 = F''_4 = \frac{M_4^{\text{ин}}}{CD} = \frac{10,8}{0,5} = 21,6 \text{ Н}.$$

Заданное положение кривошипа осуществляется на рабочем ходу поршня. Сила полезного сопротивления F_p направлена в сторону, противоположную движению поршня.

Рычаг Н. Е. Жуковского приведён на рис. 3.7. На рисунке отмечены силы тяжести и силы инерции звеньев, приложенные в точках плана скоростей $s_2 - s_4$,

соответствующих положению центров масс этих звеньев. Показаны пары сил инерции $(\vec{F}'_2, \vec{F}''_2)$, $(\vec{F}'_3, \vec{F}''_3)$, $(\vec{F}'_4, \vec{F}''_4)$, образующие главные моменты сил инерции $M_2^{\text{ин}}$, $M_3^{\text{ин}}$, $M_4^{\text{ин}}$, приложенные ко 2, 3 и 4 звеньям.

Применение «рычага Жуковского» для определения приведённой силы заключается в составлении уравнения равновесия в форме равенства нулю суммы моментов заданных сил относительно полюса p_v :

$$- F_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}} - F'_2 \cdot h'_2 + F''_2 \cdot h''_2 - G_2 \cdot h_{G_2} + F_2^{\text{ин}} \cdot h_2 + F_3 \cdot h'_3 - F_4 \cdot h'_4 + F_4 \cdot h''_4 -$$

$$-G_4 \cdot h_{G4} - G_3 \cdot h_{G3} + (F_p + F_5^{\text{ин}})h_5 + F_4^{\text{ин}} \cdot h_4 + F_3^{\text{ин}} \cdot h_3 = 0.$$

При вычислении моментов сил плечи сил определяются графически с учётом масштабного коэффициента плана скоростей. Так при вычислении момента приведённой силы относительно полюса p_v плечом $h_{\text{пр}}$ силы $\vec{F}_{\text{пр}}$ на плане рычага Жуковского является отрезок $p_v a$, равный, согласно масштабному коэффициенту плана скоростей, 100 мм. Тогда $h_{\text{пр}} = p_v a = 100$ мм.

На рис. 3.7, в качестве примера, показан способ вычисления плеча h'_2 силы \vec{F}'_2 – как кратчайшее расстояние от полюса p_v до линии действия силы \vec{F}'_2 . Измерив это расстояние, найдём $h'_2 = 52$ мм. Аналогичным образом в уравнении равновесия вычисляются плечи остальных сил.

В результате получим равенство

$$F_{\text{пр}} \cdot 100 = -92,5 \cdot 52 + 92,5 \cdot 21 - 392 \cdot 6 + 280 \cdot 31 + 48 \cdot 92 - 21,6 \cdot 23 + 21,6 \cdot 33 - \\ - 490 \cdot 3 - 294 \cdot 7 + (16045 + 13)44 + 90 \cdot 42 + 78 \cdot 36.$$

Откуда $F_{\text{пр}} = 7177$ Н. Величина движущего момента, приведенного к валу кривошипа, находится из формулы: $M_{\text{дв}} = F_{\text{пр}} \cdot O_1 A = 7177 \cdot 0,1 = 717,7$ Н·м.

Найденный движущий момент является исходной величиной для конструирования ведомого вала кривошипа.

2. Конструирование вала редуктора Предварительный расчет зубчатой передачи

Крутящий момент на валу $T_2 = M_{\text{дв}} = 717,7$ Н·м.

Твердость материала колеса по Бринеллю (приблизённо)

$$HB = 0,285\sigma_B = 0,285 \cdot 640 = 182,4 \text{ МПа.}$$

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2 HB + 70 = 2 \cdot 182,4 + 70 = 434,8 \text{ МПа.}$$

При долговременной передаче принимаем:

$$- \text{коэффициент долговечности } K_{HL} = 1,4,$$

– коэффициент безопасности $S_H = 1,15$.

Допустимое контактное напряжение в зацеплении колеса

$$\sigma_{H adm} = \frac{\sigma_{H lim}}{S_H} K_{HL} = \frac{434,8}{1,15} \cdot 1,4 = 529,3 \text{ МПа.}$$

Выберем средние значения коэффициента неравномерности нагрузки на венец зубчатого колеса $K_{H\beta}$ и коэффициента ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba} . При симметричном расположении колеса принимаем:

$$K_{H\beta} = 1,1; \quad \psi_{ba} = 0,4.$$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 \sigma_{H adm}^2}} = 495(5+1) \sqrt[3]{\frac{717,7 \cdot 1,1}{0,4 \cdot 5^2 \cdot 529,3^2}} = 194,7 \text{ мм.}$$

Округляем расчётное межосевое расстояние до ближайшего большего значения из ряда межосевых расстояний. Принимаем $a_w = 200$ мм.

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 5}{5 + 1} = 333,3 \text{ мм.}$$

Ширина ступицы колеса и длина распорной втулки

$$b = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм,} \quad l_p = 0,15b = 0,15 \cdot 80 = 12 \text{ мм.}$$

Полученные расчетные результаты ширины ступицы колеса b и длины распорной втулки l_p не требуют округления, так как совпадают со значениями ряда номинальных линейных размеров $R-40$.

Принимаем $b = 80$ мм, $l_p = 12$ мм.

Конструирование вала

Примем допустимое касательное напряжение кручения вала $\tau_{k adm} = 20$ МПа.

Диаметр консольной части вала

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2\tau_{k adm}}} = \sqrt[3]{\frac{717,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 56,4 \text{ мм.}$$

Расчётное значение диаметра консольной части вала округляем до ближайшего большего значения из ряда R-40 номинальных линейных размеров.

Принимаем $d_k = 60$ мм.

Длина консольной части вала пропорциональна его диаметру: $l_k = (1,5 \div 2,5)d_k$.

Выбираем

$$l_k = 2d_k = 2 \cdot 60 = 120 \text{ мм.}$$

Результат расчёта не требует округления, так как является одним из значений ряда R-40 номинальных линейных размеров.

Принимаем $l_k = 120$ мм.

При диаметре консольной части вала $d_k = 60$ мм высота ступени $t = 3$ мм (приложение, табл. П2). Диаметр вала под подшипник

$$d_{\Pi} = d_k + 2t = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм.}$$

Результат округляем до ближайшего большего числа, кратного 5.

Принимаем $d_{\Pi} = 70$ мм.

Длина ступени вала в месте посадки подшипника пропорциональна диаметру этого участка вала. Выберем минимальный из заданных значений коэффициент пропорциональности. Длина ступеньки вала в месте посадки подшипника

$$l_{\Pi} = 1,25d_{\Pi} = 1,25 \cdot 70 = 87,5 \text{ мм.}$$

Расчётное значение длины ступеньки вала в месте посадки подшипника округляем до ближайшего большего значения из ряда R-40 номинальных линейных размеров.

Принимаем $l_{\Pi} = 90$ мм.

При диаметре вала под подшипник $d_{\Pi} = 70$ мм координата фаски подшипника $r = 3,5$ мм (см. приложение, табл. П2). Диаметр вала под колесом

$$d_{\text{кол}} = d_{\Pi} + 3,2r = 70 + 3,2 \cdot 3,5 = 81,2 \text{ мм.}$$

Расчётное значение диаметра вала под колесом округляем до ближайшего большего значения из ряда R-40 номинальных линейных размеров.

Принимаем $d_{\text{кол}} = 85$ мм.

При диаметре вала под колесом $d_{\text{кол}} = 85$ мм фаска ступицы колеса $f = 3$ мм (см. приложение, табл. П2). Диаметр упорного буртика

$$d_{\text{бур}} = d_{\text{кол}} + 3f = 85 + 3 \cdot 3 = 94 \text{ мм.}$$

Расчётное значение диаметра буртика округляем до ближайшего большего значения из ряда R-40 номинальных линейных размеров.

Принимаем $d_{\text{бур}} = 95$ мм.

Длина упорного буртика при симметричном расположении колеса относительно опор вала – подшипников

$$l_{\text{бур}} = 0,15b = 0,15 \cdot 80 = 12 \text{ мм.}$$

Принимаем без округления $l_{\text{бур}} = 12$ мм.

При диаметре вала в месте посадки подшипника $d_{\text{п}} = 70$ мм ширина подшипника $B = 24$ мм (см. табл. 5).

При переходе от консольной части вала к участку вала под подшипником диаметры участков $d_{\text{к}} = 60$ мм, $d_{\text{п}} = 70$ мм.

Величина ступеньки $t = 0,5(d_{\text{п}} - d_{\text{к}}) = 0,5(70 - 60) = 5$ мм.

Радиус галтели ступеньки вала пропорционален высоте ступеньки. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности. Радиус галтели

$$R = 0,6t = 0,6 \cdot 5 = 3 \text{ мм.}$$

В месте установки распорной втулки при переходе от участка вала под левым подшипником к участку под колесом на валу имеется ступенька. Радиус галтели ступеньки вала пропорционален координате фаски распорной втулки, равной координате фаски подшипника. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности. Радиус галтели

$$R = 0,6r = 0,6 \cdot 3,5 = 2,1 \text{ мм.}$$

Округляем расчётную величину до ближайшего числа, кратного 5.

Принимаем $R = 2$ мм.

При переходе от участка вала под колесом к буртику, где происходит упор ступицы колеса в буртик, на валу имеется ступенька. Радиус галтели ступеньки вала пропорционален величине фаски ступицы колеса. Радиус галтели

$$R = 0,7f = 0,7 \cdot 3 = 2,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $R = 2$ мм.

В месте установки правого подшипника при переходе от буртика к участку вала под подшипником на валу имеется ступенька. Радиус галтели ступеньки вала пропорционален координате фаски подшипника. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности. Радиус галтели

$$R = 0,6r = 0,6 \cdot 3,5 = 2,1 \text{ мм.}$$

Округляем расчётную величину до ближайшего числа, кратного 5.

Принимаем $R = 2$ мм.

Проверка прочности шпоночного соединения

Диаметр консольной части вала $d_k = 60$ мм, длина $l_k = 120$ мм.

Выбираем размеры призматической шпонки в консольной части вала: ширина $b_{ш} = 18$ мм; высота $h_{ш} = 11$ мм; длина $l_{ш} = 80$ мм; глубина паза в вале $t_1 = 7$ мм (табл. П1).

Рабочая длина шпонки: $l_{ш}^p = l_{ш} - b_{ш} = 80 - 18 = 62$ мм.

Напряжение смятия шпонки и условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{l_{ш}^p d_k (h_{ш} - t_1)} = \frac{2 \cdot 717,7 \cdot 10^3}{62 \cdot 60(11 - 7)} = 96,5 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

При выборе шпонки под колесом, где диаметр вала $d_{кол} = 85$ мм, ширина ступицы колеса $b = 80$ мм, принимаем по табл. П1 ширину шпонки $b_{ш} = 22$ мм; высоту $h_{ш} = 14$ мм; длину $l_{ш} = 63$ мм; глубину паза в вале $t_1 = 9$ мм. Рабочая длина шпонки:

$$l_{ш}^p = l_{ш} - b_{ш} = 63 - 22 = 41 \text{ мм}.$$

Напряжение смятия шпонки и условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{l_{ш}^p d_{кол} (h_{ш} - t_1)} = \frac{2 \cdot 717,7 \cdot 10^3}{41 \cdot 85(14 - 9)} = 82,4 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

3. Проверочный расчёт вала редуктора

Расчетная схема вала. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Схематическое изображение вала и действующей на него нагрузки в вертикальной и горизонтальной плоскостях приведено на рис. 8, *т*. Показаны предположительно опасные сечения вала: *A, B* – сечения на участках вала, ослабленных вырезом под шпонку; *B, Г, Д* – сечения по ступенькам вала.

Рассмотрим силовую нагрузку вала при симметричном расположении колеса.

Консольная сила от муфты $F_M = 125 \sqrt{T_2} = 125 \sqrt{717,7} = 3348,7 \text{ Н}$.

Силы в зацеплении зубчатой передачи:

– окружная сила $F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 717,7 \cdot 10^3}{333,3} = 4306,6 \text{ Н}$,

– радиальная сила $F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 4306,6 \cdot 0,364 = 1567,6 \text{ Н}$.

Для построения эпюр изгибающих моментов вычислим расстояния между точками приложения сил, отнесенных к оси вала

$$l_{\text{опор}} = l_k + l_{\text{п}} - (l_p + 0,5B) = 120 + 90 - (12 + 0,5 \cdot 24) = 186 \text{ мм},$$

$$a = 0,5b + l_p + 0,5B = 0,5 \cdot 80 + 12 + 0,5 \cdot 24 = 64 \text{ мм},$$

$$c = 0,5b + l_{\text{бур}} + 0,5B = 0,5 \cdot 80 + 12 + 0,5 \cdot 24 = 64 \text{ мм}.$$

Эпюра изгибающих моментов M_x в вертикальной плоскости

Условия равновесия вала в вертикальной плоскости (рис. 8, n):

$$F_r c - R_{1y}(a + c) = 0, \quad -F_r a + R_{2y}(a + c) = 0.$$

Находим реакции опор подшипников в вертикальной плоскости:

$$R_{1y} = \frac{F_r c}{(a + c)} = \frac{1567,6 \cdot 64}{64 + 64} = 783,8 \text{ Н}, \quad R_{2y} = \frac{F_r a}{(a + c)} = \frac{1567,6 \cdot 64}{64 + 64} = 783,8 \text{ Н}.$$

Проверка: $R_{1y} - F_r + R_{2y} = 783,8 - 1567,6 + 783,8 = 0$.

На 1-м участке вала $0 \leq z_1 \leq l_{\text{опор}}$, $M_{1x} = 0$.

Изгибающие моменты в сечении вала A , где вал ослаблен шпоночным вырезом, и в сечении B , где имеется ступенька вала при переходе от консольной части к участку вала под подшипник, равны нулю: $M_{xA} = M_{xB} = 0$.

На 2-м участке вала $0 \leq z_2 \leq a$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{2x} = R_{1y} z_2$$

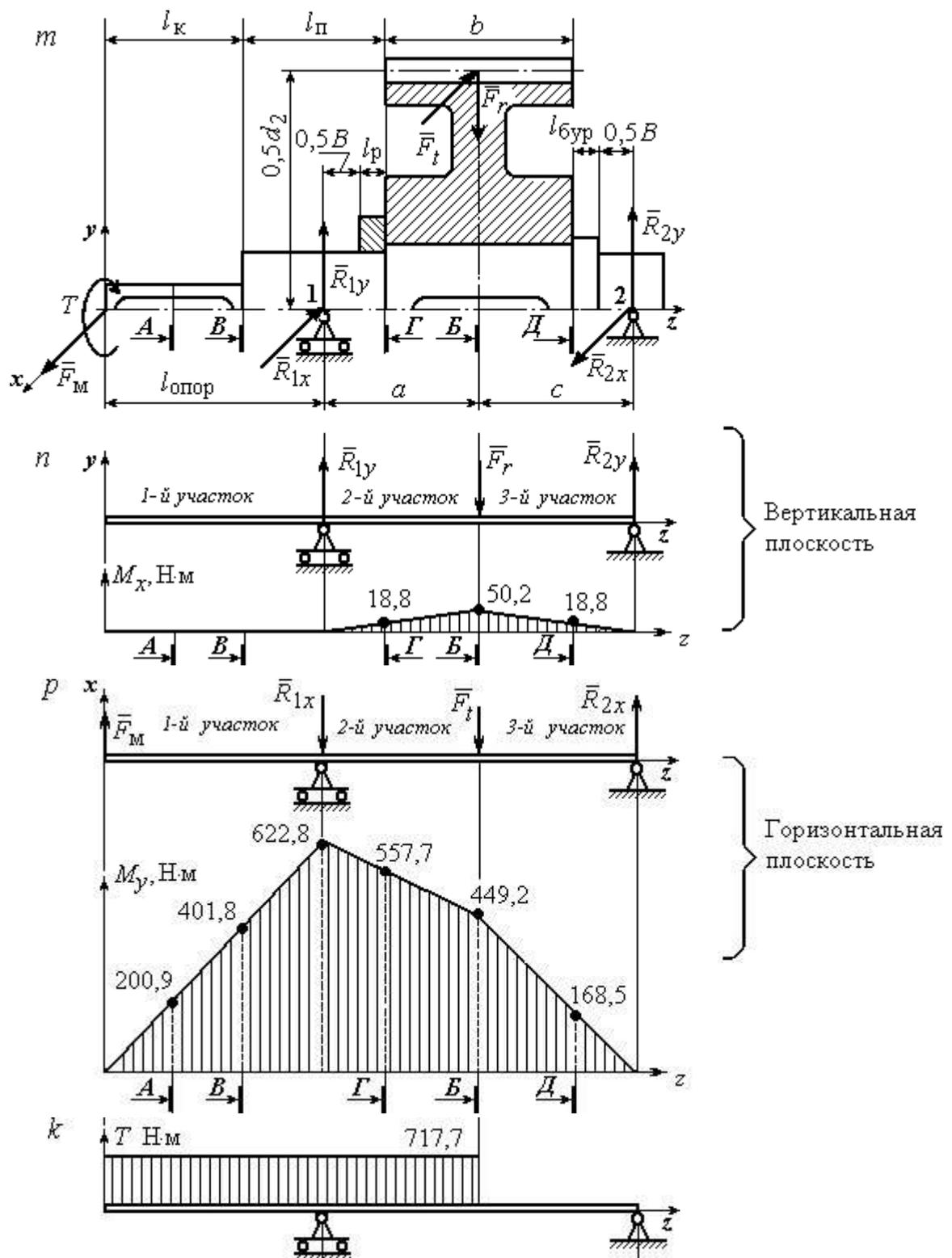


Рис. 8. Расчётная схема вала:

m – нагрузка вала; n – проекция нагрузки на вертикальную плоскость и эпюра изгибающих моментов M_x ; p – проекция нагрузки на горизонтальную плоскость и эпюра изгибающих моментов M_y ; k – эпюра крутящих моментов

В начале участка $z_2 = 0$, $M_{2x} = 0$. В конце участка при $z_2 = a = 64 \cdot 10^{-3}$ м

$$M_{2x} = R_{1y}a = 783,8 \cdot 64 \cdot 10^{-3} = 50,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Изгибающий момент в сечении Γ , где у вала ступенька перехода от диаметра под подшипник к диаметру под колесо, при $z_{2\Gamma} = a - 0,5b = 24$ мм

$$M_{x\Gamma} = R_{1y}(a - 0,5b) = 783,8 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 18,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Изгибающий момент в сечении B , где вал ослаблен шпоночным вырезом под колесом, при $z_{2B} = a = 64$ мм $M_{xB} = R_{1y}a = 783,8 \cdot 64 \cdot 10^{-3} = 50,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

На 3-м участке вала $0 \leq z_3 \leq c$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{3x} = R_{1y}(z_3 + a) - F_r z_3.$$

В начале 3-го участка при $z_3 = 0$, $M_{3x} = 50,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В конце участка при $z_3 = c = 64 \cdot 10^{-3}$ м, $M_{3x} = 0$.

Изгибающий момент в сечении D , где у вала ступенька при переходе от участка под колесом к буртику, при $z_{3D} = 0,5b = 40$ мм

$$\begin{aligned} M_{xD} &= R_{1y}(0,5b + a) - F_r 0,5b = \\ &= 783,8(40 + 64)10^{-3} - 1567,6 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 18,8 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Вид эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости M_x показан на рис. 8, *n*.

Эпюра изгибающих моментов M_y в горизонтальной плоскости

Условия равновесия вала в горизонтальной плоскости (рис. 8, *p*):

$$-F_M(l_{\text{опор}} + a + c) + F_t c + R_{1x}(a + c) = 0, \quad -F_M l_{\text{опор}} - F_t a + R_{2x}(a + c) = 0.$$

Реакции опор подшипников в горизонтальной плоскости

$$\begin{aligned} R_{1x} &= \frac{1}{(a + c)} [F_M(l_{\text{опор}} + a + c) - F_t c] = \\ &= \frac{1}{(64 + 64)} [3348,7(186 + 64 + 64) - 4306,6 \cdot 64] = 6061,5 \text{ Н}, \end{aligned}$$

$$R_{2x} = \frac{1}{(a + c)} [F_M l_{\text{опор}} + F_t a] =$$

$$= \frac{1}{(64 + 64)} [3348,7 \cdot 186 + 4306,6 \cdot 64] = 7019,4 \text{ Н.}$$

Проверка: $F_M - R_{1x} - F_t + R_{2x} = 3348,7 - 6061,5 - 4306,6 + 7019,4 = 0$.

На 1-м участке вала $0 \leq z_1 \leq l_{\text{опор}}$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{1y} = F_M z_1.$$

В начале 1-го участка при $z_1 = 0$, $M_{1y} = 0$.

В конце участка при $z_1 = l_{\text{опор}}$

$$M_{1y} = F_M l_{\text{опор}} = 3348,7 \cdot 186 \cdot 10^{-3} = 622,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Положим координату сечения вала A , где вал ослаблен шпоночным вырезом, $z_{1A} = 0,5l_k = 60 \text{ мм}$. Изгибающий момент в сечении A

$$M_{yA} = F_M 0,5l_k = 3348,7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 200,9 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Изгибающий момент в сечении B при $z_{1B} = l_k = 120 \text{ мм}$

$$M_{yB} = F_M l_k = 3348,7 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 401,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

На 2-м участке вала $0 \leq z_2 \leq a$. Эпюра моментов

$$M_{2y} = F_M (l_{\text{опор}} + z_2) - R_{1x} z_2.$$

В начале участка при $z_2 = 0$, $M_{2y} = F_M l_{\text{опор}} = 3348,7 \cdot 186 \cdot 10^{-3} = 622,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

В конце участка при $z_2 = a = 64 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

$$\begin{aligned} M_{2y} &= F_M (l_{\text{опор}} + a) - R_{1x} a = \\ &= 3348,7(186+64)10^{-3} - 6061,5 \cdot 64 \cdot 10^{-3} = 449,2 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

Изгибающий момент в сечении Γ при $z_{2\Gamma} = a - 0,5b = 24 \text{ мм}$

$$\begin{aligned} M_{y\Gamma} &= F_M (l_{\text{опор}} + a - 0,5b) - R_{1x} (a - 0,5b) = \\ &= 3348,7(186 + 24)10^{-3} - 6061,5 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 557,7 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

Изгибающий момент в сечении B при $z_2 = a = 64 \cdot 10^{-3}$ равен изгибающему моменту в конце 2-го участка $M_{yB} = 449,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

На 3-м участке вала $0 \leq z_3 \leq c$. Эпюра изгибающих моментов

$$M_{3y} = F_M (l_{\text{опор}} + a + z_3) - R_{1x} (z_3 + a) - F_t z_3.$$

В начале 3-го участка при $z_3 = 0$

$$M_{3y} = F_M (l_{\text{опор}} + a) - R_{1x} a = 449,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В конце 3-го участка при $z_3 = c = 64 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ $M_{3y} = 0$.

Изгибающий момент в сечении D при $z_{3D} = 0,5b = 40 \text{ мм}$

$$\begin{aligned} M_{yD} &= F_M (l_{\text{опор}} + a + 0,5b) - R_{1x} (a + 0,5b) - F_t 0,5b = \\ &= [3348,7(186 + 64 + 40) - 6061,5(64 + 40) - 4306,6 \cdot 40] 10^{-3} = 168,5 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости приведена на рис. 8, *p*.

Эпюра крутящих моментов показана на рис 8, *k*.

Проверочный расчёт вала

Результаты расчётов изгибающих моментов в потенциально опасных сечениях показаны на рис. 8, *n*, *p* и приведены в табл. 7.

Среди сечений, ослабленных шпоночным пазом (сечение *A*, *B*), наиболее опасным является сечение *B* вала под колесом. Суммарный изгибающий момент в этом сечении $M_{\text{сум}B} = 452 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Среди сечений в местах ступенчатого перехода вала (сечения *B*, *Г* и *Д*) наиболее опасным является сечение *Г* – ступенька вала при переходе от диаметра вала под подшипник к диаметру под колесо. В этом сечении суммарный изгибающий момент $M_{\text{сум}Г} = 558 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таким образом, проверку вала на усталостную прочность необходимо проводить в двух наиболее опасных сечениях – *Г* и *Б*.

**Изгибающие моменты в потенциально опасных сечениях вала
при расчётах на сопротивление усталости**

Параметр	Виды опасных сечений				
	сечения, где вал ослаблен шпоночным пазом		сечения в местах ступенчатого перехода вала		
Сечение на валу	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>
Изгибающий момент в вертикальной плоскости M_x , Н·м	0	50,2	0	18,8	18,8
Изгибающий момент в горизонтальной плоскости M_y , Н·м	200,9	449,2	401,8	557,7	168,5
Суммарный изгибающий момент $M_{\text{сум}}$, Н·м	200,9	452,0	401,8	558,0	169,5

Сечение Г. При расчёте момента сопротивления сечения выбирается меньший из диаметров – диаметр вала под подшипник $d_{\text{п}} = 70$ мм.

Момент сопротивления сечения $Г$

$$W_{\text{иГ}} = 0,1d_{\text{п}}^3 = 0,1 \cdot 70^3 = 34,3 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла нормальных напряжений при изгибе

$$\sigma_{\text{аГ}} = \frac{M_{\text{сумГ}} 10^3}{W_{\text{иГ}}} = \frac{558 \cdot 10^3}{34,3 \cdot 10^3} = 16,3 \text{ МПа}.$$

В сечении $Г$ отношение радиуса галтели к диаметру $\frac{R}{d_{\text{п}}} = \frac{2}{70} = 0,03$.

Коэффициент концентрации напряжений изгиба в сечении $Г$: $K_{\sigma} = 2$ (рис. П2, приложение).

Для материала вала с пределом прочности $\sigma_{\text{в}} = 640$ МПа при чистовой обработке поверхности коэффициент качества обработки поверхности вала $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

При расчётном диаметре сечения $d_{\text{п}} = 70$ мм масштабный фактор для напряжений изгиба $\varepsilon_{\sigma} = 0,77$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей напряжений изгиба при $\sigma_{\text{в}} = 640$ МПа $\psi_{\sigma} = 0,05$ (табл. П4, приложение).

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_{m\Gamma} = 0$.

Предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 640 = 275,2 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса сопротивления усталости по изгибу в сечении Γ

$$n_{\sigma\Gamma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta\varepsilon_{\sigma}}\sigma_{a\Gamma} + \psi_{\sigma}\sigma_{m\Gamma}} = \frac{275,2}{\frac{2}{0,83 \cdot 0,77}16,3} = 5,4.$$

Предел выносливости материала вала при пульсирующем цикле касательных напряжений пропорционален пределу прочности материала вала. Выберем среднее значение коэффициента пропорциональности

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 0,25 \cdot 640 = 160 \text{ МПа.}$$

Полярный момент сопротивления сечения Γ

$$W_{p\Gamma} = 0,2d_{\Pi}^3 = 0,2 \cdot 70^3 = 68,6 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла касательных напряжений и среднее напряжение

$$\tau_{a\Gamma} = \tau_{m\Gamma} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2W_{p\Gamma}} = \frac{717,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 68,6 \cdot 10^3} = 5,2 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации касательных напряжений в сечении Γ при отношении

радиуса галтели к диаметру вала $\frac{R}{d_{\Pi}} = \frac{2}{70} = 0,03$, $K_{\tau} = 1,49$ (рис. П2, приложение).

Коэффициент качества при чистовой обработке поверхности вала $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

Масштабный фактор для касательных напряжений при диаметре сечения $d_{\Pi} = 70$ мм $\varepsilon_{\tau} = 0,65$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей касательных напряжений при $\sigma_B = 640$ МПа $\psi_{\tau} = 0$ (табл. П3, приложение).

Коэффициент запаса сопротивления усталости по кручению в сечении Γ

$$n_{\tau\Gamma} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta\varepsilon_{\tau}}\tau_{a\Gamma} + \psi_{\tau}\tau_{m\Gamma}} = \frac{160}{\frac{1,49}{0,83 \cdot 0,65}5,2} = 11,1.$$

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости сечения Γ

$$n_{\Gamma} = \frac{n_{\sigma\Gamma} n_{\tau\Gamma}}{\sqrt{n_{\sigma\Gamma}^2 + n_{\tau\Gamma}^2}} = \frac{5,4 \cdot 11,1}{\sqrt{5,4^2 + 11,1^2}} = 4,8 > n_{adm} = 2,5 \div 3,0.$$

В сечении Γ вал удовлетворяет условию прочности.

Сечение Б. Предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба $\sigma_{-1} = 275,2$ МПа.

Момент сопротивления сечения B при изгибе с учетом шпоночного паза

$$W_{иБ} = 0,1d_{кол}^3 - \frac{b_{ш}t_1(d_{кол} - t_1)^2}{2d_{кол}} = 0,1 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9(85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 54,7 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла нормальных напряжений при изгибе

$$\sigma_{aБ} = \frac{M_{сумБ} 10^3}{W_{иБ}} = \frac{452 \cdot 10^3}{54,7 \cdot 10^3} = 8,3 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации напряжений изгиба для сечения B , ослабленного шпоночным пазом, $\sigma_B = 640$ МПа, $K_{\sigma} = 1,85$ (табл. П3, приложение).

Коэффициент качества при чистовой обработке поверхности вала $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

Масштабный фактор для напряжений изгиба вала при $d_{кол} = 85$ мм $\varepsilon_{\sigma} = 0,72$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей напряжений изгиба при $\sigma_B = 640$ МПа $\psi_{\sigma} = 0,05$ (табл. П4, приложение).

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений $\sigma_{mБ} = 0$.

Коэффициент запаса сопротивления усталости по изгибу в сечении B

$$n_{\sigmaБ} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} \sigma_{aБ} + \psi_{\sigma} \sigma_{mБ}} = \frac{275,2}{\frac{1,85}{0,83 \cdot 0,72} \cdot 8,3} = 10,7.$$

Предел выносливости материала вала при пульсирующем цикле касательных напряжений $\tau_{-1} = 160$ МПа.

Полярный момент сопротивления сечения B с учетом шпоночного паза

$$W_{pБ} = 0,2d_{кол}^3 - \frac{b_{ш}t_1(d_{кол} - t_1)^2}{2d_{кол}} = 0,2 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9(85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 116,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда цикла касательных напряжений и среднее напряжение

$$\tau_{aB} = \tau_m = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2W_{pB}} = \frac{717,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 116,2 \cdot 10^3} = 3,1 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации касательных напряжений для сечения B при $\sigma_B = 640$ МПа $K_\tau = 1,6$ (табл. П3, приложение).

Коэффициент качества при чистовой обработке поверхности вала при $\sigma_B = 640$ МПа $\beta = 0,83$ (рис. П4, приложение).

Масштабный фактор для касательных напряжений вала при $d_{\text{кол}} = 85$ мм $\varepsilon_\tau = 0,62$ (рис. П3, приложение).

Коэффициент учета постоянной составляющей касательных напряжений при $\sigma_B = 640$ МПа $\psi_\tau = 0$ (табл. П4, приложение).

Коэффициент запаса сопротивления усталости по кручению в сечении B

$$n_{\tau B} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_{aB} + \psi_\tau \tau_{mB}} = \frac{160}{\frac{1,6}{0,83 \cdot 0,62} 3,1} = 16,6.$$

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости сечения B

$$n_B = \frac{n_{\sigma B} n_{\tau B}}{\sqrt{n_{\sigma B}^2 + n_{\tau B}^2}} = \frac{10,7 \cdot 16,6}{\sqrt{10,7^2 + 16,6^2}} = 8,9 > n_{adm} = 2,5 \div 3,0.$$

В сечении B вал удовлетворяет условию прочности.

Расчёт на статическую прочность

При расчёте на статическую прочность опасное сечение вала проходит через середину подшипника 1. В этом сечении суммарный изгибающий момент максимальный, равный $M_{\text{сум1}} = 622,8$ Н·м.

Диаметр сечения $d_{\text{п}} = 70$ мм. Вал сплошной. Осевой и полярный моменты сопротивления сечения при изгибе и кручении

$$W_{\text{и1}} = 0,1d_{\text{п}}^3 = 0,1 \cdot 70^3 = 34,3 \cdot 10^3 \text{ мм}^3, \quad W_{\text{р1}} = 0,2d_{\text{п}}^3 = 0,2 \cdot 70^3 = 68,6 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба и кручения в опасном сечении

$$\sigma_{\text{и1}} = \frac{M_{\text{сум1}} \cdot 10^3}{W_{\text{и1}}} = \frac{622,8 \cdot 10^3}{34,3 \cdot 10^3} = 18,2 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{к1} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{W_{p1}} = \frac{717,7 \cdot 10^3}{68,6 \cdot 10^3} = 10,5 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{и1}}^2 + 3\tau_{к1}^2} = \sqrt{18,2^2 + 3 \cdot 10,5^2} = 25,7 \text{ МПа.}$$

Коэффициент перегрузки $k = 2$. Предел текучести материала вала

$$\sigma_T = 380 \text{ МПа.}$$

Запас статической прочности

$$n_T = \frac{\sigma_T}{k\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{380}{2 \cdot 25,7} = 6,2 > n_{T \text{ adm}} = 1,2 \div 1,8.$$

Результаты проверочного расчёта вала на прочность приведены в табл. 8.

Эскизный чертёж вала дан на рис. 9.

Таблица 8

Результаты расчета вала на прочность

Параметр	Виды расчётов		
	сопротивление усталости		статическая прочность
	сечения, где вал ослаблен шпоночным пазом	сечения в местах ступенчатого перехода вала	сечение, где суммарный изгибающий момент максимальный
Наиболее опасное сечение вала	<i>Б</i>	<i>Г</i>	середина опоры 1
Суммарный изгибающий момент $M_{\text{сум}}$, Н·м	452	558	622,8
Коэффициент запаса сопротивления усталости по изгибу, n_σ	10,7	5,4	—
Коэффициент запаса сопротивления усталости по кручению, n_τ	16,6	11,1	—
Общий коэффициент запаса сопротивления усталости, n	8,9	4,8	—
Коэффициент запаса статической прочности	—	—	6,2

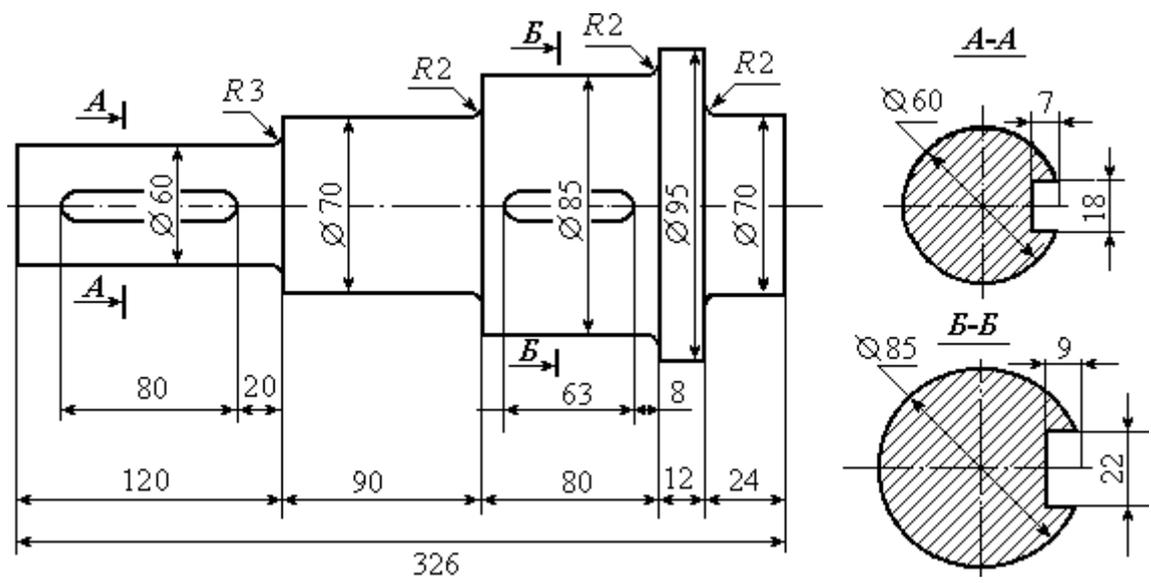
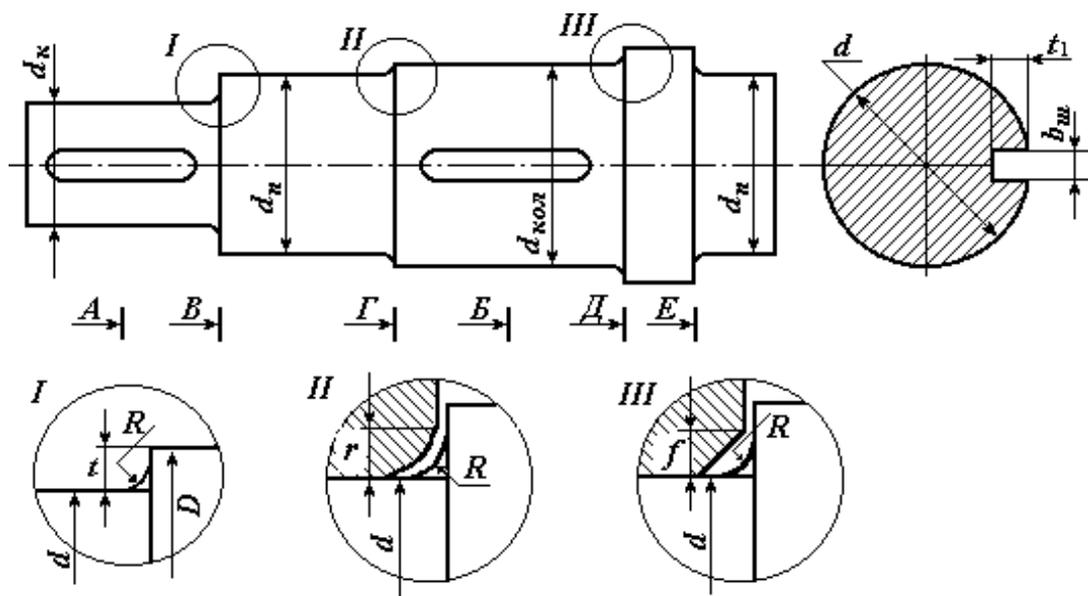


Рис. 9. Эскизный чертёж вала

ПРИЛОЖЕНИЕ

Рис. П1.



Элементы конструкций вала:

R – радиус галтели; t – высота ступеньки; r – координата фаски подшипника;
 f – величина фаски ступицы

Таблица П1

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала, мм	Сечение шпонки, мм			Глубина паза, мм	Диаметр вала, мм	Сечение шпонки, мм			Глубина паза, мм
	$b_{ш}$	$h_{ш}$	$l_{ш}$			d	$b_{ш}$	$h_{ш}$	
$17 \div 22$	6	6	$14 \div 70$	3,5	$58 \div 65$	18	11	$50 \div 200$	7
$22 \div 30$	8	7	$18 \div 90$	4	$65 \div 75$	20	12	$56 \div 220$	7,5
$30 \div 38$	10	8	$22 \div 110$	5	$75 \div 85$	22	14	$63 \div 250$	9
$38 \div 44$	12	8	$28 \div 140$	5	$85 \div 95$	25	14	$70 \div 280$	9
$44 \div 50$	14	9	$36 \div 160$	5,5	$95 \div 110$	28	16		10
$50 \div 58$	16	10	$45 \div 180$	6	$110 \div 130$	32	18		11

Примечание. Длина шпонки $l_{ш}$ (мм) выбирается из стандартного ряда длин: 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125

Таблица П2

**Значения высоты t ступеньки вала, координаты r фаски подшипника
и величины f фаски ступицы колеса в зависимости от диаметра d вала, мм**

d	17–24	25–30	32–40	42–50	52–60	63–70	75–85	85–95	95–105	105–115
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5	3,8	4	4
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2	2,2	2,6	2,6

Таблица П3

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для сечений валов, ослабленных шпоночными пазами**

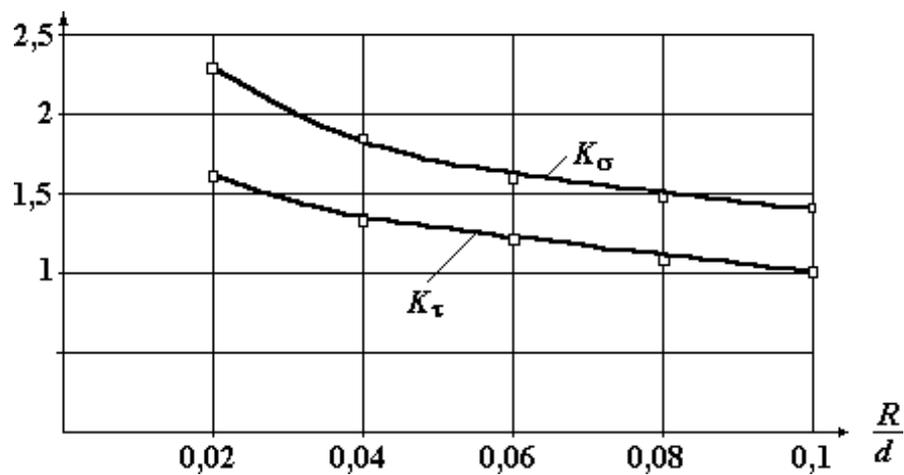
σ_B , МПа	500	700	900
K_σ	1,6	1,9	2,15
K_τ	1,4	1,7	2,05

Таблица П4

Коэффициенты чувствительности асимметрии цикла

σ_B , МПа	350 – 520	520 – 720	720 – 1000	1000 – 1200
ψ_σ	0	0,05	0,1	0,2
ψ_τ	0	0	0,05	0,1

Рис. П2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ в зависимости от отношения радиуса галтели к диаметру вала



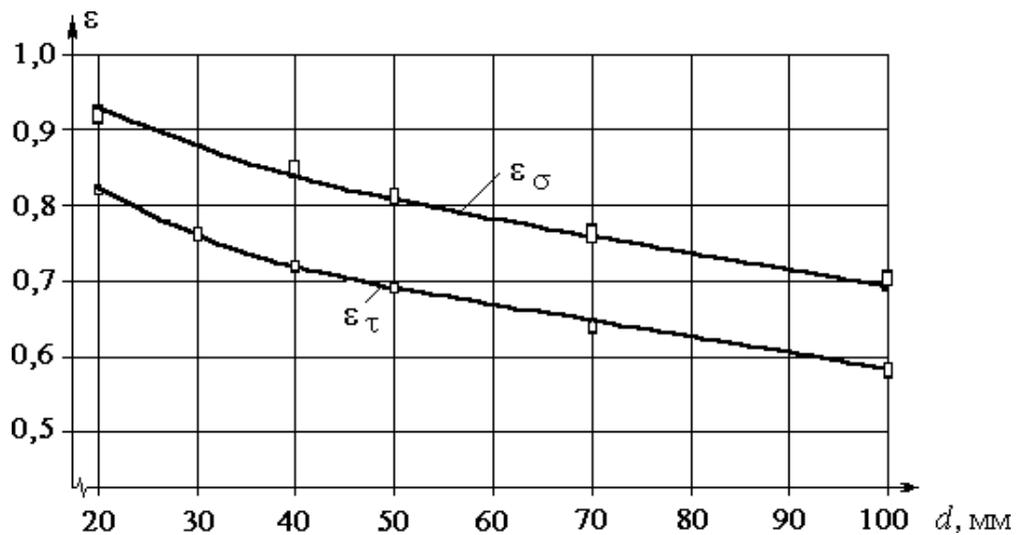


Рис. П3. Зависимость значений масштабных факторов ϵ_{σ} и ϵ_{τ} от диаметра вала

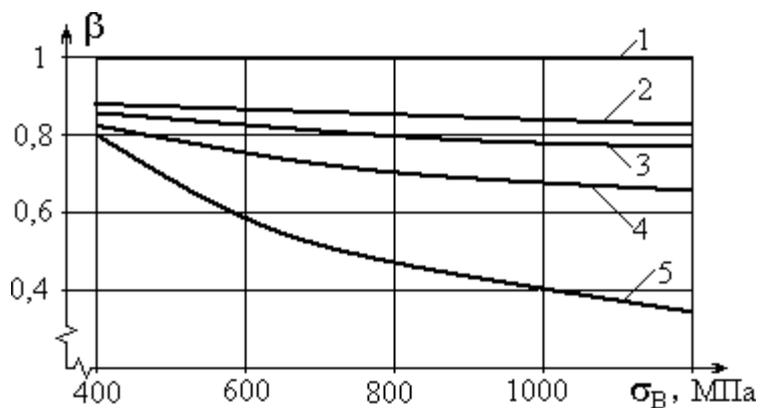


Рис. П4. Зависимость коэффициента β качества обработки поверхности от предела выносливости материала и вида обработки:
 1 – полированная поверхность; 2 – шлифование; 3 – тонкая (чистовая) обработка;
 4 – грубое точение; 5 – окалина

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Афанасьев А. И., Ляпцев С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005.

Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учебн. пособие для студ. техн. спец. вузов. – М.: Изд. центр «Академия», 2003. – 496 с.

Краснов М. М., Вереина Л. И. Техническая механика. М.: – Academia, 2010. – 288 с.

Левитский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 2007.

Мокрушин Н. В., Ляпцев С. А. Лекции по сопротивлению материалов. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2012.

Сопротивление материалов в примерах и задачах. *Под ред. Мокрушина Н. В.* – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2010.

Олофинская В. П. Техническая механика. – М.: Форум, 2009.

Смелятин А. И. Теория механизмов и машин. – М.: Инфра, 2009.

Степин П. А. Сопротивление материалов. – М.: Лань, 2010.

УДК 621.01

ФГБОУ ВО «УГГУ»

В. М. Таугер, А. А. Леонтьев

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебное пособие

2020

УДК 621.01

Рецензент: А. П. Котельников, канд. техн. наук (доцент кафедры
«Проектирование и эксплуатация автомобилей» УрГУПС)

Печатается по решению Учебно-методического совета
Уральского государственного горного университета

Таугер В. М., Леонтьев А. А.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН: учебное пособие / В. М. Таугер,
А. А. Леонтьев; Урал. гос. горный ун-т. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2020. –
128 с.: ил.

Изложены методы структурного анализа и синтеза, кинематического и динамического расчёта наиболее распространённых в промышленности механизмов и машин.

Учебное пособие предназначено для студентов направлений, программа которых включает дисциплину «Теория механизмов и машин».

УДК 621.01

© Таугер В. М., Леонтьев А. А.

© Урал. гос. горный ун-т. 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1. Основные понятия и определения ТММ.....	5
2. Основные стадии проектирования и создания новой техники.....	8
3. Структурная классификация и виды механизмов.....	10
4. Кинематический анализ рычажных механизмов.....	19
5. Динамический анализ рычажных механизмов.....	28
6. Синтез рычажных механизмов.....	48
7. Кулачковые механизмы.....	57
8. Фрикционные и зубчатые механизмы.....	72
9. Трение в кинематических парах.....	110
10. Уравновешивание масс в механизмах и машинах.....	120
Библиографический список.....	128

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) является одним из разделов механики, в котором изучается строение, кинематика и динамика механизмов и машин в связи с их анализом и синтезом.

Прикладная механика, которая в настоящее время объединяет такие дисциплины, как ТММ, сопротивление материалов, и детали машин, является одной из старейших областей знаний. Известно, например, что еще при строительстве египетских пирамид использовались простейшие механизмы (рычаги, блоки и т. д.). ТММ как наука выделилась около 200 лет тому назад. Существенный вклад в её развитие внесли такие ученые и изобретатели, как М.В. Ломоносов, И.И. Ползунов – создатель паровой машины, И.П. Кулибин – создатель часов-автоматов, механизма протеза и т. п., отец и сын Черепановы, построившие первый в России паровоз, Л. Эйлер, разработавший теорию плоского зацепления и предложивший эвольвентный профиль зубьев колес, который используется в настоящее время.

Внесли свой вклад в развитие науки академики П.Л. Чебышев, И.А. Вышнеградский, Н.П. Петров, В.П. Горячкин, М.В. Остроградский; профессора Н.Е. Жуковский – отец русской авиации, В.Л. Кирпичев, Н.И. Мерцалов, Л.А. Ассур, И.В. Мещерский, физик Д. Максвелл, а также современные ученые, такие как И.И. Артоболевский, Н.Г. Бруевич, Д.Н. Решетов и другие.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Ведущей отраслью современной техники является машиностроение, развитие которого неразрывно связано с созданием новых машин и механизмов, повышающих производительность труда и заменяющих ручной труд машинным.

В технике широко используются подвижные механические системы, подразделяемые на машины, машинные агрегаты и механизмы.

В обобщенном виде *машина* – это устройство, создаваемое человеком для использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда.

По функциональному назначению машины условно можно разделить на энергетические, транспортные, технологические, контрольно-управляющие, логические (ЭВМ).

Устройства, включающие ряд машин и механизмов, называются машинными агрегатами (МА). Обычно МА состоит (рис. 1) из двигателя (*D*), передаточного механизма (ПМ), рабочей машины (РМ) и, в ряде случаев, контрольно-управляющего устройства, или системы автоматического регулирования (САР).

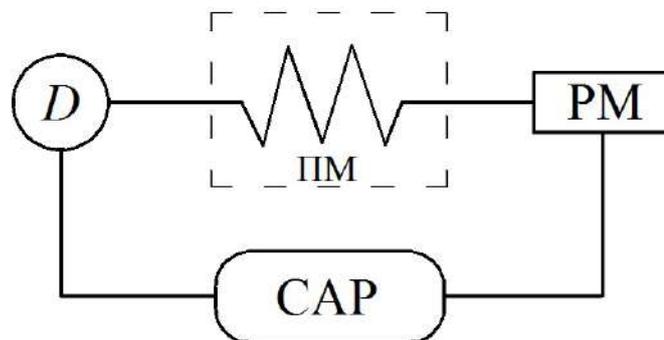


Рис. 1. Схема машинного агрегата

В состав каждой отдельной машины входит один или несколько механизмов.

Механизмом называется система материальных тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения остальных.

Состав механизмов разнообразен и включает механические, гидравлические, электрические и другие устройства.

Несмотря на разницу в назначении механизмов их строение, кинематика и динамика имеет много общего, поэтому исследование механизмов проводится на базе основных принципов современной механики.

Всякий механизм состоит из отдельных тел (деталей), соединенных между собой.

Деталь – это изделие, изготовленное из однородного материала без сборочных операций.

Детали, соединенные между собой неподвижно или с помощью упругих связей, образуют отдельное *звено*.

Выполнение звеньев из нескольких деталей обеспечивается их *соединением*. Различают соединения неразъемные (сварные, заклепочные, клеевые) и разъемные (шпоночные, шлицевые, резьбовые).

Звенья в зависимости от вида их материала могут быть твердые и гибкие (упругие).

Два звена, соединенных друг с другом подвижно, образуют *кинематическую пару*.

Неподвижное звено, состоящее из одной или нескольких деталей, называется *стойкой*.

Таким образом, каждый механизм имеет стойку и подвижные звенья, среди которых выделяют входные, выходные и промежуточные звенья.

Входным (ведущим) звеньем сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения *выходных (ведомых)* звеньев с помощью *промежуточных* звеньев. В простых механизмах имеется одно входное и одно выходное звено.

Но в некоторых случаях имеют место механизмы с несколькими входными или выходными звеньями, например, дифференциал автомобиля.

Развитие техники осуществляется в направлении совершенствования ранее известных механизмов и путем создания принципиально новых их видов.

2. ОСНОВНЫЕ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СОЗДАНИЕ НОВОЙ ТЕХНИКИ

При проектировании новой техники возникает необходимость проведения работ, связанных с анализом и синтезом новой конструкции.

Анализ осуществляется при заданных размерах и массе звеньев, когда необходимо определить: скорости, ускорения, действующие силы, напряжения в звеньях и их деформации. В результате может быть произведен проверочный расчет на прочность, выносливость и т. д.

Синтез осуществляется при заданных скоростях, ускорениях, действующих силах, напряжениях или деформациях. При этом требуется определить необходимые размеры звеньев, их форму и массу.

При синтезе часто решается задача оптимального проектирования конструкции, когда находятся необходимые показатели работы машины при наименьших затратах труда.

Обычно основными этапами создания новой конструкции являются:

- 1) разработка принципиальной схемы;
- 2) проектирование и расчет машины и отдельных ее узлов;
- 3) экспериментальные исследования и доводка опытного образца.

Проектирование новой техники включает следующие основные этапы:

- а) разработка технического задания, включающего основные исходные данные;
- б) разработка эскизного проекта, включающего выбор схемы и компоновку основных узлов конструкции;
- в) разработка технического проекта, где осуществлены основные расчеты и представлены сборочный чертеж и др. документация.

При проектировании сложных механизмов обычно стремятся выделить из общей схемы отдельные, более простые типовые механизмы, проектирование которых имеет свои закономерности. К таким широко используемым в технике механизмам относятся рычажные (стержневые),

кулачковые, фрикционные, зубчатые и т. д., причем с точки зрения строения, кинематики и динамики любой механизм можно заменить условным рычажным механизмом с последующим его анализом, поэтому структура, кинематика и динамика рычажных механизмов рассматривается наиболее подробно.

3. СТРУКТУРНАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ И ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Классификация кинематических пар

Подвижные соединения двух звеньев, называемые кинематической парой (КП), классифицируются по разным признакам. Например, по характеру соприкосновения звеньев различают низшие КП, когда контакт происходит по поверхности (рис. 2, *а*), и высшие, когда контакт звеньев осуществляется по линии или в точке (рис. 2, *б*).

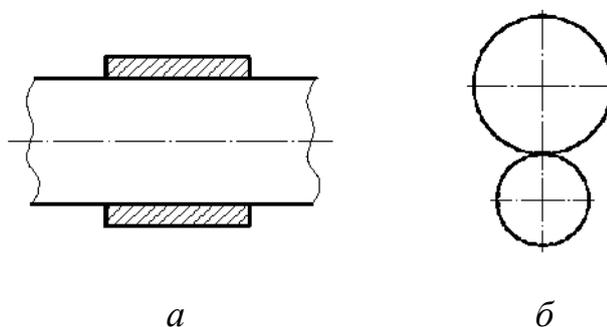


Рис. 2. Кинематические пары:
а – низшая; *б* – высшая

Преимуществом низших КП является возможность передачи значительных усилий при малом износе, а достоинством высших КП возможность воспроизводить достаточно сложные относительные движения.

Низшие КП могут быть поступательными, вращательными, плоскими и пространственными, а также классифицироваться по числу условий связи, накладываемых на звенья при формировании КП.

Любое тело в декартовой системе координат (рис. 3) имеет 6 степеней свободы, или подвижности ($W = 6$), часть из которых уничтожается в КП. При этом класс КП определяется числом S накладываемых связей, а число её степеней подвижности равно

$$W = 6 - S. \quad (3.1)$$

На рис. 4 приведены КП различных классов.

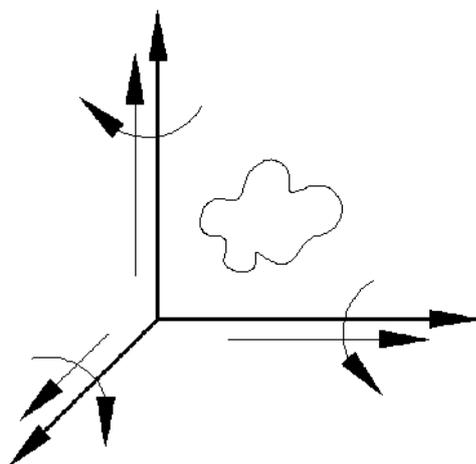


Рис. 3. Степени свободы в декартовой системе координат

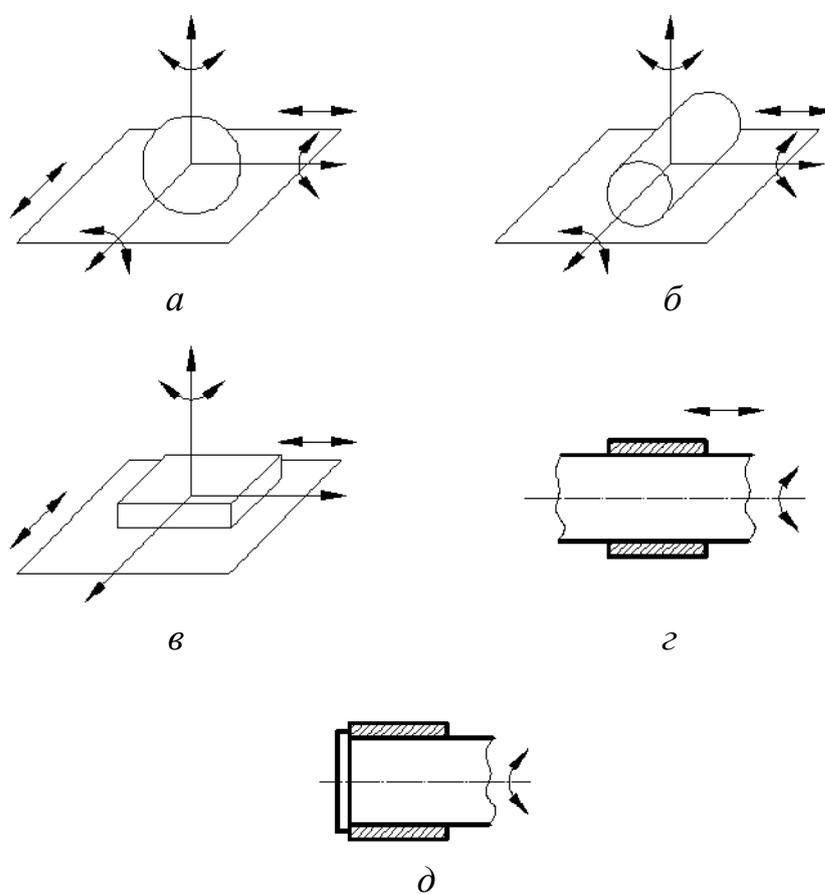


Рис. 4. Классификация КП по числу условий связи:
а – КП 1 класса, $S = 5$; *б* – КП 2 класса, $S = 4$; *в* – КП 3 класса, $S = 3$;
г – КП 4 класса, $S = 2$; *д* – КП 5 класса, $S = 1$

Кинематические пары и звенья механизмов изображаются упрощенно (рис. 5) при соблюдении стандарта на обозначения звеньев и КП.

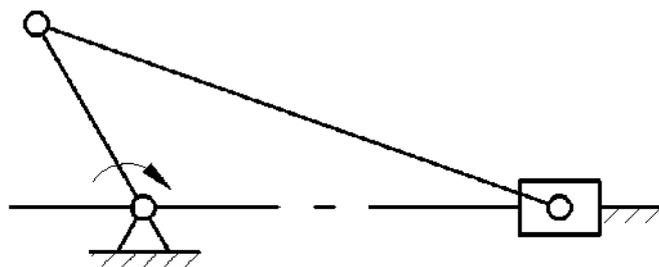


Рис. 5. Упрощенное изображение КП

3.2. Кинематические цепи и их классификация

Любой механизм представляет собой *кинематическую цепь* (КЦ) звеньев, соединенных в КП. КЦ могут быть простыми и сложными, открытыми и замкнутыми, плоскими и пространственными.

В *простой* КЦ каждое из ее звеньев входит в состав одной или двух КП, а в *сложной* КЦ имеются звенья, входящие в состав трех и более КП.

В *открытой* КЦ имеются звенья, входящие в состав одной КП, а в замкнутой цепи каждое звено входит в состав двух и более КП (рис. 6).

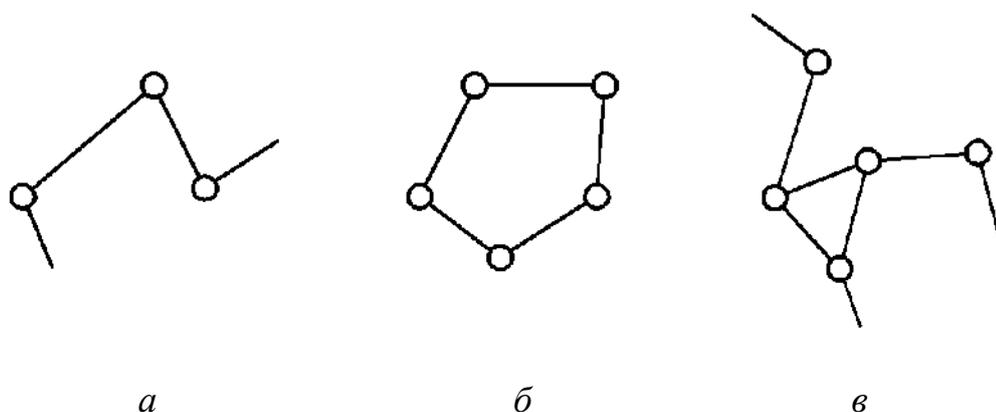


Рис. 6. Классификация КЦ:
a – простая открытая; *б* – простая замкнутая; *в* – сложная открытая

Если точки всех звеньев двигаются в одной или параллельных плоскостях, то КЦ называется *плоской*, в противном случае КЦ –

пространственная (точки звеньев описывают плоские кривые в непараллельных плоскостях или пространственные кривые).

3.3. Понятие о степени подвижности механизма

Если в пространственной КЦ, состоящей из n подвижных звеньев, имеются КП 1, 2, ... 5 класса, число которых, соответственно, p_1, p_2, \dots, p_5 , то КЦ имеет число степеней свободы, определяемое формулой А.П. Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (3.2)$$

Так как любой механизм имеет одно неподвижное звено (стойку) и n подвижных звеньев, то формула (3.2) может использоваться для определения W пространственного механизма, где n – число подвижных звеньев, а W – степень подвижности механизма, показывающая, сколько нужно иметь ведущих звеньев (двигателей) для получения определенного движения остальных его звеньев.

Для плоского механизма степень подвижности определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (3.3)$$

причём КП 5 класса существуют в виде поступательных, вращательных и винтовых пар.

Например, кривошипно-ползунный плоский механизм (рис. 7), в котором $n = 3$; $p_5 = 4$; $p_4 = 0$, имеет степень подвижности

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

При определении W необходимо учитывать возможность наличия так называемых *пассивных* звеньев, т.е. звеньев, которые могут быть исключены без формального ущерба для кинематики анализируемого механизма (рис. 8).

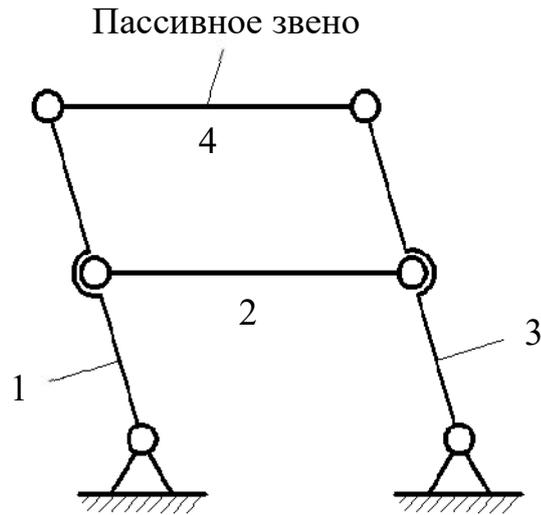


Рис. 8. Механизм с пассивным звеном

Кроме того, необходимо учитывать возможность наличия избыточных связей, которые не реализуются в реальном механизме, а их число q определяется разностью между числом связей в КП действительного и формально возможного механизмов.

На рис. 9, *а* показан действительный механизм, а на рис. 9, *б* – формально возможный механизм, имеющий функциональное назначение, аналогичное действительному механизму, но все связи в котором, в отличие от действительного механизма, реализованы.

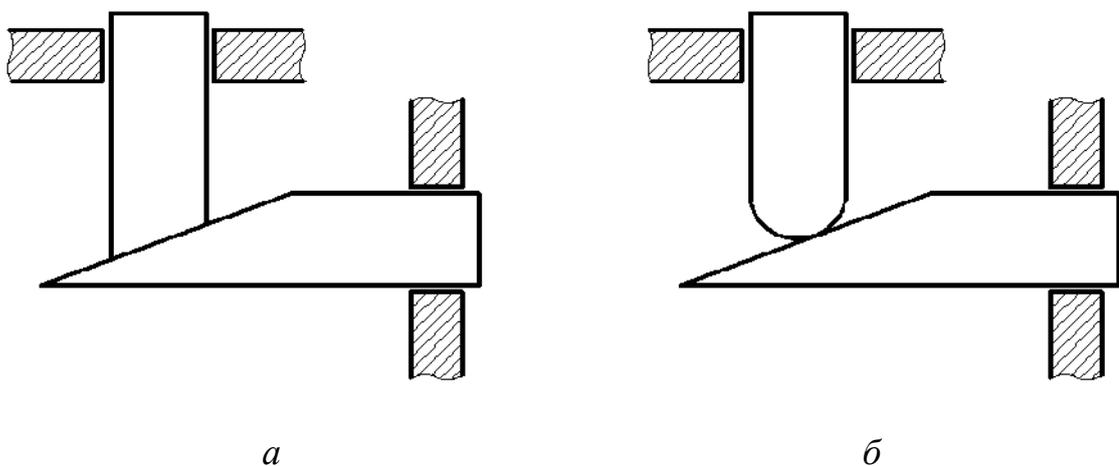


Рис. 9. Примеры механизмов:
а – действительный механизм; *б* – формально возможный механизм

Степень подвижности действительного механизма с учётом избыточных связей равна

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 + q. \quad (3.4)$$

В общем случае пространственного механизма

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 ip_i + q, \quad (3.5)$$

где i от 1 до 5.

3.4. Структурный анализ механизмов

Основной принцип образования рычажных механизмов был сформулирован в 1914 г. профессором Л. В. Ассуром и заключается в следующем.

Схема любого механизма может быть составлена последовательным присоединением к входным (начальным) звеньям и стойке КЦ с нулевой степенью подвижности. Такие КЦ называются структурными группами Ассура. Примеры различных групп Ассура показаны на рис. 10.

Начальное звено со стойкой образует простейший механизм 1-ого класса (рис. 11).

Путем присоединения к таким механизмам различных групп Ассура можно получить механизм любой сложности.

Группы Ассура классифицируются по числу КП, которыми они присоединяются к основному механизму. Это число определяет *порядок* группы. Кроме того, группа Ассура имеет *класс*, определяемый числом КП, образующих наиболее сложный замкнутый контур.

Состав и последовательность присоединения групп Ассура в механизме можно выразить его формулой строения. Механизм в целом классифицируется по группе наивысшего класса. Для показанного на рис. 12 механизма формула строения выглядит следующим образом:

$$1(1, 6) \rightarrow 2(2, 3) \rightarrow 2(4, 5), \quad (3.6)$$

и означает, что механизм 1 класса, состоящий из звена 1 и стойки 6, взаимодействует с группой 2 класса из звеньев 2 и 3, которая, в свою очередь, взаимодействует с группой 2 класса из звеньев 4 и 5.

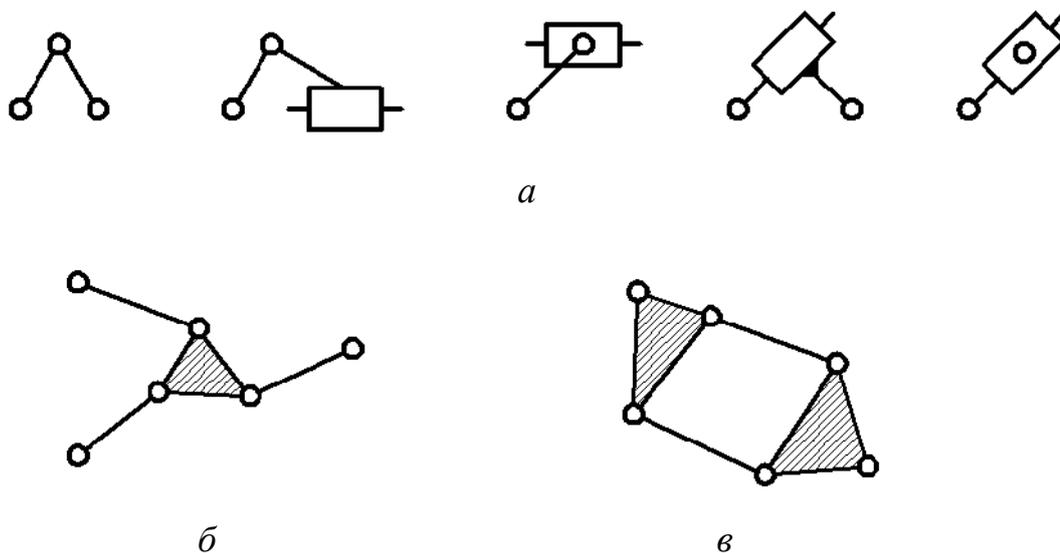


Рис. 10. Примеры групп Ассура:

- a* – двухповодковая группа 2 класса, 2 порядка, $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$;
- б* – трёхповодковая группа 3 класса, 3 порядка, $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$;
- в* – группа 4 класса, 2 порядка, $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$

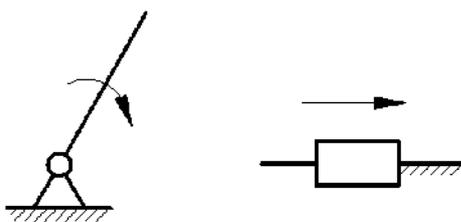


Рис. 11. Простейшие механизмы 1 класса

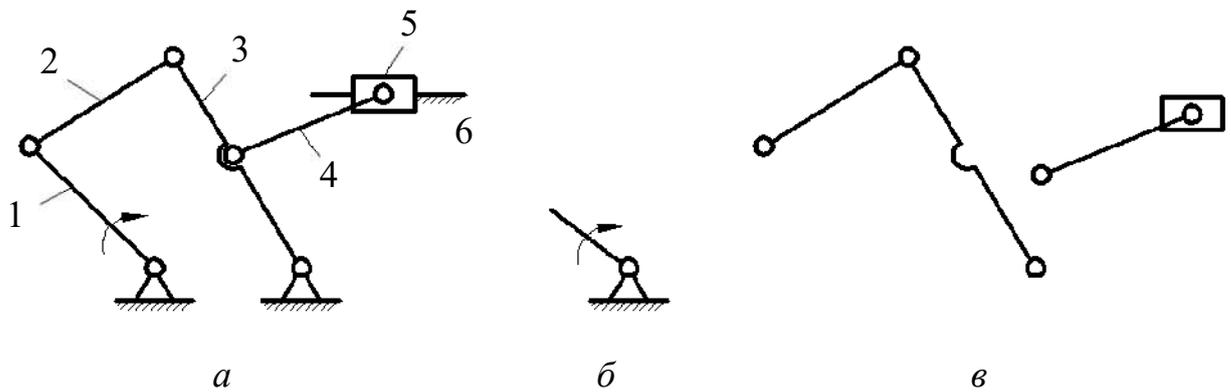


Рис. 12. Классификация механизма по группам Ассур:
а – схема полного механизма; *б* – механизм 1 класса;
в – группы Ассур 2 класса, 2 порядка

3.5. Виды механизмов и их структурные схемы

Среди всего многообразия конструкций механизмов различают: стержневые (рычажные), кулачковые, фрикционные, зубчатые механизмы, механизмы с гибкими звеньями (например, ременные передачи) и другие виды.

Менее распространенные классификации подразумевают наличие механизмов с низшими или высшими парами в плоском или пространственном исполнении и т. д.

Учитывая возможность условного превращения практически любого механизма с высшими парами в рычажный, в дальнейшем наиболее подробно рассматривается именно эти механизмы, а структурные схемы других механизмов изложены в соответствующих разделах.

Среди рычажных механизмов наиболее распространены так называемые четырехзвенные, примеры которых представлены на рис.13.

В этих механизмах встречаются однотипные звенья: *кривошип 1* – звено, совершающее полноповоротное вращательное движение вокруг неподвижной оси; *коромысло 3* (рис. 13, *б*) – звено, совершающее неполноповоротное вращательное движение вокруг неподвижной оси; *ползун 3* (рис. 13, *а*) – звено, совершающее поступательное движение относительно стойки; *камень 2* –

звено, совершающее поступательное движение относительно подвижной направляющей, называемой *кулисой* 3 (рис. 13, в, г); *шатун* 2 (рис. 13, а, б) – звено, совершающее плоскопараллельное движение.

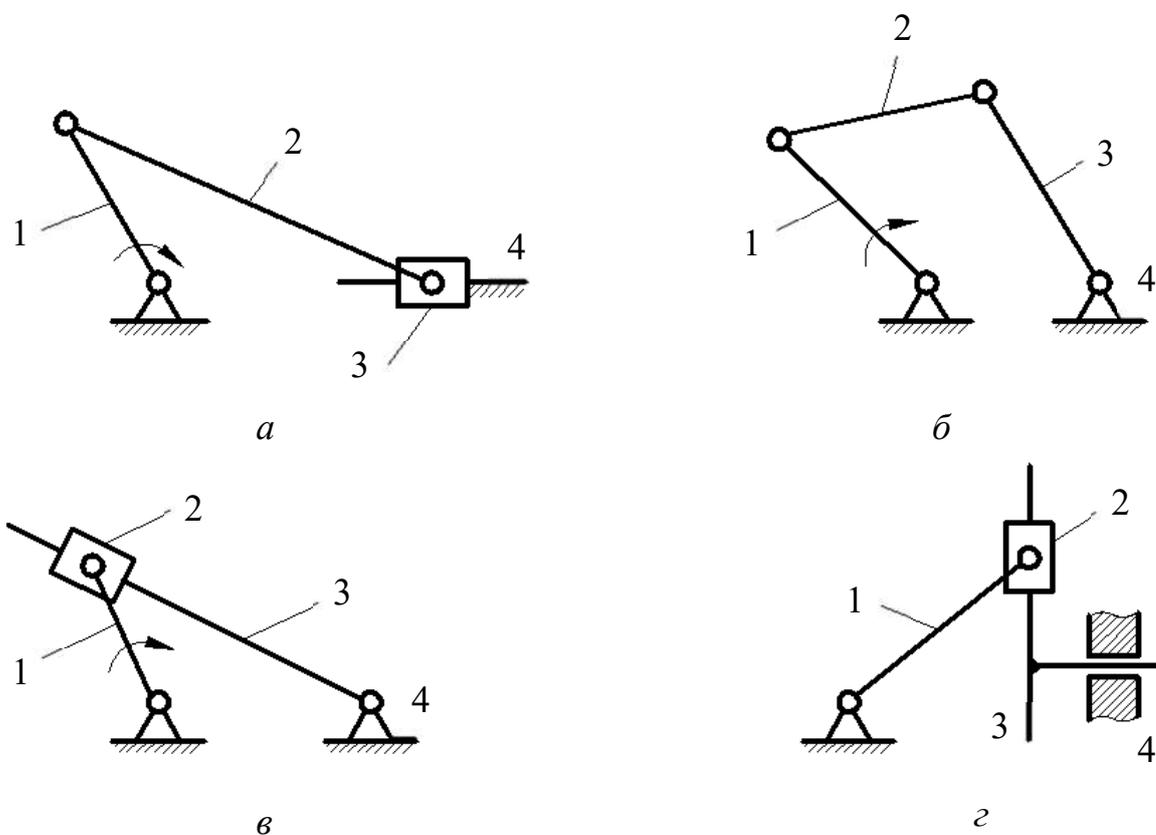


Рис. 13. Виды четырехзвенных рычажных механизмов:
 а – кривошипно-ползунный механизм; б – четырехшарнирный механизм;
 в – кулисный механизм; г – синусный механизм

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Построение планов положения механизма

Кинематический анализ механизмов включает вопросы изучения звеньев с геометрической точки зрения, т. е. без учета действующих сил. Для этого используются графические, аналитические и экспериментальные методы исследования.

Одним из наглядных методов является графоаналитический, который включает:

а) построение планов положения механизма; б) определение скоростей и ускорений характерных точек или звеньев механизма.

При графических построениях на чертеже изображаются длины звеньев, скорости, ускорения и другие величины в определенном масштабе, характеризуемом масштабным коэффициентом μ :

$$\mu = \frac{\text{значение параметра}}{\text{длина отрезка}}. \quad (4.1)$$

Например, вектор pa длиной 10 мм изображает скорость $v = 20$ м/с. Тогда

$$\mu = \frac{20}{10} = 2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}.$$

Графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма, соответствующее заданному моменту времени, называется *планом положений* или *планом механизма*.

Планы положения строятся в определенном масштабе методом засечек в соответствии с формулой строения механизма. Линейные размеры всех звеньев должны быть заданы (рис. 14).

После построения нескольких совмещенных планов механизма при необходимости можно определить графически траектории характерных точек звеньев, имеющих сложное движение, например, центра тяжести S шатуна AB .

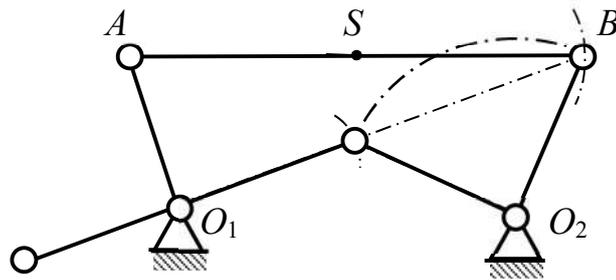


Рис. 14. План положений (план механизма)

4.2. Определение скоростей и ускорений механизма методом планов

Метод планов является одним из самых наглядных. Определению подлежат линейные скорости и ускорения точек и угловые скорости и угловые ускорения звеньев. При этом предварительно составляются векторные уравнения для скоростей и ускорений точек звеньев, совершающих сложное движение.

Пусть звено совершает плоскопараллельное движение, состоящее из переносного, т. е. поступательного со скоростью полюса и относительного вращательного вокруг полюса (рис. 15).

Принимая за полюс т. A , получим векторное уравнение скоростей точек:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}, \quad (4.2)$$

где \bar{v}_B – скорость точки B ; \bar{v}_A – скорость точки A ; \bar{v}_{BA} – скорость точки B относительно точки A .

Относительная скорость по модулю равна

$$v_{BA} = \omega l_{AB}, \quad (4.3)$$

где ω – угловая скорость звена; l_{AB} – длина звена (длина отрезка AB).

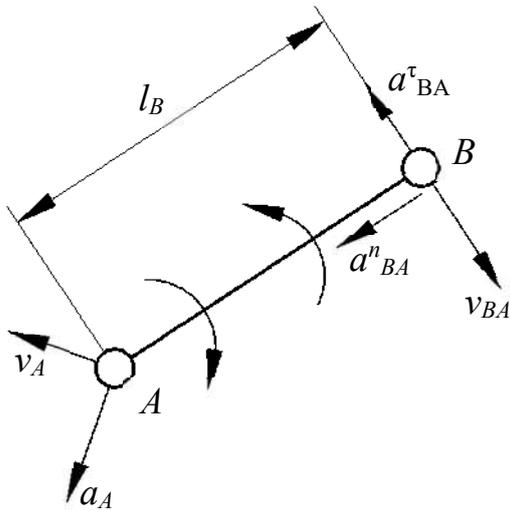


Рис. 15. Векторы скоростей и ускорений для механизма (пример 1)

Векторное уравнение ускорений точек выглядит следующим образом:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}, \quad (4.4)$$

где \bar{a}_B – ускорение точки B ; \bar{a}_A – ускорение точки A ; \bar{a}_{BA} – ускорение точки B относительно точки A .

Относительное ускорение равно

$$\bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \quad (4.5)$$

где $\bar{a}_{BA}^n, \bar{a}_{BA}^\tau$ – нормальная и касательная составляющие ускорения \bar{a}_{BA} соответственно.

Нормальное и касательное составляющие по модулю равны

$$a_{BA}^n = \omega^2 l_{AB}; \quad (4.6)$$

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon l_{AB}, \quad (4.7)$$

где ε – угловое ускорение звена.

Пусть звено 1 совершает сложное движение, состоящее из переносного вращательного вместе со звеном 2 и относительного поступательного вдоль звена 2 (рис. 16). Точку на звене 1 обозначим B_1 , а точку на звене 2, лежащую под точкой B_1 , обозначим B_2 . Тогда для скорости \bar{v}_{B_1} справедливо векторное уравнение

$$\bar{v}_{B_1} = \bar{v}_{B_2} + \bar{v}_{B_1 B_2}, \quad (4.8)$$

где \bar{v}_{B_2} – окружная скорость точки B_2 (т. е. переносная скорость); $\bar{v}_{B_1 B_2}$ – скорость точки B_1 относительно точки B_2 .

Величина переносной скорости

$$v_{B_2} = \omega l_{AB}. \quad (4.9)$$

Векторное уравнение для ускорения точки B_1 :

$$\bar{a}_{B_1} = \bar{a}_{B_2} + \bar{a}'_{B_1B_2} + \bar{a}^k_{B_1B_2}, \quad (4.10)$$

где \bar{a}_{B_2} – ускорение точки B_2 ; $\bar{a}'_{B_1B_2}$ – ускорение точки B_1 относительно точки B_2 ; $\bar{a}^k_{B_1B_2}$ – ускорение Кориолиса, которое равно

$$a^k_{B_1B_2} = 2v_{B_1B_2}\omega \quad (4.11)$$

и совпадает с направлением вектора

$\bar{v}_{B_1B_2}$, повернутого на 90° в сторону переносного вращения.

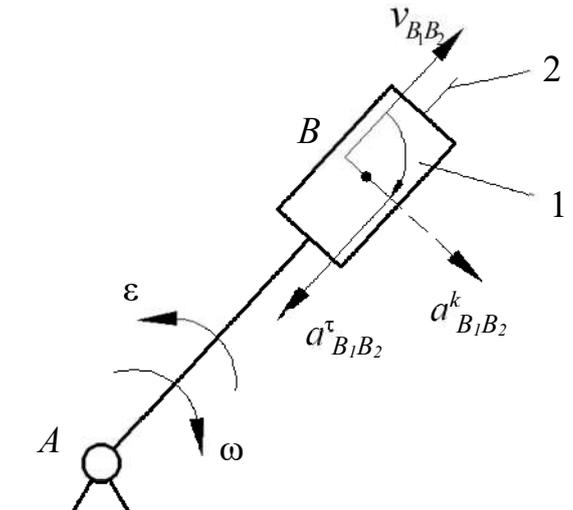


Рис. 16. Векторы скоростей и ускорений для механизма (пример 2)

Решение векторных уравнений осуществляется графически путем построения так называемых *планов скоростей и ускорений*, на которых абсолютные скорости и ускорения откладываются от одной точки, называемой полюсом, в определенном масштабе.

Пример расчета кривошипно-ползунного механизма рассмотрен на рис. 17, где план положений показан на рис. 17, а, план скоростей – на рис. 17, б и план ускорений – на рис. 17, в.

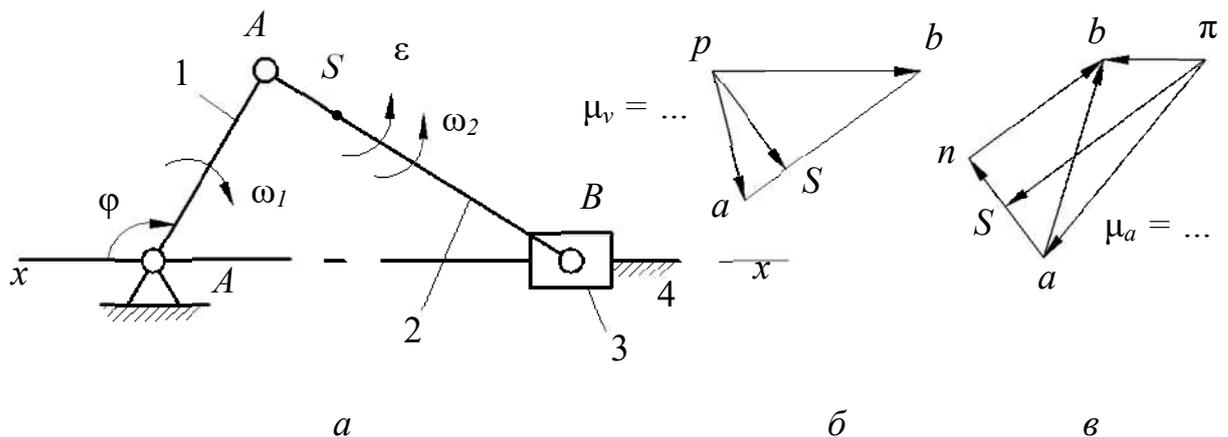


Рис. 17. Пример расчета кривошипно-ползунного механизма:
 а – план положений; б – план скоростей; в – план ускорений
 Векторное уравнение для скорости точки B записывается в виде:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}, \quad (4.12)$$

где $v_A = \omega_1 l_{OA}$; $v_{BA} \perp AB$; $v_B \parallel x - x$.

План скоростей строится в масштабе

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa}, \frac{M}{c \cdot \text{мм}}, \quad (4.13)$$

где pa – отрезок произвольной длины.

На плане скоростей вектор \bar{v}_B отображается отрезком pb , а вектор \bar{v}_{BA} – отрезком ab , поэтому $pb \parallel x - x$; $ab \perp AB$.

Величины скоростей определяются по формулам:

$$\begin{aligned} v_{BA} &= \mu_v \cdot ab; \\ v_B &= \mu_v \cdot pb; \\ \omega_2 &= \frac{v_{BA}}{l_{AB}}. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Векторное уравнение для ускорения точки B при $\omega_1 = const$ записываются в виде:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \quad (4.15)$$

где $a_A = \omega_1^2 l_{OA}$; $a_{BA}^n = \omega_2^2 AB$; $a_A \parallel AB$; $a_{BA}^\tau \perp AB$; $a_B \parallel x - x$.

Все ускорения представлены на рис. 17 в выбранном масштабе μ_a , равном

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a}, \frac{M}{c^2 \cdot \text{мм}}, \quad (4.16)$$

где πa – отрезок произвольной длины.

При определении скоростей и ускорений промежуточных точек звеньев, например, точки S , можно использовать так называемую теорему подобия, согласно которой точки на плане положений звеньев и соответственные точки на планах скоростей и ускорений образуют подобные фигуры или пропорциональные отрезки. Рассмотрим доказательство данной теоремы.

На рис. 18 показано звено ABC и планы скоростей и ускорений для точек этого звена:

- отрезок ca на плане скоростей соответствует $v_{CA} \perp CA$;
- отрезок ab на плане скоростей соответствует $v_{AB} \perp AB$;
- отрезок bc на плане скоростей соответствует $v_{BC} \perp BC$;

т. е. треугольник abc подобен треугольнику ABC .

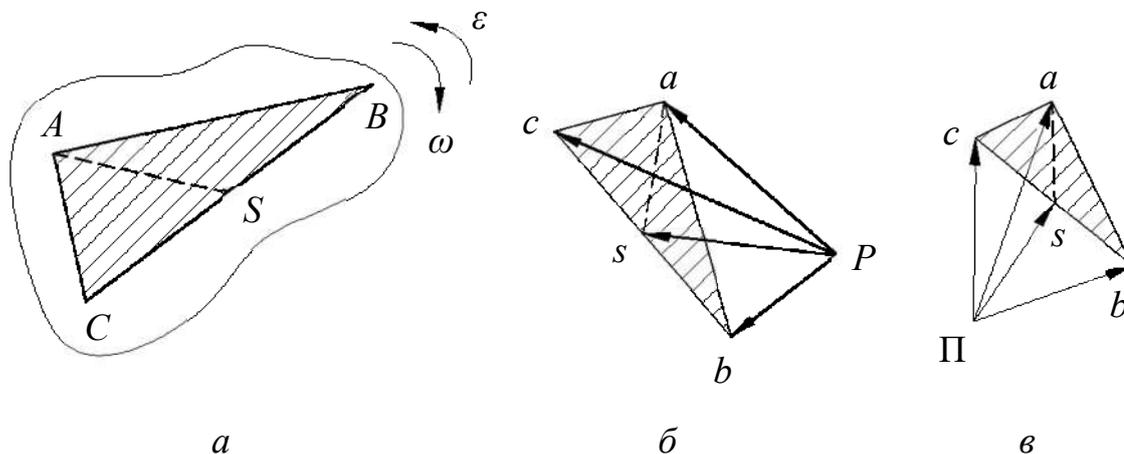


Рис. 18. Теорема подобия

Ускорения относительного (вращательного) движения равны:

$$\begin{aligned}
 a_{CA} &= l_{CA} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}; \\
 a_{AB} &= l_{AB} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}; \\
 a_{BC} &= l_{BC} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2},
 \end{aligned}
 \tag{4.17}$$

т. е. $a_{CA}/l_{CA} = a_{AB}/l_{AB} = a_{BC}/l_{BC}$, или $ca/CA = ab/AB = bc/BC$.

Следовательно, $\triangle abc \sim \triangle ABC$.

Аналогично выполняется построение фигур для любой промежуточной точки, например, точки S (рис. 18, а, б).

4.3. Исследование рычажных механизмов методом кинематических диаграмм

Кинематической диаграммой называется графическая зависимость какого-либо параметра движения звена от времени или от перемещения входного звена, представленные в определенной системе координат.

Если известна одна кинематическая диаграмма, то можно получить остальные зависимости путем графического дифференцирования или интегрирования.

На рис. 19, *а*, *б* показана последовательность построения кинематической диаграммы перемещения ползуна кривошипно-ползунного механизма от угла поворота кривошипа $S(\varphi)$ и от времени $S(t)$, а также элементы графического дифференцирования с получением диаграммы скоростей $v(t)$ методом хорд.

Если диаграмма $v(t)$ первична, то процесс, обратный интегрированию, обеспечит получение диаграммы $S(t)$ и называется *графическим интегрированием*.

Следует отметить, что графические методы часто приводят к искажениям результатов из-за неточности графических построений, поэтому необходимо контролировать расположение характерных точек, соответствующих экстремумам на диаграммах.

4.4. Кинематическое исследование рычажных механизмов аналитическим методом

Аналитические методы исследования позволяют проводить анализ с заданной степенью точности. Кроме того, создание математических моделей механизмов позволяет решать задачи их оптимального синтеза при использовании ЭВМ.

Рассмотрим пример кинематического исследования синусного механизма (механизм двойного ползуна), где кривошип 1 вращается с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε (рис. 20).

Тогда скорость и ускорение точки *A* равны:

$$\begin{aligned} v_A &= \omega l_{OA}; \\ a_A &= l_{OA} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}. \end{aligned} \tag{4.18}$$

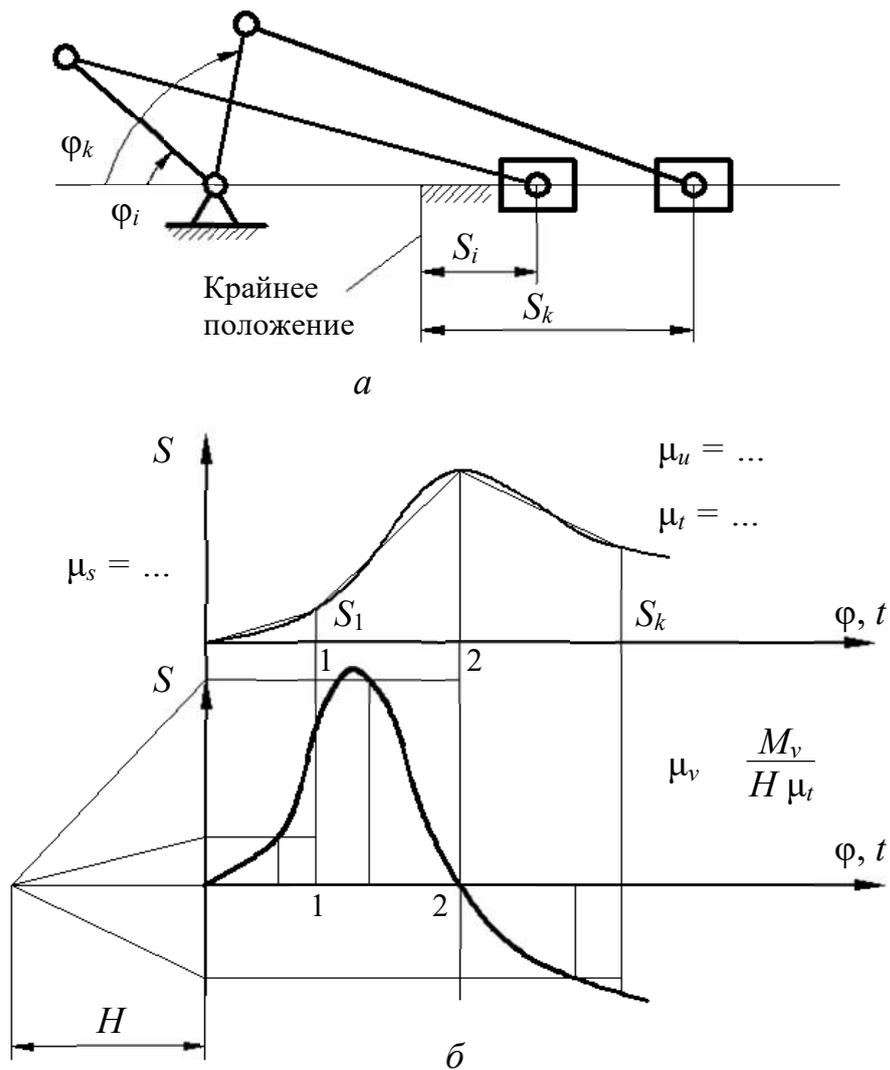


Рис. 19. Последовательность построения кинематической диаграммы перемещения ползуна кривошипно-ползунного механизма:
a – план механизма; *б* – кинематическая диаграмма перемещения ползуна

Рассмотрим пример кинематического исследования синусного механизма (механизм двойного ползуна), где кривошип 1 вращается с угловой скоростью ω и угловым ускорением ε (рис. 20).

Тогда скорость и ускорение точки *A* равны:

$$\begin{aligned} v_A &= \omega l_{OA}; \\ a_A &= l_{OA} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}. \end{aligned} \quad (4.18)$$

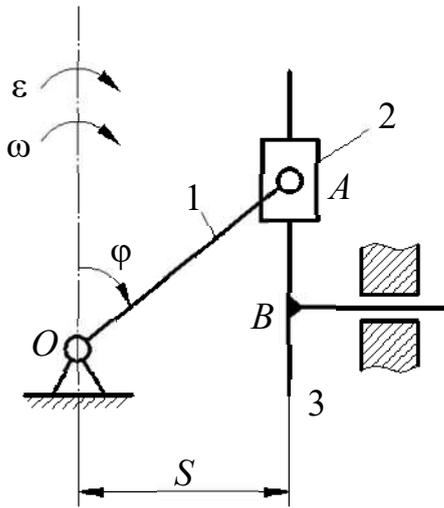


Рис. 20. Синусный механизм

Все точки звеньев 1 и 2 описывают окружности, а точки звена 3 движутся поступательно, причём их перемещения, скорости и ускорения равны:

$$S_B = l_{OA} \sin \varphi = l_{OA} \sin \omega t; \quad (4.19)$$

$$v_B = \frac{dS_B}{dt} = \frac{dS_B}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = l_{OA} \omega \cos \varphi; \quad (4.20)$$

$$a_B = \frac{d^2 S_B}{dt^2} = l_{OA} (\epsilon \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi). \quad (4.21)$$

В случае равномерного вращения кривошипа при $\epsilon = 0$

$$a_B = -l_{OA} \omega^2 \sin \varphi. \quad (4.22)$$

При исследовании многих механизмов получаются достаточно громоздкие формулы, что не является препятствием при использовании ЭВМ.

В исследовании пространственных механизмов используются элементы векторной алгебры и векторного анализа. Положения, скорости и ускорения точек механизма выражаются в векторной форме, при необходимости вычисляются проекции на оси и плоскости. Примеры таких исследований изложены в учебной литературе.

5. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

5.1. Классификация действующих сил

Среди сил, действующих на механизм, различают:

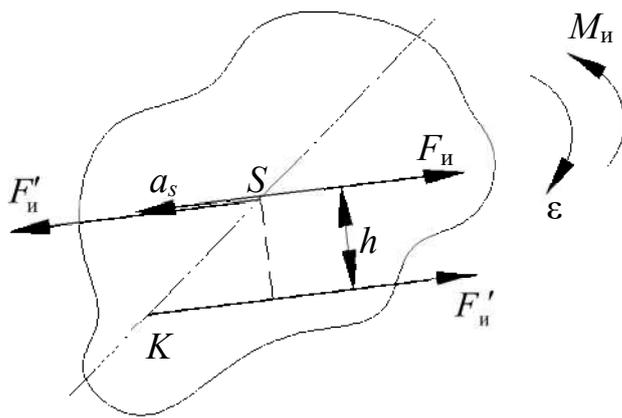
а) движущие силы F_d или моменты M_d , ускоряющие движение входных (начальных) звеньев и совершающие положительную работу (например, силы давления газа на поршень в двигателе внутреннего сгорания, силы веса при опускании груза и т. д.);

б) силы сопротивления F_c или моменты M_c , замедляющие движение входных звеньев и совершающие отрицательную работу. Они могут быть силами полезного сопротивления, дающими производственный эффект, и силами вредного сопротивления, не дающими такого эффекта (к первому типу относятся, например, силы тяжести при подъеме груза, а ко второму типу – силы трения);

в) силы реакции в кинематических парах F_{ij} , возникающие в опорах звеньев и являющиеся внутренними силами для механизма в целом и внешними для каждого отдельного звена;

г) силы инерции F_i или моменты сил инерции M_i , возникающие при неравномерном движении звеньев механизма и могут быть как движущими, так и силами сопротивления (в зависимости от их направления относительно направления движения звеньев).

Фактически силы инерции действуют на тело, вызывающее ускорение другого тела. Однако условное приложениe сил инерции к ускоряемому телу позволяет рассматривать его в равновесии. Этот способ называется **принципом Даламбера** и позволяет задачу динамики свести к статическому расчету.



Силы инерции относятся к категории распределенных по объёму или так называемых массовых сил, которые, как и другие аналогичные силы, могут быть приведены к главному вектору и главному моменту (рис. 21).

Рис. 21. Пояснение принципа Даламбера

На рис. 21 сила и момент сил инерции равны:

$$\begin{aligned} F_{и} &= -m a_s; \\ M_{и} &= -J_s \varepsilon, \end{aligned} \quad (5.1)$$

где m, J_s – масса и момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс; a_s – ускорение центра масс; ε – угловое ускорение звена; знаки минус показывают, что направления $F_{и}$ и $M_{и}$ противоположны соответствующим ускорениям.

Сила $F_{и}$ и момент $M_{и}$, могут быть заменены одной силой $F'_{и} = F_{и}$, линия действия которой проходит через так называемый центр качаний (точка K на рис. 21) на оси звена и отстоит от линии действия $F_{и}$ на расстоянии

$$h = \frac{M_{и}}{F_{и}} \text{ при замене } M_{и} \text{ парой сил: } M_{и} = F'_{и} h.$$

5.2. Приведение сил и масс в механизме

Для исследования закона движения механизма его удобно заменить одним условным звеном – звеном приведения, имеющим закон движения аналогичного звена реального механизма.

Для этого все внешние силы, действующие на звенья, заменяются одной

приведенной силой $F_{\text{пр}}$, мощность $P_{\text{пр}}$ которой равна сумме мощностей заменяемых сил F_i :

$$P_{\text{пр}} = \sum P_i = \sum F_i v_i \cos(F_i \wedge v_i) = F_{\text{пр}} v \cos(F_{\text{пр}} \wedge v), \quad (5.2)$$

или приведённым моментом $M_{\Sigma}^{\text{пр}}$, мощность $P_{\Sigma}^{\text{пр}}$ которого равна сумме мощностей заменяемых моментов сил M_i :

$$P_{\text{пр}} = \sum P_i = \sum M_i \omega_i = M_{\text{пр}} \omega. \quad (5.3)$$

В формулах (5.2), (5.3) v_i – скорость точки приложения i -ой силы; v – скорость точки приложения приведённой силы на звене приведения; ω_i – угловая скорость i -го звена; ω – угловая скорость звена приведения.

Приведённую силу или приведённый момент удобно записывать в виде суммы составляющих, например:

$$M_{\text{пр}} = \sum M_{F_i \text{ пр}} + \sum M_{M_i \text{ пр}}, \quad (5.4)$$

где $\sum M_{F_i \text{ пр}}$, $\sum M_{M_i \text{ пр}}$ – составляющие приведённого момента, обусловленные действием сил и моментов соответственно.

В кривошипно-ползунном механизме (рис. 22):

$$M_{\text{пр}} = M_{F_{\text{пр}}} + M_{G_{\text{пр}}}, \quad (5.5)$$

где

$$M_{F_{\text{пр}}} = \frac{F v_B}{\omega_1} = F l_{OA} \frac{pb}{pa};$$

$$M_{M_{\text{пр}}} = \frac{G v_S}{\omega_1} \cos(G \wedge v_S) = G l_{OA} \frac{ps}{pa} \cos(G \wedge v_S), \quad (5.6)$$

где pa , pb , ps – вектора, взятые с плана скоростей (рис.22).

Как видно из формул, величина $F_{\text{пр}}$ ($M_{\text{пр}}$) зависит лишь от соотношения скоростей, а не от их абсолютной величины, что позволяет для приведения сил использовать планы скоростей без учета их масштабов.

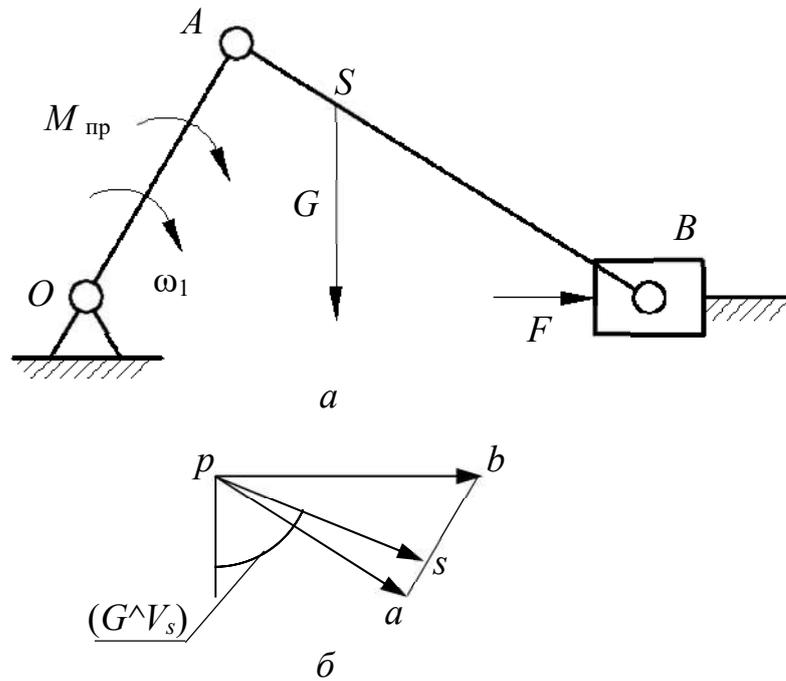


Рис. 22. Пример кривошипно-ползунного механизма:
a – схема; *б* – план скоростей

Каждое i -ое звено механизма обладает массой m_i и моментом инерции J_i относительно оси, проходящей через центр масс звена, при этом кинетическая энергия i -го звена плоского механизма равна:

$$E_i = \frac{m_i v_i^2}{2} + \frac{J_i \omega_i^2}{2}. \quad (5.7)$$

Массы и моменты инерции всех звеньев механизма можно условно заменить некоторой массой $m_{пр}$, сосредоточенной в произвольно выбранной точке A звена привода (рис. 23, *a*), или некоторым моментом инерции $J_{пр}$, приписанным звену привода (рис. 23, *б*).

Замена должна производиться из условия равенства кинетических энергий:

$$E_{пр} = \frac{m_{пр} v_A^2}{2} + \frac{J_{пр} \omega^2}{2}, \quad (5.8)$$

где $E_{пр}$ – приведённая кинетическая энергия.

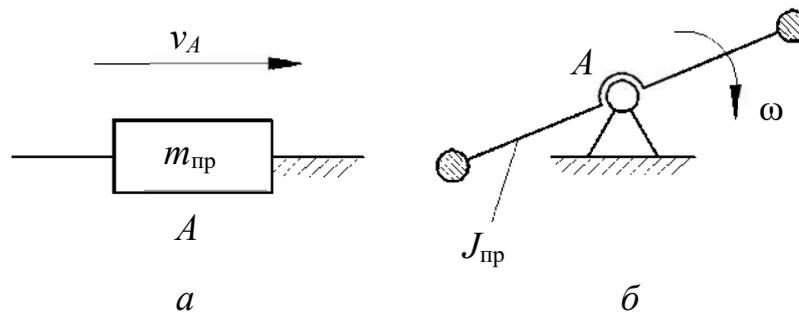


Рис. 23. Массы и моменты инерции звеньев привода:
a – звено привода – ползун; *б* – звено привода - кривошип

Приведённая масса при поступательном движении звена привода определяется по формуле

$$m_{пр} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_i}{v_A} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{v_A} \right)^2 \right], \quad (5.9)$$

а при вращательном движении звена привода – по формуле

$$J_{пр} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right]. \quad (5.10)$$

Приведённая масса и момент инерции являются функциями положения звена привода, т.е. их величина может меняться при изменении положения звена в процессе его движения.

5.3. Уравнение движения машины

Работу машины можно разбить на три периода (рис. 24):

- 1) период пуска (разгона) $t_{п}$;
- 2) период установившегося движения $t_{у}$;
- 3) период остановки (выбега) $t_{о}$.

Аналитическая зависимость между действующими на звенья силами и кинематическими параметрами движения называется уравнением движения.

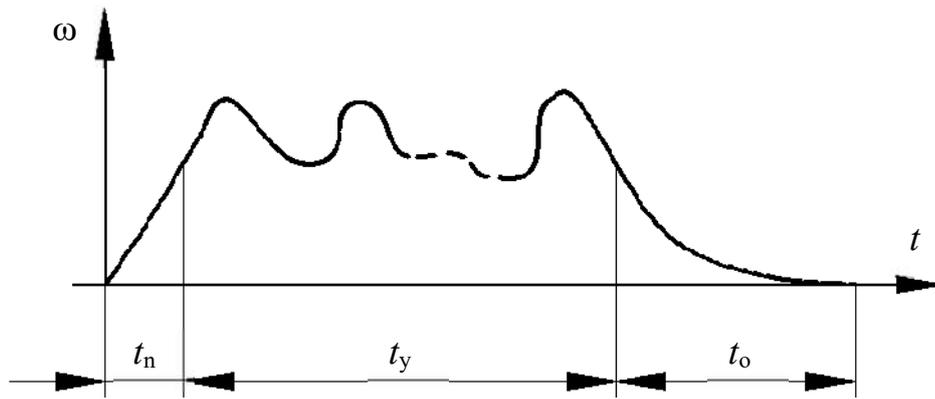


Рис. 24. Периоды работы машины

Это уравнение в общем случае имеет вид

$$\Delta E = E - E_0 = A_d - A_c, \quad (5.11)$$

где ΔE – изменение кинетической энергии за рассматриваемый промежуток времени; E и E_0 – величина кинетической энергии в конце и начале промежутка; A_d, A_c – работа движущих сил и сил сопротивления.

В период пуска (разгона) $A_d > A_c$, т. е. происходит ускорение движения звеньев, движение является неустановившимся.

В период установившегося движения $A_d = A_c$, т. е. скорости звеньев в конечный и начальный моменты периода равны, и вся работа движущихся сил расходуется на преодоление сопротивлений.

В период остановки (выбега) $A_d < A_c$, движение продолжается некоторое время за счет накопленной кинетической энергии, поглощаемой силами сопротивления движению.

Уравнение движения может быть выражено в интегральной и дифференциальной форме, а для упрощения его решения исследование машины заменяют исследованием звена приведения, в котором изменение кинетической энергии равно

$$\Delta E_{\text{пр}} = A_d^{\text{пр}} - A_c^{\text{пр}}, \quad (5.12)$$

где суммарная работа действующих на звено приведения сил может быть выражена:

а) в интегральной форме:

$$A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}} = \int F_{\text{пр}} ds \quad (5.13)$$

или

$$A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}} = \int M_{\text{пр}} d\varphi, \quad (5.14)$$

где ds – элементарное перемещение точки приведения; $d\varphi$ – элементарный угол поворота звена приведения;

б) в дифференциальной форме:

$$d\Delta E_{\text{пр}} = d(A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}}) = F_{\text{пр}} ds \quad (5.15)$$

или

$$d\Delta E_{\text{пр}} = d(A_{\text{д}}^{\text{пр}} - A_{\text{с}}^{\text{пр}}) = M_{\text{пр}} d\varphi. \quad (5.16)$$

Таким образом, уравнение движения машины приводится к тому или иному конкретному виду и решается графическим и графоаналитическим методами, а учитываемые силы и моменты сил, приведенные массы и моменты инерции могут быть как постоянными, так и переменными величинами, зависящими от того или иного фактора.

5.4. Понятие об уравновешивающей силе. Теорема Жуковского о жестком рычаге

Одним из способов определения приведенной силы $F_{\text{пр}}$ является способ, предложенный Н. Е. Жуковским. Уравнение, из которого может быть найдена $F_{\text{пр}}$, основано на равенстве мощностей (формула (5.2)).

Рассмотрим какое-либо звено механизма, в точке B которого приложена сила F_i под углом α_i к вектору скорости v_i этой точки (рис.25, а).

Мощность силы F_i равна

$$P_i = F_i v_i \cos \alpha_i. \quad (5.17)$$

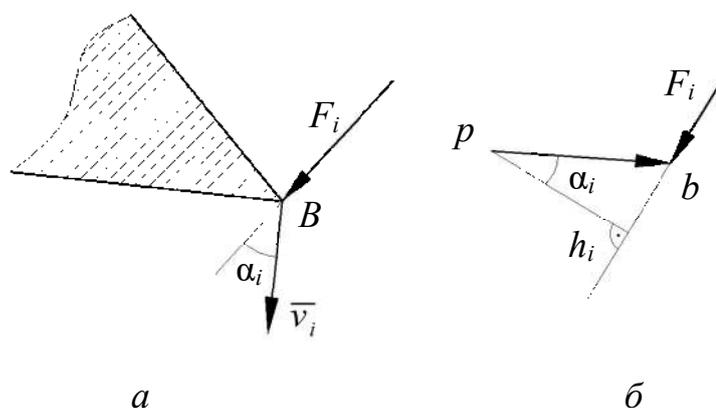


Рис. 25. Теорема Жуковского о жестком рычаге:
a – звено механизма; *б* – план скоростей

Если вектор скорости точки *B* (план скоростей) повернуть на 90° и силу F_i приложить к концу вектора (к точке *b*), сохранив ее направление, то момент этой силы относительно полюса *p* будет равен (рис. 25, *б*)

$$M_i = F_i h_i = F_i v_i \cos \alpha_i = P_i, \quad (5.18)$$

т.е. равен мощности силы F_i . Таким образом, F_i можно найти, повернув на 90° план скоростей и приложив к нему все внешние силы, включая силы инерции, в соответствующих точках и сохраняя их направления. Тогда из уравнения моментов такого рычага

$$F_{\text{пр}} h_{\text{пр}} = \sum F_i h_i \quad (5.19)$$

получим:

$$F_{\text{пр}} = \sum \frac{F_i h_i}{h_{\text{пр}}}, \quad (5.20)$$

где h_i и $h_{\text{пр}}$ – кратчайшие расстояния от полюса плана скоростей до линий действия *i*-ой и приведенной сил.

Повернутый на 90° план скоростей с приложенными к нему силами называется жестким рычагом Жуковского.

Величина $F_{\text{пр}}$ или $M_{\text{пр}}$ зависит от положения механизма, поэтому можно построить диаграмму, например, $F_{\text{пр}}(\varphi)$, являющуюся функцией положения звена приведения. Для этого необходимо последовательно определить

значения $F_{пр}$ методом рычага Жуковского для целого ряда положений механизма в пределах цикла ($F_{1пр}, F_{2пр}, \dots$) и отложить их на диаграмме (рис. 26).

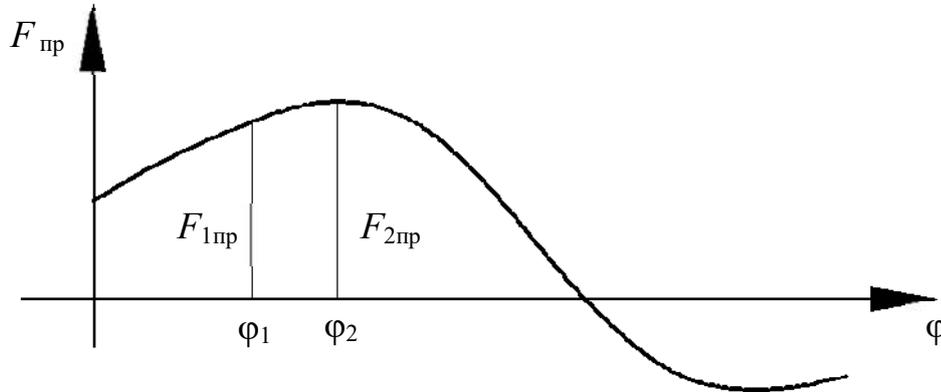


Рис. 26. Диаграмма приведенной силы

Приведенная сила $F_{пр}$ или момент $M_{пр}$ характеризуют реакцию механизма на движение его входного звена по определенному закону, задаваемому двигателем. Сила или момент, равные по величине приведенной силе или моменту, но противоположные им по направлению, называется уравновешивающей силой F_y или уравновешивающим моментом M_y . Эти сила или момент развиваются двигателем и обеспечивают заданное движение входного звена.

Если к рычагу Жуковского приложить все внешние силы, включая силы инерции, а также F_y , то его можно рассматривать в равновесии, из условия которого

$$F_y h_y + \sum F_i h_i = 0 \quad (5.21)$$

можно определить неизвестную F_y , а также найти мощность двигателя $P_{дв}$, требуемую для получения заданного движения входного звена в заданном положении:

$$P_{дв} = F_y v_A \cos(F_y \wedge v_A) = M_y \omega. \quad (5.22)$$

5.5. Графоаналитический метод решения уравнения движения машины

Данный метод позволяет не только наглядно иллюстрировать связь между динамическими и кинематическими параметрами движения, но и решать практические задачи синтеза, например, задачу уменьшения неравномерности вращения звеньев.

В качестве примера рассмотрим построение так называемой диаграммы энергомасс. Эта диаграмма строится на основе графиков $J_{пр}(\varphi)$ и

$$\Delta E_{пр}(\varphi) = E_{пр}(\varphi) - E_{0пр}, \quad (5.23)$$

где $E_{пр0}$ – энергия звена приведения в начале цикла.

График $\Delta E_{пр}(\varphi)$ может быть получен путем графического интегрирования графика $M_{пр}(\varphi)$.

На рис. 27 показана последовательность построения диаграммы энергомасс в координатах $\Delta E_{пр}(J_{пр})$, которая при установившемся движении является замкнутой кривой и строится на базе диаграмм $\Delta E_{пр}(\varphi)$ и $J_{пр}(\varphi)$ путем исключения параметра φ (угла поворота звена приведения).

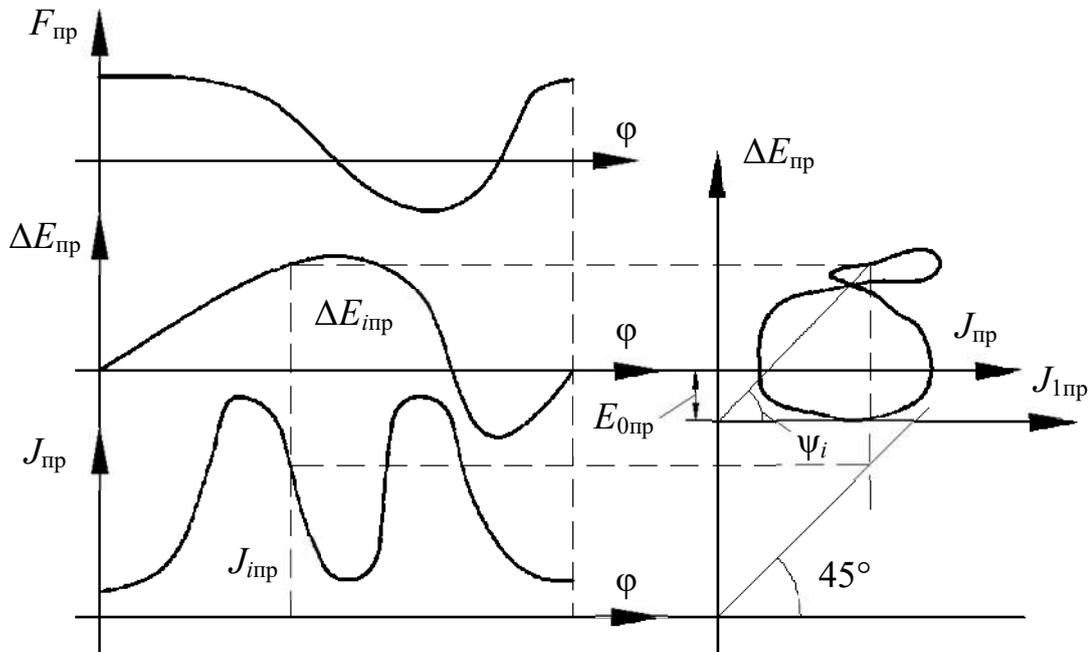


Рис. 27. Диаграмма энергомасс

Если известна угловая скорость вращения ω_0 звена приведения в начале цикла, то можно определить начальную кинетическую энергию:

$$E_{0\text{пр}} = \frac{J_{0\text{пр}} \omega_0^2}{2}. \quad (5.24)$$

Тогда диаграмму энергомасс можно рассматривать в координатах $\Delta E_{\text{пр}}(J_{1\text{пр}})$, где ось $J_{1\text{пр}}$ отстоит от первоначальной оси $J_{\text{пр}}$ на величину $E_{0\text{пр}}$ (рис. 27).

Так как

$$E_{\text{пр}} = \frac{J_{\text{пр}} \omega^2}{2}, \quad (5.25)$$

то

$$\omega^2 = \frac{2E_{\text{пр}}}{J_{\text{пр}}} = 2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \text{tg} \psi, \quad (5.26)$$

где μ_E и μ_J – масштабные коэффициенты, используемые для построения диаграмм.

Таким образом, диаграмма энергомасс позволяет при установившемся движении определить угловую скорость ω звена приведения в любой момент времени, т. е.

$$\omega = \sqrt{2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \text{tg} \psi}, \quad (5.27)$$

$$\text{tg} \psi = \frac{\mu_J \omega^2}{2\mu_E}.$$

5.6. Неравномерное движение машин. Маховики

Одним из режимов движения машины при совершении полезной работы является режим равномерного или установившегося движения.

При равномерном движении угловая скорость ω вала двигателя постоянна, а при установившемся движении она периодически изменяется

(рис. 28), причём степень неравномерности можно оценить коэффициентом неравномерности δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_c}, \quad (5.28)$$

где ω_c – средняя угловая скорость за цикл:

$$\omega_c = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}. \quad (5.29)$$

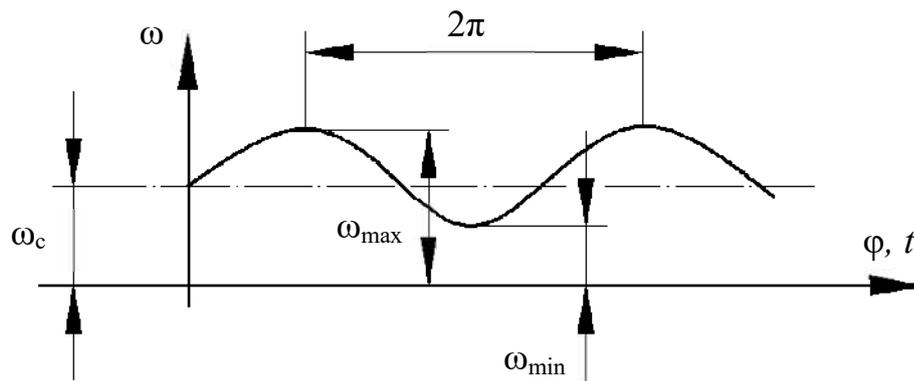


Рис. 28. Изменение угловой скорости ведущего звена

Неравномерность вредно сказывается на работе машин, т. к. вызывает дополнительные инерционные нагрузки, которые могут привести к поломке.

Практикой установлены значения δ , которые допустимы в различных условиях эксплуатации. Регулировать величину δ можно путем изменения величины момента инерции звена приведения, т. е. на быстро вращающийся вал закрепляется дополнительная масса, называемая маховиком.

При конструировании маховика стремятся к получению необходимого момента инерции маховика J_m с наименьшим весом G и заданным диаметром D . Для этой цели маховик изготавливается в виде тяжелого обода, соединенного со втулкой тонким диском с отверстием или спицами (рис. 29). Приближенно J_m можно определить по формуле:

$$J_m = G \frac{D^2 + d^2}{8g}, \quad (5.30)$$

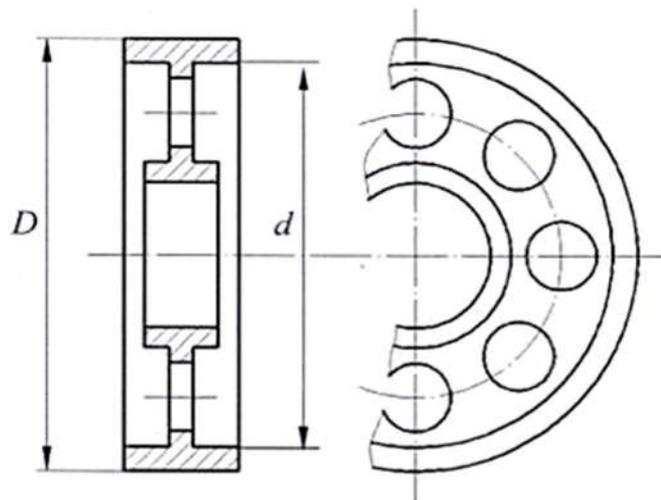


Рис. 29. Конструкция маховика

где D, d – диаметры обода маховика; g – ускорение свободного падения.

5.7. Подбор момента инерции J_m маховика по заданному коэффициенту неравномерности δ

Обычно требуется определить параметры маховика при заданных значениях ω_c и δ . Существуют различные методы определения J_m , наиболее точным из которых является метод Ф. Виттенбауэра, в соответствии с которым предварительно строится диаграмма энергомасс $\Delta E_{пр}(J_{пр})$.

Согласно этой диаграмме (рис. 30):

$$\omega_{\max(\min)}^2 = 2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg} \psi_{\max(\min)}; \quad (5.31)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\max(\min)} = \frac{\omega_{\max(\min)}^2 \mu_J}{2\mu_E}.$$

С другой стороны, из уравнений (5.28), (5.29):

$$\omega_{\max(\min)} = \omega_c \left(1 \pm \frac{\delta}{2} \right). \quad (5.32)$$

Таким образом, найдя ψ_{\max} , ψ_{\min} и проведя касательные к диаграмме энергомасс под этими углами к горизонтали (рис. 30), получим в точке их

пересечения начало новой системы координат с осями $E_{пр}$ и $J_{1пр}$, отстоящими от принятых ранее осей на искомую величину J_M и $E_{0пр}$.

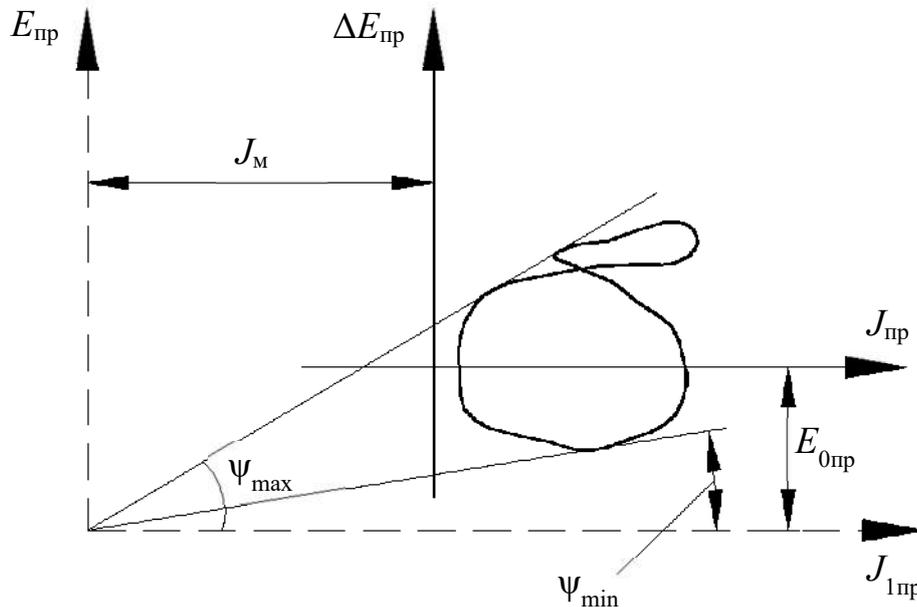


Рис. 30. Определение момента инерции маховика по диаграмме Виттенбауэра

В целом последовательность определения J_M включает следующие операции:

- 1) строится диаграмма $M_{пр}(\varphi)$ для установившегося движения;
- 2) строится диаграмма $\Delta E_{пр}(\varphi)$ путем графического интегрирования диаграммы $M_{пр}(\varphi)$;
- 3) строится график $J_{пр}(\varphi)$ и диаграмма энергомасс путем исключения параметра φ из графиков $\Delta E_{пр}(\varphi)$ и $J_{пр}(\varphi)$;
- 4) определяются углы ψ_{max} , ψ_{min} , после чего находится J_M в новых координатах $E_{пр}$ и $J_{1пр}$ диаграммы $E_{пр}(J_{1пр})$.

5.8. Регулирование неперiodических колебаний скорости движения машин

В процессе выполнения работы приходится регулировать скорость рабочего органа машины. Например, в стационарных двигателях необходимо

поддерживать скорость рабочего органа постоянной, а в двигателях транспортных машин эта скорость должна изменяться в широких пределах.

Из уравнения движения машины следует, что изменения скорости рабочего органа можно достигнуть за счет изменения разности работ движущих сил и сил сопротивления ($A_d - A_c$). Устройства, обеспечивающие изменения работы сил сопротивления применяются в виде тормозов, например, в транспортных машинах, которые снабжаются также и приспособлениями для одновременного разобщения двигателя с исполнительным механизмом.

Другим способом регулирования является изменение работы движущих сил путем воздействия на орган, подающий энергию к входному звену (поршню у двигателя внутреннего сгорания, лопаткам турбины и т. д.).

Регулирование может осуществляться либо человеком-оператором, либо автоматически – с помощью устройств, называемых регуляторами.

Одним из них является центробежный регулятор (рис. 31), приводимый во вращение валом двигателя B . Ползун A соединяется с органом, подводящим рабочее тело (пар, топливо и т. д.). Регулятор за счёт изменения сил инерции $F_{и}$, действующих на шары C , автоматически поддерживает угловую скорость вала двигателя постоянной, т. к. ее увеличение приводит к уменьшению подачи рабочего тела и наоборот.

5.9. Силовой расчет рычажных механизмов

Зная активные силы, действующие на звенья механизма и силы инерции этих звеньев, можно произвести его кинетостатический расчет, т.е. определить реакции в кинематических парах и уравновешивающую силу (момент) на входном звене, причем эта сила (момент) является движущей при совпадении ее направления с направлением движения входного звена или силой

(моментом) сопротивления, если ее направление противоположно этому движению.

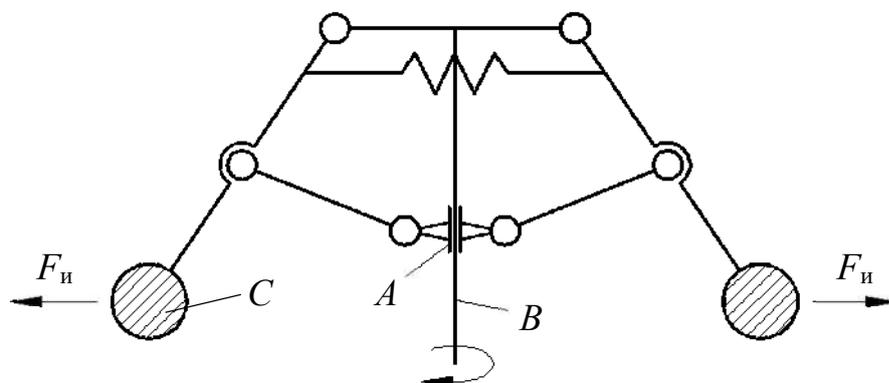


Рис. 31. Центробежный регулятор

При кинетостатическом расчете реакции в кинематических парах определяются путем статического расчета, который базируется на результатах кинематического анализа, включая ускорения, необходимые для определения сил (моментов) инерции.

При силовом расчете используется принцип Даламбера, позволяющий решение задачи динамики свести к статическому расчету (метод кинетостатики). Согласно этому принципу, приведение ускоренно движущейся системы в равновесие обеспечивается условным приложением к этой системе сил инерции. При этом неизвестные силы определяются из уравнений статики.

Силы взаимодействия между звеньями (реакции) можно считать направленными по нормали к контактирующим поверхностям, если расчет ведется без учета сил трения (рис. 32). Принято следующее обозначение реакций: R_{12} – реакция со стороны звена 1 на звено 2; R_{21} – реакция со стороны звена 2 на звено 1.

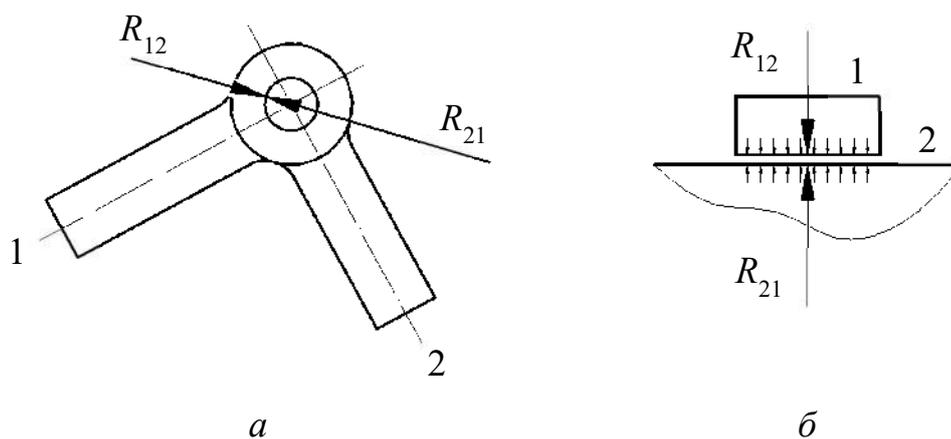


Рис. 32. Реакции в кинематических парах:
a – вращательной; *б* – поступательной

При графоаналитическом решении используется метод плана сил.

Механизм расчленяется на структурные группы Ассур и начальные звенья. Расчет ведется, начиная с последней структурной группы и заканчивается расчетом входного звена.

При расчете структурных групп к ним прикладываются все действующие силы, включая силы инерции и реакции отброшенных связей. Каждая из неизвестных реакций, при необходимости, может быть разложена на две составляющих по выбранным направлениям, например, вдоль оси звена (нормальная R^n) и перпендикулярно оси (тангенциальная R^t). При равенстве числа уравнений статики числу неизвестных реакций их можно определить аналитически и графически, построив многоугольник (план) сил. Неизвестные определяются из условия замкнутости векторной суммы сил.

Рассмотрим примеры.

Пример 1. Двухповодковая группа с вращательными парами (рис. 33).

Составляющая R_{i1}^t определяется из уравнения моментов для звена 1 относительно точки *B*: $\Sigma M_{B1} = 0$ (рис.33, *a*).

Составляющая R_{j2}^t определяется из уравнения моментов для звена 2 относительно точки *B*: $\Sigma M_{B2} = 0$ (рис.33, *a*).

При отрицательных значениях реакций необходимо изменить их направления на противоположные.

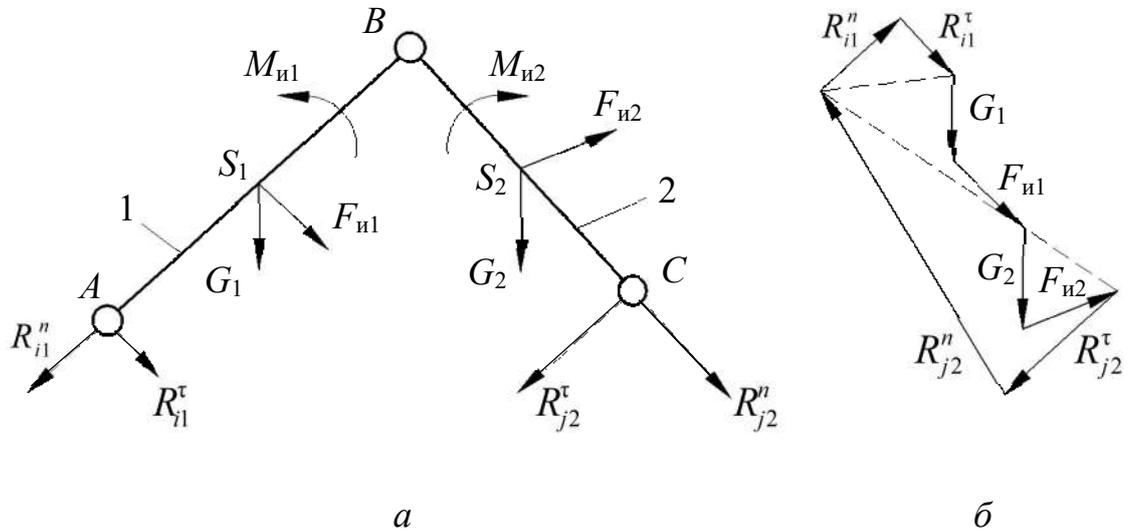


Рис. 33. Двухповодковая группа с вращательными парами:
a – план группы; *б* – план сил

Составляющие R_{i1}^n, R_{j2}^n определяются из плана сил (рис. 33, *б*), полученного на основе векторного уравнения $\Sigma \bar{F}_k = 0$, где \bar{F}_k – силы, действующие на структурную группу, включая найденные составляющие реакций.

Пример 2. Двухповодковая группа шатун-ползун (рис. 34).

Реакция R_{j2} определяется из уравнения моментов $\Sigma M_A = 0$.

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 34, *б*) на основе векторного уравнения $\Sigma \bar{F}_k = 0$. Вычислять для этого составляющую R_{i1}^tau нет необходимости.

Пример 3. Двухповодковая группа кулиса-камень (рис. 35) при $G_2 \approx 0$.

Реакция R_{j2} определяется из уравнения моментов $\Sigma M_A = 0$.

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 34, *б*) на основе векторного уравнения $\Sigma \bar{F}_k = 0$ по аналогии с примером 2.

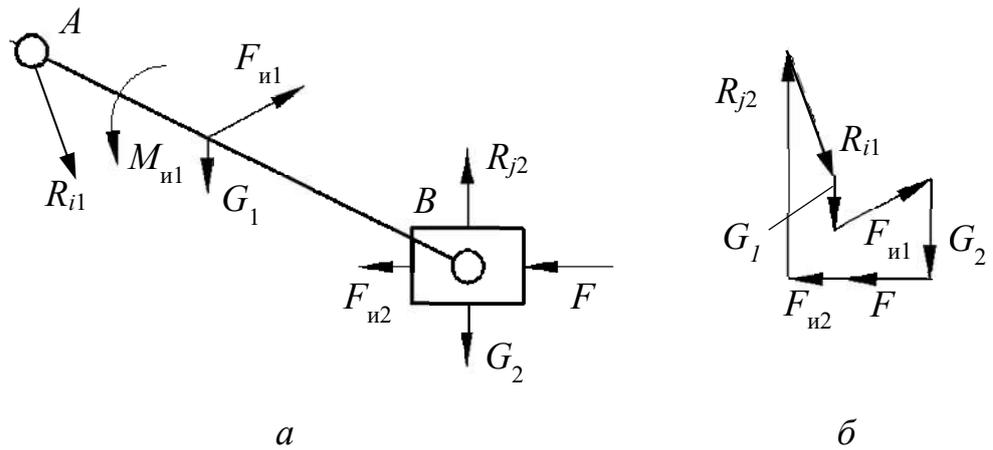


Рис. 34. Двухповодковая группа шатун-ползун:
a – план группы; *б* – план сил

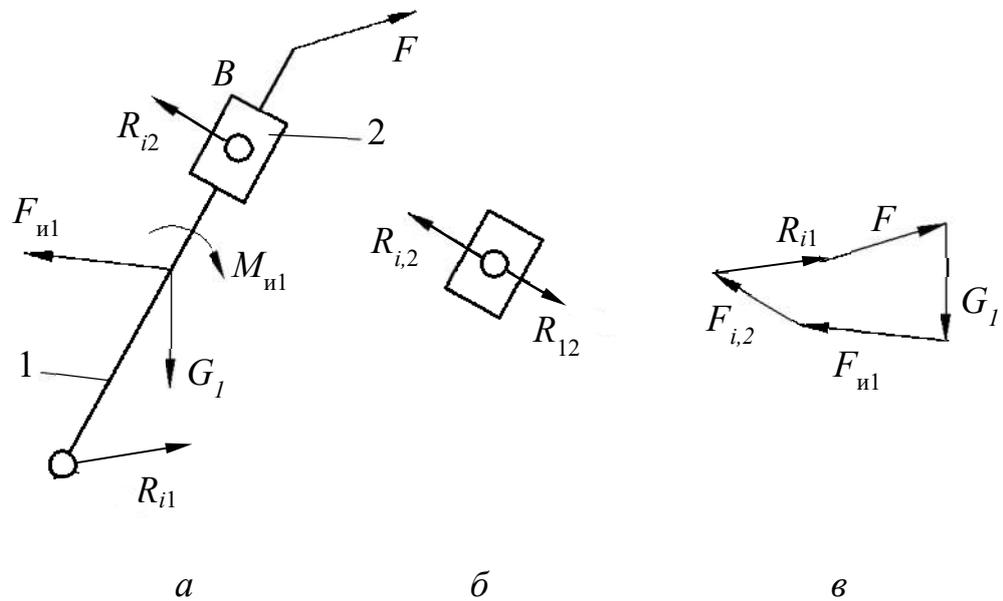


Рис. 35. Двухповодковая группа кулиса-камень:
a – план группы; *б* – силы на звене *B*; *в* – план сил

Особенность расчета данной группы Ассура состоит в возможности некоторого упрощения вычислений в случае, когда весом камня 2 можно пренебречь. Тогда реакция R_{12} равна по модулю и противоположна реакции R_{j2} (рис. 35, *б*).

4. Входное звено – кривошип (рис. 36).

Уравновешивающий момент M_y определяется из уравнения моментов $\Sigma M_O = 0$.

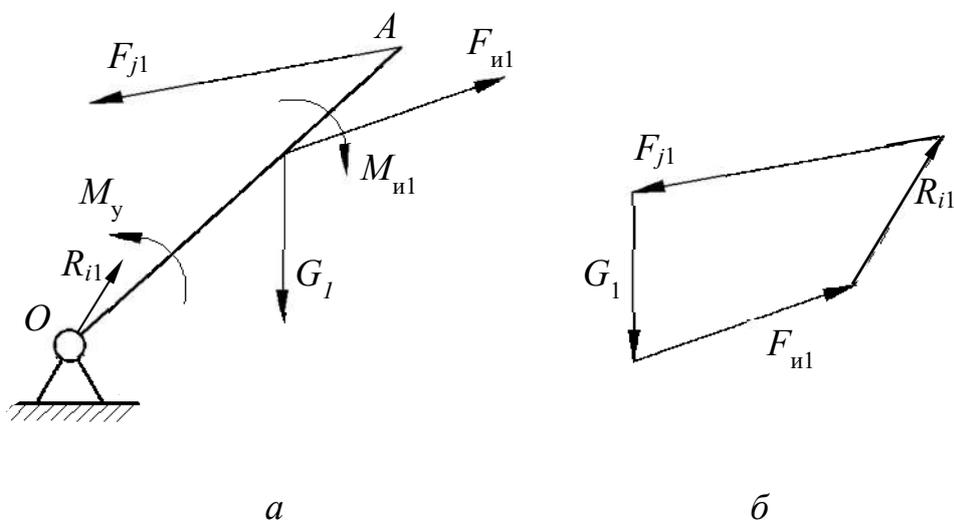


Рис. 36. Входное звено – кривошип:
a – план звена; *б* – план сил

Реакция R_{i1} определяется непосредственно из плана сил (рис. 36, б) на основе векторного уравнения $\Sigma \vec{F}_k = 0$ по аналогии с примером 2.

6. СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

6.1. Постановка задачи, виды и способы синтеза

Задачи синтеза рычажных механизмов в общем случае являются сложными задачами оптимального проектирования, включающими этапы структурного, кинематического и динамического расчёта. Поэтому для упрощения решения рассматриваются частные задачи, в которых учитываются лишь некоторые (основные) условия проектирования.

В зависимости от исходных данных различают следующие виды синтеза:

- геометрический, когда заданы отдельные положения звеньев или траектории отдельных точек;
- кинематический, когда заданы некоторые скорости, ускорения или их соотношения;
- динамический, когда заданы действующие силы или наложены некоторые ограничения на динамические параметры.

К способам синтеза относятся:

- а) опытный, когда экспериментальным путём подбираются размеры звеньев для реализации заданной траектории;
- б) графический;
- в) аналитический.

Возможны различные комбинации видов и способов синтеза, перечисленных выше.

6.2. Решение задач оптимального синтеза стержневых механизмов

При постановке задачи оптимального синтеза следует различать входные и выходные параметры.

Входные – это изначально заданные параметры (размеры звеньев, скорости, ускорения или их соотношения).

Выходные – это параметры, определяемые в результате решения задачи.

При синтезе необходимо учитывать ряд требований кинематического, конструктивного, технологического характера и т. д., среди которых одно, как правило, является главным, а остальные – второстепенными (дополнительными).

Если главное требование записать математически в виде функции $Z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, где x_1, x_2, \dots, x_n – выходные параметры, то такая функция называется *функцией цели* (целевой), при этом дополнительные условия, выраженные в виде $a_i \leq g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_i$, называются ограничениями.

Задачей оптимального синтеза является обеспечение экстремального значения Z при соблюдении всех ограничений.

Например, выразив вес механизма в виде функции Z его параметров (длин звеньев), можно решать задачу минимизации Z при соблюдении условий его существования. К таким условиям относятся условия проворачивания кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике, условие соблюдения заданного угла давления и ряд других.

При малом числе выходных параметров решение задачи оптимизации может быть получено в аналитической форме. В противном случае используются численные методы направленного, случайного или комбинированного поиска оптимальных решений.

6.3. Условия проворачиваемости кривошипа в шарнирном четырёхзвеннике

При проектировании (синтезе) механизма с ведущим звеном – кривошипом одним из учитываемых условий является проворачиваемость кривошипа. Данное условие иначе называется условием существования кривошипа.

Выполнение условия существования кривошипа обеспечивается определённым соотношением длин звеньев. Например, для того чтобы звено AB четырёхзвенника (рис. 37) могло стать кривошипом, оно должно последовательно пройти через два крайних положения.

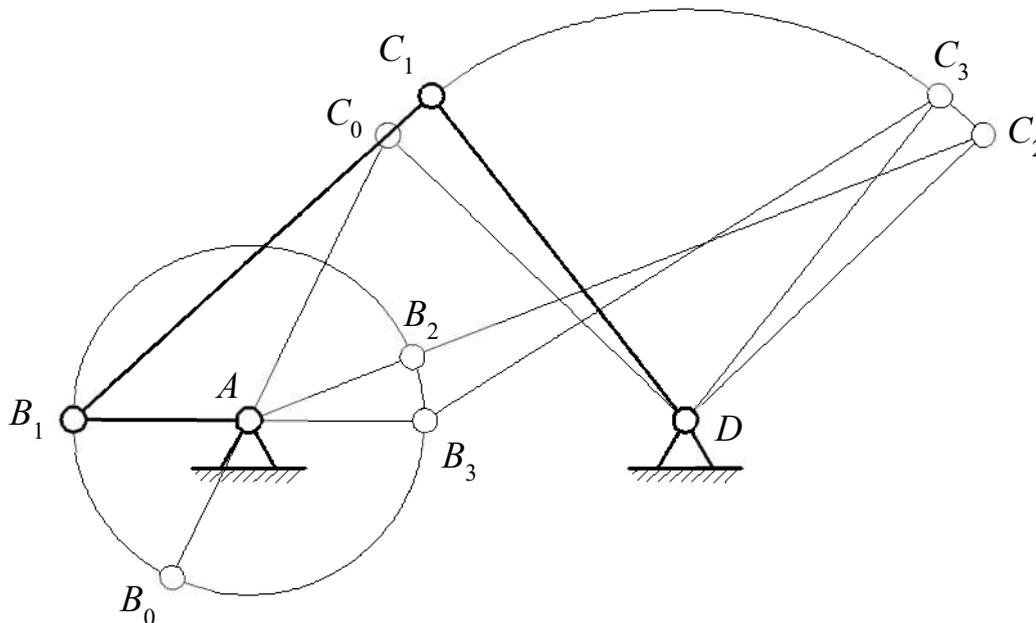


Рис. 37. Выполнение условия существования кривошипа

Используя три положения механизма, получим следующие условия для положений 1, 2, 3, предварительно обозначив длины звеньев $l_{AB} = a$; $l_{BC} = b$; $l_{CD} = c$; $l_{AD} = d$:

- а) $a + d < b + c$ – положение 1;
- б) $a + b < d + c$ – положение 2;
- в) $c < b + d - a$ или $a + c < b + d$ – положение 3;

то есть сумма длин кривошипа и любого другого звена меньше суммы остальных звеньев.

Сложим попарно полученные неравенства и получим: $a < c$; $a < d$; $a < b$, то есть кривошип является самым коротким звеном.

А если данные условия не выполняются, то механизм будет либо двухкривошипным, либо двухкоромысловым. Эти условия используются при геометрическом синтезе.

6.4. Учёт углов давления в стержневых механизмах

Углы давления во многом определяют условия работы механизма. Угол давления (например, угол α на рис. 38) измеряется между вектором силы и вектором скорости в точке её приложения и влияет на трение и износ в кинематических парах.

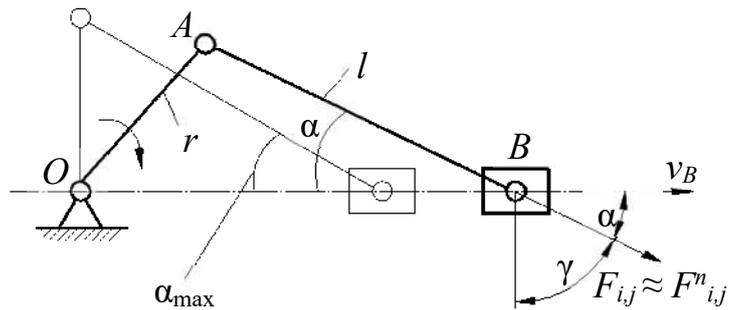


Рис. 38. Углы давления в стержневом механизме

Поэтому максимальные значения углов давления при синтезе механизмов ограничивают допустимыми значениями $[\alpha]$ для исключения возможности заклинивания и предотвращения снижения КПД. Для упрощения расчётов, связанных с определением углов давления, обычно пренебрегают тангенциальными составляющими реакций, что позволяет находить наихудшие положения с точки зрения риска заклинивания и назначать длины звеньев l_{min} , обеспечивающие приемлемые условия работы при заданном $[\alpha]$, т. е. при выполнении условия $\alpha_{max} \leq [\alpha]$.

Углы $\gamma = 90^\circ - \alpha$ называются углами передачи и ограничиваются при проектировании величиной γ_{min} .

6.5. Синтез четырёхзвенника по трём заданным положениям шатуна

Так как точки B и C шарнирного четырёхзвенника описывают дуги окружностей (рис. 39), то, проведя перпендикуляры через середины хорд, соединяющих концы шатуна в трёх положениях, получим центры вращения звеньев AB и CD (точки A и D). Вид синтеза – геометрический; способ синтеза – графический.

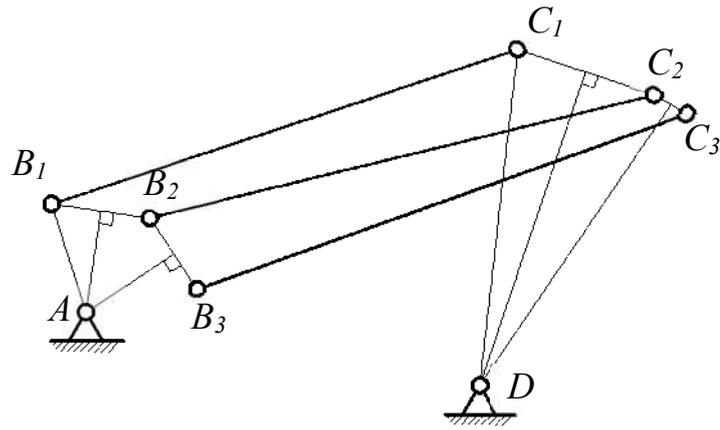


Рис. 39. Синтез четырёхзвенника

6.6. Синтез кривошипно-кулисного механизма по заданному коэффициенту изменения скорости хода

Схема кривошипно-кулисного механизма показана на рис. 40.

Одной из кинематических характеристик стержневого механизма может служить коэффициент изменения скорости хода k_v , представляющий собой отношение средней скорости холостого хода $v_{x.x}$ к средней скорости рабочего хода $v_{p.x}$.

При равномерном движении кривошипа коэффициент k_v равен

$$k_v = \frac{v_{x.x}}{v_{p.x}} = \frac{s}{t_{x.x}} \cdot \frac{t_{p.x}}{s} = \frac{180^\circ + \theta}{\omega} \cdot \frac{\omega}{180^\circ - \theta} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}, \quad (6.1)$$

где s – ход ползуна; $t_{p.x}$ и $t_{x.x}$ – время рабочего и холостого хода; ω – угловая скорость кривошипа; θ – угол размаха кулисы.

При заданном V k можно определить \square или наоборот. Используя дополнительные конструктивные соображения, можно определить размеры всех звеньев механизма.

Вид синтеза – кинематический; способ – графоаналитический.

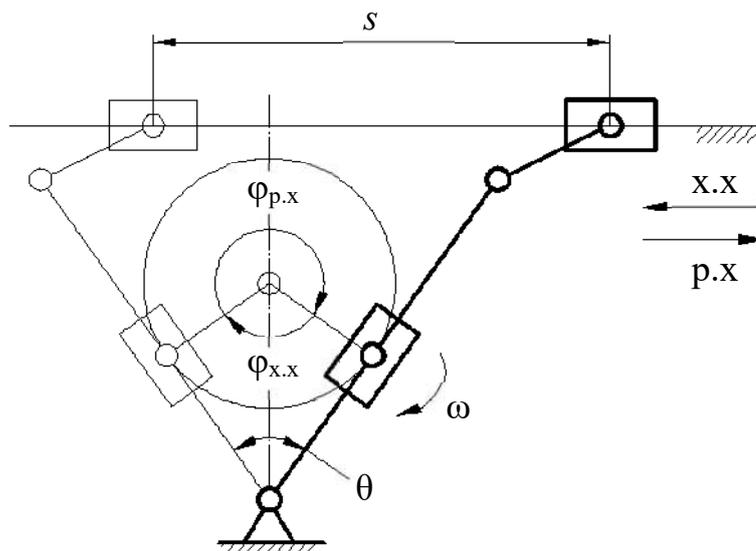


Рис. 40. Синтез кривошипно-кулисного механизма

6.7. Синтез кривошипно-ползунного механизма по некоторым заданным размерам

Кривошипно-ползунный механизм характеризуется пятью параметрами: a , φ_1 , φ_2 , $r = l_{OA}$, $l = l_{AB}$ (рис. 41), при этом можно записать два аналитических выражения, связывающие эти параметры:

$$\begin{aligned} \sin \varphi_1 &= \frac{a}{l+r}; \\ \sin \varphi_2 &= \frac{a}{l-r}. \end{aligned} \quad (6.2)$$

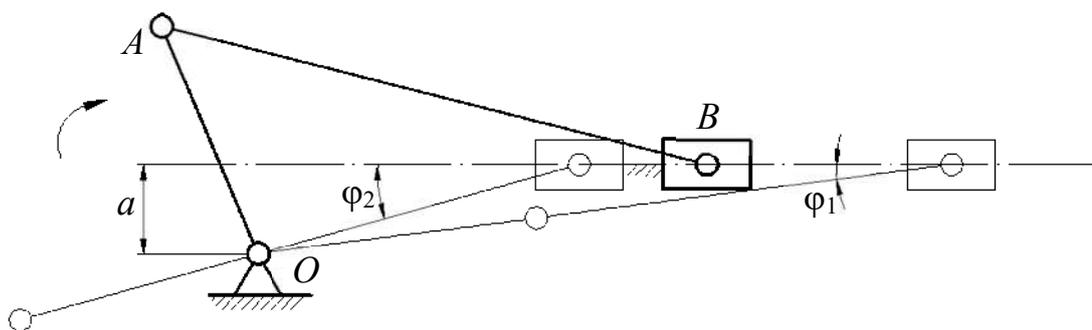


Рис. 41. Синтез кривошипно-ползунного механизма

Таким образом, задавая три параметра из пяти, можно определить два оставшихся из указанных выражений. Например, задав величины: a , φ_1 и φ_2 , можно определить r и l .

Вид синтеза – геометрический; способ – аналитический.

6.8. Понятие о синтезе механизма по заданному закону движения выходного звена

Пусть задан закон движения ведомого звена (угла поворота коромысла обозначен ψ) в зависимости от угла поворота кривошипа φ , например, в четырёхшарнирном механизме (рис. 42).

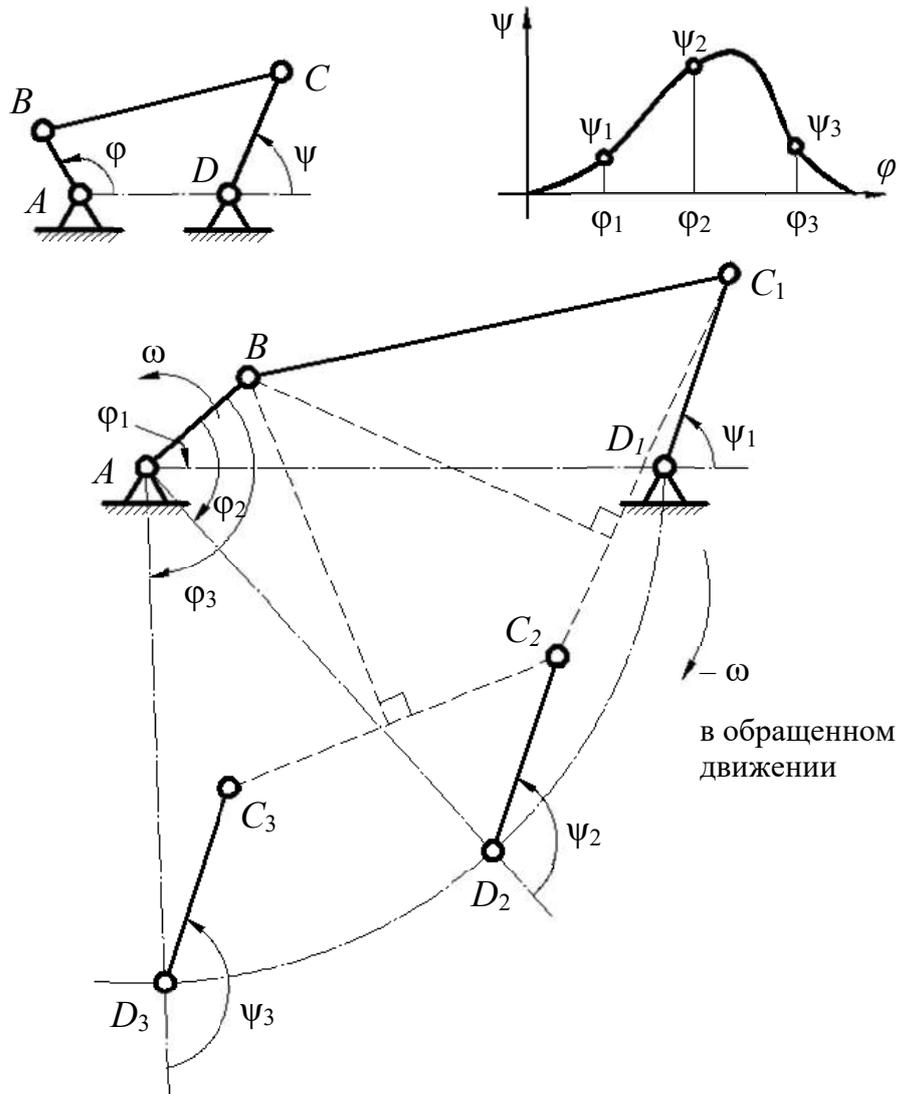


Рис. 42. Синтез механизма по заданному закону движения выходного звена

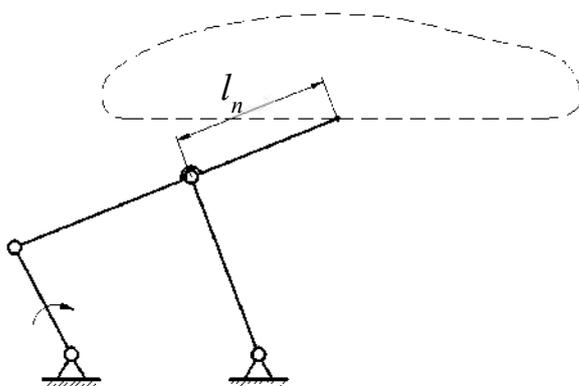
Приближенный синтез включает разбивку всего интервала по оси графика $\psi(\varphi)$ по оси абсцисс φ на участки, соответствующие трём произвольным значениям $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. Используется метод обращения движения, когда механизму условно задаётся движение, обратное кривошипу. Если заданы длина коромысла и межцентровое расстояние, то по трём положениям в обращённом движении можно найти размеры шатуна и кривошипа согласно рис. 42, где точку B находят как центр вращения точки C в обращённом движении.

Существует постановка задачи, когда отыскивается оптимальный закон движения с точки зрения различных параметров: скорости, ускорения, работы динамических сил и т. д.

6.9. Понятие о синтезе механизма по заданной траектории

Часто требуется спроектировать механизм с заданной траекторией движения ведомого звена. Например, четырёхшарнирный механизм стрелы портального крана позволяет перемещать груз горизонтально при вращении стрелы в вертикальной плоскости (рис. 43).

Синтез таких механизмов осуществляется графическими и аналитическими методами с использованием теории функций с наибольшим приближением к заданной траектории. В этой области имеются работы



Чебышева, который первым предложил решение задачи для лямбдообразного прямолинейного траектория Чебышева, положенного в основу конструкции стрелы портального крана.

Искомыми параметрами являются длины звеньев, включая и l_n .

Рис. 43. Синтез механизма по заданной траектории

6.10. Общий порядок проектирования рычажного механизма

Процесс проектирования рычажного механизма включает следующие основные этапы:

1) производится синтез кинематической схемы (определяются длины звеньев по заданным условиям;

2) принимается упрощённый закон движения входного звена, определяются скорости и ускорения звеньев, производится приближённый силовой расчёт (определяются реакции в кинематических парах);

3) по найденным усилиям подбираются сечения звеньев и определяются их массы;

4) производится приведение сил и масс, подбор маховика и определение истинного закона движения звена приведения;

5) при найденном законе движения звена приведения находятся уточнённые значения скоростей и ускорений, определяются более точные величины реакций и производится проверка прочности и жёсткости звеньев. Размеры сечений и массы звеньев последовательно уточняются.

Иногда используют более простую последовательность, в которой расчёт ведётся при заданных длинах и массах звеньев, а также при упрощённом законе движения входного звена.

7. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

7.1. Классификация кулачковых механизмов

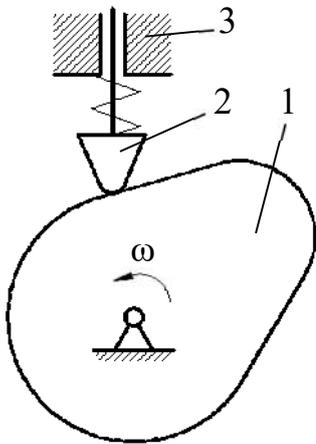


Рис. 44. Кулачковый механизм

Кулачковые механизмы содержат хотя бы одну высшую кинематическую пару и состоят из кулачка 1, толкателя 2 и стойки 3 (рис. 44).

Степень подвижности такого механизма равна:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1. \quad (7.1)$$

Основными достоинствами кулачковых механизмов является возможность получения заранее заданного закона движения толкателя с помощью кулачка. К недостаткам следует отнести большое удельное давление в точке контакта кулачка с толкателем, а также сложность изготовления профиля кулачка.

Постоянный контакт толкателя с кулачком обеспечивается с помощью кинематического (рис. 45, а) или силового замыкания (рис. 45, б).

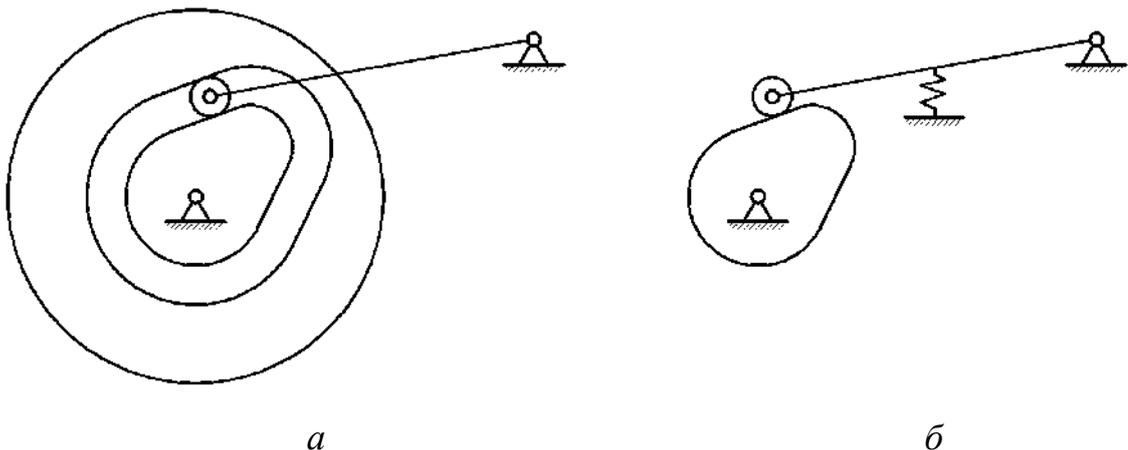


Рис. 45. Классификация кулачковых механизмов по типу контакта толкателя с кулачком: а – с кинематическим замыканием; б – с силовым замыканием

В зависимости от характера движения кулачка и толкателя возможно преобразование вращательного или поступательного движения кулачка во вращательное или поступательное движение толкателя (рис. 46). На рис. 46, *а* показан механизм с преобразованием поступательного движения в поступательное (плоский с тарельчатым толкателем); на рис. 46, *б* – с преобразованием вращательного движения в поступательное (плоский внеосный с плоским толкателем); на рис. 46, *в* – с преобразованием вращательного движения в поступательное (пространственный с роликовым толкателем).

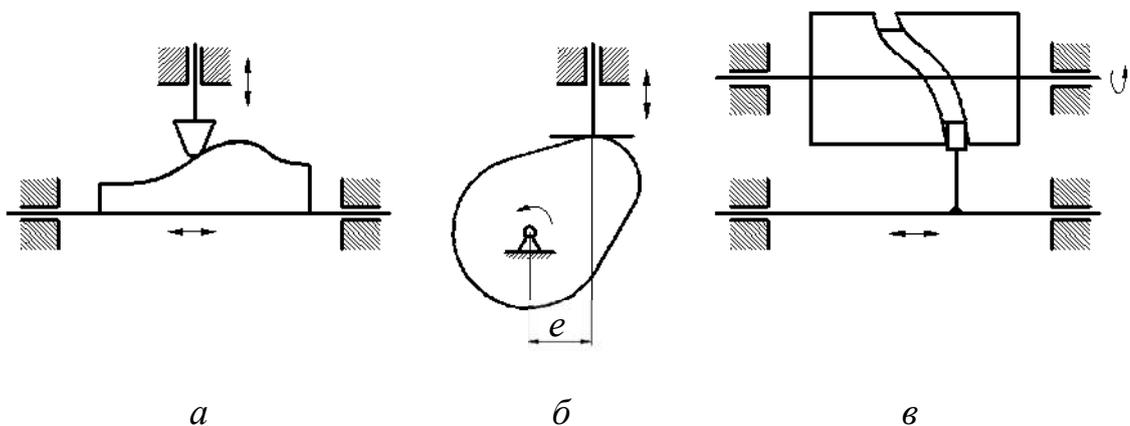


Рис. 46. Классификация кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы могут быть плоскими (рис. 46, *а*, *б*) и пространственными (рис. 46, *в*), осевыми ($e = 0$) и внеосными ($e \neq 0$), с плоским, тарельчатым или роликовым толкателем. Назначение ролика – уменьшение трения и износа в контакте толкателя с кулачком.

Кулачковые механизмы, как правило, используются в машинах автоматического или полуавтоматического действия и обеспечивают функции «жёсткого» управления выполняемого процесса.

7.2. Кинематический анализ кулачковых механизмов

Основной задачей кинематического анализа является определение перемещений, скоростей и ускорений толкателя при заданных схеме механизма и профиле кулачка. Решение этой задачи может быть осуществлено аналитическими и графическими методами, первый из которых более точен, но сложен, а второй – менее точен, но более прост.

Рассмотрим графический метод на примере осевого механизма с роликовым толкателем. Анализ начинается с построения планов механизма. При этом используется метод обращения движения, когда всему механизму условно задают вращение с угловой скоростью $(-\omega)$, обратной скорости

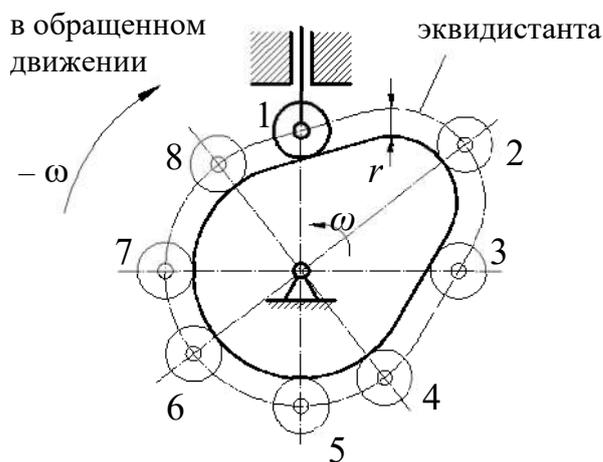


Рис. 47. Профилирование кулачка

кулачка (рис. 47). Тогда толкатель в обращённом движении будет двигаться вокруг неподвижного кулачка, а центр ролика опишет кривую, отстоящую от профиля кулачка на расстояние радиуса r ролика и называемую *эквидистантой*. Построение профиля кулачка называется *профилированием*.

Путь s любой точки толкателя при повороте кулачка на угол φ будет равен разности радиусов-векторов, соединяющих центр кулачка и соответствующие положения центра ролика.

На основе планов механизма можно построить диаграмму перемещений толкателя в координатах $(s; \varphi)$ или $(s; t)$, после чего определяются скорости v

(рис. 48) (аналоги скорости $\frac{ds}{d\varphi}$) и ускорения a (аналоги ускорения $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$)

путём графического дифференцирования графиков $s(\varphi)$, $s(t)$, $v(t)$, $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$.

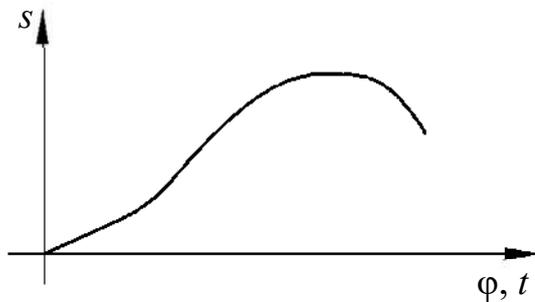


Рис. 48. Диаграмма перемещений толкателя

Движение толкателя имеет реверсивный характер за весь кинематический цикл, при этом наблюдаются четыре фазы движения толкателя (см. рис. 54), соответствующие четырём фазовым углам поворота кулачка: φ_y – угол удаления (подъёма) толкателя; φ_d –

угол дальнего выстоя; φ_v – угол возврата (опускания); φ_b – угол ближнего выстоя.

С целью непосредственного определения скоростей и ускорений толкателя осуществляют условную замену высшей пары на низшую. Замена осуществляется так, что движение заменяемого механизма в момент замены соответствует движению заменяющего.

В общем случае мгновенный заменяющий механизм представляет шарнирный четырёхзвенник с подвижными шарнирами A и B , расположенными в центрах кривизны, контактирующих в точке P профилей (рис. 49).

В частных случаях возможны различные варианты замены (рис. 50), при этом можно производить кинематический анализ кулачкового механизма как обычного стержневого.

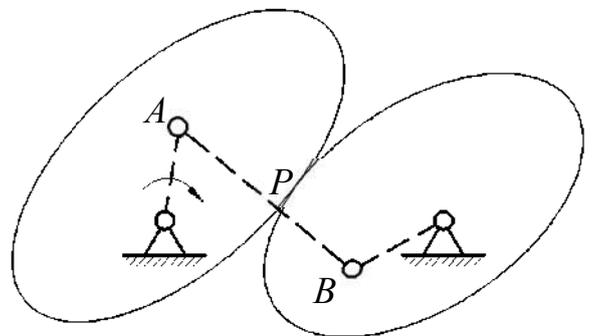


Рис. 49. Мгновенный заменяющий механизм

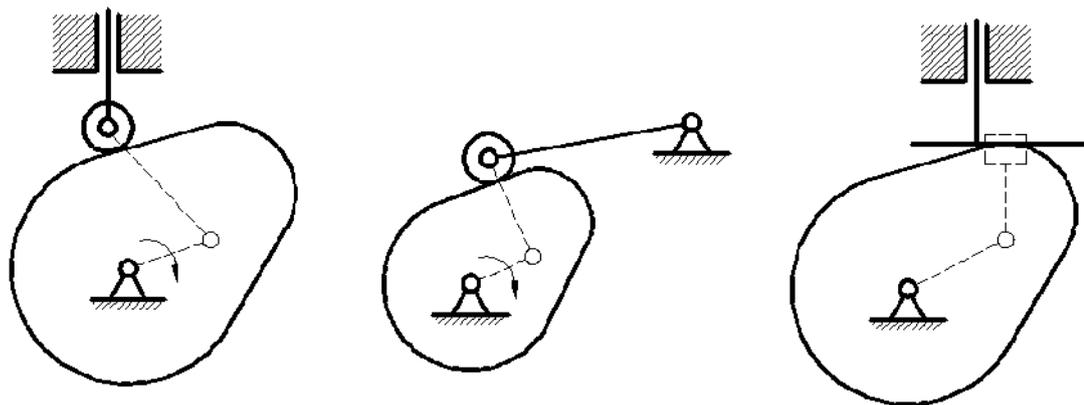


Рис. 50. Различные варианты замены кулачкового механизма

7.3. Некоторые вопросы динамического анализа кулачковых механизмов

Условия нормальной работы звеньев кулачкового механизма в существенной степени зависят от угла давления α между направлением усилия F , действующего на толкатель со стороны кулачка, и направлением скорости толкателя (рис. 51, *a*).

Угол давления – переменная величина, с увеличением которой возрастает опасность заклинивания механизма, т. к. увеличивается составляющая F_x , вызывающая трение в кинематических парах.

Обычно величину α_{\max} ограничивают подбором размеров кулачка при условии, что

$$\alpha_{\max} \leq \begin{cases} 30^\circ & \text{– для механизмов с поступательным движением толкателя;} \\ 45^\circ & \text{– для механизмов с коромысловым толкателем.} \end{cases}$$

Рассмотрим задачу определения текущего угла α для любого положения механизма (рис. 51).

Построим заменяющий кривошипно-ползунный механизм OAB , где точка A совпадает с центром кривизны кулачка в точке его контакта с роликом (рис. 51, *a*).

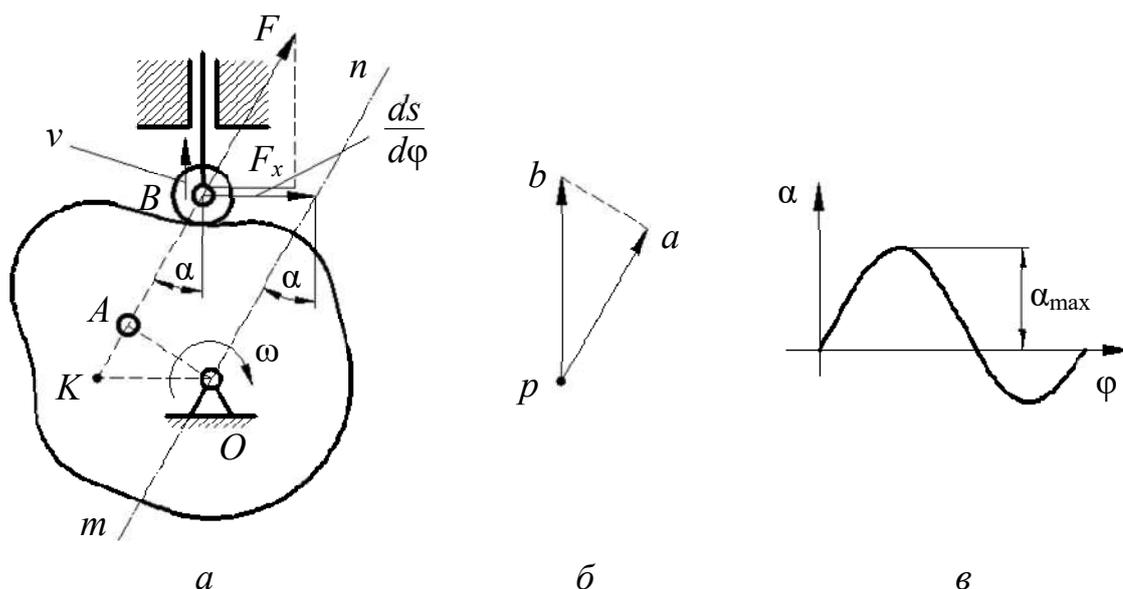


Рис. 51. Динамический анализ кулачковых механизмов:
a – план положений; *б* – план скоростей заменяющего механизма; *в* – диаграмма изменения угла α

На рис. 51, *б* приведён план скоростей заменяющего механизма, где $\triangle pab \sim \triangle OAK$ (треугольники с взаимно перпендикулярными сторонами), поэтому

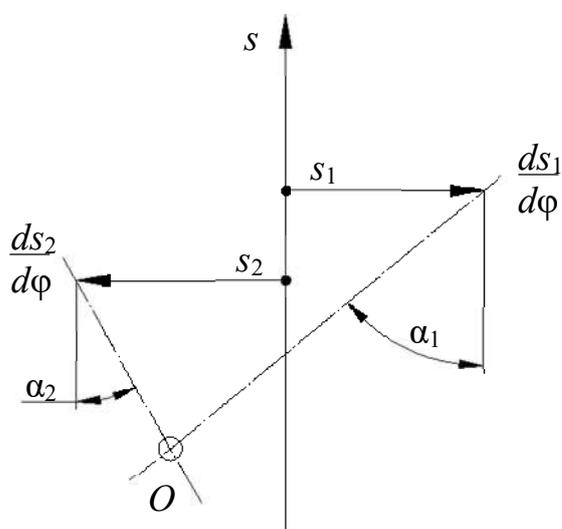
$$\frac{l_{OK}}{l_{OA}} = \frac{pb}{pa} = \frac{v_B}{v_A} = \frac{ds}{dt \omega l_{OA}} = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{dt}{d\phi l_{OA}}, \quad (7.2)$$

откуда

$$l_{OK} = \frac{ds}{d\phi}. \quad (7.3)$$

Таким образом, отложив вектор $\frac{ds}{d\phi}$ от точки *B* в направлении вектора скорости *v* толкателя, повернутого на 90° в сторону вращения кулачка, и проведя линию *tn* через точку *O* и конец вектора $\frac{ds}{d\phi}$, получим угол α .

Можно решить обратную задачу, находя положение центра O вращения кулачка при заданных значениях α и $\frac{ds_1}{d\varphi}$, $\frac{ds_2}{d\varphi}$ для двух положений толкателя



(рис. 52).

Из рис. 52 видно, что чем больших значений достигают углы давления α , тем меньшие габариты имеет механизм, но риск заклинивания при этом увеличивается.

Рис. 52. Решение обратной задачи (нахождение положения центра вращения)

7.4. Синтез кулачковых механизмов

7.4.1. Выбор закона движения толкателя

При проектировании кулачковых механизмов используются различные методы синтеза.

Если известен минимальный радиус (r_{\min}) кулачка и закон его движения, то построение профиля – задача кинематического синтеза. Если r_{\min} должен определяться с условием отсутствия заклинивания, то построение профиля – задача динамического синтеза.

Вопрос о выборе закона движения толкателя отпадает в случае, если он полностью определяется той операцией, которую толкатель осуществляет, т. е. является исходно заданным. Однако во многих случаях заданы лишь частичные перемещения, скорости или ускорения толкателя и необходимо подобрать какой-либо закон движения на недостающих участках.

Например, может быть задано максимальное и минимальное перемещение толкателя по двум участкам t_2 и t_4 (рис. 53) в виде графика $s(t)$, показанного основной линией. На остальных участках t_1 и t_3 закон движения следует выбрать.

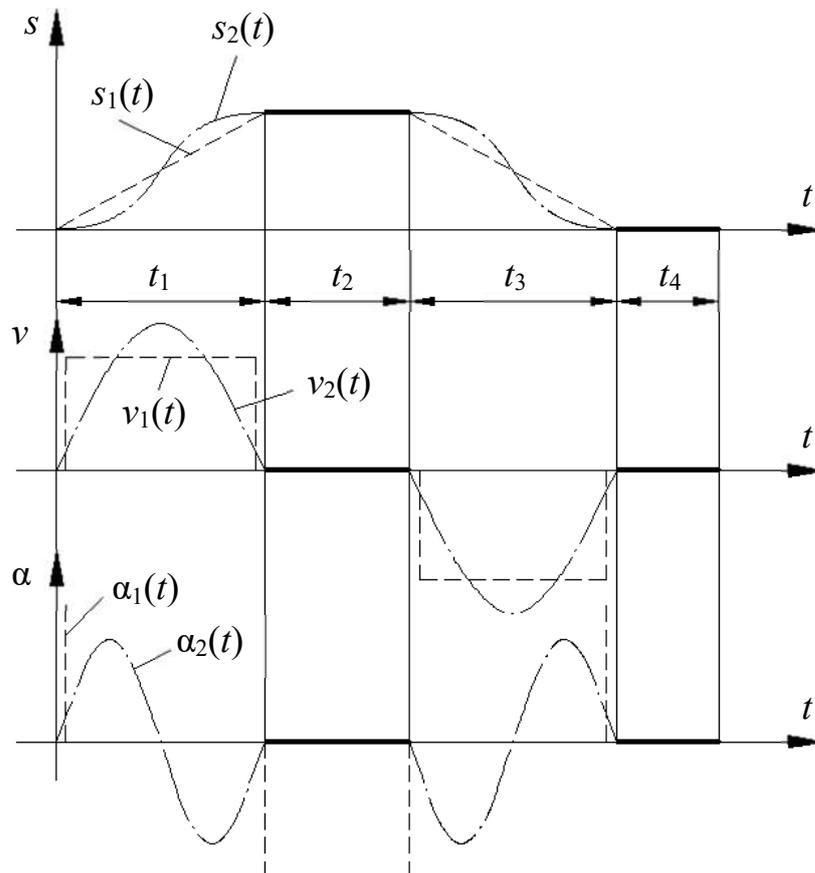


Рис. 53. Выбор закона движения толкателя

Из всех возможных законов движения необходимо выбирать оптимальный с точки зрения условий работы механизма. Одним из таких законов является синусоидальный закон $s_2(t)$, обеспечивающий плавную безударную работу механизма без резких изменений скорости и без больших значений ускорений, как, например, при выборе закона $s_1(t)$, где ускорения, а следовательно, силы инерции достигают больших величин, способных вызвать износ и поломку.

7.4.2. Профилирование кулачка

Рассмотрим графический метод получения профиля кулачка как задачу кинематического синтеза. В этом случае заданы схема кулачкового механизма, закон движения толкателя и r_{\min} кулачка. Профилирование осуществляется на основе закона движения толкателя. В качестве примера рассмотрим профилирование кулачка в осевом механизме с поступательно движущимся толкателем.

Схема механизма, диаграмма движения толкателя и r_{\min} кулачка даны (рис. 54).

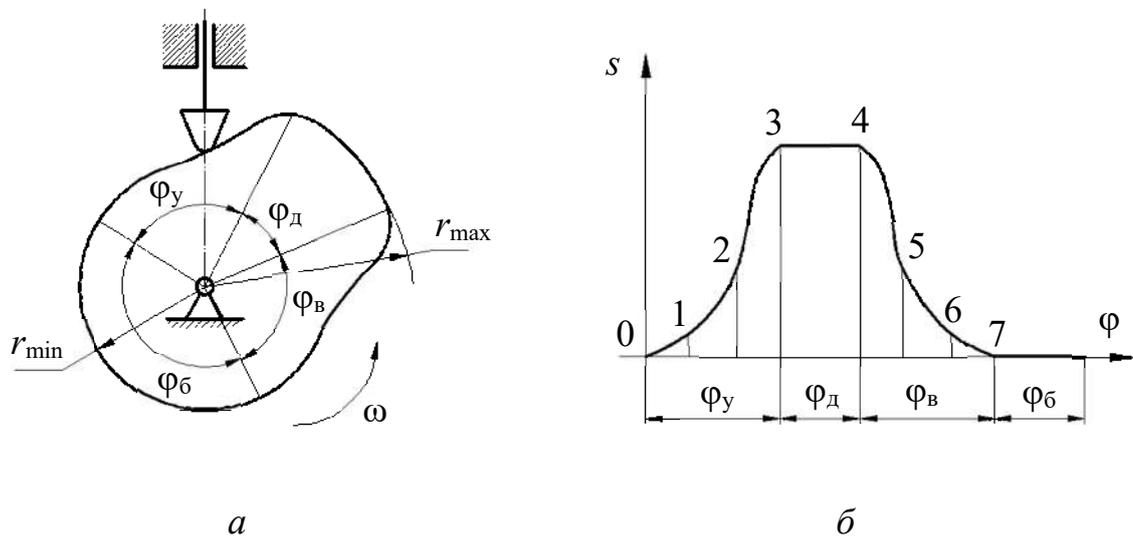


Рис. 54. Профилирование кулачка:
a – схема механизма; *б* – диаграмма движения толкателя

В начале размечаются основные размеры механизма в масштабе μ_l , а также фазовые углы, причём углы φ_y и φ_v делятся на ряд равных частей в соответствии с диаграммой (рис. 54, *б*). Строятся начальное, а затем ряд последующих положений толкателя в обратном движении (рис. 55, *а*), и полученные точки соединяются плавной кривой.

В случае построения профиля кулачка для механизма с роликовым толкателем сначала строится эквидистанта (центральной профиль) как и в

предыдущем случае, а затем и сам рабочий профиль кулачка, отстоящий от эквидистанты на величину радиуса ролика $r_{\text{рол}}$ (рис. 55, б).

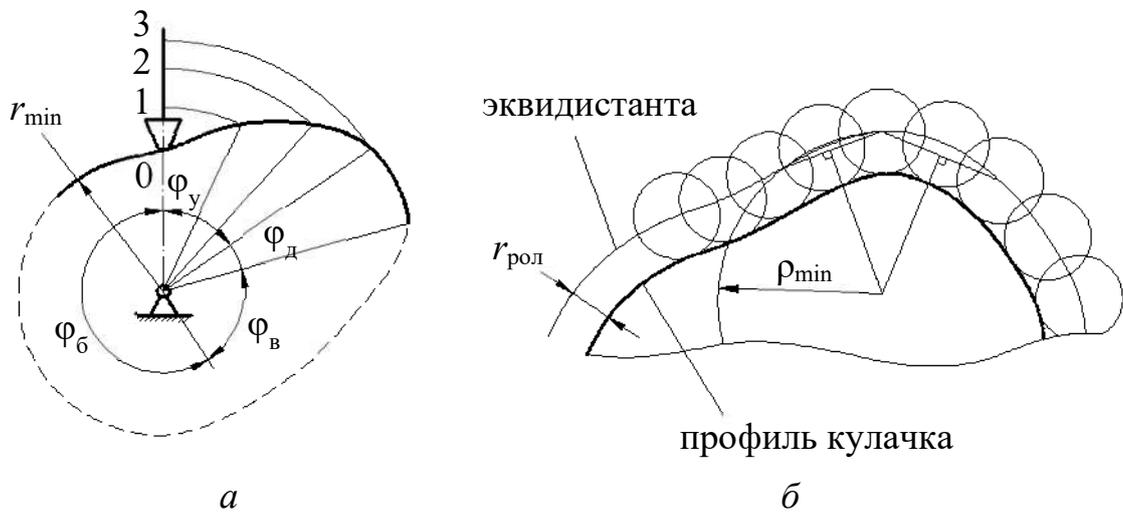


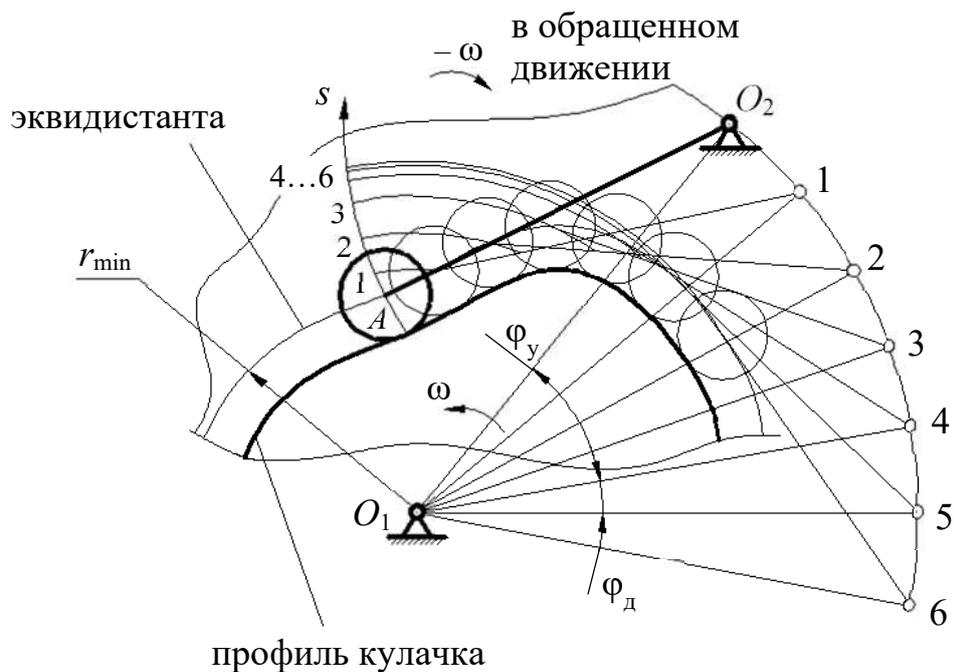
Рис. 55. Построение профиля кулачка:
 а – ряд положений толкателя в обратном движении; б – построение профиля кулачка для механизма с роликовым толкателем

Величина $r_{\text{рол}}$ выбирается из соотношения:

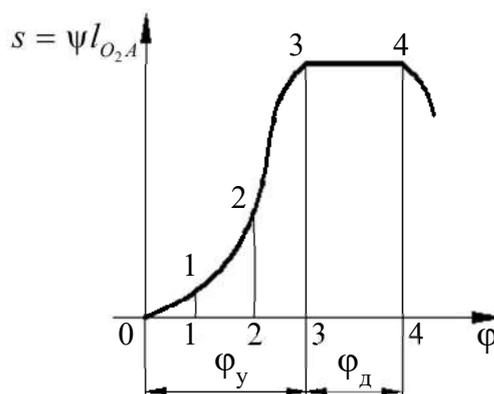
$$r_{\text{рол}} \leq \min \begin{cases} 0,4r_{\text{min}}; \\ 0,8\rho_{\text{min}}, \end{cases} \quad (7.4)$$

где ρ_{min} – минимальный радиус центрального профиля кулачка, который можно определить графически по трём точкам в месте наибольшей кривизны эквидистанты (рис. 55, б).

Профилирование кулачка механизма с коромысловым толкателем состоит из аналогичных операций, т. е. после разметки межцентровых расстояний строится ряд положений коромысла в обратённом движении (рис. 56, а) в соответствии с заданной диаграммой $s(\varphi)$, часть которой показана на рис. 56, б.



a



б

Рис. 56. Профилирование кулачка механизма с коромысловым толкателем: *a* – ряд положений коромысла в обратном движении; *б* – диаграмма движения коромысла

7.4.3. Динамический синтез кулачкового механизма

Задача динамического синтеза заключается в нахождении центра вращения кулачка при условии минимизации размеров механизма, когда заданы закон движения толкателя и предельно допустимый угол давления $\alpha_{\text{доп}}$. В конечном итоге задача состоит в определении r_{min} кулачка, после чего может быть выполнен кинематический синтез (профилирование).

Рассмотрим пример определения r_{\min} кулачка для механизма с поступательно движущимся толкателем, когда заданы диаграммы перемещений $s(\varphi)$ и аналогов скоростей $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$, которые должны быть вычерчены в едином масштабе $\mu_s = \mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \dots$

Путём исключения параметра φ вычерчивается совмещённая диаграмма $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$, как показано на рис. 57.

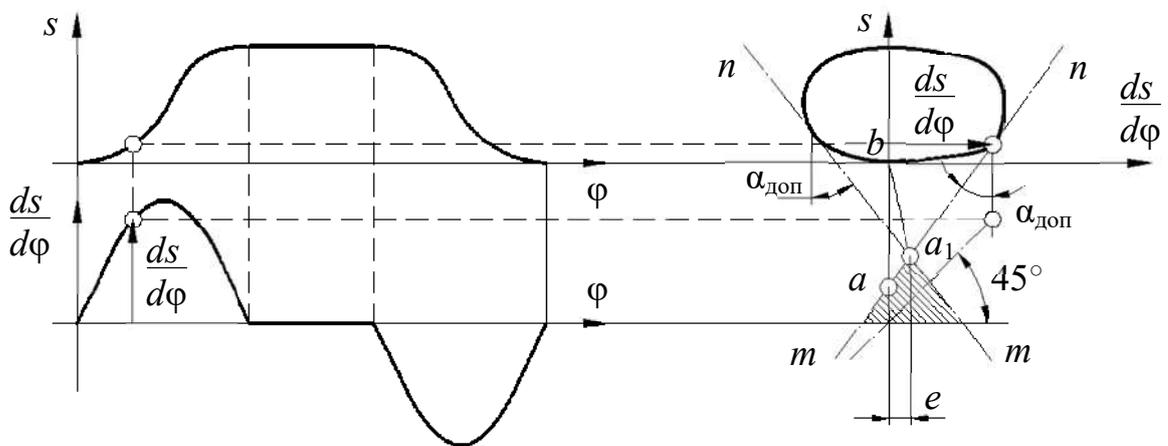


Рис. 57. Совмещённая диаграмма движения

Проведя касательные mn к диаграмме $s\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)$ под углами $\varphi_{\text{доп}}$, как показано на рис. 57, получим точку a_1 на их пересечении. Тогда отрезок a_1b будет соответствовать в масштабе μ_s величине

$$r_{\min} = \mu_s \cdot (a_1b) \quad (7.5)$$

для внеосного механизма со смещением оси толкателя $e \neq 0$ относительно центра вращения кулачка. Так как центр кулачка можно располагать в любой точке заштрихованной области, то при $e = 0$ получим

$$r = \mu_s \cdot (ab), \quad (7.6)$$

когда центр кулачка совпадает с осью толкателя.

Таким образом, габариты механизма уменьшаются при $e \neq 0$, т. к. центр кулачка приближается к точке b , а предельный угол давления $\varphi_{\text{доп}}$ остаётся неизменным.

Обычно при силовом замыкании такие построения делаются только для фазы удаления, т. к. на фазе возврата толкатель является ведущим звеном и заклинивания не происходит.

Для механизма с коромысловым толкателем построение совмещённой диаграммы $s \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)$ производится в пределах заданного максимального угла размаха коромысла ψ_{max} . Причём отрезки, равные $\frac{ds}{d\varphi}$ откладываются в масштабе μ_l от траектории точки A коромысла по его оси в сторону вектора $\frac{ds}{d\varphi}$, повернутого на 90° в направлении вращения кулачка (рис. 58).

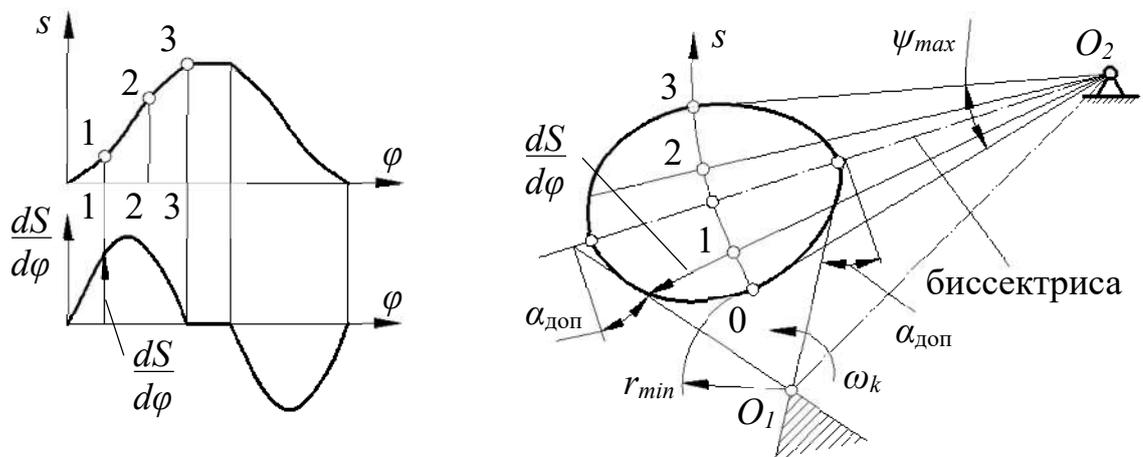


Рис. 58. Построение совмещённой диаграммы движения для механизма с коромысловым толкателем

Точки, полученные для нескольких положений коромысла, соединяют плавной кривой и строят допусковую зону размещения центра вращения кулачка, которую приближённо можно получить, проведя касательные к диаграмме $s \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)$ под углами $\alpha_{\text{доп}}$, образованными биссектрисой угла ψ_{max} и

перпендикулярами к ней (рис. 58, б). Выбранное положение центра O_1 в допускаемой (заштрихованной) зоне определяет величину r_{\min} и межцентровое расстояние O_1O_2 между кулачком и коромыслом.

7.4.4. Аналитический способ синтеза кулачковых механизмов

При аналитическом методе синтеза вместо диаграмм в графической форме используются аналитические зависимости $s(\varphi)$, $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ и т. д.

Например, для осевого кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем профиль кулачка может быть представлен аналитической зависимостью вида

$$r = r_{\min} + s(\varphi). \quad (7.7)$$

При заданном r_{\min} и известной зависимости $S(\varphi)$ можно получить профиль кулачка с любой заданной степенью точности.

7.4.5. Понятие о проектировании пространственных кулачковых механизмов

Распространённым методом синтеза пространственных механизмов является условная их замена плоским кулачковым механизмом. Тогда задача сводится к синтезу плоского механизма. Например, задача проектирования механизма с поступательно движущимся толкателем и вращающимся кулачком сводится при заданном законе $s(\varphi)$ к построению развёртки цилиндра, на которой по данным диаграммы строится теоретический и действительный профиль кулачка (рис. 59).

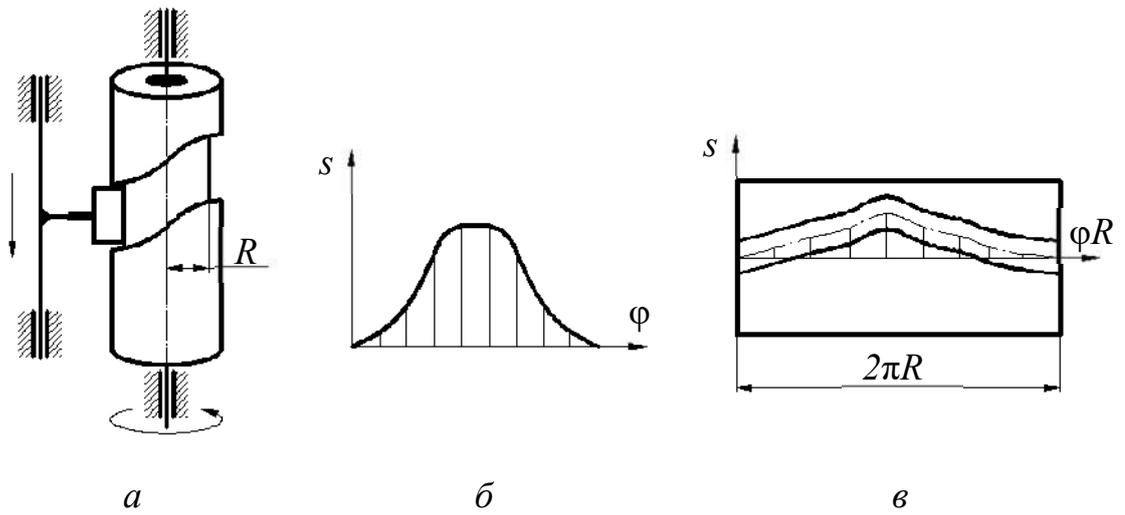


Рис. 59. Проектирование пространственного кулачкового механизма:
a – план механизма; *б* – диаграмма движения толкателя; *в* – развертка цилиндра

8. ФРИКЦИОННЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

8.1. Общие сведения о передачах вращения

Фрикционные и зубчатые механизмы предназначены для передачи вращательного движения с одного вала на другой с помощью деталей типа диска в основном цилиндрической формы. При этом, как правило, меняется величина угловой скорости и передаваемого момента, а также их направление. Вал, от которого передаётся движение, называется ведущим, а вал, которому передаётся движение – ведомым.

Оси валов могут быть параллельными, пересекаться или скрещиваться под различными углами. В первом случае механизм является плоским, в остальных случаях механизмы пространственные.

Если в механизме имеются только ведущие и ведомые валы и отсутствуют промежуточные вращающиеся звенья, то механизм называется *передачей*. Передача вращения может осуществляться:

- 1) путём непосредственного соприкосновения двух дисков, жёстко связанных с ведущим и ведомым валами (фрикционная, червячная, зубчатая);
- 2) посредством промежуточных гибких тел, сцепляющихся с дисками, которые жёстко связаны с ведущим и ведомым валами (ременная, цепная, волновая).

Отношения угловых скоростей вращения обоих валов передачи называется *передаточным отношением* (i), которое характеризует процесс преобразования движения количественно.

Отношения угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого называется *передаточным числом* (u), которое определяет направление передачи энергии.

Величина i и u может меняться или оставаться постоянным за время одного оборота ведущего вала.

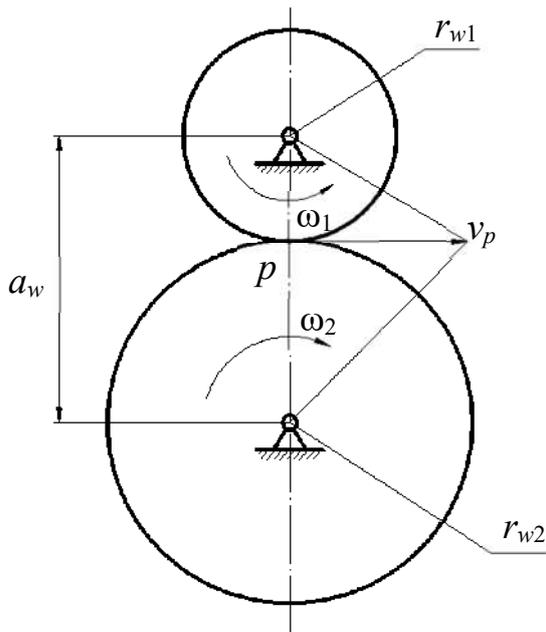


Рис. 60. Схема передачи вращения

Любую передачу можно схематично представить в виде двух начальных поверхностей, контактирующих между собой, а плоскую передачу – в виде двух начальных окружностей с радиусами r_{w1} и r_{w2} , перекатывающихся друг по другу без скольжения и контактирующих в полюсе p (рис. 60).

Тогда

$$v_p = r_{w1}\omega_1 = r_{w2}\omega_2, \quad (8.1)$$

откуда следует выражение для

передаточного отношения

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (8.2)$$

Аналогично можно изобразить ременную или цепную передачи, а также пространственные передачи (рис. 61).

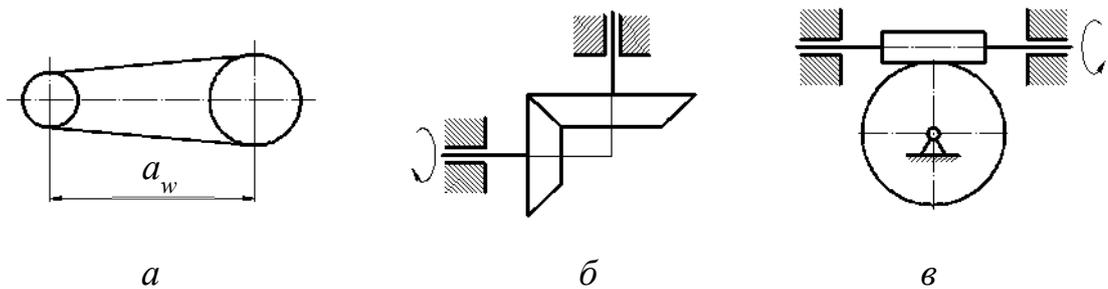


Рис. 61. Схематические обозначения различных типов передач:
 a – ременная или цепная передача; b – коническая зубчатая передача;
 $в$ – червячная передача

8.2. Фрикционные передачи

Одной из наиболее простых и во многих случаях достаточно надёжной является фрикционная передача, состоящая в простейшем случае из двух колёс (роликов), закреплённых на ведущем и ведомом валах. Для передачи движения без скольжения необходимо приложить к одному из роликов силу Q , достаточную для возникновения трения в месте контакта (рис. 62), при этом касательная сила их сцепления равна

по величине передаваемого окружному усилию.

Фрикционные передачи могут быть с постоянным и переменным передаточным отношением. Передачи с переменным передаточным отношением называются *вариаторами* (рис. 64).

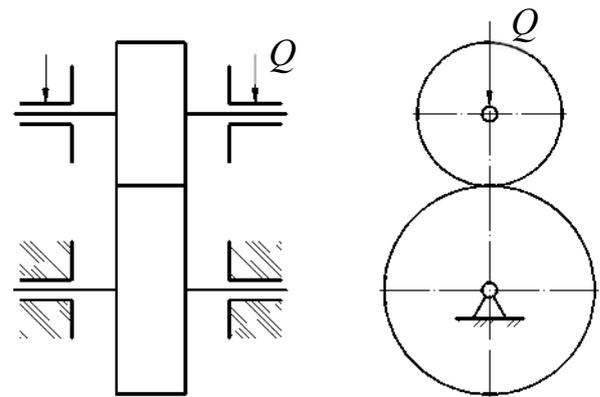


Рис. 62. Фрикционная передача

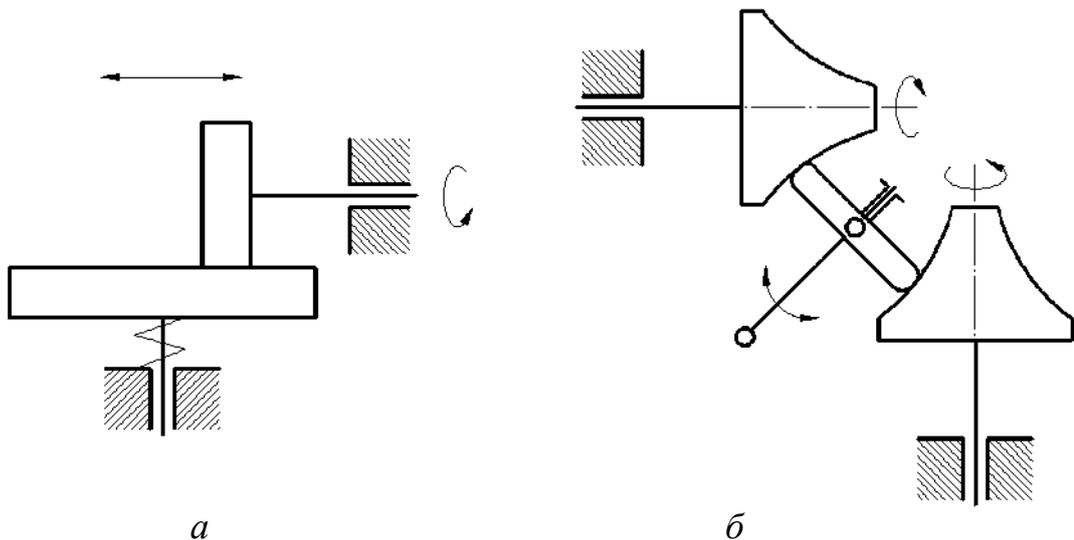


Рис. 63. Вариаторы: *a* – лобовой; *б* – торовый

Достоинствами фрикционных передач являются: плавность и бесшумность в работе, простота конструкции, невозможность поломки при резком изменении крутящего момента на одном из валов благодаря возможности проскальзывания роликов, возможность бесступенчатого регулирования скоростей.

Недостатками являются: необходимость прижимного устройства, непостоянство передаточного отношения, невозможность передачи значительных крутящих моментов.

В связи с указанными недостатками фрикционные передачи не получили такого широкого распространения как зубчатые.

8.3. Зубчатые передачи. Виды и классификация

Зубчатые передачи осуществляют передачу вращательного движения с одного вала на другой с помощью цилиндрических, конических, червячных колёс, имеющих специально профилированные зубья, при этом зубчатые колёса могут иметь прямые, косые, спиральные, шевронные зубья и т.д. (рис. 64).

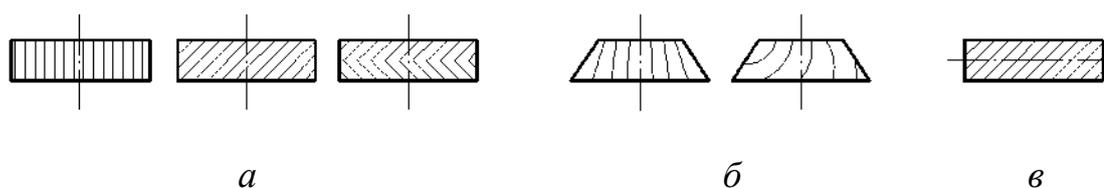


Рис. 64. Виды зубчатых колёс:
a – цилиндрические колёса; *б* – конические колёса; *в* – червяк

При использовании колёс с непрямыми зубьями повышается плавность и бесшумность работы и увеличивается нагрузочная способность передачи.

В зубчатых передачах с пересекающимися осями в качестве начальных поверхностей используются усечённые конусы, вершины которых пересекаются в одной точке (рис. 65, *a*), а в передачах с перекрещивающимися

осями теоретическими начальными поверхностями являются гиперболоиды вращения (рис. 65, б). Такие передачи называются *гиперболоидными*.

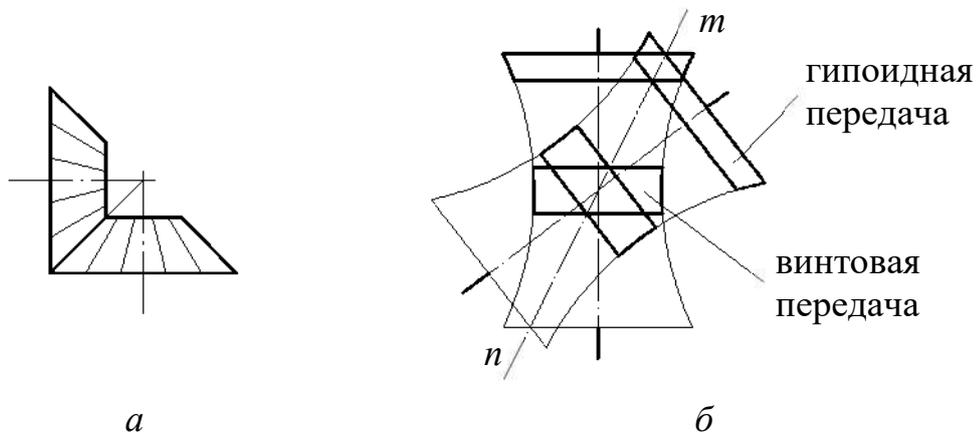


Рис. 65. Начальные плоскости зубчатых передач: *а* – зубчатая передача с пересекающимися осями; *б* – зубчатая передача с перекрещивающимися осями

При использовании колёс с непрямыми зубьями повышается плавность и бесшумность работы и увеличивается нагрузочная способность передачи.

В зубчатых передачах с пересекающимися осями в качестве начальных поверхностей используются усечённые конусы, вершины которых пересекаются в одной точке (рис. 65, а), а в передачах с перекрещивающимися осями теоретическими начальными поверхностями являются гиперболоиды вращения (рис. 65, б). Такие передачи называются *гиперболоидными*.

Контакт зубьев колёс в таких передачах происходит по прямолинейным образующим *mn*. В машиностроительной практике ограничиваются отдельными короткими частями гиперболоидов. Например, используя среднюю часть гиперболоидов, получают винтовую зубчатую передачу, а если использовать усечённые конусы, близкие по профилю к гиперболоидам в их широкой части, то получим так называемую *гипоидную передачу* (рис. 65, б).

Частным случаем винтовой передачи является червячная передача, в которой малое колесо называется *червяком*, а большое – *червячным колесом* (рис. 66).

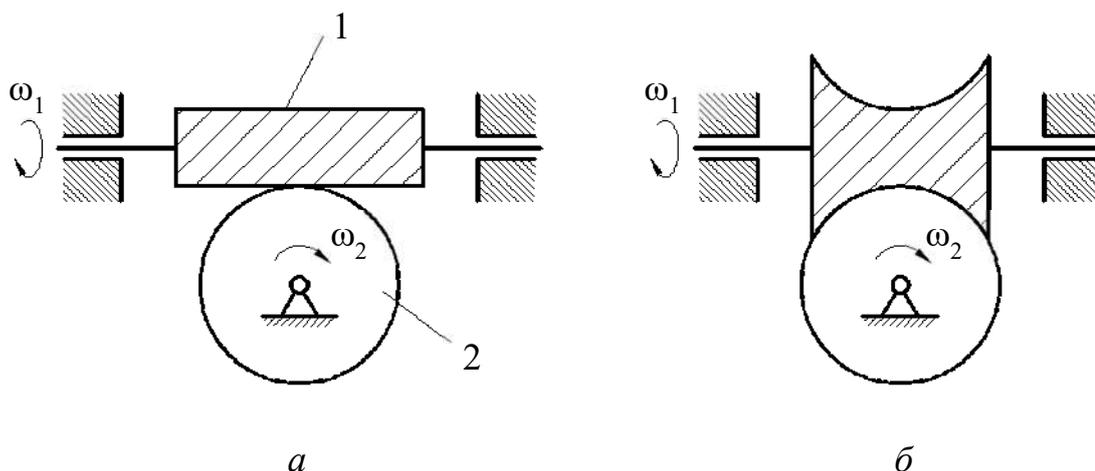


Рис. 66. Червячная передача:
a – передача с цилиндрическим червяком; *б* – передача с тороидным (глобоидным) червяком

Червячные передачи могут быть с одно и многозаходными червяками, при этом число заходов червяка равно числу его зубьев.

Червячные передачи позволяют обеспечить большое передаточное отношение при сравнительно малых габаритах вследствие малого числа z_1 зубьев (заходов) на червяке (обычно $z_1 = 1; 2; 4$). Однако коэффициент КПД передачи ниже, чем у цилиндрической.

Широко употребляются следующие значения передаточных отношений для зубчатой пары: 1...6 – для цилиндрических передач; 1...4 – для конических передач; 10...40 – для червячных передач.

По форме профиля зуба различают передачи *эвольвентные, циклоидные, цевочные*, а также *передачи с зацеплением Новикова*.

Наибольшее распространение получили эвольвентные передачи с профилем, предложенным Л. Эйлером в 1754 г. Преимуществом этого профиля является простота изготовления, достаточно высокая нагрузочная способность, малая чувствительность к неточностям межцентрового расстояния. Однако эвольвентный профиль удовлетворяет не всем требованиям, предъявляемым к современным зубчатым передачам. Так, например, в мощных передачах внешнего зацепления, где контактируют

выпуклые зубья с малыми радиусами кривизны профилей, происходит их быстрое разрушение из-за недостаточной контактной прочности. Одним из путей повышения контактной прочности является использование внутреннего зацепления, в котором профиль зуба одного из колёс вогнутый.

Другой путь – применение передач с зацеплением Новикова, где выпуклые профили зубьев одного из колёс, очерченные по дуге окружности, контактируют с вогнутыми профилями другого колеса. При этом нагрузочная способность передачи повышается в два – три раза по сравнению с эвольвентной, а также уменьшаются потери на трение.

Одной из интересных и перспективных передач является так называемая волновая передача (рис. 67), состоящая из жёсткого 1 и гибкого 2 зубчатых колёс, а также генератора волн 3 с роликами 4. При вращении генератора 3, благодаря разнице чисел зубьев жёсткого и гибкого колёс, приводится во вращение колесо 2, причём передаточное отношение может быть очень большим ($i = 40...400$). Изобретатель волновой передачи У. Массер (США, 1959 г.) указывал на возможность использования треугольного профиля зубьев.

К зубчатым передачам относятся передачи с некруглыми, секторными

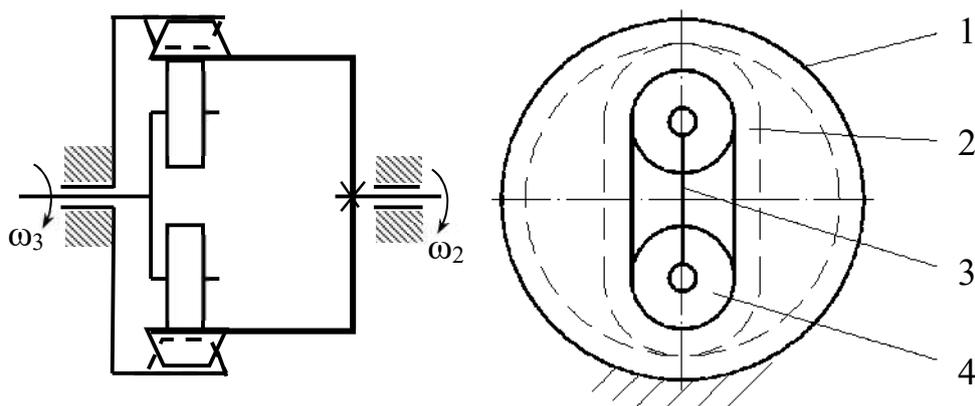


Рис. 67. Волновая передача

колёсами, колёсами, имеющими зубья на части обода и т. д.

Обычно в зубчатых передачах меньшее колесо называется *шестерней*.

Выбор той или иной передачи зависит от традиционной области её применения и конкретных функциональных особенностей механизма, в котором эта передача будет использована.

8.4. Основная теорема зацепления (теорема Виллиса)

Для постоянства передаточного отношения при зацеплении двух профилей зубьев необходимо, чтобы радиусы начальных окружностей зубчатых колёс, перекатывающихся друг по другу без скольжения, оставались неизменными. Если рассмотреть обращённое движение начальных окружностей (рис. 68, *a*), когда всей системе задана угловая скорость $(-\omega_2)$, то второе колесо будет условно неподвижным и точка p является мгновенным центром относительного вращения колёс. Эта точка, называемая *полюсом зацепления*, где контактируют начальные окружности, делит межцентровое расстояние на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям, т. к. при $r_w = const$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w1}}{r_{w2}} = const. \quad (8.1)$$

Рассмотрим обращённое движение профилей зубьев зубчатых колёс (рис. 68).

Точка контакта зубьев (точка k), принадлежащая первому колесу, вращается вокруг точки p , которая будет мгновенным центром скоростей. Скорость $v_k \perp pk$ и совпадает с общей касательной к профилям в точке k при условии постоянства этого контакта. В противном случае постоянного контакта не будет, так как появится составляющая v_k'' , и профили разомкнутся (рис. 69). Так как рассматривается произвольное положение зубьев, то можно сформулировать теорему.

Нормаль $n - n$ к касающимся профилям зубьев, проведённая через точку их касания, делит межцентровое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

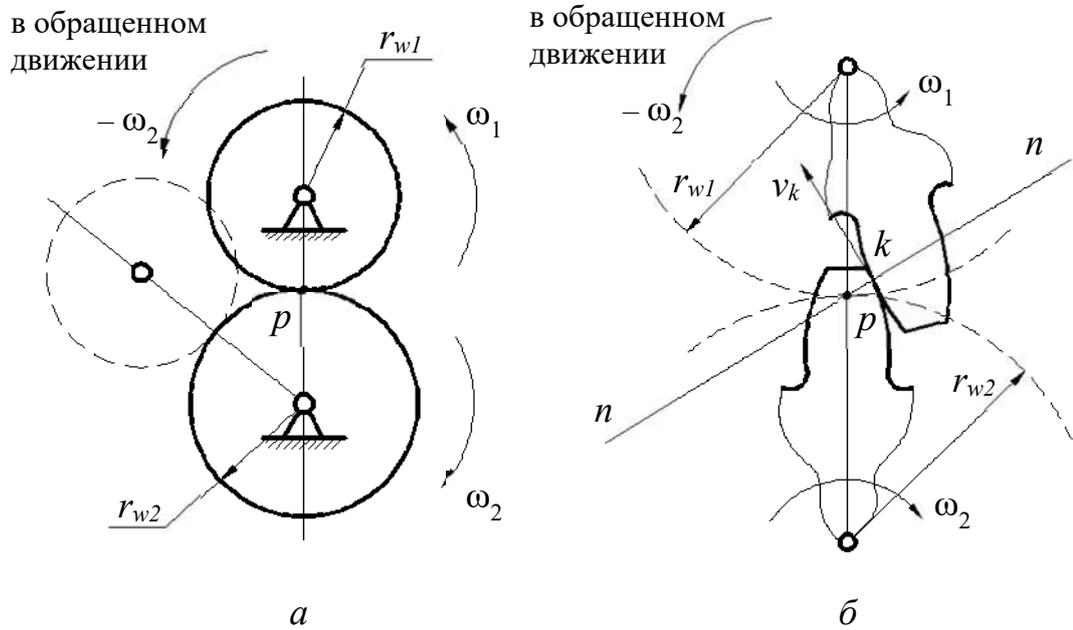


Рис. 68. Обращенное движение зубчатых колес: a – обращенное движение зубчатых колес; b – обращенное движение профилей зубьев

Эта теорема, сформулированная Р. Виллисом в 1841 г., определяет основной закон зацепления профилей, которые не могут быть произвольными, а должны быть специально подобраны.

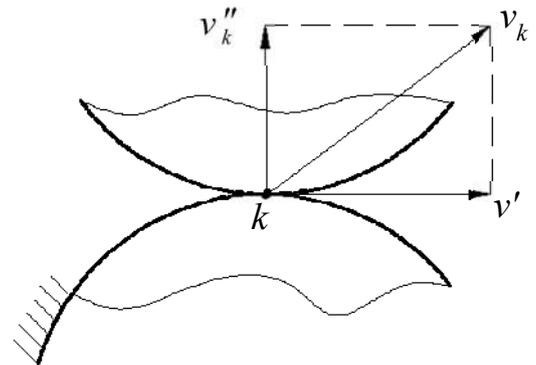


Рис. 69. Размыкание контакта в точке k

8.5. Эвольвента и её свойства

Наибольшее применение получили эвольвентные зубчатые передачи с профилем зубьев, очерченным по эвольвенте (рис. 70).

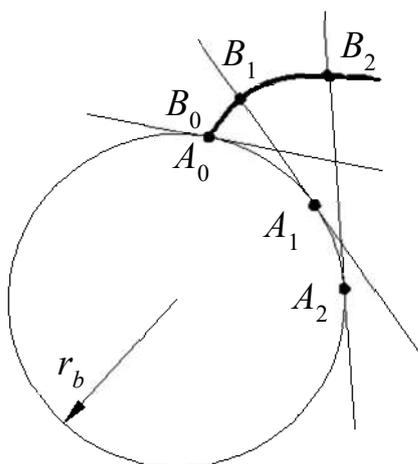


Рис. 70. Эвольвента круга

Эвольвентой круга называется траектория точки, лежащей на прямой, которая перекачивается без скольжения по окружности радиуса r_b , называемой *основной*.

Эвольвента имеет следующие свойства:

- 1) начинается с основной окружности;
- 2) нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности;
- 3) радиус кривизны эвольвенты в каждой её точке лежит на нормали к эвольвенте в этой

точке.

Основная окружность представляет собой геометрическое место центров кривизны эвольвенты и является её *эволютой*.

8.6. Геометрия эвольвентного зацепления

В процессе зацепления зубья касаются друг друга различными точками профиля (рис. 71). Так как эти точки лежат на нормали к профилям, которая одновременно является касательной к обеим основным окружностям, то совокупность точек касания (линия ab) совпадает с общей для обеих основных окружностей касательной $n - n$.

Эта линия называется *теоретической линией зацепления*, а линия ab длиной g_a является её активной частью, где располагаются все точки контакта зубьев. Угол α_w , измеряемый между нормалью $n - n$ к профилям в полюсе зацепления p и общей касательной к обеим начальным окружностям, называется *углом зацепления*. Таким образом:

$$\begin{aligned} r_{b1} &= r_{w1} \cos \alpha_w; \\ r_{b2} &= r_{w2} \cos \alpha_w. \end{aligned} \tag{8.2}$$

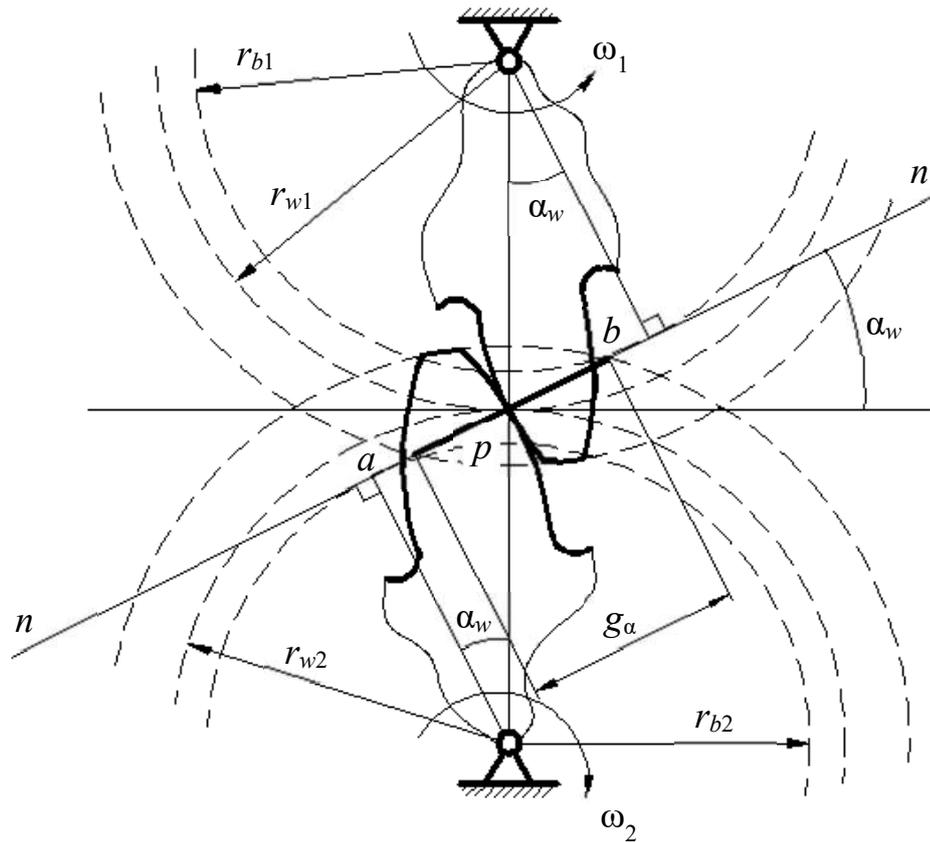


Рис. 71. Геометрия эвольвентного зацепления

8.7. Качественные показатели зацепления

Одним из качественных показателей зубчатой передачи является коэффициент перекрытия ε_α , равный

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b}, \quad (8.3)$$

где p_b – шаг по основной окружности (расстояние между сходственными точками двух соседних зубьев, замеренное по дуге основной окружности).

Коэффициент ε_α показывает, сколько пар зубьев в среднем одновременно находится в зацеплении. Для прямозубой передачи обычно $1 < \varepsilon_\alpha < 2$. Чем больше ε_α , тем более плавно и бесшумно работает передача.

Другим качественным показателем является коэффициент скольжения, который учитывает влияние геометрии передачи и её кинематики на

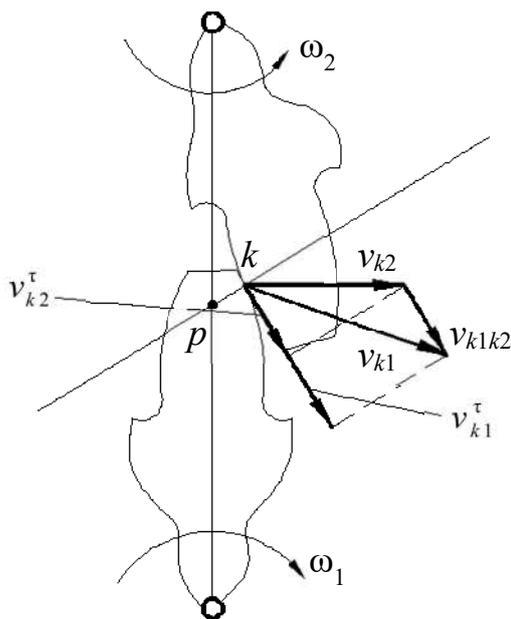


Рис. 72. План скоростей в зубчатом зацеплении

скольжение и износ профилей, скользящих друг по другу (рис. 72), что видно из плана скоростей.

На плане:

v_{k1} – скорость точки k первого профиля;

v_{k1}^{τ} – проекция этой скорости на касательную к контактирующим профилям;

v_{k2}, v_{k2}^{τ} – то же для колеса 2.

Скорость скольжения колес 1 и 2

относительно друг друга равна:

$$v_{c.k} = v_{k1k2} = v_{k1}^{\tau} - v_{k2}^{\tau}. \quad (8.4)$$

Коэффициенты скольжения колёс 1 и 2 равны:

$$\lambda_1 = \frac{v_{c.k}}{v_{k1}^{\tau}}; \quad (8.5)$$

$$\lambda_2 = \frac{v_{c.k}}{v_{k2}^{\tau}}.$$

Эти коэффициенты равны нулю в полюсе (точка p) и увеличиваются с удалением от него по линии зацепления.

Таким образом, чем длиннее линия зацепления, (и чем больше коэффициент перекрытия ϵ_a), тем больше скольжение и износ профилей зубьев.

8.8. Основные параметры зубчатых колёс

Основными параметрами зубчатого колеса являются (рис. 73):

z – число зубьев;

r_a (d_a) – радиус (диаметр) окружности выступов;

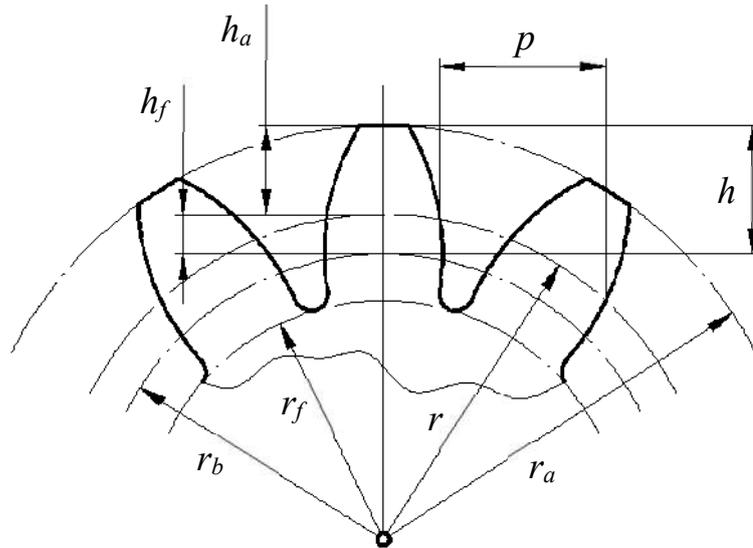


Рис. 73. Основные геометрические параметры зубчатого колеса

r_f (d_f) – радиус (диаметр) окружности впадин;

r_b (d_b) – радиус (диаметр) основной окружности;

r (d) – радиус (диаметр) делительной окружности, т. е. окружности, которая является начальной в станочном зацеплении колеса с режущим инструментом;

p – шаг зубьев по делительной окружности;

m – модуль зацепления, определяемый следующим образом:

$$d = zm = \frac{zp}{\pi},$$

$$m = \frac{p}{\pi};$$
(8.6)

h – высота зуба, равная

$$h = h_a + h_f,$$
(8.7)

где $h_a = m$ – высота головки зуба;

$h_f = 1,25 m$ – высота ножки зуба;

Величина m стандартизирована и выражена в миллиметрах, а делительная окружность является окружностью стандартного модуля.

Обычно используется угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

8.9. Методы нарезания зубчатых колёс

Существует два принципиально различных метода нарезания: метод копирования и метод обкатки.

В методе копирования впадина зубчатого колеса фрезеруется на универсальном фрезерном станке фасонными дисковыми или пальцевыми фрезами, профиль которых соответствует профилю впадины (рис. 74). Затем заготовку поворачивают на угол $360^\circ / z$ и выполняют следующую впадину. При этом используется делительная головка, а также имеются наборы фрез для нарезания колёс с различным модулем и различным числом зубьев. Метод имеет низкую производительность и применяется в мелкосерийном и

единичном производстве.

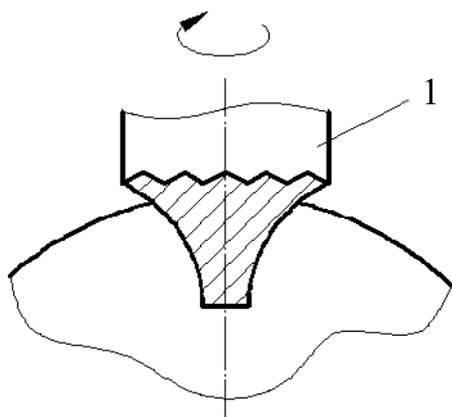


Рис. 74. Метод копирования:
1 – пальцевая модульная фреза

Метод обкатки (другое название – метод огибания) может производиться с помощью инструментальной рейки (гребёнки) на зубострогальном станке; долбяком на зубодолбёжном станке или червячной фрезой на зубофрезерном станке.

Этот метод высокопроизводителен и применяется в массовом и крупносерийном производстве. Одним и тем же инструментом можно нарезать колёса с различным числом зубьев. Нарезание с помощью инструментальной рейки имитирует реечное зацепление (рис. 75, а), где профиль зуба образуется как огибающая последовательных положений профиля инструмента, угол исходного контура которого $\alpha=20^\circ$ (рис. 75, б). Зацепление между режущим инструментом и нарезаемым колесом называется *станочным*. В станочном зацеплении начальная окружность всегда совпадает с делительной.

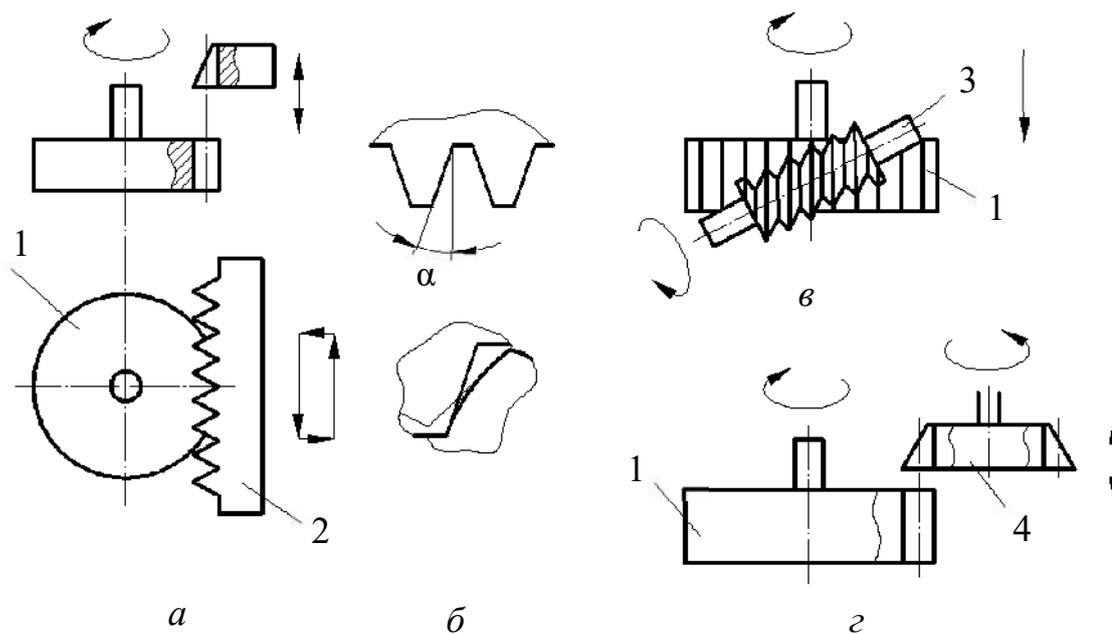


Рис. 75. Метод обкатки:

- а) – нарезание с помощью инструментальной рейки; б) – формирование профиля зуба;
 в) – нарезание с помощью червячной фрезы; г) – нарезание долбяком;
 1 – заготовка; 2 – рейка; 3 – фреза; 4 – долбяк

Самым производительным из рассмотренных методов является зубофрезерование с помощью червячных фрез, которые находятся в зацеплении с заготовкой по аналогии с червячной передачей (рис. 75, в).

При нарезании долбяком осуществляется его возвратно поступательное движение при одновременном вращении. Фактически при этом осуществляется зацепление заготовки с инструментальным зубчатым колесом – долбяком (рис. 75, г). Этот метод чаще всего используется при нарезании внутренних зубчатых венцов.

Все рассмотренные методы используются для нарезания цилиндрических колёс как с прямыми, так и с косыми зубьями.

8.10. Корригирование зубчатых колёс

При нарезании колёс режущий инструмент можно располагать ближе к заготовке или дальше от неё. Положение инструмента определяется расстоянием между делительной окружностью колеса и так называемой модульной прямой рейки, проходящей через середину высоты зуба режущего инструмента (рис. 76).

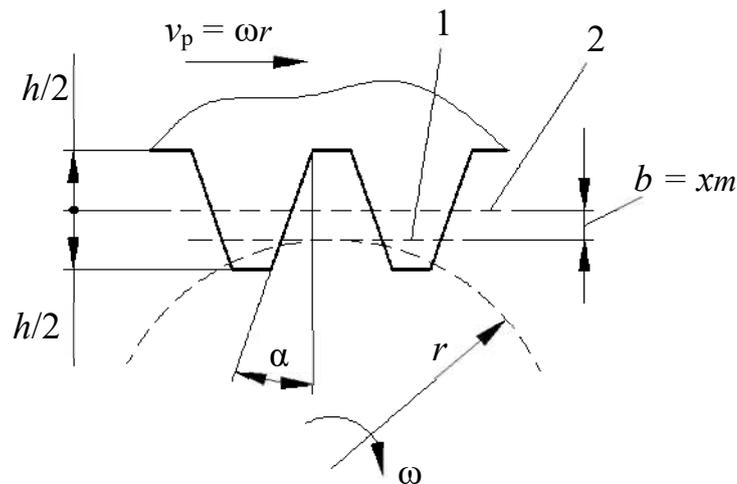


Рис. 76. Корригирование зубчатых колёс:
1 – модульная прямая рейка; 2 – начальная прямая рейка;
 v_p – скорость рейки

В зависимости от положения рейки по делительной окружности может перекашиваться без скольжения либо модульная прямая рейки, либо начальная прямая, отстоящая от модульной прямой на величину смещения b , которое называется *сдвигом* или *коррекцией*, а коэффициент x , равный

$$x = \frac{b}{m}, \quad (8.8)$$

называется *коэффициентом смещения инструмента*. Если инструмент смещён от нарезаемого колеса, то x считается положительным (положительная коррекция), а если к центру колеса, то x считается отрицательным (отрицательная коррекция). При $x = 0$ нарезаемое колесо называется

нормальным (нулевым). Толщина зуба и ширина впадины такого колеса по делительной окружности равны между собой.

При положительной коррекции увеличивается прочность зуба, но уменьшается длина линии зацепления, а следовательно, и коэффициент перекрытия ε_α . При отрицательной коррекции – обратный эффект, т. е. увеличивается плавность и бесшумность работы передачи, но прочность зуба уменьшается.

Зацепление двух зубчатых колёс характеризуется суммарным коэффициентом коррекции $x_\Sigma = x_1 + x_2$, причём возможны три случая:

1) $x_\Sigma = 0$ при $x_1 = x_2 = 0$, когда в зацеплении находятся два нулевых зубчатых колеса (нулевое зацепление);

2) $x_\Sigma = 0$ при $x_1 = -x_2$, когда в зацеплении находятся два скорректированных зубчатых колеса, коэффициенты коррекции которых равны по величине и противоположны по знаку (равносмещённое зацепление с высотной коррекцией);

3) $x_\Sigma \neq 0$, когда в зацеплении находятся два скорректированных колеса, имеющих:

а) $x_\Sigma > 0$ – положительное неравносмещённое зацепление с угловой коррекцией;

б) $x_\Sigma < 0$ – отрицательное неравносмещённое зацепление с угловой коррекцией.

В первых двух случаях ($x_\Sigma = 0$) делительные окружности совпадают с начальными, угол зацепления α_w равен углу исходного контура рейки α и межосевое расстояние равно

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}, \quad (8.9)$$

в отличие от неравносмещённого зацепления, где делительные и начальные окружности не совпадают, $\alpha_w \neq \alpha$, а межосевое расстояние и диаметры начальных окружностей равны

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

$$d_{w1} = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

$$d_{w2} = mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$
(8.10)

8.11. Наименьшее число зубьев зубчатых колёс. Подрезание и заострение зубьев

При нарезании нулевых колёс с малым числом зубьев может возникнуть явление врезания головок зубьев режущего инструмента в ножки зубьев колеса. Это явление называется *подрезанием зуба*. При этом уменьшается его прочность и увеличивается износ рабочей части зуба (рис. 77).

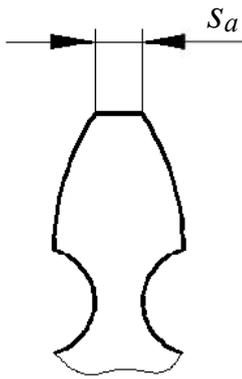


Рис. 77. Подрезание зуба

Согласно свойствам эвольвентного зацепления точки контакта зубьев эвольвентного профиля совпадают с линией pr , начиная с точки n (рис. 78), т. е. высота прямолинейной части головки зуба режущего инструмента (рейки), равная m , должна быть меньше отрезка pf , иначе часть головки зуба рейки будет контактировать с заготовкой (нарезать её) не по эвольвенте.

Так как $m \leq pf$, а размер pf равен

$$pf = r \sin^2 \alpha = \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha,$$
(8.11)

то

$$z \geq \frac{2}{\sin^2 \alpha}.$$
(8.12)

Подстановка в выражение (8.12) стандартного $\alpha = 20^\circ$ даёт условие отсутствия подреза в виде $z \geq z_{\min} = 17$.

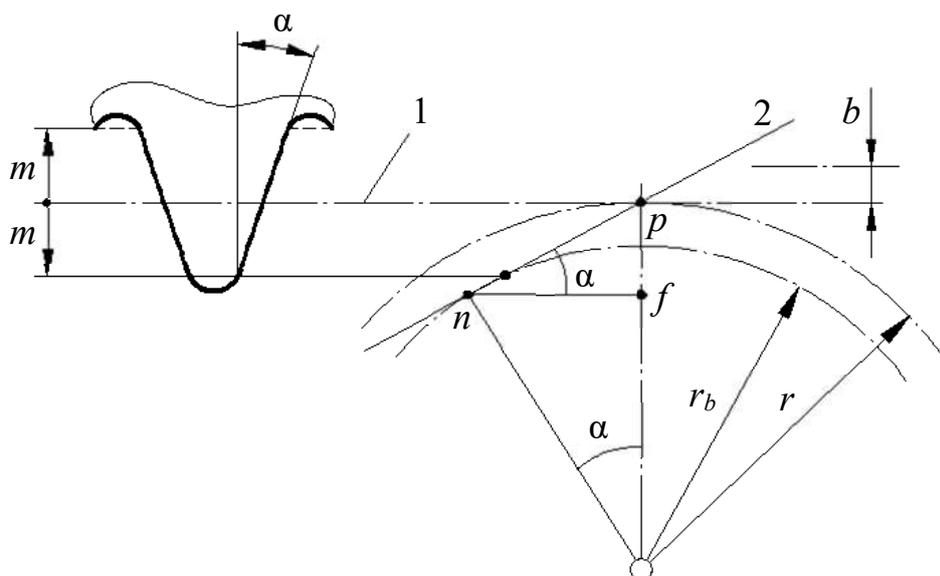


Рис. 78. Условие контакта рейки с заготовкой:
1 – модульная прямая; 2 – линия зацепления

Для исключения подреза при $z < z_{\min}$ необходимо сместить инструмент от центра заготовки (положительная коррекция) так, чтобы

$$m - b \leq \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha, \quad (8.12)$$

откуда

$$b = mx \geq m - \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha. \quad (8.13)$$

С учётом того, что

$$\sin^2 \alpha = \frac{2}{z_{\min}}, \quad (8.14)$$

из формулы (8.13) после преобразований получим нижний предел коэффициента коррекции по условию отсутствия подреза.

$$x_{\min} = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}. \quad (8.15)$$

Если увеличивать коэффициент x , то толщина зуба s_a у вершины (рис. 77) будет уменьшаться и при некотором x_{\max} наступит заострение зуба ($s_a = 0$). Опасность заострения наиболее велика у колёс с малым числом зубьев ($z < 15$).

Для предотвращения разрушения заострённого зуба коэффициент смещения x назначают с расчётом, чтобы $s_a \geq 0,2m$.

8.12. Выбор расчётных коэффициентов смещения для передач внешнего зацепления

При назначении коэффициентов смещения x_1 и x_2 для любой передачи должны выполняться три условия:

- 1) отсутствие подрезания;
- 2) отсутствие заострения;
- 3) непрерывность зацепления.

Первое условие выполняется при $x_i \geq x_{\min i}$ ($x_{\min i}$ определяются из условия отсутствия подреза). Второе и третье условия выполняются при ограничении верхних пределов x_i величинами $x_{\max i}$ с учётом возможности заострения зубьев и уменьшения коэффициента перекрытия ε_α до величины $\varepsilon_\alpha < 1$. Для этого при выборе x_i необходимо чтобы $x_{\min i} \leq x_i \leq x_{\max i}$, где $x_{\max i}$ для каждого из колёс берётся наименьшим из значений, учитывающих заострение зуба и снижения ε_α до величины $\varepsilon_\alpha < 1$.

Внутри указанных диапазонов x назначают так, чтобы по возможности улучшить качественные показатели передачи (прочность, износостойкость, плавность хода).

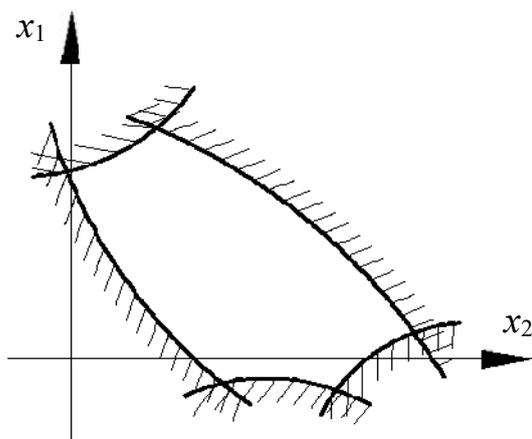


Рис. 79. Блокирующий контур

Для передачи можно построить область допустимых значений коэффициентов смещения в координатах x_1 и x_2 , которая называется *блокирующим контуром*. Допустимые значения x_1 и x_2 расположены внутри контура (рис. 79).

Для каждой передачи можно построить свой контур. Такие

блокирующие контуры для различных передач имеются в справочной литературе.

8.13. Цилиндрические колёса с косыми зубьями и их особенности

Образование косозубого колеса можно представить, если взять цилиндрическое прямозубое колесо и сообщить ему крутильную деформацию. При этом угол скручивания, образованный осью колеса и винтовой линией, является углом наклона винтовой линии β .

Цилиндрические колёса с косыми зубьями применяются при передаче вращения между параллельными и перекрещивающимися осями. В передаче с параллельными осями углы β обоих колёс равны по величине и противоположны по направлению при внешнем зацеплении и одинаковы по направлению при внутреннем зацеплении. Угол β (рис. 80, *a*) называется *углом наклона зубьев по делительному цилиндру радиуса r* . С другими соосными цилиндрами, начальным (r_w) и основным (r_b) винтовая поверхность зуба образует, соответственно, углы β_w β_b . Шаг винтовой линии равен

$$p = 2\pi r \operatorname{ctg} \beta = 2\pi r_w \operatorname{ctg} \beta_w = 2\pi r_b \operatorname{ctg} \beta_b. \quad (8.16)$$

В косозубом колесе различают торцовый m_t , нормальный m_n и осевой m_x модули, причём стандартное значение имеет нормальный модуль m_n , соответствующий размерам зуба, замеренным по нормали $n - n$ к его оси (рис. 80, *б*), что объясняется установкой режущего инструмента. Аналогично различают торцовый p_t , нормальный p_n и осевой p_x шаг. Значения модуля и шага определяются формулами:

$$\begin{aligned} m_t &= \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{m_x}{\operatorname{ctg} \beta}; \\ p_t &= \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{p_x}{\operatorname{ctg} \beta}. \end{aligned} \quad (8.17)$$

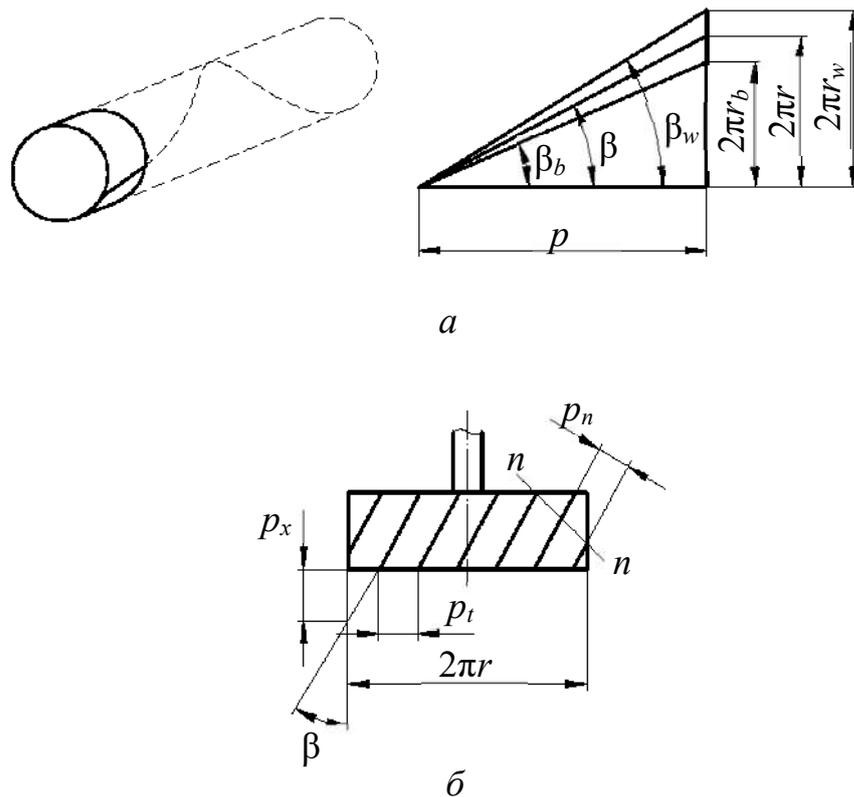


Рис. 80. Особенности цилиндрических колес с косыми зубьями:
 а – углы наклона зубьев; б – шаги косых зубьев

Большим достоинством зацеплений с косыми зубьями является возможность получения малогабаритных передач. Так, если для прямозубого колеса $z_{\min} = 17$, то для косозубого

$$z_{\min} = 17 \cos^3 \beta. \quad (8.18)$$

В экспериментальных конструкциях z_{\min} доводят до трёх и менее зубьев. Кроме того, увеличивается коэффициент перекрытия, доходя до 10 и выше, что также повышает нагрузочную способность и позволяет уменьшить габариты передачи. *Недостатком* косозубой передачи является возникновение дополнительных осевых усилий, нагружающих подшипники.

Этот недостаток устраняется в шевронных передачах.

8.14. Конические зубчатые передачи

Конические передачи являются передачами с пересекающимися осями вращения звеньев. Применяются, главным образом, передачи с углом между осями $\delta = 90^\circ$ (ортогональные). Основные параметры аналогичны параметрам цилиндрических колёс (рис. 81), причём делительной окружностью внешнего окружного модуля m_e является внешняя делительная окружность конического колеса диаметром d_e .

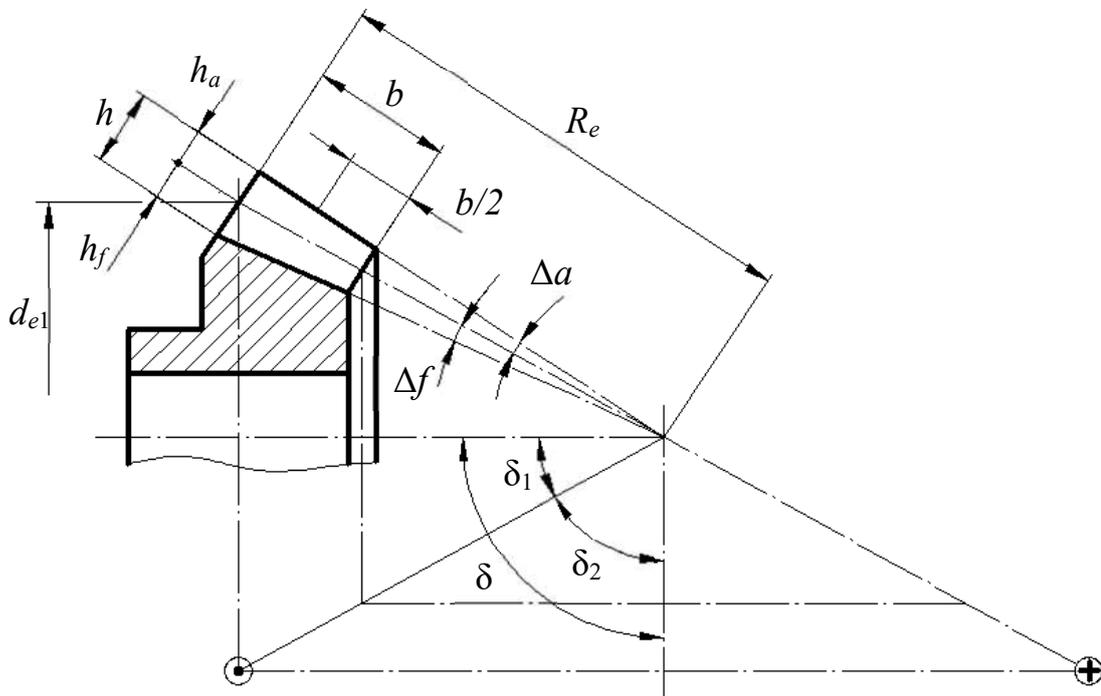


Рис. 81. Основные геометрические параметры конического зубчатого колеса

Через модуль выражаются все остальные размеры. Для расчёта зубьев на изгиб используется величина среднего модуля m_m , замеренного в середине ширины b зубчатого венца. Передаточное отношение равно

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad (8.19)$$

где δ_1, δ_2 – углы делительных конусов колёс 1 и 2 соответственно.

В конических передачах $i(u)$ не имеет знака, а для определения направления вращения изображают векторы абсолютных скоростей точек на начальных конусах в виде кружка с точкой (на зрителя) и крестиком (от зрителя), как показано на рис. 81.

Важным параметром является внешнее конусное расстояние R_e , равное

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1}. \quad (8.20)$$

8.15. Червячные передачи

Червячные передачи являются передачами со скрещивающимися осями.

Угол между осями в плане обычно равен 90° . Принцип их действия аналогичен передаче винт-гайка.

Червяки подразделяются по числу заходов (винтовых линий) на одно- и многозаходные. Число заходов z_1 есть число винтовых линий (витков), по которым расположены зубья. Расстояние между двумя соседними витками называется *шагом* p , а размер h , равный

$$h = z_1 p, \quad (8.21)$$

называется *ходом* винтовой линии.

Угол подъема винтовой линии γ определяется по формуле

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{h}{\pi d_1}, \quad (8.22)$$

где d_1 – диаметр делительной окружности червяка (рис. 82, а).

За основной параметр червячного зацепления принимается осевой модуль червяка m_s (принято обозначать его m), равный торцевому модулю червячного колеса. Значения m стандартизованы. Кроме того, стандартным параметром является относительный диаметр червяка q

$$q = \frac{m}{d_1}. \quad (8.23)$$

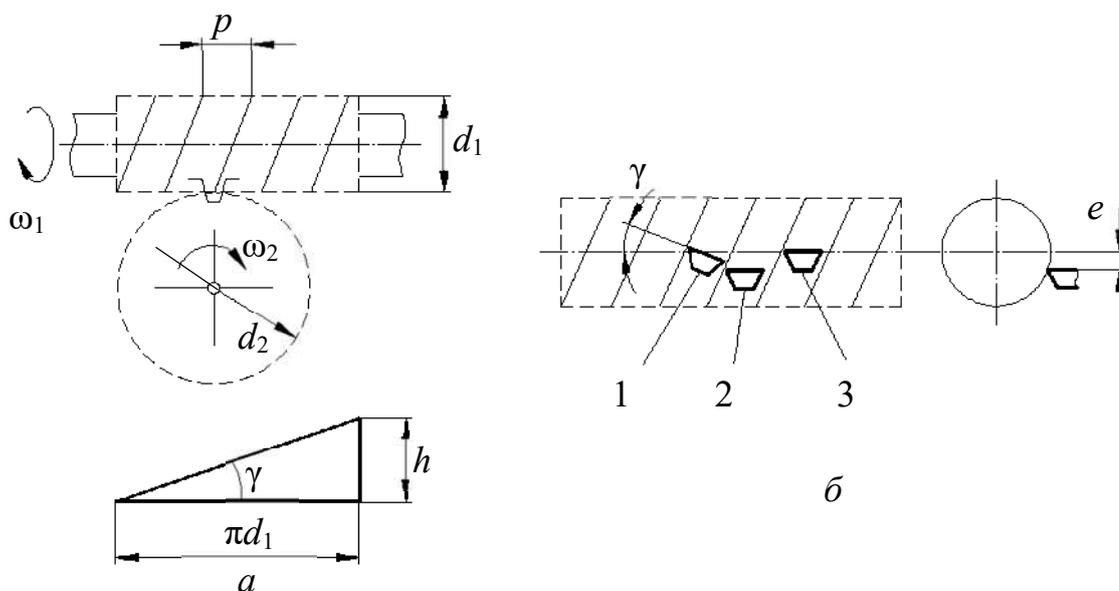


Рис. 82. Геометрические параметры червяка

По форме боковой поверхности резьбы различают конволютный, эвольвентный и архимедов червяки, образуемые при расположении резца трапецевидной формы, как указано на рис. 82, б, с режущей кромкой под углом γ наклона винтовой линии (положение 1) или при $\gamma = 0$ и смещении $e \neq 0$ (положение 2), а также при $e = 0$ (положение 3). Наименования червяков соответствуют наименованиям кривых, по которым очерчены зубья червяка в сечении, перпендикулярном его оси.

8.16. Кинематический анализ и классификация зубчатых механизмов

8.16.1. Механизмы с неподвижными осями

В практике машиностроения чаще возникает необходимость понижения, реже повышения скорости при передаче движения от входного звена к выходному.

Механизмы для передачи вращения, в которых происходит понижение

скорости вращения, называются *редукторами*, а механизмы, повышающие эту скорость, называются *мультипликаторами*.

По кинематическому признаку различают:

- механизмы с неподвижными геометрическими осями всех колёс (рядовые);
- механизмы с подвижными геометрическими осями некоторых колёс (эпициклические), которые обладают одной степенью свободы (планетарные) или двумя и более (дифференциальные).

Кроме того, различают одно- и многоступенчатые механизмы. Многоступенчатые состоят из одной или двух и более пар колёс, соединённых последовательно (рис. 83, *а*), параллельно (рис. 83, *б*), или смешанно.

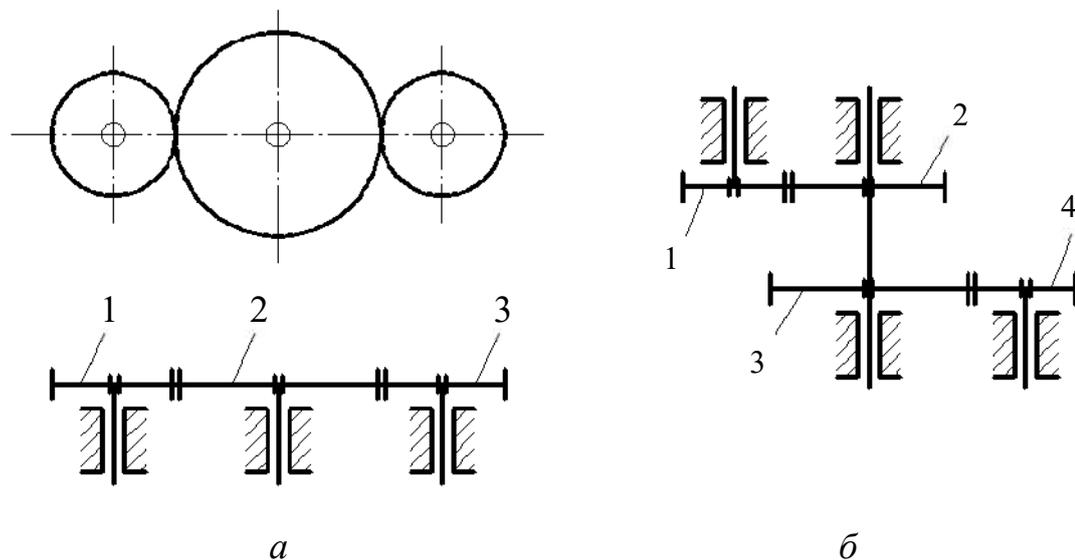


Рис. 83. Многоступенчатые механизмы:
а – последовательное соединение; *б* – параллельное соединение

При проектировании механизмов для передачи вращения с заданным значением передаточных отношений и крутящего момента стремятся обеспечить высокий коэффициент полезного действия (кпд), минимальные габариты и вес.

Передаточное отношение одноступенчатого зубчатого редуктора (при отсутствии скольжения) равно

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.24)$$

Для зубчатых понижающих передач принято использовать понятие *передаточное число u* .

Передаточное отношение считается положительным, если оба колеса зубчатой пары вращаются в одну сторону, и отрицательным, если в разные стороны. Обычно положительное передаточное отношение имеет зубчатая передача с внутренним зацеплением (рис. 84, б), а отрицательное – с внешним зацеплением (рис. 84, а).

В случае многоступенчатого механизма с параллельным соединением колёс (рис. 81, б) получим

$$u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = u_{12} \cdot u_{34}. \quad (8.25)$$

При последовательном соединении колёс (рис. 83, а)

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3}. \quad (8.26)$$

Таким образом, в общем виде передаточное отношение многоступенчатого механизма равно произведению частных передаточных отношений отдельных ступеней:

$$i_{1k} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot \dots \cdot i_{(k-1)k}, \quad (8.27)$$

причём промежуточные колёса в механизме с последовательным соединением не влияют на величину передаточного отношения, а служат лишь для изменения направления вращения. Эти промежуточные колёса называются *паразитными*.

Для кинематического анализа механизмов можно использовать графоаналитический метод, наглядно иллюстрирующий характер

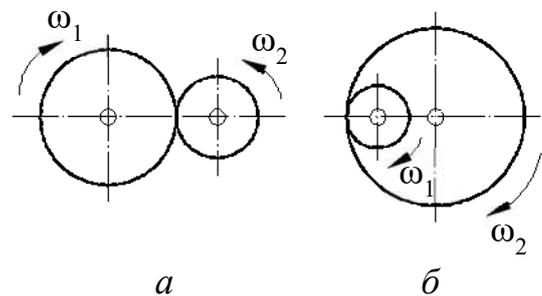


Рис. 84. Направление угловых скоростей: а – внешнее зацепление; б – внутреннее зацепление

распределения линейных скоростей звеньев механизма. Метод основан на использовании линейной зависимости скорости v от радиуса, т. е. $v = \omega r$.

При построении картины, иллюстрирующей характер распределения линейных скоростей, сначала откладываются в выбранном масштабе μ_v известные вектора линейных скоростей точек, закон движения которых задан (рис. 85).

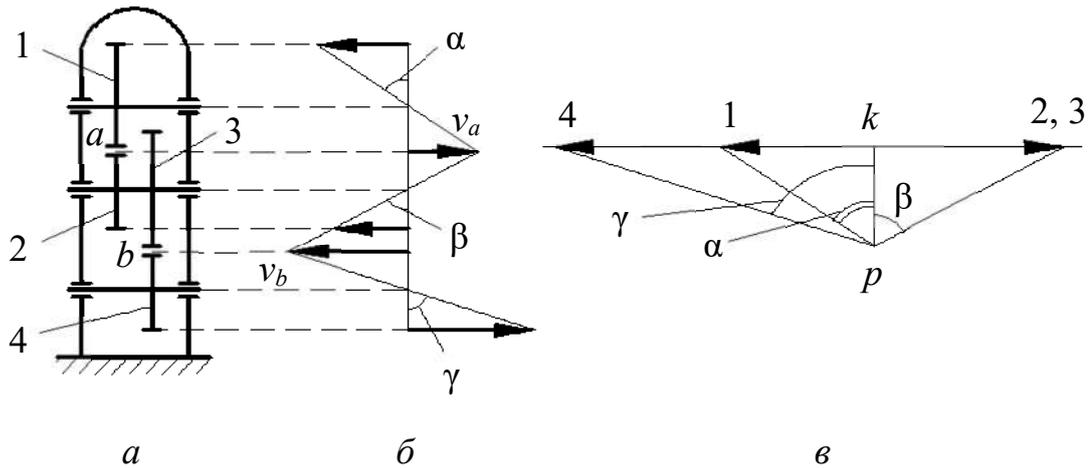


Рис. 85. Планы скоростей:
 а – схема редуктора (μ_l); б – план линейных скоростей (μ_v);
 в – план угловых скоростей (μ_ω), частот вращения (μ_n)

Затем, проводя отрезки через концы векторов известных скоростей, получим план линейных скоростей.

Для определения угловых скоростей (частот вращения) всех звеньев удобно использовать план угловых скоростей (частот вращения), где отрезки k_1, k_2, \dots соответствуют угловым скоростям (частотам вращения) колёс 1, 2, ... При этом схема редуктора вычерчивается в масштабе μ_l , а поскольку отрезки k_1, k_2, \dots пропорциональны $\operatorname{tg}\alpha, \operatorname{tg}\beta, \dots$, то

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{v}{r} = \omega. \quad (8.28)$$

Выбор полюсного расстояния pk может быть произвольным.

8.16.2. Эпициклические механизмы

Простейший эпициклический механизм (редуктор Джемса) состоит из центральных колёс 1 и 3 (рис. 86), сателлитного колеса (сателлита) 2 и водила H . Если одно из центральных колёс, например, колесо 3 остановить с помощью тормоза T , то эпициклический механизм превращается в планетарный, где при вращении колеса 1 сателлит 2 обегает неподвижное колесо 3, вращая водило H с угловой скоростью ω_H . Степень подвижности такого редуктора равна единице.

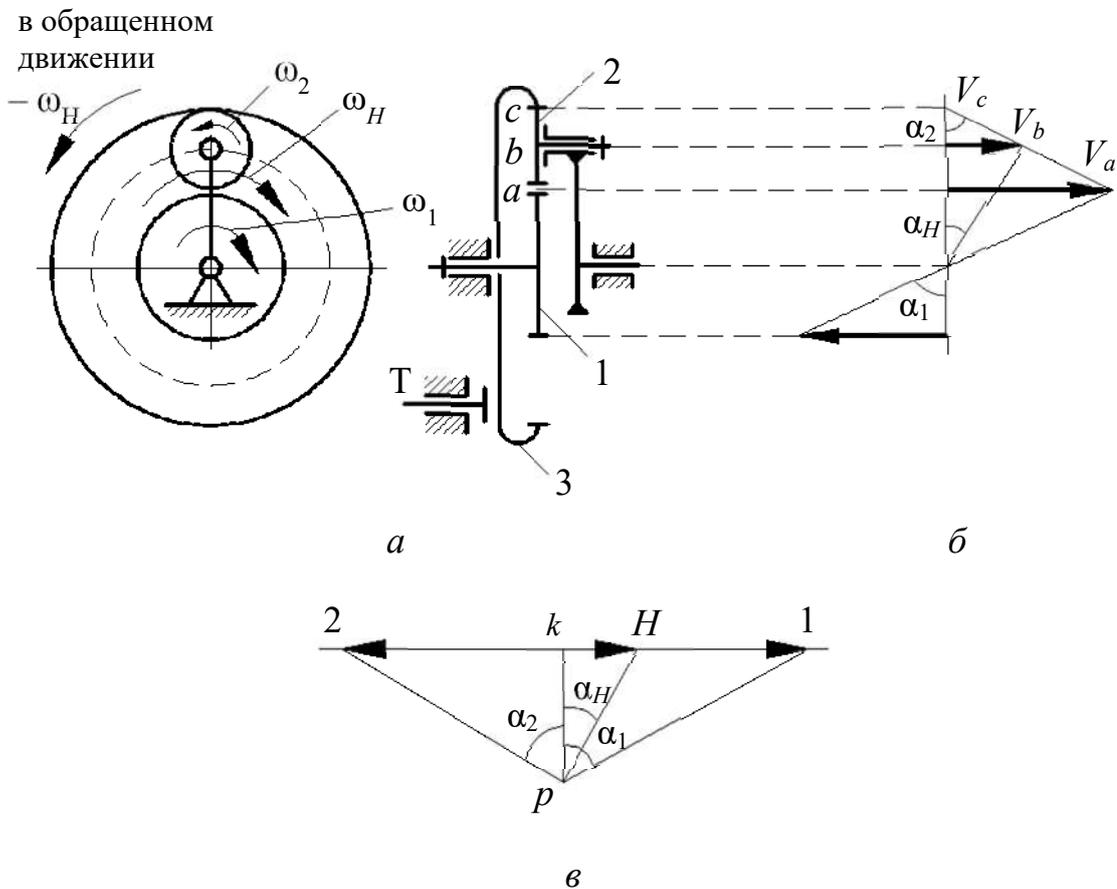


Рис. 86. Эпициклический механизм (редуктор Джемса):
 а – схема механизма; б – картина скоростей; в – план угловых скоростей
 (частот вращения)

Для планетарного механизма можно построить картину скоростей и план угловых скоростей (частот вращения), используя рассмотренные выше

приёмы. План угловых скоростей можно использовать для приближённого определения передаточного числа планетарного механизма, которое равно

$$i_{1H} = \frac{k_1}{k_H}. \quad (8.29)$$

Аналитически передаточное число определяется с использованием метода обращения движения, когда механизму в целом сообщается вращение с угловой скоростью, обратной скорости водила ($-\omega_H$). При этом относительное движение звеньев не изменится, а водило H в обращённом движении будет оставаться неподвижным, и планетарный редуктор превращается в рядовой (с неподвижными осями). Если обозначить угловые скорости звеньев в обращённом движении с индексом в круглых скобках, указывающим неподвижное звено, то

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}, \quad (8.30)$$

а поскольку в планетарном механизме $\omega_3 = 0$, то выражение (8.30) принимает вид

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -i_{1H} + 1. \quad (8.31)$$

С другой стороны, через соотношение чисел зубьев,

$$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}, \quad (8.32)$$

поэтому

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (8.33)$$

Если в эпициклическом механизме (рис. 86) оба центральных колеса совершают вращение, то степень подвижности такого механизма будет равна двум, и он превращается в дифференциальный. Такие механизмы служат:

- 1) для привода одного рабочего органа от двух или более двигателей (т. е. для сложения движения нескольких ведущих звеньев);

2) для разложения движения одного вала на два и более независимых движений ведомых валов.

Выражение (8.30) называется *формулой Виллиса*, оно позволяет получить любую неизвестную угловую скорость в эпициклическом механизме при заданных остальных скоростях.

Одним из распространённых типов дифференциальных механизмов являются так называемые замкнутые, в которых благодаря дополнительной зубчатой передаче связаны оба центральных колеса (рис. 87).

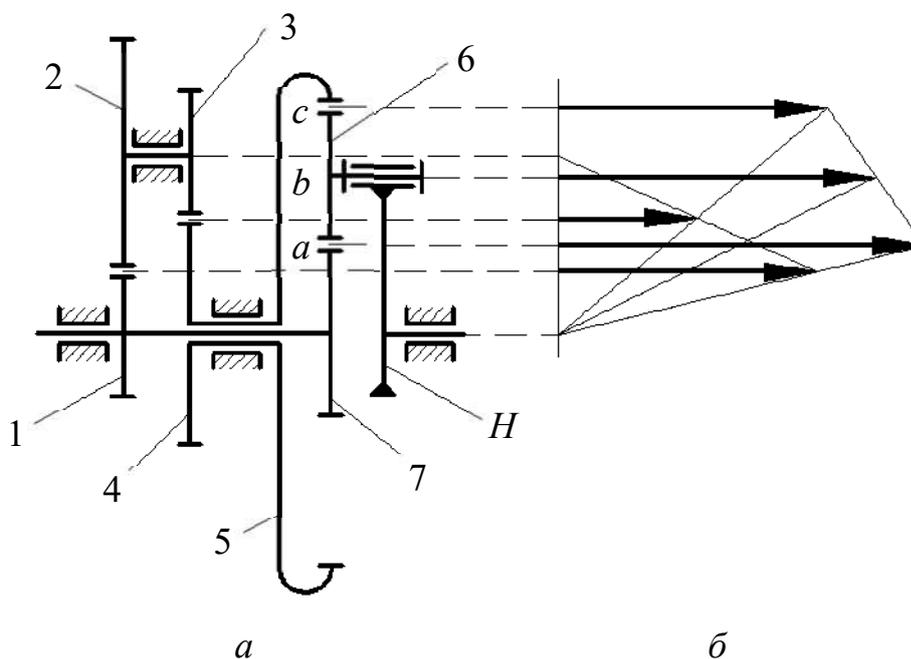


Рис. 87. Замкнутый дифференциальный механизм:
a – схема механизма; *б* – план скоростей

Это позволяет использовать один двигатель для привода механизма. Для определения передаточного отношения используем формулу Виллиса.

Так как

$$i_{75}^{(H)} = -\frac{z_5}{z_7}, \quad (8.34)$$

то

$$-\frac{z_5}{z_7} = \frac{i_{1H} - 1}{\omega_5 - 1}, \quad (8.35)$$

где

$$\frac{\omega_5}{\omega_H} = \frac{\omega_5}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_H} = \left(-\frac{z_3}{z_4} \right) \cdot \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) i_{1H}. \quad (8.36)$$

После подстановки выражения (8.36) в (8.35) и преобразований получается:

$$\left(1 - i_{1H} \frac{z_3 z_1}{z_4 z_2} \right) \frac{z_5}{z_7} = i_{1H} - 1. \quad (8.37)$$

Выразив из уравнения (8.37) передаточное отношение i_{1H} , получим:

$$i_{1H} = \frac{1 + \frac{z_5}{z_7}}{1 + \frac{z_1 z_2 z_5}{z_2 z_4 z_7}}. \quad (8.38)$$

8.16.3. Эпициклические механизмы с коническими колёсами

Примером дифференциального механизма с коническими колёсами является дифференциал автомобиля (рис. 88).

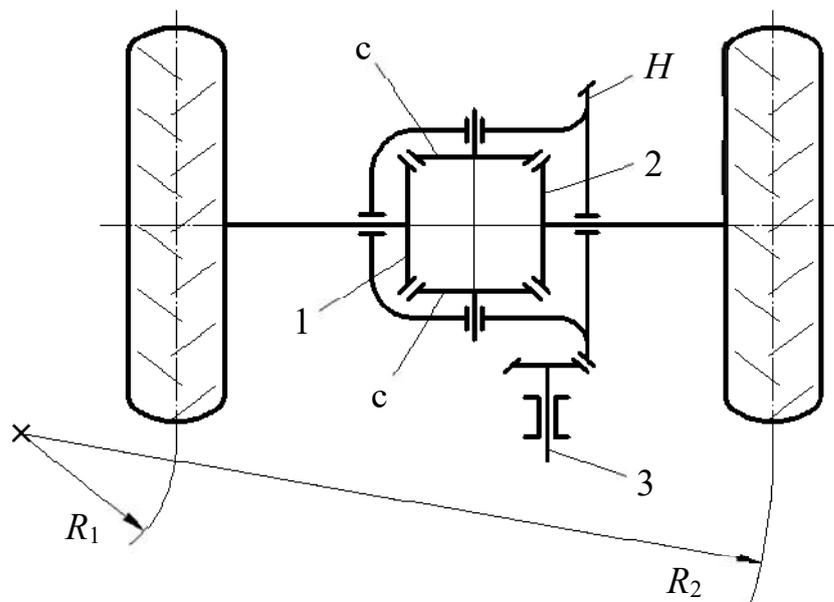


Рис. 88. Дифференциал автомобиля:
1, 2 – конические зубчатые колеса; с – сателлит; H – водило; 3 – карданный вал

Согласно формуле Виллиса

$$-\frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}. \quad (8.39)$$

Числа зубьев $z_2 = z_1$, поэтому

$$\omega_H = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \quad (8.40)$$

т.е. при постоянной скорости вращения карданного вала и скорости автомобиля в целом полуоси могут вращаться с различными или с одинаковыми скоростями. Например, на повороте скорости вращения полуосей пропорциональны радиусам поворота R_1 и R_2 , а при ровной прямой дороге скорость полуосей одинакова и равна $\omega_1 = \omega_2 = \omega_H$.

8.17. Некоторые вопросы синтеза зубчатых механизмов

8.17.1. Синтез эпициклических механизмов с цилиндрическими колёсами. Условия синтеза

Комплексные задачи синтеза зубчатых механизмов настолько сложны, что в полной постановке с учётом факторов кинематики и динамики они не решены до настоящего времени. Известны решения частных задач как геометрического, так и динамического синтеза зубчатых механизмов, причём эти решения часто носят характер рекомендаций по выбору параметров. Например, выбор передаточных отношений каждой ступени в многоступенчатом зубчатом механизме с общим передаточным отношением, определяемым по формуле (8. 27), рекомендуется осуществлять так, чтобы $i_{12} > i_{23} > \dots > i_{(k-1)k}$. Это связано с возрастанием нагрузки по мере уменьшения угловой скорости. Выполнение указанного условия позволяет более равномерно распределить нагрузку между зубчатыми парами.

При заданных передаточных отношениях и известном числе зубьев колёс задача синтеза сводится к определению их параметров. Сначала должен быть выбран материал колёс с учётом назначения передачи, условий работы и

других факторов, затем определяется модуль передачи, позволяющий обеспечить изгибную и контактную прочность зубьев, а затем – все геометрические параметры зубчатых колёс.

Известны решения частных задач подбора чисел зубьев сложных зубчатых механизмов с учётом различных условий, например, геометрического характера.

При проектировании планетарного редуктора с заданным передаточным отношением возникает задача определения чисел зубьев при соблюдении следующих условий:

- 1) кинематическое условие;
- 2) условие соосности;
- 3) условие соседства;
- 4) условие сборки;
- 5) условие правильного зацепления.

Физический и математический смысл этих условий разберём на конкретной схеме планетарного механизма с нулевыми эвольвентными цилиндрическими колёсами (рис. 89).

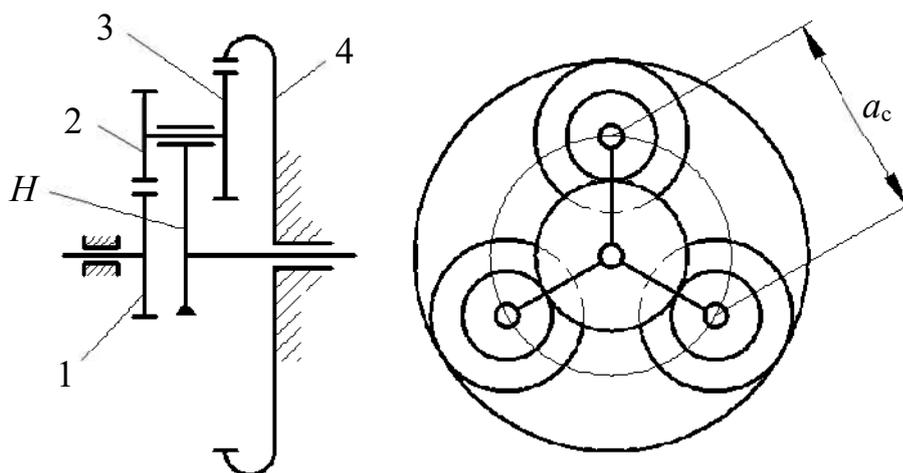


Рис. 89. Планетарный механизм с нулевыми эвольвентными цилиндрическими колёсами:

1 – солнечная шестерня; 2, 3 – сателлиты; 4 – неподвижное колесо; H – водило

Кинематическое условие обеспечивает заданное передаточное отношение и для данного механизма имеет следующий вид:

$$i_{14}^{(H)} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}, \quad (8.41)$$

откуда при $\omega_4 = 0$ получим:

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (8.42)$$

Обычно допускается отклонение передаточного отношения в пределах 5% от заданного.

Условие соосности требует, чтобы оси колёс 1 и 4, в данном случае, совпадали для обеспечения зацепления сателлитов с центральными колёсами. Для этого необходимо, чтобы выполнялись следующие соотношения радиусов делительных окружностей и (при равных модулях зубьев всех колёс) чисел зубьев:

$$\begin{aligned} r_1 + r_2 &= r_4 - r_3; \\ z_1 + z_2 &= z_4 - z_3. \end{aligned} \quad (8.43)$$

Условие соседства включает требование совместного размещения нескольких сателлитов по общей окружности так, чтобы они не задевали друг друга своими зубьями. Необходимость выполнения этого условия возникает при числе сателлитов $k > 2$ (увеличение числа сателлитов уменьшает нагрузку на зубья). В этом случае необходимо, чтобы выполнялось неравенство $a_c > 2r_a^c$, где r_a^c - радиус окружности вершин наибольшего сателлита). Так как

$$\begin{aligned} a_c &= 2(r_1 + r_2) \sin \frac{2\pi}{2k} = m(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k}; \\ z_a^c &= z_a + h_a m = m \left(\frac{z_c}{2} + 1 \right), \end{aligned} \quad (8.44)$$

то

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c + 2}{z_1 + z_2}, \quad (8.45)$$

где z_c – число зубьев наибольшего сателлита (2 или 3).

Условие сборки учитывает необходимость одновременного зацепления

всех сателлитов с центральными колёсами, т.е. установив первый сателлит и повернув водило на угол $\frac{2\pi}{k}$ рад, необходимо в то же самое место установить следующий сателлит. Это может быть осуществлено, если зубья колёс второго блока сателлитов окажутся точно против впадин зубьев центральных колёс. Иначе сборку осуществить невозможно. Для формирования условия примем, что оба колеса всех k блоков сателлитов имеют одинаковую ориентацию зубьев друг относительно друга. После установки первого сателлита на ось водило должно быть повернуто на угол $\frac{2\pi}{k}$, при этом колесо 1 необходимо повернуть на угол

$$\varphi_1 = i_{1H} \frac{2\pi}{k}. \quad (8.46)$$

С другой стороны, угол φ_1 поворота колеса 1 должен быть кратным его угловому шагу зубьев $\frac{2\pi}{z_1}$, в противном случае при повороте на угол φ_1 положение зубьев колеса 1 изменится и второй сателлит вставить будет невозможно. Таким образом,

$$\varphi_1 = q \frac{2\pi}{z_1}, \quad (8.47)$$

где q – целое число).

Таким образом,

$$\begin{aligned} q \frac{2\pi}{z_1} &= i_{1H} \frac{2\pi}{k}; \\ q &= i_{1H} \frac{z_1}{k}. \end{aligned} \quad (8.48)$$

Условие правильного зацепления включает условие отсутствия подреза у колёс с внешним зубчатым венцом и условие отсутствия заедания (интерференции) во внутреннем зацеплении. Эти условия имеют вид:

$$z_i \geq z_{\min}, \quad (8.49)$$

где $z_{\min} = 17$ для колёс с внешним зацеплением; $z_{\min} = 85$ для колёс с внутренним зацеплением без смещения исходного контура; $z_{\min} = 20$ – то же со смещением исходного контура.

8.17.2. Методы синтеза эпициклических механизмов

Задача подбора чисел зубьев колёс для эпициклического механизма в общей постановке является оптимизационной ввиду множества возможных решений. Её можно считать типичной задачей дискретного нелинейного программирования, если за критерий оптимальности принять габариты или вес механизма, а ограничениями на целочисленные параметры z_1, z_2, \dots будут условия (8.43), (8.45), (8.48), (8.49).

Такую задачу можно решать различными методами, например, численными методами направленного перебора, когда варьируются z_1, z_2, \dots с целью минимизации габаритов или веса при соблюдении ограничений. Такая задача может быть решена с помощью ЭВМ.

Применяются упрощённые методы, позволяющие найти одно из конструктивно допустимых решений. Один из таких методов – метод сомножителей.

Представим числа зубьев в виде нескольких сомножителей:

$$\begin{aligned} z_1 &= \alpha \cdot A \cdot t; \\ z_2 &= \alpha \cdot B \cdot t; \\ z_3 &= \beta \cdot C \cdot t; \\ z_4 &= \beta \cdot D \cdot t. \end{aligned} \quad (8.50)$$

Из условия (8.45)

$$\alpha(A + B) = \beta(D - C). \quad (8.51)$$

Это уравнение превращается в тождество при:

$$\begin{aligned} \alpha &= D - C; \\ \beta &= A + B. \end{aligned} \quad (8.52)$$

Тогда:

$$\begin{aligned}z_1 &= A \cdot t \cdot (D - C); \\z_2 &= B \cdot t \cdot (D - C); \\z_3 &= C \cdot t \cdot (A + B); \\z_4 &= D \cdot t \cdot (A + B).\end{aligned}\tag{8.53}$$

Подставив эти выражения в условие (8.43), получим:

$$\frac{B}{A} \cdot \frac{D}{C} = i_{1H} - 1.\tag{8.54}$$

Таким образом, величину $(i_{1H} - 1)$ можно представить в виде нескольких сомножителей (A, B, C, D) . Далее определяются значения t , обеспечивающие выполнение условий сборки и правильного зацепления и выбирается одно из этих значений. Например, из условия сборки (8.48)

$$q = t \frac{A(D - C)}{k} i_{1H}\tag{8.55}$$

выбираются значения t , обеспечивающие целочисленность q . После этого можно определить числа зубьев.

9. ТРЕНИЕ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

9.1. Виды трения

Когда одно тело соприкасается с другим, то независимо от их физического состояния (твёрдое, жидкое, газообразное) возникает явление, называемое *трением*. В зависимости от характера относительного движения тел различают *трение скольжения* и *трение качения*. Сила, препятствующая относительному движению контактирующих тел, называется *силой трения*. Вектор этой силы лежит в плоскости, касательной к поверхности тел в зоне их контакта.

Сила трения скольжения уменьшается, если соприкасающиеся тела смазаны специальными смазочными материалами, причём, если материал – жидкость, полностью разделяющая контактирующие поверхности, то трение называется *жидкостным*. При совершенном отсутствии смазки имеет место *сухое трение*.

Если смазывающая жидкость не полностью разделяет трущиеся поверхности, то трение называется *полужидкостным* или *полусухим* в зависимости от того, какой из двух видов трения преобладает.

Применяемые смазки делятся на несколько видов: *твёрдые*, *жидкие*, *газовые*; при этом смазка может быть: *гидро-* или *газостатической*, когда она поступает под давлением в зазор между трущимися телами, а также *гидро-* или *газодинамической*, когда она разделяет трущиеся поверхности в результате давления, возникающего в слое жидкости при относительном движении тел.

Сцепление и трение широко используется в современной технике. Благодаря сцеплению движутся различные транспортные средства. Принцип действия фрикционной, ременной и других передач основан на использовании трения. Распространение получила также сварка трением.

Вместе с тем трение отрицательно сказывается там, где оно вызывает потери энергии.

9.2. Трение скольжения в поступательных парах

Сила трения на поверхности соприкосновения двух звеньев направлена в сторону, противоположную скорости относительного движения и приближённо может быть определена по формуле Кулона

$$F_{\text{тр}} = F_n f, \quad (9.1)$$

где F_n – сила реакции, нормальная к поверхности контакта; f – коэффициент трения скольжения (величина, постоянная в определённом диапазоне скоростей и удельных давлений).

Коэффициент трения зависит от многих факторов (чистоты поверхности, наличия и качества смазки, материала тел и др.) и определяется экспериментально.

Сила трения покоя (сила сцепления), т.е. сила, которую надо преодолеть, чтобы тело привести в движение, обычно больше силы трения скольжения, поэтому различают коэффициент сцепления f_0 и коэффициент трения скольжения f .

Сила трения возникает как результат действия внешних сил F , поэтому она является реактивной силой, в результате действия которой суммарная реакция F_{Σ} отклоняется на угол ρ от нормали к трущимся поверхностям (рис. 90, а).

При этом

$$f = \frac{F_{\text{тр}}}{F_n} = \text{tg } \rho. \quad (9.2)$$

Угол ρ называется *углом трения скольжения*.

Если построить конус с углом при вершине 2ρ (рис. 90, б), то получим *конус трения*. Движение возможно при $F_t \geq F_{\text{тр}}$, или при

$$\begin{aligned} F_n \text{tg } \lambda &\geq F_n \text{tg } \rho; \\ \lambda &\geq \rho, \end{aligned} \quad (9.3)$$

где λ – угол между линиями действия сил F и F_n (рис. 90, а).

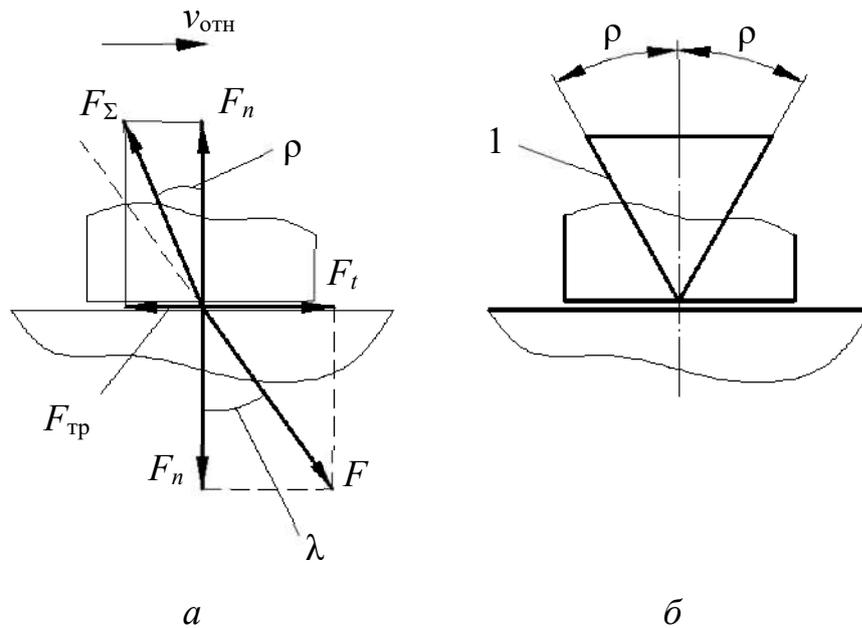


Рис. 90. Трение скольжения в поступательных парах:
а – силы в точке контакта; *б* – конус трения (позиция 1)

Если $\lambda = \rho$, то движение происходит с постоянной скоростью: $v_{\text{отн}} = \text{const}$.

Мощность, затрачиваемая на трение скольжения, равна:

$$P_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} v_{\text{отн}} = F_n f (v_1 \pm v_2), \quad (9.4)$$

где v_1, v_2 – скорости тела и опорной поверхности соответственно; знак «+» – при противоположно направленном движении; знак «-» – при однонаправленном движении.

9.3. Трение скольжения во вращательных парах

Вращательные кинематические пары, образуемые цапфами валов и их опорами, широко распространены в машиностроении. *Цапфами* называются части валов и осей, посредством которых они опираются на подшипники. Трение цапф в подшипниках удобно оценивать величиной момента сил трения скольжения относительно оси вращения (рис. 91):

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} r = F_n f r = F_{\Sigma} r_{\text{тр}}, \quad (9.5)$$

где F_{Σ} – полная реакция; $r_{\text{тр}}$ – радиус круга трения, равный:

$$r_{\text{тр}} = r \sin \rho \approx r \operatorname{tg} \rho \approx fr. \quad (9.6)$$

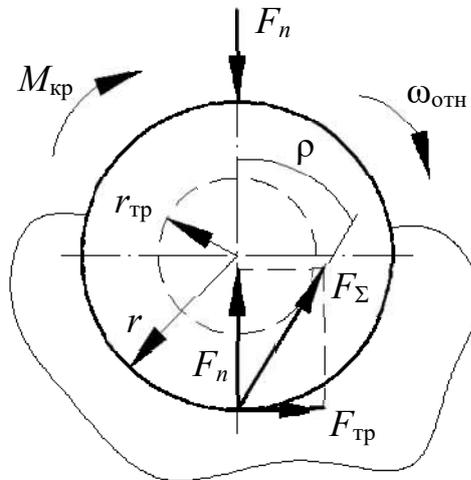


Рис. 91. Трение скольжения во вращательной паре

Мощность, затрачиваемая на трение, равна:

$$P_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \omega_{\text{отн}} = M_{\text{тр}} (\omega_1 \pm \omega_2), \quad (9.7)$$

где ω_1 , ω_2 – угловые скорости цапфы и опорной поверхности соответственно; знак плюс – при противоположно направленном вращении; знак минус – при однонаправленном вращении.

9.4. Трение качения

В случаях идеально твёрдых тел, одно из которых катится по поверхности другого, соприкосновение их происходит по линии или в точке и сопротивление качению отсутствует, так как линии действия сил F_n совпадают (рис. 92, а) и сумма моментов относительно точки A равна

$$\Sigma M_A = Fh. \quad (9.8)$$

В действительности соприкосновение происходит не по линии, а по поверхности вследствие деформаций (рис. 92, б) и сумма моментов ΣM_A равна:

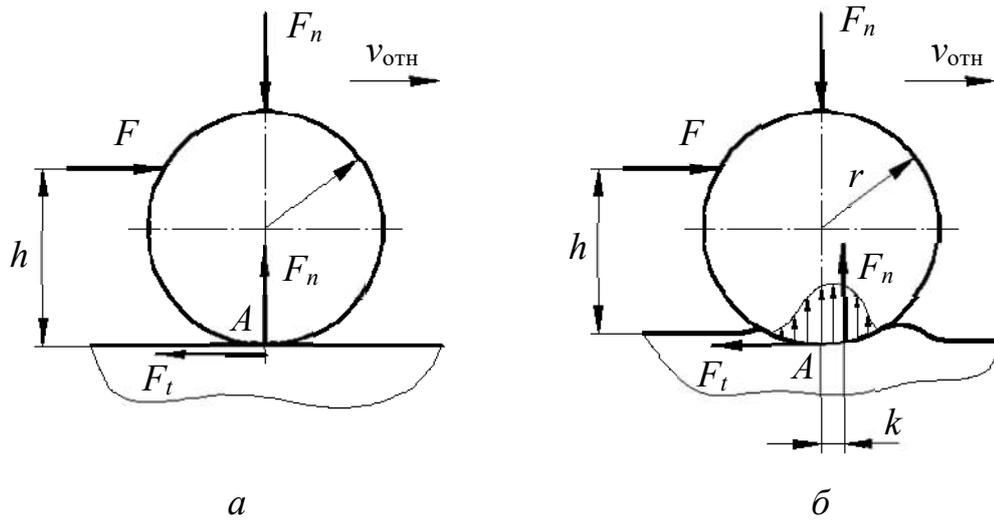


Рис. 92. Трение качения:
a – идеально твердые тела; *б* – реальные тела

$$\Sigma M_A = Fh - F_n k, \quad (9.9)$$

где h, k – плечи сил F и F_n .

При $v_{отн} = const$ и $F_t = F$ получим

$$\begin{aligned} Fh - F_n k &= 0; \\ k &= h \frac{F}{F_n}. \end{aligned} \quad (9.10)$$

Плечо k называется *коэффициентом трения качения* и измеряется в единицах длины. Часто используется величина

$$f_k = \frac{k}{r}, \quad (9.11)$$

называемая *приведённым коэффициентом трения качения*. При этом сила трения качения $F_{тр}^k$ по аналогии с силой трения скольжения может быть представлена в виде

$$F_{тр}^k = F_n f_k = F_n \frac{k}{r} = \frac{M_{тр}}{r}. \quad (9.12)$$

Мощность, затрачиваемая на трение, равна:

$$P_{тр} = F_{тр}^k v_{отн}, \quad (9.13)$$

где $v_{\text{отн}}$ – скорость центра катка.

Для подшипников качения затраты мощности на преодоление трения равны

$$P_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \omega_{\text{отн}} = F_n f_k (\omega_1 \pm \omega_2) \frac{d}{2}, \quad (9.14)$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника.

Принимается $f_k = 0,003$ для шарикоподшипников; $f_k = 0,005$ для роликоподшипников.

9.5. Особенности учёта сил трения при силовом расчёте рычажных механизмов

Для учёта сил трения в кинематических парах рычажных механизмов при определении $F_{\text{ур}}$ или $M_{\text{ур}}$ используется метод приведения сил трения, позволяющий определять уточнённые значения $F_{\text{ур}}^*$ ($M_{\text{ур}}^*$) без повторного силового расчёта с учётом трения по формуле:

$$M_{\text{ур}}^* = M_{\text{ур}} + M_{\text{пр}}^{\text{тр}}, \quad (9.15)$$

где $M_{\text{ур}}$ – уравновешивающий момент, вычисленный без учёта трения; $M_{\text{пр}}^{\text{тр}}$ – момент трения, приведённый к вращающемуся с угловой скоростью $\omega_{\text{в}}$ входному звену, и равный

$$M_{\text{пр}}^{\text{тр}} = \frac{\Sigma P_i^{\text{тр}}}{\omega_{\text{в}}}, \quad (9.16)$$

где $\Sigma P_i^{\text{тр}}$ – суммарная мощность сил трения в кинематических парах.

Для определения реакций в кинематических парах с учётом трения обычно используется метод последовательных приближений, когда по найденным без учёта трения реакциям определяются силы и моменты трения в кинематических парах. Затем эти силы прикладываются как внешние и производится перерасчёт реакций в установленном порядке. Обычно достаточно одного перерасчёта (итерации).

9.6. Коэффициент полезного действия (КПД) машины

Энергия, потребляемая машиной, расходуется на преодоление полезных и вредных сопротивлений. Полезные – это сопротивления, для преодоления которых машина предназначена. Вредные – это сопротивления, преодоление которых не даёт производственного эффекта.

Механическим КПД (η) называется отношение полезной работы $A_{\text{пл}}$ или мощности $P_{\text{пл}}$ к затраченной $A_{\text{зт}}(P_{\text{зт}})$. Потери механической энергии в разного рода устройствах состоят главным образом из потерь на трение:

$$\eta = \frac{A_{\text{пл}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{пл}}}{P_{\text{зт}}} = \frac{A_{\text{зт}} - A_{\text{тр}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{зт}} - P_{\text{тр}}}{P_{\text{зт}}} = 1 - \xi_{\text{п}}, \quad (9.17)$$

где $\xi_{\text{п}} = \frac{A_{\text{тр}}}{A_{\text{зт}}} = \frac{P_{\text{тр}}}{P_{\text{зт}}}$ – коэффициент потерь.

При холостом ходе машины $\eta = 0$, но могут быть случаи когда $\eta < 0$, что означает невозможность совершать движение из-за явления, называемого *самоторможением*. Например, червячный редуктор не может совершать вращение со стороны червячного колеса.

Рассмотрим машину как совокупность n элементов, соединённых различным образом между собой.

1. Элементы соединены последовательно и КПД каждого из них η_i известен (рис. 93, а). Тогда

$$\begin{aligned} A_2 &= A_1 \eta_1; \\ A_3 &= A_2 \eta_2 = A_1 \eta_1 \eta_2; \\ &\vdots \\ A_{n+1} &= A_1 \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \end{aligned} \quad (9.18)$$

т. е. общий КПД всей цепи равен

$$\eta_{\Sigma} = \frac{A_{n+1}}{A_1} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n = \prod_{i=1}^n \eta_i. \quad (9.19)$$

Поэтому следует стремиться к созданию простых конструкций с малым числом элементов.

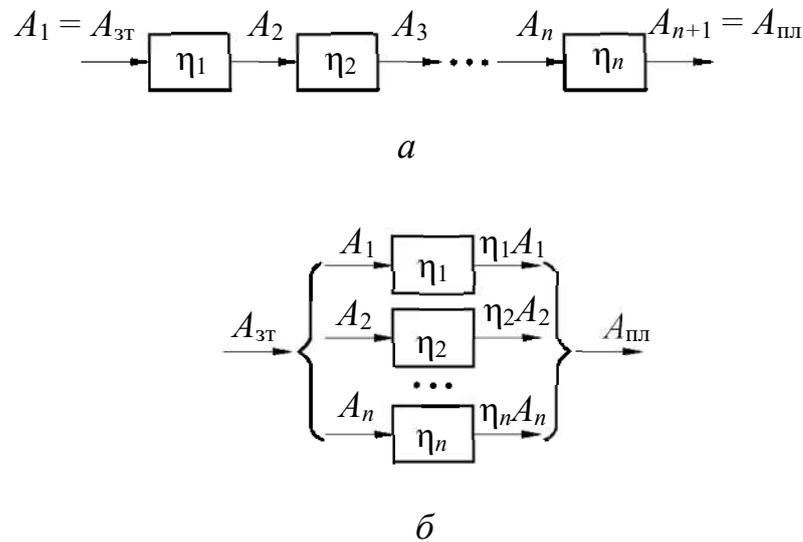


Рис. 93. Машина как совокупность элементов:
a – элементы соединены последовательно; *б* – элементы соединены параллельно

2. Элементы соединены параллельно (рис. 93, *б*). Тогда

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\eta_1 A_1 + \eta_2 A_2 + \dots + \eta_n A_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} = \sum_{i=1}^n \alpha_i \eta_i, \quad (9.20)$$

где $\alpha_i = \frac{A_i}{A_{зт}}$ – коэффициент распределения энергии.

При $\eta_1 = \eta_2 = \dots = \eta_n$ получим $\eta_{\Sigma} = \eta_i$, следовательно, низкое качество отдельных элементов меньше влияет на общий КПД машины, чем при последовательном соединении.

Сложные механизмы могут образовывать разветвлённую систему, состоящую из последовательного и параллельного соединённых более простых механизмов, где КПД определяется согласно указанным выше правилам.

Так как любой механизм представляет собой кинематическую цепь с последовательно и параллельно соединёнными в кинематических парах

звеньями, то общий КПД механизма вычисляется аналогично при известных КПД кинематических пар.

Например, необходимо определить η_{Σ} механизма с низшими парами, изображённого на рис. 94.

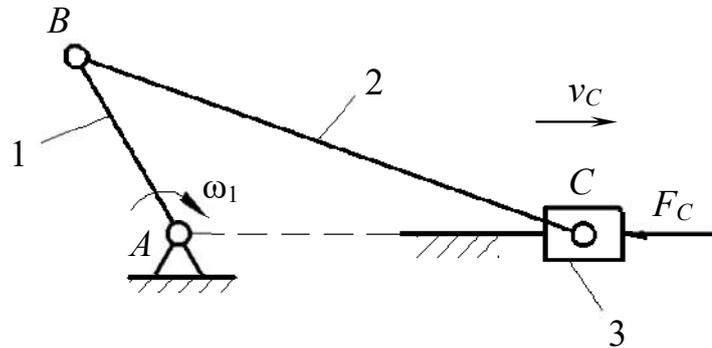


Рис. 94. Схема рычажного механизма

Мощность сил полезного сопротивления

$$P_{\text{пл}} = F_C v_C, \quad (9.21)$$

где v_C — скорость точки C ; F_C — сила полезного сопротивления.

Затраченная мощность

$$P_{\text{зт}} = P_{\text{пл}} + \sum_{i=1}^4 P_i^{\text{тр}}. \quad (9.22)$$

В формуле (9.22) мощность, затраченная на трение в кинематических парах, равна:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 P_i^{\text{тр}} &= P_A^{\text{тр}} + P_B^{\text{тр}} + P_C^{\text{тр}} + P_{30}^{\text{тр}}; \\ P_A^{\text{тр}} &= F_{01} f_A \frac{d_A}{2} \omega_1; \\ P_B^{\text{тр}} &= F_{12} f_B \frac{d_B}{2} (\omega_1 \pm \omega_2); \\ P_C^{\text{тр}} &= F_{23} f_C \frac{d_C}{2} \omega_2; \\ P_{30}^{\text{тр}} &= F_{30} f_{30} v_C, \end{aligned} \quad (9.23)$$

где $P_A^{\text{тр}}, P_B^{\text{тр}}, P_C^{\text{тр}}$ – затраты мощности на трение в шарнирах; $P_{30}^{\text{тр}}$ – затраты мощности на трение в поступательной паре; f_A, f_B, f_C – коэффициенты трения в шарнирах; f_{30} – коэффициент трения в поступательной паре; d_A, d_B, d_C – диаметры шарниров; ω_1, ω_2 – угловые скорости звеньев.

Мгновенный КПД, который является функцией положения звена 1, равен

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_{\text{пл}}}{P_{\text{зт}}}. \quad (9.24)$$

10. УРАВНОВЕШИВАНИЕ МАСС В МЕХАНИЗМАХ

10.1. Действие сил на фундамент. Условия уравнивания

В общем случае в кинематических парах механизмов и машин возникают динамические усилия, переменные по величине и направлению. Через стойку они передаются на фундамент, вызывая дополнительные напряжения в отдельных звеньях, вибрацию и ухудшение условий работы. Чтобы этого избежать, необходимо рационально подобрать и расположить массы звеньев с условием полного или частичного гашения динамических усилий. Эта задача решается при уравнивании.

Основными динамическими составляющими при работе любого механизма являются силы инерции, которые, как правило, переменны по величине и направлению. Это характерно и для случаев, когда входное звено вращается с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = const$ (см. рис. 94). Все силы и моменты сил инерции можно привести к главному вектору $\bar{F}_{и\Sigma}$ и моменту $\bar{M}_{и\Sigma}$ относительно выбранной точки (точки приведения):

$$\begin{aligned}\bar{F}_{и\Sigma} &= \Sigma \bar{F}_{иi}; \\ \bar{M}_{и\Sigma} &= \Sigma \bar{M}_{иi} + \Sigma \overline{F_{иi} \cdot h_{F_{иi}}},\end{aligned}\tag{10.1}$$

где $\bar{F}_{иi}, \bar{M}_{иi}$ – сила инерции и момент сил инерции i -го звена; $h_{F_{иi}}$ – плечо силы инерции относительно точки приведения.

Полностью уравновешенным считается механизм, в котором $F_{и\Sigma} = 0$ и $M_{и\Sigma} = 0$, т. е. сила давления стойки на фундамент остаётся постоянной при движении звеньев.

Из теоретической механики известно, что

$$\bar{F}_{и\Sigma} = -m_{\Sigma} \bar{a}_s,\tag{10.2}$$

где m_{Σ} – масса всех подвижных звеньев; a_s – ускорение центра масс системы.

Следовательно, для выполнения условия $F_{и\Sigma} = 0$ необходимо, чтобы ускорение $a_s = 0$.

Это равносильно требованию постоянства положения центра масс механизма относительно стойки. Такое уравнивание называется *статическим* или *уравниванием первого рода*. В этом случае используется метод заменяющих (сосредоточенных) масс, обладающих массой, центром масс и моментом инерции J_S заменяемого твёрдого тела (звена) с распределённой массой. Если поместить начало системы координат в центр масс системы, то условия эквивалентности заменяемой и заменяющих масс запишутся так:

$$\begin{aligned}\Sigma m_i &= m_\Sigma; \\ \Sigma m_i x_i &= 0; \\ \Sigma m_i y_i &= 0; \\ \Sigma m_i (x_i^2 + y_i^2) &= J_S,\end{aligned}\tag{10.3}$$

где m_i – масса i -го звена; x_i, y_i – координаты центра тяжести i -го звена.

Таким образом, в общем случае плоского звена необходимы четыре заменяющих массы. В частных случаях число заменяющих масс может быть сведено к двум. Например, для звена AB (рис. 95) можно ограничиться частичной заменой его массы m двумя массами m_1 и m_2 , учитывая условия:

$$\begin{aligned}m_1 + m_2 &= m; \\ m_1 l_1 - m_2 l_2 &= 0.\end{aligned}\tag{10.4}$$

Отсюда следует, что

$$\begin{aligned}m_1 &= m \frac{l_2}{l}; \\ m_2 &= m \frac{l_1}{l}.\end{aligned}\tag{10.5}$$

Для полного уравнивания механизма необходимо выполнение обоих условий: $F_{и\Sigma} = 0$; $M_{и\Sigma} = 0$, причём выполнение условия $M_{и\Sigma} = 0$ решается

при моментном (динамическом) уравнивании, которое называется *уравниванием второго рода*.

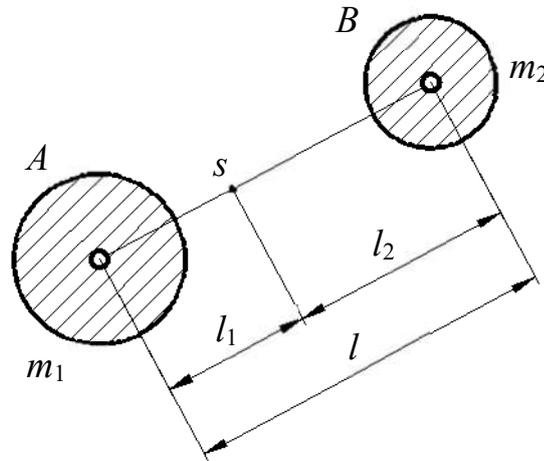


Рис. 95. Звено AB

10.2. Уравнивание с помощью противовесов на звеньях механизма

Рассмотрим последовательность статического уравнивания на примере четырёхшарнирного механизма (рис. 96, *а*). Заменяем массы звеньев 1, 2, 3 сосредоточенными массами в точках A , B , C , D , причём в силу неподвижности точек A и D , массы, сосредоточенные в этих точках, можно не учитывать.

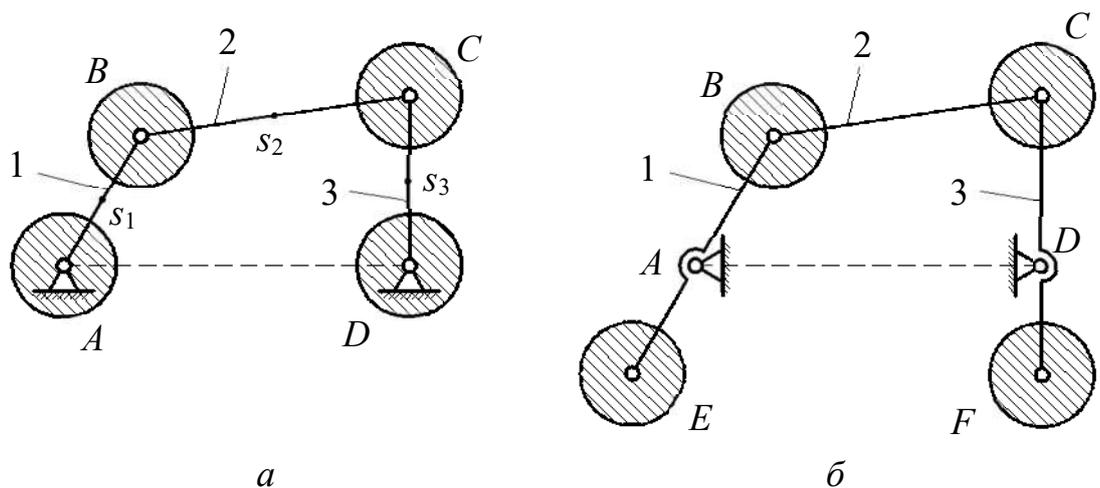


Рис. 96. Статическое уравнивание механизма:
а – схема механизма; *б* – статически уравновешенный механизм

Приведённые массы в точках B и C равны:

$$\begin{aligned} m_B &= m_{B_1} + m_{B_2} = m_1 \frac{l_{AS_1}}{l_{AB}} + m_2 \frac{l_{CS_2}}{l_{BC}}; \\ m_C &= m_{C_2} + m_{C_3} = m_2 \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} + m_3 \frac{l_{DS_3}}{l_{CD}}. \end{aligned} \quad (10.6)$$

Так как заменяющие массы m_B и m_C совершают вращательное движение, то для уравновешивания сил инерции необходимы противовесы с массами m_E и m_F , определяемыми из следующих условий (рис. 96, б):

$$\begin{aligned} m_E l_{AE} &= m_B l_{AB}; \\ m_F l_{DF} &= m_C l_{DC}, \end{aligned} \quad (10.7)$$

где, задавая длины противовесов, можно получить их массы и наоборот.

Рассмотрим моментное уравновешивание на примере четырёхшарнирного механизма. Его приближённое моментное уравновешивание можно осуществить после статического уравновешивания, введя в схему механизма два одинаковых дополнительных противовеса m_M (рис. 97), соединённых с зубчатыми колёсами a и b . Колесо a жёстко связано с кривошипом 1 и вращается с угловой скоростью ω_1 , а равное ему колесо b вращается с той же угловой скоростью ω_1 , но угловые координаты противовесов отличаются на 180° , поэтому момент пары сил инерции от противовесов m_M равен

$$M_{иМ} = F_{иМ} h_M. \quad (10.8)$$

Подбирая положение точки E , можно обеспечить направление $M_{иМ}$, противоположное направлению $M_{и\Sigma}$, а массу противовесов m_M определяют из условия $M_{и\Sigma} = M_{иМ}$.

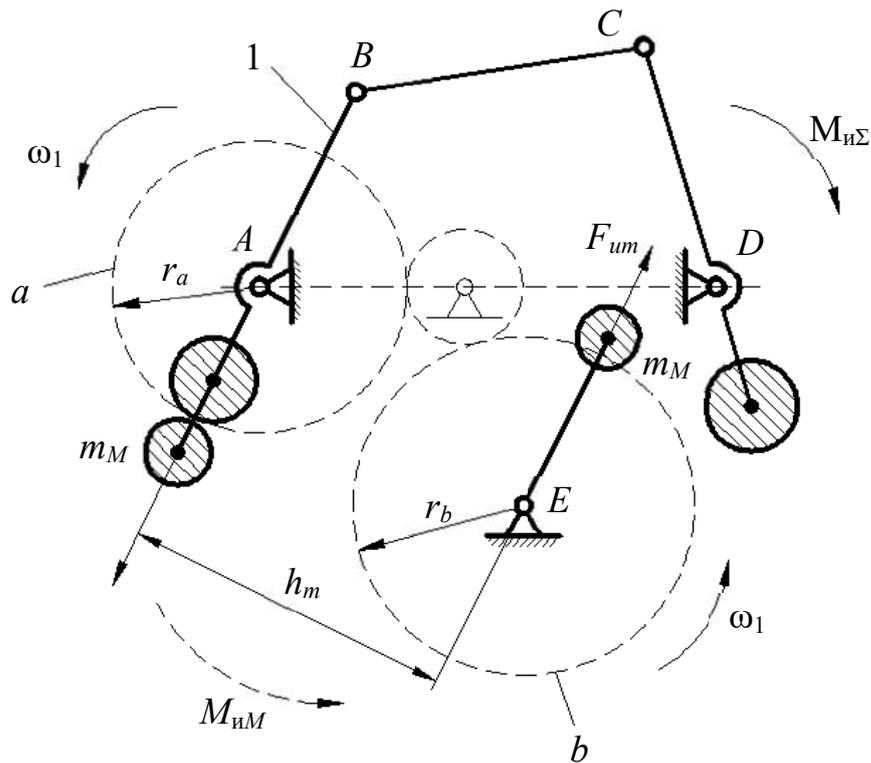


Рис. 97. Моментное уравнивание механизма

10.3. Уравнивание вращающихся масс (роторов)

Ротором в теории балансировки называется любое вращающееся тело. В связи с появлением быстроходных машин возникла проблема уравнивания быстровращающихся деталей. Так, например, скорость некоторых турбин, валов гироскопов, суперцентрифуг достигает 50 тысяч об/мин, и малейшее смещение центра масс с геометрической оси вращения вызывает появление больших сил инерции, т. е. вибрационных явлений в машине и фундаменте.

Различают статическое уравнивание (статическая балансировка) вращающихся роторов и динамическое. Статическая балансировка достигается тем, что центр тяжести вращающейся детали переводят в неподвижную точку. Такое уравнивание применяется для плоских деталей, длина которых мала по сравнению с диаметром. Если такую деталь заменить сосредоточенной массой m , вращающейся относительно

неподвижного центра вращения (рис. 98, а), то можно записать уравнение динамики:

$$\bar{G} + \bar{F}_A + \bar{F}_и = 0, \quad (10.9)$$

где G – вес; F_A – реакция в опоре; $F_и$ – сила инерции, равная

$$F_и = ma_S^n = \frac{G}{g} \omega^2 \rho = d \frac{\omega^2}{g}, \quad (10.10)$$

где $\rho = AS$ – радиус окружности вращения массы m ; $d = G\rho$ – дисбаланс, который характеризует неуравновешенность и направлен так же, как сила инерции $F_и$.

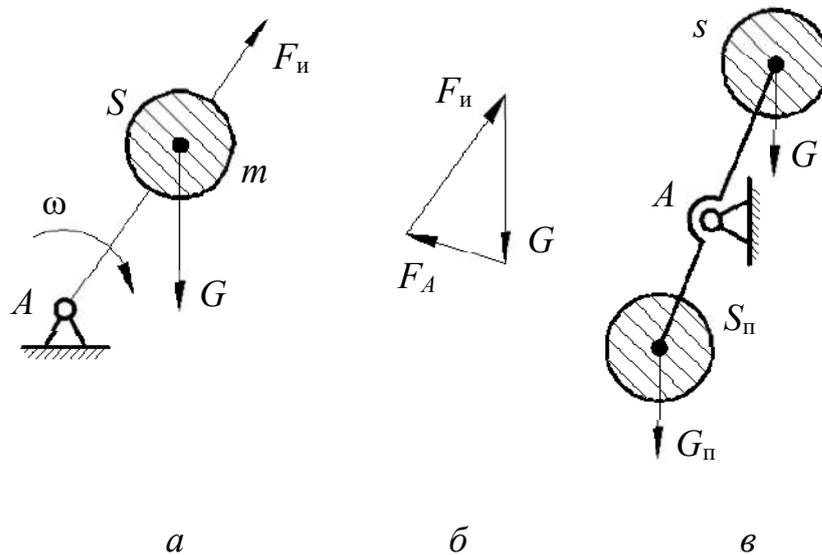


Рис. 100. Уравновешивание вращающихся масс

План сил в данном положении (рис. 98, б) показывает, что F_A – сила переменная по направлению и создаёт динамические нагрузки и вибрацию. Если $d = 0$, то $\bar{G} + \bar{F}_A = 0$, и динамические нагрузки отсутствуют. Для этого необходимо уравновесить дисбаланс установкой массы противовеса с противоположной стороны (рис. 98, в). Тогда дисбалансы будут уравновешены, и вес противовеса G_{II} определится из условия

$$G\rho = G_{II}\rho_{II}, \quad (10.11)$$

где $\rho_{II} = AS_{II}$ – радиус окружности вращения противовеса.

Рассмотрим уравнивание неплоской детали, которую можно представить, например, в виде двух грузов G_1 и G_2 (рис. 99, а), с углом α_2 между радиусами ρ_1 и ρ_2 . В этом случае возникают реакции, вызванные неуравновешенностью как сил, так и моментов от сил инерции. При этом момент от сил инерции относительно точки A равен

$$M_{и2} = F_{и2}a \quad (10.12)$$

и характеризуется дисбалансом

$$d_2a = G_2\rho_2a. \quad (10.13)$$

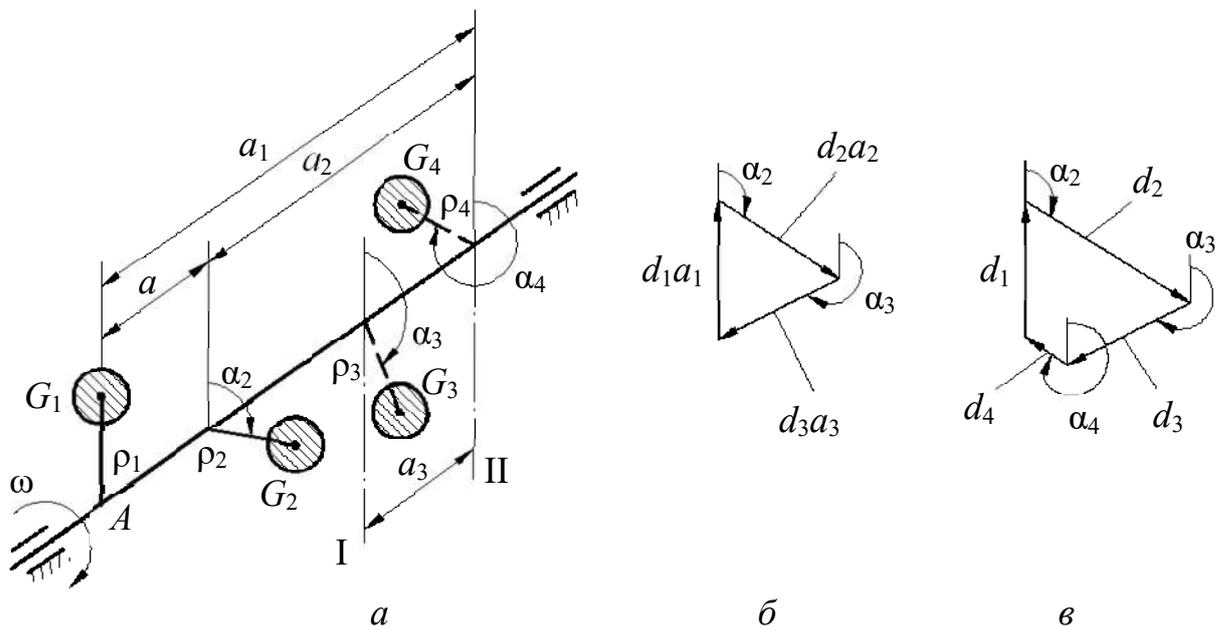


Рис. 99. Уравнивание неплоской детали

В этом случае динамические нагрузки на опоры возникают даже если проведена статическая балансировка, когда центр тяжести грузов 1 и 2 совпадает с центром вращения. Уравнивание моментов от сил инерции вращающихся деталей будет обеспечена динамической балансировкой.

Полное уравнивание системы можно осуществить двумя дополнительными грузами G_3 и G_4 , установленными в разных плоскостях I и II, называемых *плоскостями исправления*, под углами α_3 и α_4 . При этом должны выполняться условия:

$$\begin{aligned} \Sigma \bar{F}_{ii} = 0, \text{ или } \bar{d}_1 + \bar{d}_2 + \bar{d}_3 + \bar{d}_4 = 0; \\ \Sigma \bar{M}_{ii} = 0, \text{ или } \bar{d}_1 a_1 + \bar{d}_2 a_2 + \bar{d}_3 a_3 + \bar{d}_4 a_4 = 0. \end{aligned} \quad (10.14)$$

Совместное решение уравнений (10.14), например, графическим путём (рис. 99, б, в) позволяет найти вес и положение противовесов G_3 и G_4 .

Балансировка вращающихся масс осуществляется на специальных балансировочных станках, при этом исключается неуравновешенность, вызванная неточностью изготовления детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. – М.: Наука, 1988.
2. Артоболовский И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин: для машин. спец. вузов. – М.: Наука, 1975.
3. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин: учеб. пособие для механ. спец. вузов. – М.: Наука, 1990.
4. Прикладная механика: учеб. пособие и контрольные задания на курсовой проект «Кинематический, силовой анализ и синтез плоского механизма» для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование» очного и заочного обучения. / А. И. Афанасьев, Ю. М. Казаков, С. А. Ляпцев и др. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2019.

Учебное издание

Виталий Михайлович ТАУГЕР, Александр Анатольевич ЛЕОНТЬЕВ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебное пособие

Редактор изд-ва
Компьютерная вёрстка авторов
Дизайн обложки

Подписано в печать
Бумага офсетная. Гарнитура *Times New Roman*. Формат 60×84 $\frac{1}{16}$.
Печать на ризографе. Печ. л. 8,0. Уч. изд. л. 6,0
Тираж 100 экз. Заказ

Издательство УГГУ
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Уральский гос. горный ун-т
Отпечатано с оригинал-макета
в лаборатории множительной техники УГГУ



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению контрольной работы по дисциплине

Б1.О.25 ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Направление подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)
Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: **очная, заочная**
Год набора: **2022**

Автор: Лагунова Ю. А., профессор, д-р техн. наук

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)
Зав.кафедрой _____
(подпись)
Лагунова Ю.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 1 от 02.09.2021
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

горно-механического
(название факультета)
Председатель _____
(подпись)
Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 2 от 12.10.2021
(Дата)

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ ...	4
2. ОФОРМЛЕНИЕ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ	4
3. ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ.....	5
ЛИТЕРАТУРА.....	10

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов решаются задачи на прочность элементов конструкции. Выпускники университета должны уметь применять соответствующие методики расчета при проектировании объектов нефтепромыслов.

Цель контрольной работы: проверка приобретенных студентами навыков оптимизации и поиска оптимальных значений параметров объектов и технологических процессов нефтегазовой отрасли.

Результат изучения дисциплины: «Основы проектирования технологических машин»

Знать:

- методику расчетного обеспечения конструкционной и прочностной надежности машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов;
- методику расчета параметров узлов машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов;
- основы и этапы проектирования деталей и узлов машин с использованием технической литературы, а также средств автоматизированного проектирования на базе САПР;
- программное обеспечение, реализующее методики расчета узлов машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов;
- программное обеспечение, позволяющее внедрить методику по определению параметров, учитывающих конструктивные и прочностные характеристики изделий;
- правила оформления научно-технической и служебной документации;
- требования к размещению оборудования при выполнении операций технологических процессов бурения, добычи, ремонта скважин;
- специфику технологического процесса для конкретных условий эксплуатации бурового и нефтепромыслового оборудования;
- специфику эксплуатации машин и оборудования нефтегазового комплекса;
- основные показатели технологичности конструкции изделия, качественные и количественные методы оценки технологичности;

Уметь:

- использовать компьютерные программы для расчета и проектирования узлов и деталей машин;
- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в полном соответствии с требованиями ЕСКД;
- рассчитать технические параметры машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов по заданным технологическим требованиям;
- оценить уровень технологичности конструкции машин и механизмов;
- оценить достоинства и недостатки проектируемого оборудования и машин нефтяных и газовых промыслов;
- использовать принципы унификации и стандартизации при проектировании оборудования;
- оптимизировать конструктивные решения, выбирать и обосновывать критерии оптимизации;
- вносить коррективы, исправлять ошибки в научно-технической и служебной документации;
- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в полном соответствии с требованиями ЕСКД;

оценить уровень технологичности конструкции машин и механизмов;
оценить уровень стандартизации и унификации;
оценить достоинства и недостатки проектируемого оборудования и машин нефтяных и газовых промыслов;
оценить уровень технологичности конструкции машин и механизмов;
выбирать основные и вспомогательные материалы деталей при проектировании в зависимости от различных критериев работоспособности нефтегазового оборудования;
анализировать параметры технологических процессов в соответствии с конструктивными параметрами и функциональным назначением применяемого оборудования;

Владеть:

методами расчета по определению требуемого уровня конструктивной и прочностной надежности узлов машин и оборудования;
навыками проектирования машин и механизмов;
современной методологией научного анализа исследуемых механических систем и технологических процессов;
способами перехода от реального объекта к расчетной схеме;
методиками проектных и проверочных расчетов инженерных конструкций на прочность, долговечность и жесткость;
навыками работы с основными российскими и зарубежными средствами автоматизированного проектирования на базе современных САПР;
навыками набора текста и создания изображений в компьютерных программах;
способностью анализировать полученный результат и умением сделать вывод о состоянии объекта расчета;
навыками разработки рабочей проектной и технической документации, в соответствии со стандартами, техническими условиями и другими нормативными документами, оформления законченных проектно-конструкторских работ;
методикой определения металлоемкости и жесткости проектируемых конструкций

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

При подготовке к контрольной работе необходимо изучить примеры, рассмотренные на лекциях а также в пособии [1].

2. ОФОРМЛЕНИЕ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа должна включать следующие этапы:

1. Постановка задачи.
2. Анализ задачи.
3. Составление графической схемы для расчета конструктивных параметров.
4. Выбор методики расчета на прочность.
5. Выполнение необходимых расчетов по выбранной методике..
6. Выводы и предложения по совершенствованию механизма.

3. ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

Задание.

Произвести сравнительную оценку нескольких экскаваторов и выбрать наиболее эффективный тип машины для условий карьера, высота уступа в котором составляет 15 м.

Горные породы, подлежащие выемке: очень крепкий уголь (отнесен к породе VII категории); погрузка осуществляется после БВР в железнодорожный транспорт; возможно разделение развала взорванной породы на подступы, высота которых не должна превышать максимальную высоту копания экскаватора.

Исходные данные для расчета экскаватора с ковшем вместимостью 4,6м³ и максимальным коэффициентом наполнения $k_n=1,2$:

- 0,700 – сопротивление породы копанию, МПа;
- 3200. – плотность породы в целике, кг/м³;
- 1,60 – коэффициент разрыхления породы;
- 04,60 – емкость ковша экскаватора, м³;
- 1,20 – коэффициент наполнения ковша;
- 10,50 – длина стрелы экскаватора, м;
- 45,0 – угол наклона (установки) стрелы, градусы;
- 07,800 – длина рукояти напорного механизма, м;
- 3,000 – диаметр опорного поворотного круга экскаватора, м;
- 0175,00 – суммарная мощность лебедки подъемного механизма, кВт;
- 0060,00 – суммарная мощность напорного механизма, кВт;
- 1,050 – диаметр головного блока стрелы, м;
- 02 – число ветвей полиспаста канатной подвески ковша;
- 0,9500 – общий КПД блоков полиспаста ковша и подъемного барабана лебедки;
- 0,9412 – общий КПД редуктора подъемной лебедки;
- 0,8674 – общий КПД напорного механизма;
- 25,00 – угол между подъемным канатом и вертикальной рукоятью в начале копания (ковш пустой), градусы;
- 69,00 – угол между подъемным канатом и горизонтальной рукоятью в конце копания (ковш полностью заполнен), градусы;
- 75,00 – угол между подъемным канатом и максимально-выдвинутой рукоятью при максимальной высоте подъема ковша, градусы;
- 0,870 – скорость подъема ковша, м/с;
- 0,450 – скорость напора рукояти напорного механизма, м/с;
- 2,530 – высота оси пяты стрелы от почвы, м;
- 1 – индекс типа рукояти;
- 023. – длительность рабочего цикла, с;

- 015. – время передвижек экскаватора у забоя в течение часа, мин;
- 090. – угол поворота экскаватора на разгрузку, градусы;
- 0,70 – коэффициент использования экскаватора за время работы;
- 08,00 – продолжительность рабочей смены, ч.

Методические указания к выполнению задания.

Выбор типа экскаватора зависит от горнотехнических условий, главными из которых являются высота уступа в карьере h_y , где будет работать экскаватор, и организация горных работ в карьере.

Свойства горных пород, подлежащих экскавации, изменяются в весьма широких пределах, поэтому их принято объединять в группы (категории) с определенным диапазоном свойств (табл.1).

Выемка горных пород экскаваторами осуществляется без предварительного их рыхления или после буровзрывных работ (БВР). В первом случае имеет место чисто механическое разрушение (резание) пород зубьями ковша экскаватора. К указанным породам относится горная масса в массиве с I до III категорий согласно классификации горных пород по трудности экскавации [1] (табл.1). Во втором случае имеет место комбинированное разрушение горных пород (взрывом и ковшом). Необходимо учитывать, что на рабочий процесс и эффективность использования экскаваторов решающее влияние оказывают физико-механические свойства разрабатываемых горных пород.

Таблица 1

Классификация горных пород по трудности экскавации применительно к открытым работам [1]

Категория пород	Характеристика горных пород		Удельное сопротивление копания K_{ss} , МПа	Объемная плотность в целике γ , кг/м ³	Коэффициент разрыхления K_p
	в массиве	после рыхления с применением БВР			
I	Мягкие и рыхлые породы (супесь, мягкий суглинок, песок рыхлый, песок влажный)	Уголь и полускальные породы	0,016-0,12	1400-1600	1,10-1,15
		Полускальные и скальные породы			
II	Довольно плотные породы; мерзлый грунт I категории (суглинок, гравий мелкий и средний, мягкая глина)		0,07-0,16	1700	1,20

III	Слабый уголь; плотная порода; мерзлый грунт I и II категорий (суглинков плотный, глина средняя, мягкие аргиллиты)	Скальные породы, тяжелая руда, тяжелая глина разрыхленная	0,12-0,25	1800	1,30
IV	Уголь средней крепости; очень плотная порода; мерзлый грунт II и III категорий (суглинков крепкий со щебнем, глина плотная)	Крепкий уголь, полускальные и скальные породы, тяжелые руды	0,22-0,36	1900-2500	1,35-1,45
V	Крепкий уголь; наименее прочные полускальные породы; мерзлые породы III и IV категорий; сильнотрещиноватые скальные породы и руды	Очень крепкий уголь, полускальные породы VI-VIII категорий; тяжелая руда VI-VIII категорий	0,33-0,55	3000	1,50
VI	Очень крепкий уголь; прочные полускальные породы IV и V категорий; трещиноватые скальные породы и тяжелая руда	Полускальные породы VI категории; скальные породы VIII-IX категорий; тяжелая руда VIII категории	0,43-0,75	3200	1,60
VII	Сланцы, мергель, гипс, мел, известняк, песчаник мягкий; мерзлые породы V и VI категорий; среднетрещиноватые скальные породы и руда	Скальные породы и тяжелая руда VIII категории	0,8-1	3500	1,70
VIII	Скальные мало-трещиноватые мерзлые породы; тяжелая руда	Скальные тяжелые породы и руда практически монолитные, породы IX категории	1-1,2	3500	1,70

При работе экскаватора в рыхлых породах (категории I-III) высота обрабатываемого уступа h_y забоя должна обеспечивать полное наполнение ковша за одно черпание, при этом наибольшая высота копания (черпания) H_k , т.е. высота при максимально поднятой рукояти напорного механизма, не должна быть меньше высоты уступа: $H_k \geq h_y$

При работе экскаватора в породах, требующих предварительного рыхления, в результате буровзрывных работ (БВР) образуется развал взорванной горной массы, где и формируется забой машины. Параметры забоя зависят от формы и размеров развала взорванной массы $H_{раз}$, который, в свою очередь, зависит от высоты уступа, параметров БВР и их организации. Высота развала пород после взрыва при числе рядов взрывааемых скважин от одного до трех не должна превышать высоты уступа: $H_{раз} \leq h_y \leq H_k$.

При многорядном взрывании (число рядов скважин более трех) в хорошо дробимых породах, где не образуются «kozyрки» и «навеси» развала допускается увеличение

высоты обрабатываемого уступа до полуторной высоты копания экскаватора $h_y \leq 1,5 H_k$, т.е. $H_k \geq 2/3 h_y$ при условии разделения образующегося развала породы ($H_{раз} \leq 1,1h_y$) по высоте на подступы, высота которых, в свою очередь, не превышает наибольшей высоты копания машины [2]. Указанные условия позволяют обеспечить для безопасного ведения горных работ в забое отсутствие нависающих козырьков породы.

По заданной высоте уступа h_y и наибольшей высоте копания (черпания) H_k выбираются типы экскаваторов, подходящие для работы в заданных условия карьера. Необходимо иметь в виду, что экономически целесообразным является выбор машин, у которых разница между h_y и H_k , естественно при соблюдении условия $h_y \leq H_k$ или $h_y \leq 1,5 H_k$, минимальная при этом обеспечивается минимальная стоимость экскаватора и рациональная загрузка приводов рабочего оборудования).

Определение максимально-возможной производительности экскаватора

Под производительностью экскаватора понимается объем горной породы, отделяемой от массива и перемещаемой экскаватором на заданное расстояние, определяемое его рабочими параметрами, в единицу времени. За единицу времени принимается час, смена, сутки, месяц или год. На производительность машины влияют различные факторы: горно-геологические, конструктивные, технологические, климатические, организационные. Основными факторами следует считать следующие:

- трудность разработки горной массы, которая оценивается категорией породы по крепости и ее состоянием (табл.1). При разработке, например, влажной глинистой породы, которая налипает на ковш, полезный объем ковша уменьшается, а продолжительность цикла из-за более длительной разгрузки ковша увеличивается. В зимних условиях плохо раздробленный мерзлый грунт также снижает коэффициент наполнения ковша;

- технические данные, состояние и надежность экскаватора;

- квалификация машиниста;

- качество забоя, оцениваемое его высотой, условиями подхода транспорта к месту погрузки, освещенностью, степенью дробления горной массы;

- организация работ, зависящая от достаточности транспортных средств, состояния дорог, своевременного снабжения топливом, энергией, запасными частями и т.п.

Различают теоретическую (паспортную), техническую и эксплуатационную производительность экскаватора.

Теоретическая производительность экскаватора – количество горной массы (в тоннах или кубических метрах), которое может быть переработано в единицу времени (обычно за час) при непрерывной его работе. При этом удельное сопротивление породы копанию K_s принимают максимально допустимое по паспорту машины; коэффициенты наполнения ковша K_n и разрыхления породы K_p – равными единице; угол поворота на разгрузку у карьерного экскаватора – 90° , у драглайна – 135° ; высота черпания ковша – на уровне оси напорного вала рукояти (Н); скорости рабочих движений устанавливаются номинальными (по паспорту). Теоретическая производительность для данного экскаватора – величина постоянная и повысить ее можно только путем внесения усовершенствований в его конструкцию. Эта производительность указывается в паспорте машины и по ней можно сравнивать различные экскаваторы, оценивать их технические возможности.

Теоретическая производительность карьерного экскаватора по рыхлой массе определяется, $m^3/ч$:

$$Q_T = 3600 E/t_{ц},$$

Где E – вместимость установленного на экскаваторе ковша (стандартного или сменного), m^3 ; $t_{ц}$ – продолжительность цикла работы машины, с (указывается в технической характеристике экскаватора для угла поворота стрелы на разгрузку, равного 90°).

Для углов поворота, отличных от 90° , время цикла умножают на нижеприведенный коэффициент корректировки K_y [3, с.82]:

Угол поворота экскаватора на разгрузку					120	150	180
	45°	60°	75°	90°	°	°	°
K_y	0,79	0,86	0,93	1,0	1,14	1,26	1,4

Величина угла поворота на разгрузку зависит от схемы движения транспорта, обслуживающего экскаватор в карьере. Так, при расположении автотранспорта для погрузки во время проходки траншеи (при вскрытии карьера) этот угол составляет около 180°, а при отработке забоя и сквозном движении транспорта – около 90°.

Техническая производительность – это максимальная производительность данного экскаватора при его непрерывной работе в данном забое за единицу времени. Она рассчитывается с учетом конкретных условий работы: категории разрабатываемых пород, коэффициентов разрыхления горной массы и наполнения ковша, а также перерывов в работе, неизбежных для данного типа машины (например, время маневрирования экскаватора около забоя).

Техническая производительность по рыхлой массе определяется, м³/ч:

$$Q_{\text{тех}} = Q_T \frac{K_n}{K_p} \frac{t_p}{(t_p + t_n)},$$

где K_n – коэффициент наполнения ковша, равный отношению объема разрыхленной горной массы в ковше к паспортной вместимости ковша; максимальное значение этого коэффициента достигает: $K_n = 1,2$; в исключительных случаях для пород до III категории по трудности экскавации без применения БВР достигает - $1,5$; K_p – коэффициент разрыхления горной массы, характеризующийся отношением объема грунта в разрыхленном состоянии к объему того же грунта в плотном теле (целике); t_p – длительность непрерывной работы экскаватора с одного места стояния в течение часа; для приближенных расчетов можно принимать $t_p = 45 \div 50$ мин; t_n – длительность передвижки (или передвижек) экскаватора по мере продвижения забоя в течение часа, $t_n \approx 10 \div 15$ мин.

Эксплуатационная производительность – это действительный объем горной массы, переработанный экскаватором за определенный период эксплуатации. Она рассчитывается с учетом конкретных горнотехнических условий карьера, неизбежных организационных и технологических перерывов, связанных с приемкой смены и осмотром машины, смазкой, подачей транспорта и др. Эксплуатационная производительность всегда меньше технической. Она рассчитывается за смену, за месяц, за год (в последнем случае учитываются потери времени на профилактические осмотры, текущие и капитальные ремонты).

Эксплуатационная производительность определяется, м³/смену:

$$Q_3 = Q_{\text{тех}} T_{\text{см}} K_n,$$

где $T_{\text{см}}$ – длительность смены, ч; K_n – коэффициент использования экскаватора за время его работы; $K_n = 0,8 \div 0,9$ для экскаваторов, работающих с погрузкой в автосамосвалы или на конвейер или в отвал; $K_n = 0,55 \div 0,8$ при погрузке в железнодорожные вагоны.

В общем виде эксплуатационная производительность может быть представлена формулой, м³/смену:

$$Q_3 = 3600 \frac{E K_n}{t_{\text{ц}} K_p} \frac{t_p}{(t_p + t_n)} T_{\text{см}} K_n$$

Согласно вышеприведенной формуле для повышения производительности можно увеличивать величину вместимости ковша (E) и коэффициента его наполнения (K_n) до максимально допустимого значения как для стандартного, так и для сменных ковшей различной вместимости. Необходимо учитывать, что можно получить максимальную производительность и при меньшей вместимости ковша, но с большей величиной коэффициента его наполнения.

Критерием, определяющим максимальное значение коэффициента наполнения ковша, является соответствие потребляемых средневзвешенных мощностей приводов экскаватора установленным паспортным значениям мощностей этих узлов. При этом принимается, что в течение цикла экскавации приводы рабочего оборудования экскаватора загружены на полную мощность. Таким образом:

$$N_{с.п} \leq N_{п} ; N_{с.н} \leq N_{н} ; N_{с.пв} \leq N_{пв}$$

где $N_{с.п}$, $N_{с.н}$, $N_{с.пв}$ – расчетные средневзвешенные мощности механизмов соответственно подъема, напора ковша и поворота экскаватора, кВт; $n_{п}$, $n_{н}$ и $n_{пв}$ – установленные мощности электродвигателей приводов экскаватора соответственно механизма подъема, напора и поворота, кВт.(см. табл.2).

Другим критерием, определяющим коэффициент наполнения ковша является допустимая нагрузка при подъеме и выдвигании ковша при копании:

$$SP_i \leq P_s \text{ и } SN_i \leq N_n,$$

где SP_i и SN_i –соответственно максимальное усилие подъема ковша и максимальное усилие в напорном механизме в одном из “i” расчетных положениях экскаватора (см. рис.1 и 2); P_s и N_n - соответственно максимальное (паспортное) усилие на блоке подъема ковша и максимальное (паспортное) усилие напора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. Учеб. Для вузов. 5 изд. М.: Государственный Горный университет, 2003.
2. Единые правила безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом. ПБ 03-498-02, Санкт-Петербург: ЦОТПБСП, 2003.
3. Справочник механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины циклического действия / Под ред. М.И. Щадова. М.: Недра, 1989



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению практических работ по дисциплине

**Б1.О.25 ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

Направление подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)
Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: **очная, заочная**
Год набора: **2022**

Автор: Лагунова Ю.А., профессор, д-р техн. наук

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)
Зав.кафедрой
(подпись)
Лагунова Ю.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 1 от 02.09.2021
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией факультета

горно-механического
(название факультета)
Председатель
(подпись)
Осипов П.А.
(Фамилия И.О.)
Протокол № 2 от 12.10.2021
(Дата)

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ.....	5
2. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ	6
3. Виды контроля.....	7
ЛИТЕРАТУРА.....	7

ВВЕДЕНИЕ

При расчете и конструировании машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов решаются задачи на прочность элементов конструкции. Выпускники университета должны уметь применять соответствующие методики расчета при проектировании объектов нефтепромыслов.

Цель практических занятий: закрепление приобретенных студентами навыков расчета и конструирования машин и оборудования нефтегазовой отрасли.

Результат изучения дисциплины:

Знать:

- методику расчетного обеспечения конструкционной и прочностной надежности машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов;
- методику расчета параметров узлов машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов;
- основы и этапы проектирования деталей и узлов машин с использованием технической литературы, а также средств автоматизированного проектирования на базе САПР;
- программное обеспечение, реализующее методики расчета узлов машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов;
- программное обеспечение, позволяющее внедрить методику по определению параметров, учитывающих конструктивные и прочностные характеристики изделий;
- правила оформления научно-технической и служебной документации;
- требования к размещению оборудования при выполнении операций технологических процессов бурения, добычи, ремонта скважин;
- специфику технологического процесса для конкретных условий эксплуатации бурового и нефтепромыслового оборудования;
- специфику эксплуатации машин и оборудования нефтегазового комплекса;
- основные показатели технологичности конструкции изделия, качественные и количественные методы оценки технологичности;

Уметь:

- использовать компьютерные программы для расчета и проектирования узлов и деталей машин;
- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в полном соответствии с требованиями ЕСКД;
- рассчитать технические параметры машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов по заданным технологическим требованиям;
- оценить уровень технологичности конструкции машин и механизмов;
- оценить достоинства и недостатки проектируемого оборудования и машин нефтяных и газовых промыслов;
- использовать принципы унификации и стандартизации при проектировании оборудования;
- оптимизировать конструктивные решения, выбирать и обосновывать критерии оптимизации;
- вносить коррективы, исправлять ошибки в научно-технической и служебной документации;
- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в полном соответствии с требованиями ЕСКД;

оценить уровень технологичности конструкции машин и механизмов;
оценить уровень стандартизации и унификации;
оценить достоинства и недостатки проектируемого оборудования и машин нефтяных и газовых промыслов;
оценить уровень технологичности конструкции машин и механизмов;
выбирать основные и вспомогательные материалы деталей при проектировании в зависимости от различных критериев работоспособности нефтегазового оборудования;
анализировать параметры технологических процессов в соответствии с конструктивными параметрами и функциональным назначением применяемого оборудования;

Владеть:

методами расчета по определению требуемого уровня конструктивной и прочностной надежности узлов машин и оборудования;
навыками проектирования машин и механизмов;
современной методологией научного анализа исследуемых механических систем и технологических процессов;
способами перехода от реального объекта к расчетной схеме;
методиками проектных и проверочных расчетов инженерных конструкций на прочность, долговечность и жесткость;
навыками работы с основными российскими и зарубежными средствами автоматизированного проектирования на базе современных САПР;
навыками набора текста и создания изображений в компьютерных программах;
способностью анализировать полученный результат и умением сделать вывод о состоянии объекта расчета;
навыками разработки рабочей проектной и технической документации, в соответствии со стандартами, техническими условиями и другими нормативными документами, оформления законченных проектно-конструкторских работ;
методикой определения металлоемкости и жесткости проектируемых конструкций.

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

На практических занятиях необходимо стремиться к самостоятельному решению задач, находя для этого более эффективные методы. При этом студентам надо приучить себя доводить решения задач до конечного «идеального» ответа. Это очень важно для будущих специалистов. Практические занятия вырабатывают навыки самостоятельной творческой работы, развивают мыслительные способности.

Практическое занятие – активная форма учебного процесса, дополняющая теоретический курс или лекционную часть учебной дисциплины и призванная помочь обучающимся освоиться в «пространстве» (тематике) дисциплины, самостоятельно прооперировать теоретическими знаниями на конкретном учебном материале.

Выполнению практических занятий предшествует проверка знаний студентов — их теоретической готовности к выполнению задания.

Работы, носящие репродуктивный характер, отличаются тем, что при их проведении студенты пользуются подробными инструкциями, в которых указаны: цель работы, пояснения (теория, основные характеристики), оборудование, аппаратура, материалы и их характеристики, порядок выполнения работы, таблицы, выводы (без формулировки), контрольные вопросы, учебная и специальная литература.

Работы, носящие частично поисковый характер, отличаются тем, что при их прове-

дении студенты не пользуются подробными инструкциями, им не дан порядок выполнения необходимых действий, и требуют от студентов самостоятельного подбора оборудования, выбора способов выполнения работы в инструктивной и справочной литературе и др.

Работы, носящие поисковый характер, характеризуются тем, что студенты должны решить новую для них проблему, опираясь на имеющиеся у них теоретические знания.

При планировании практических занятий преподаватель использует различное сочетание репродуктивных, частично поисковых и поисковых работ, чтобы обеспечить высокий уровень интеллектуальной деятельности.

Формы организации студентов на практических занятиях:

- фронтальная,
- групповая
- индивидуальная.

При фронтальной форме организации занятий все студенты выполняют одновременно одну и ту же работу.

При групповой форме организации занятий одна и та же работа выполняется бригадами по 2—5 человек.

При индивидуальной форме организации занятий каждый студент выполняет индивидуальное задание.

Содержанием практических занятий является:

- решение разного рода задач, в том числе профессиональных (анализ производственных ситуаций, решение ситуационных производственных задач, выполнение профессиональных функций в деловых играх и т.п.);
- выполнение вычислений, расчетов, чертежей;
- изучение, заполнение, разработка инструкционных и технологических карт;
- работа с измерительными приборами, оборудованием;
- самостоятельное выполнение технологических операций;
- работа с нормативными документами, инструктивными материалами, справочниками;
- составление технической и специальной документации и др.

2. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

1. Изучение конструкторской документации на технологическое оборудование.
2. Применение методов конструирования.
3. Выбор показателей функционального назначения технологического оборудования.
4. Выбор показателей технологичности.
5. Изучение показателей ТКИ.
6. Выбор и обоснование материала для изготовления технологического оборудования.
7. Разработка функциональной схемы бурового станка.
8. Разработка функциональной схемы карьерного экскаватора.

9. Разработка функциональной схемы насосной установки.
10. Определение взаимосвязи конструктивных и технологических параметров технологического оборудования.
11. Определение взаимосвязи конструктивных и технологических параметров бурового оборудования.
12. Применение методики расчета на прочность узлов бурового станка.
13. Применение методик расчета на прочность узлов и механизмов экскаватора.
14. Применение показателей качества для оценки уровня эффективности технологического оборудования.
15. Выбор материалов для изготовления бурового оборудования.
16. Обоснование выбора компоновочных схем оборудования для конкретных условий эксплуатации.
17. Подбор насосных установок для транспортировки нефти

Задания для выполнения практических работ.

1. Составить алгоритм работы оборудования по заданной компоновочной схеме бурового станка. Определить взаимосвязь конструктивных и технологических параметров.
2. Составить алгоритм и программу расчета узла бурового станка для конкретных условий эксплуатации.
3. Расчет буровых труб на прочность.
4. Рассчитать показатели функционального назначения станка для бурения скважин вращательным способом.
5. Рассчитать показатели функционального назначения станка для бурения скважин вращательно-ударным способом.
6. Рассчитать показатели функционального назначения станка для бурения скважин шарошечным способом.

3. ВИДЫ КОНТРОЛЯ

Оценивание практических работ проводится дифференцированно (по пятибалльной системе) и при определении оценок за семестр рассматривается как один из основных показателей текущего учета знаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. Учеб. Для вузов. 5 изд. М.: Государственный Горный университет, 2003
 2. Буровые комплексы: Учебное пособие/ Под ред. К.П. Порожского; Урал. Гос. Горный ун-т – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2013 – 768с
-

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению контрольной работы по дисциплине

Б1.О.26 ИНЖЕНЕРНЫЙ ДИЗАЙН САД (САПР)

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: очная, заочная

Год набора: **2022**

Автор: Шестаков В.С., канд. техн. наук, профессор

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Лагунова Ю. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 02.09.2021
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического
(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021
(Дата)

Екатеринбург

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время проектирование технических объектов выполняется полностью на ЭВМ, что привело к использованию понятия автоматизированное проектирование. Выпускники университета должны уметь работать на ЭВМ в текстовых и графических редакторах, конструкторских пакетах, позволяющих выполнять проектирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов.

Цель контрольной работы: обучение студентов проектированию и расчетам с применением компьютерных технологий. Умение использовать компьютерные технологии при проектировании объектов машиностроения позволит в последующей профессиональной деятельности разрабатывать оптимальные конструкции с минимальной массой и стоимостью и сократить продолжительность разработки проектов.

В методических указаниях приведен один из вариантов типового задания, практикуется применение индивидуальных заданий, соответствующих выбранному студентом направлению будущей работы. Такими заданиями являются разработка проекта отдельных механизмов и узлов экскаваторов, дробилок, буровых установок и т.п.

Соответствие курсовой работы компетенциям Государственного стандарта.

При изучении дисциплины студенты наряду с другими осваивали следующие направления:

- проведение расчетов с использованием программных модулей,
- создание проектов объектов машиностроения с использованием конструкторских пакетов 3D моделирования, в частности конструкторского пакета Компас 3D.

Результат изучения дисциплины: Компьютерные технологии в машиностроении»

Знать:

- функциональные возможности компьютерных программ, используемых для профессиональной деятельности;
- способы хранения, обработки и передачи информации программными средствами;
- приемы моделирования объектов и технологических процессов с использованием стандартных пакетов и средств автоматизированного проектирования;
- этапы разработки проекта и приемы создания 3 D моделей деталей и ГОСТ оформления чертежей.

Уметь:

- применять программы для ЭВМ для задач профессиональной деятельности;
- накапливать и обрабатывать информацию;
- моделировать технологические процессы с использованием стандартных пакетов и средств автоматизированного проектирования;
- разрабатывать проекты деталей и узлов;
- оформлять конструкторскую документацию.

Владеть:

- навыками работы на персональном компьютере;
- программными средствами для хранения и обработки информации;
- навыками моделирования технологических процессов с использованием стандартных пакетов и средств автоматизированного проектирования;
- навыками создания деталей в конструкторских пакетах 3 D моделирования;
- навыками создания сборочных узлов в конструкторских пакетах 3 D моделирования;

- навыками оформления рабочих и сборочных чертежей в конструкторских пакетах 3D моделирования.

ЛИТЕРАТУРА

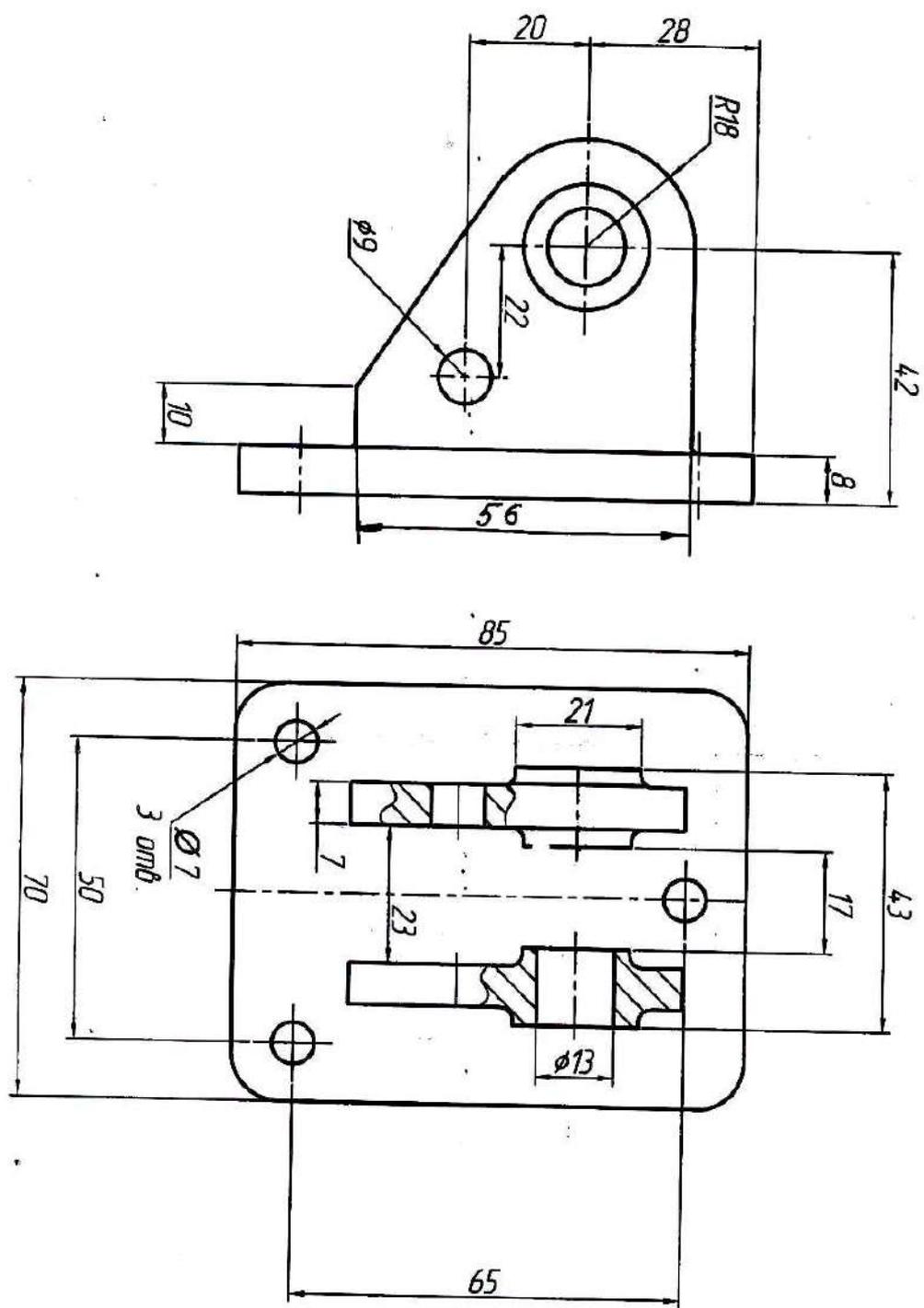
1. Справочные материалы конструкторского пакета Компас 3D
2. Сайт с обучающими материалами
<https://kompas.ru/publications/video/>
3. Описание конструкторского пакета Компас 3D.

ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

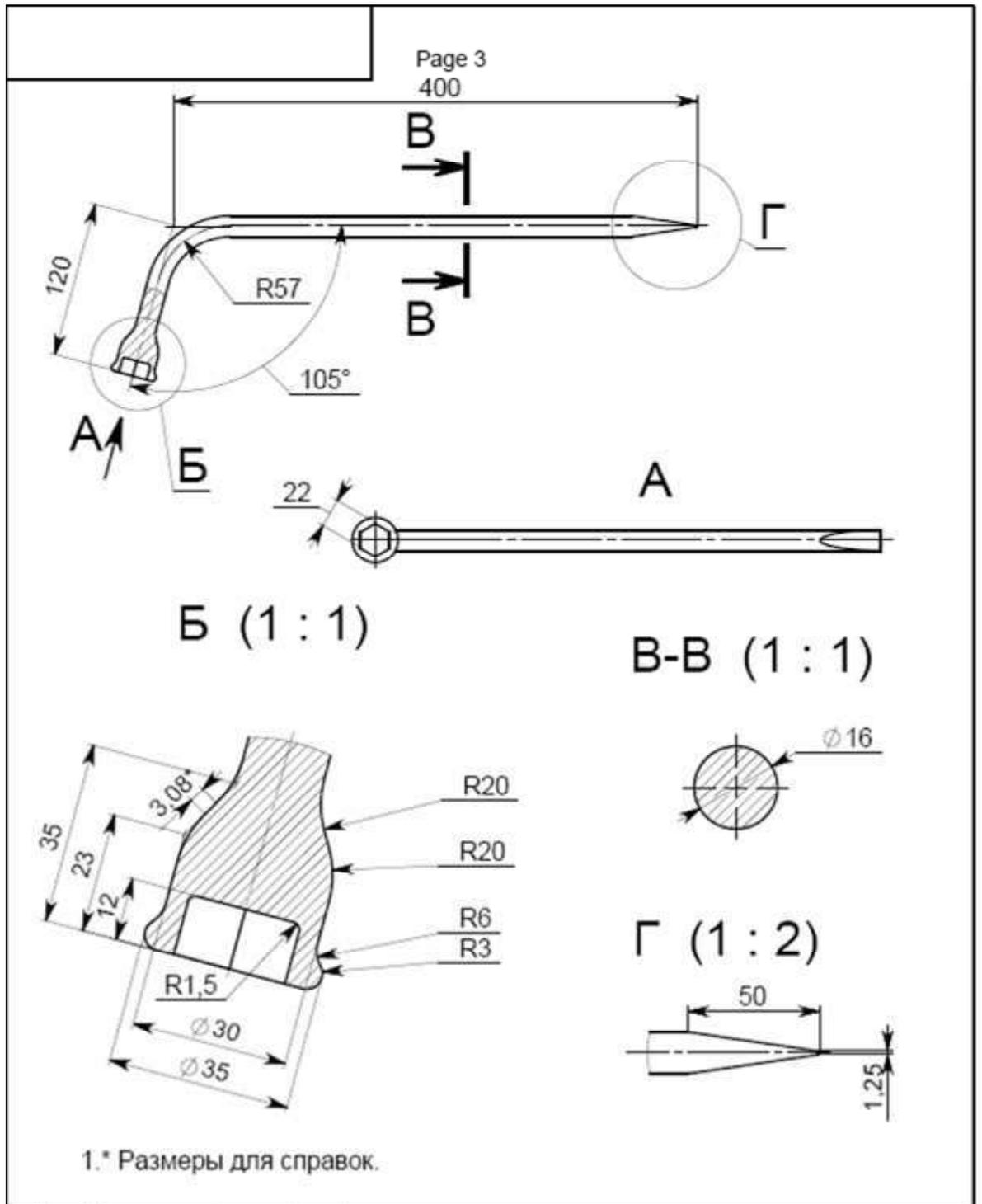
**Задания к контрольной работе по дисциплине «Инженерный дизайн САД
(САПР)»**

Создать объемные модели деталей и оформить рабочие чертежи в конструкторском пакете Компас

Задание

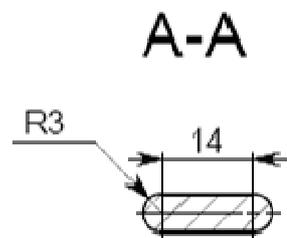
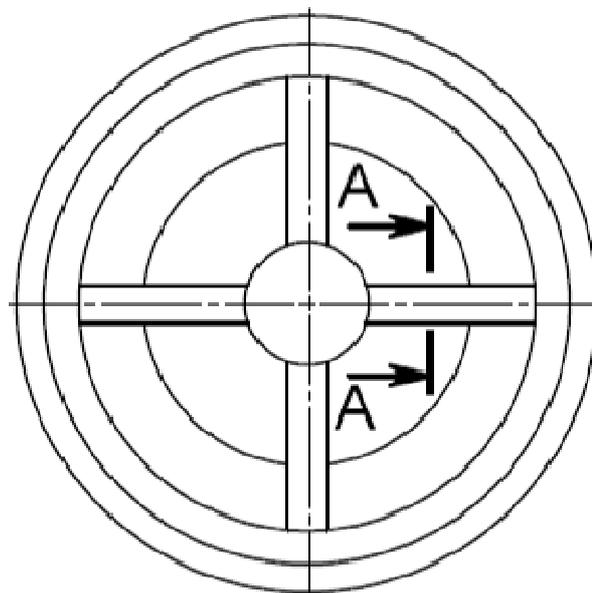
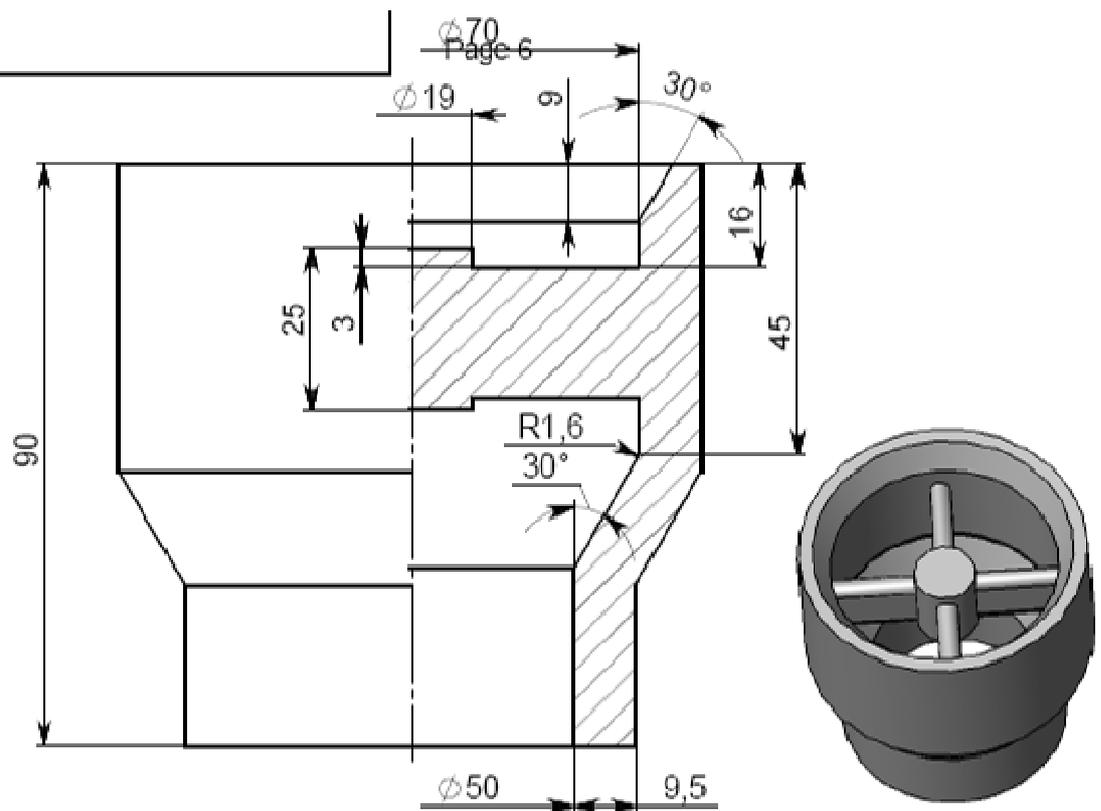


Задание 2



Самостоятельная работа				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Гаечный ключ			Лит.	Масса
			0.109	Масштаб 1:4

Задание 3



Создайте круговой массив элементов "Вытянуть1", "Скругление1", "Скругление2", с использованием параметров "Равный шаг" и "Геометрический массив".

				Самостоятельная работа			
				Лит.	Масса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Круговой массив		0.211	
Изр.			Дата				1:1
Зав.							
Контр.							
				Лист	Листов 1		

Задание 4

200'000'JBVA

Page 17

A-A

Б

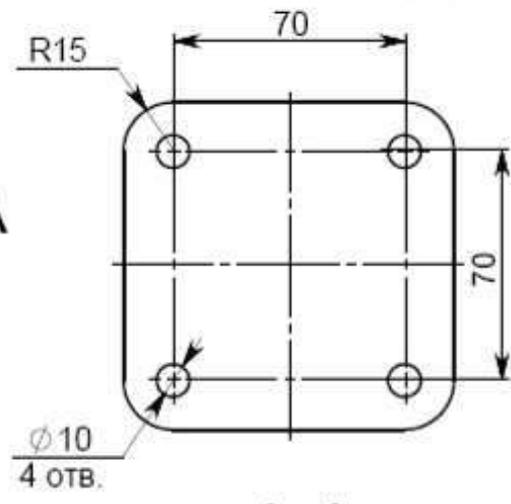
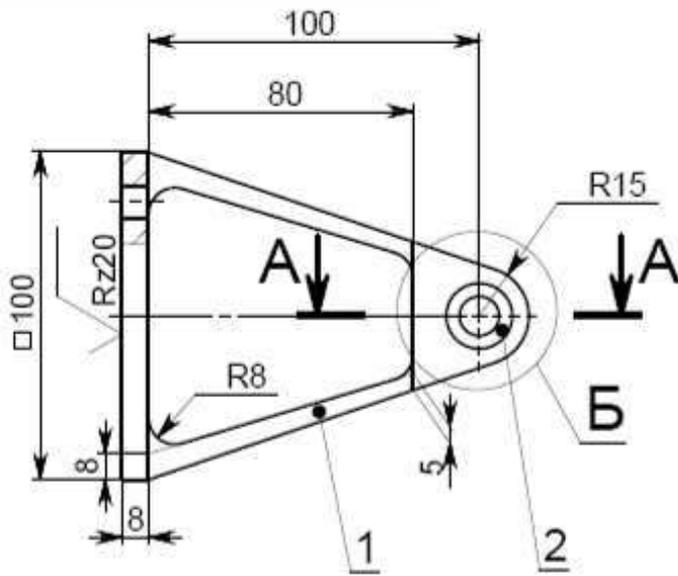
Г (1 : 1)

Б (4 : 1)

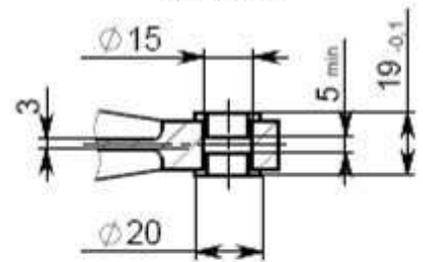
Г (1 : 1)

1. * Размеры для справок.
 2. Неуказанные радиусы 3 мм.
 3. Неуказанные предельные отклонения размеров:
 $H12, h12, \frac{IT12}{2}$

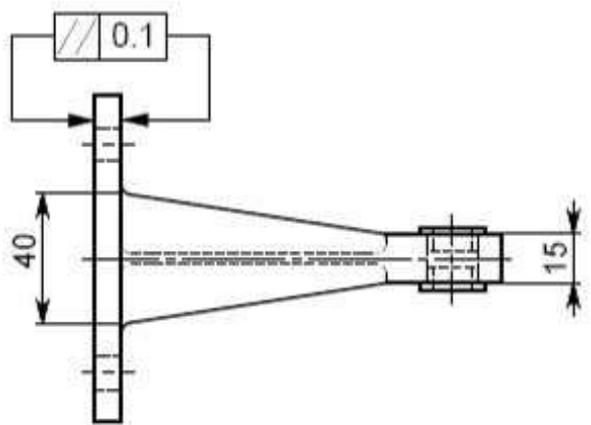
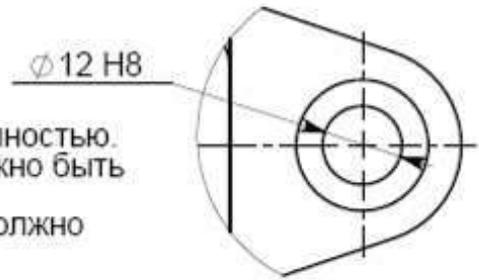
АБВГ.000.002		Лист	Масса	Масштаб
		1.884	1:2	
Качалка				
		Листов 1		
Сталь 3ГОСТ 535-88		SolidWorks RUSSIA		
Колесовал				
Формат А3				



A-A



Б (1 : 1)

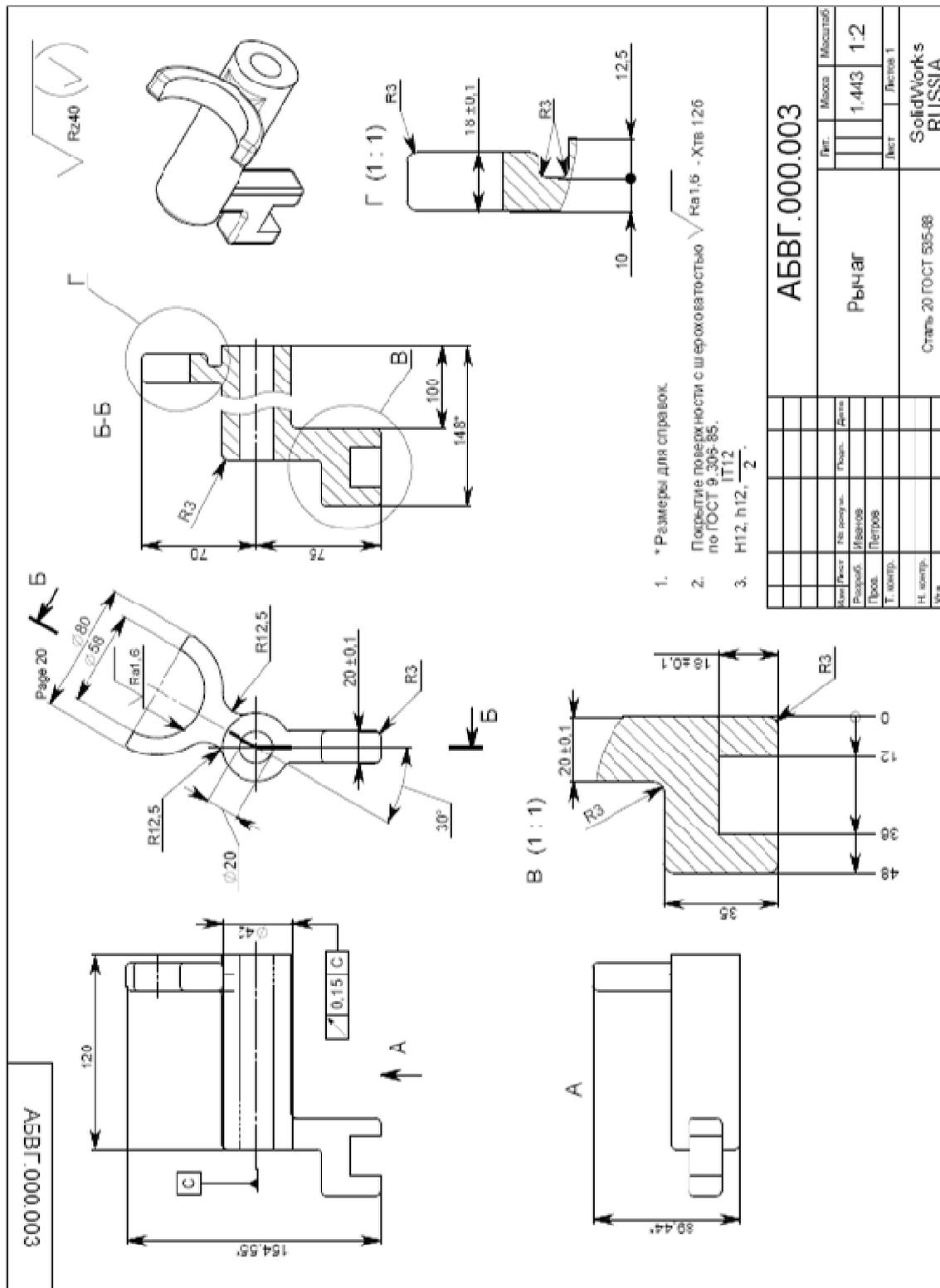


1. Чертеж должен быть воспроизведен полностью.
2. Большинство размеров на чертеже должно быть импортировано из модели.
3. Неуказанные радиусы 3 мм (значение должно быть связано с размером модели).
4. Материалы деталей:
 поз.1 - сталь ГОСТ 535-88;
 поз.2 - гетинакс.

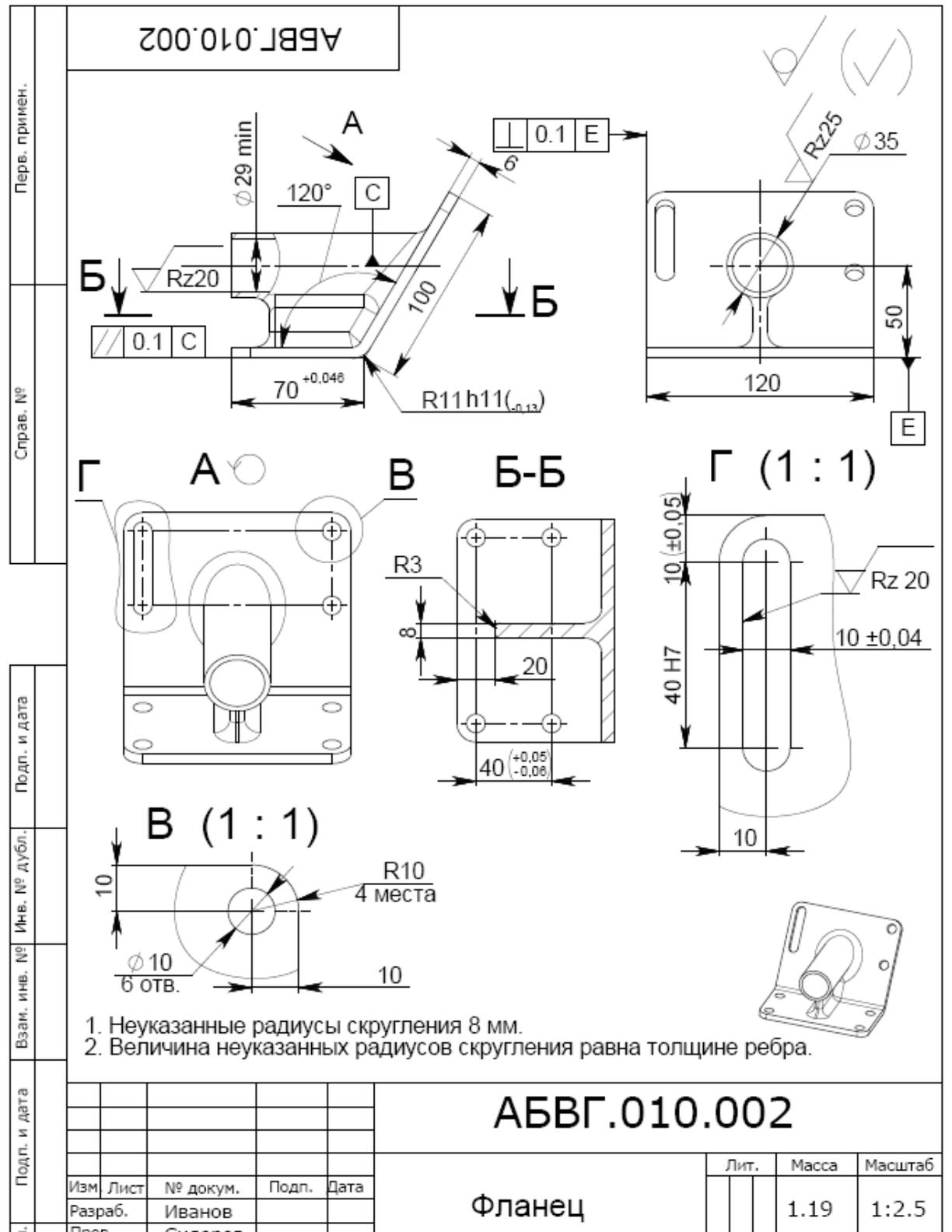
АБВГ.000.100.010 СБ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Иванов			
Пров.	Петров			
Т. контр.				
Кронштейн			Лит.	Масса
Сборочный чертеж				1.077
			Лист	Масштаб
				1:2
			Листов 1	

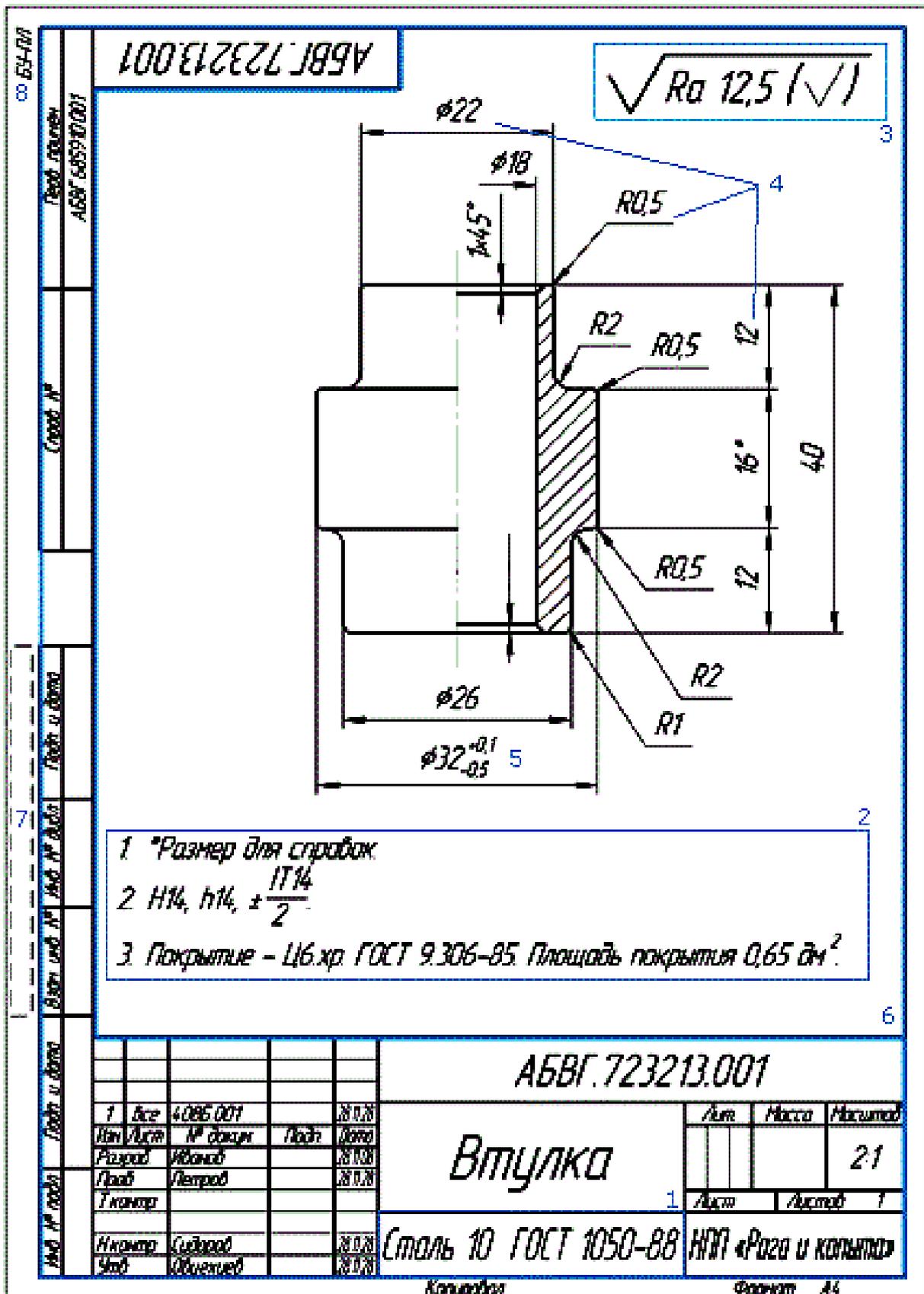
Задание 5

Залание 6

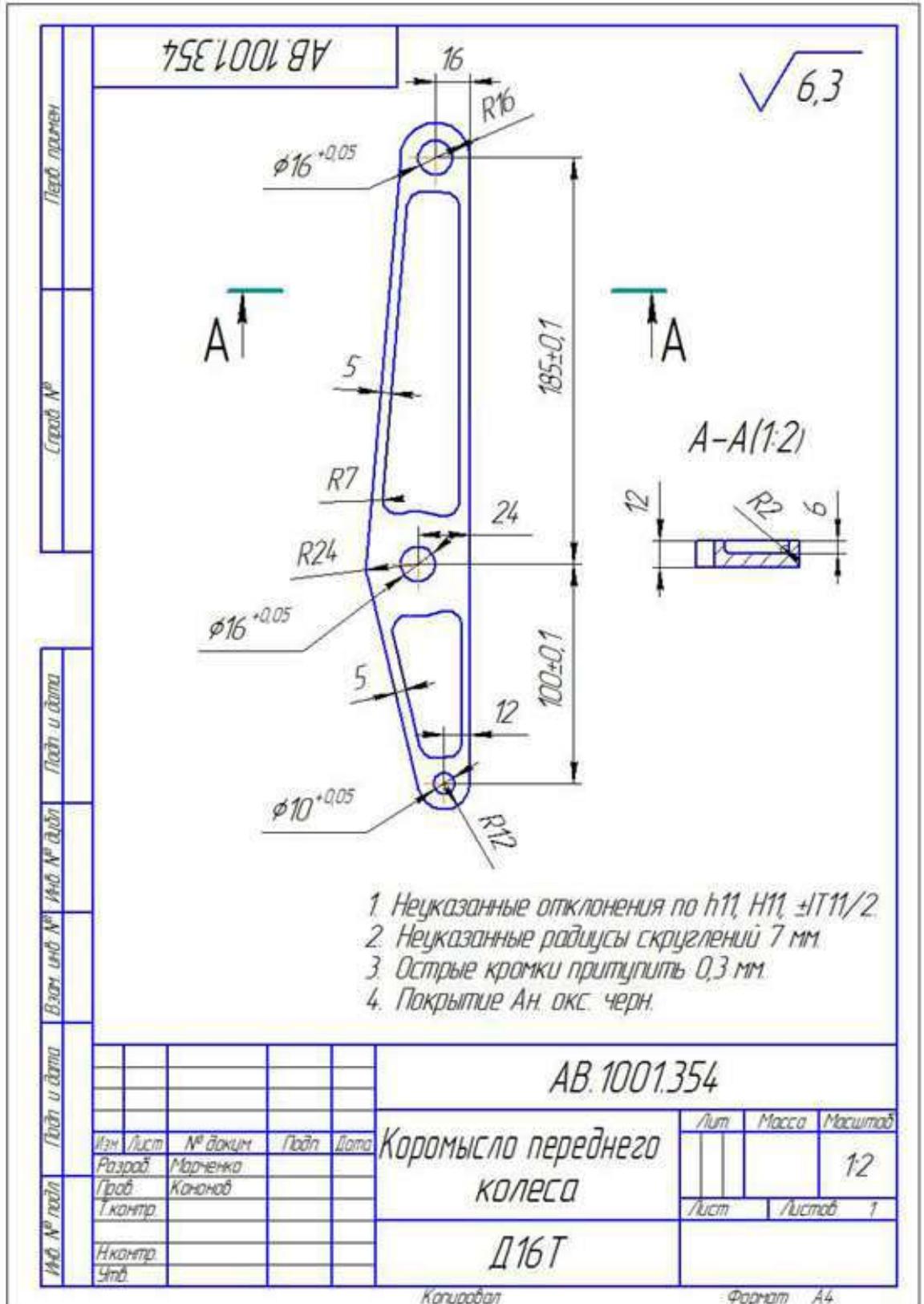


Задание 7

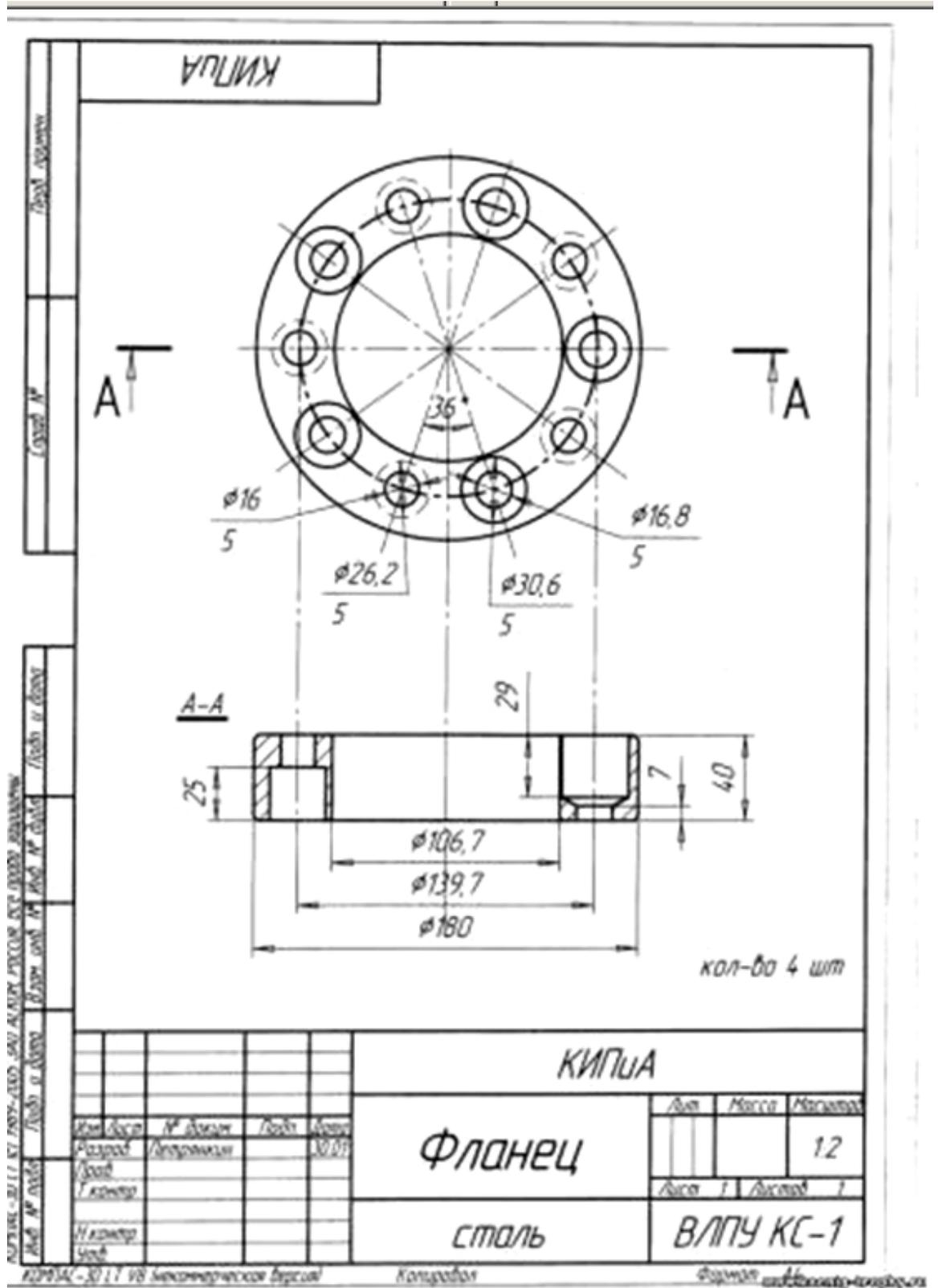




Задание 9

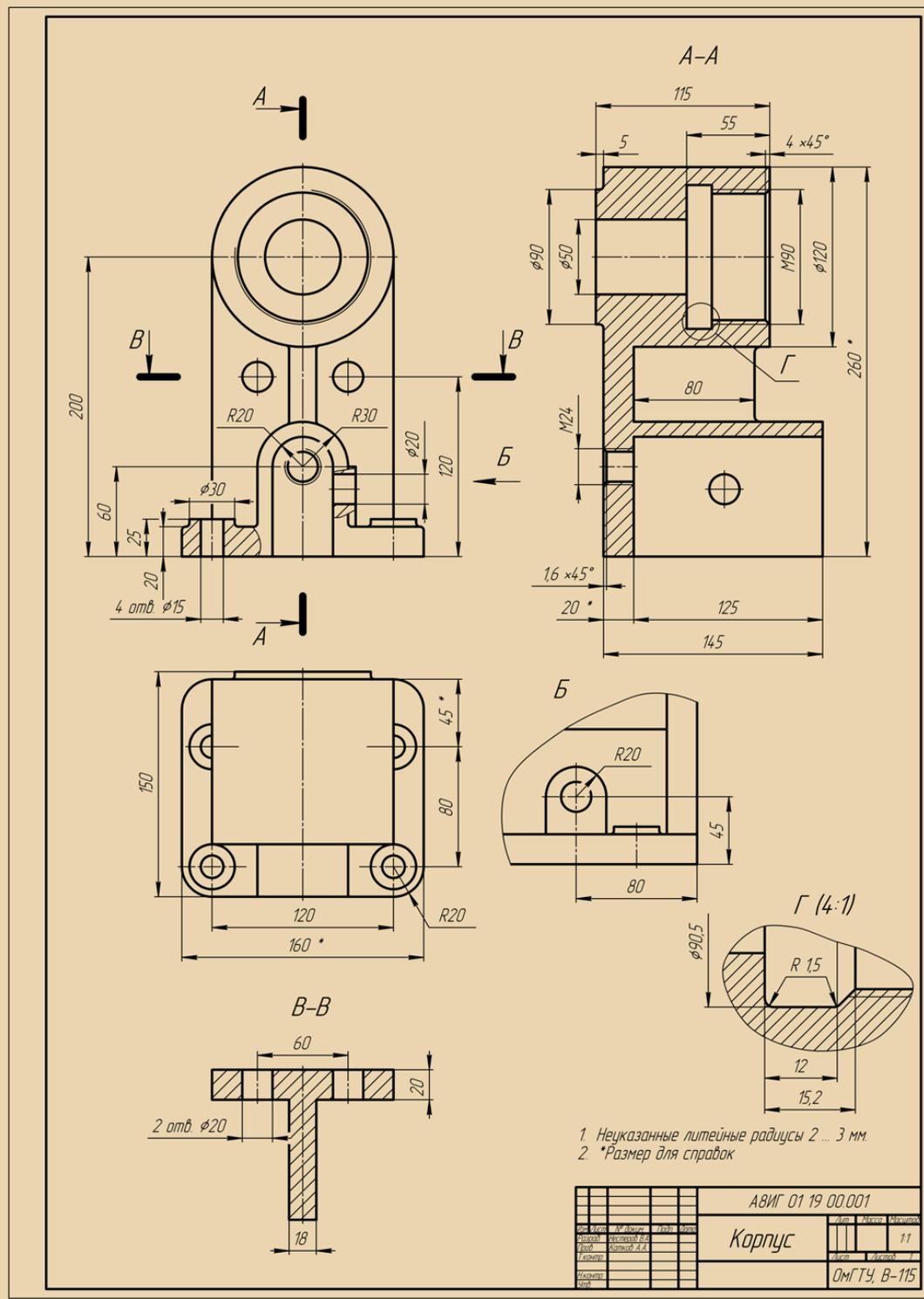


Задание 10

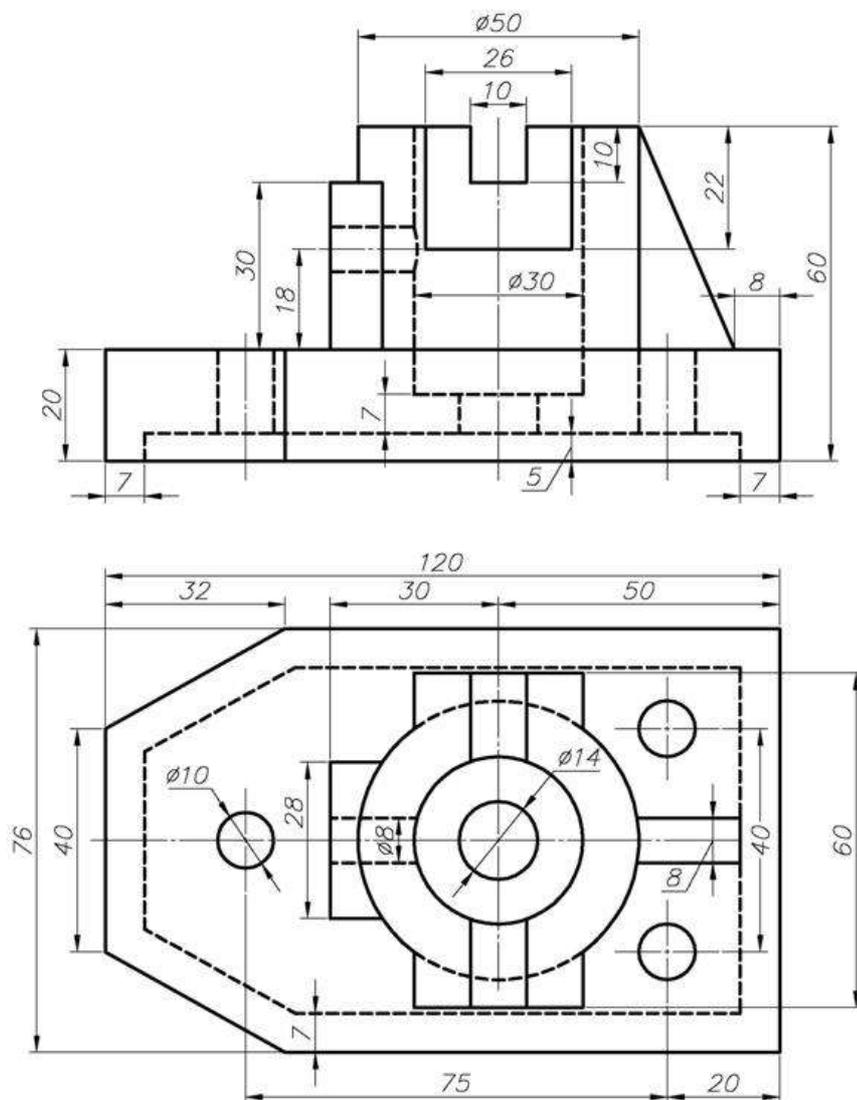


ЧЕРТЕЖ ДЕТАЛИ

ГОСТ 2.109-73*

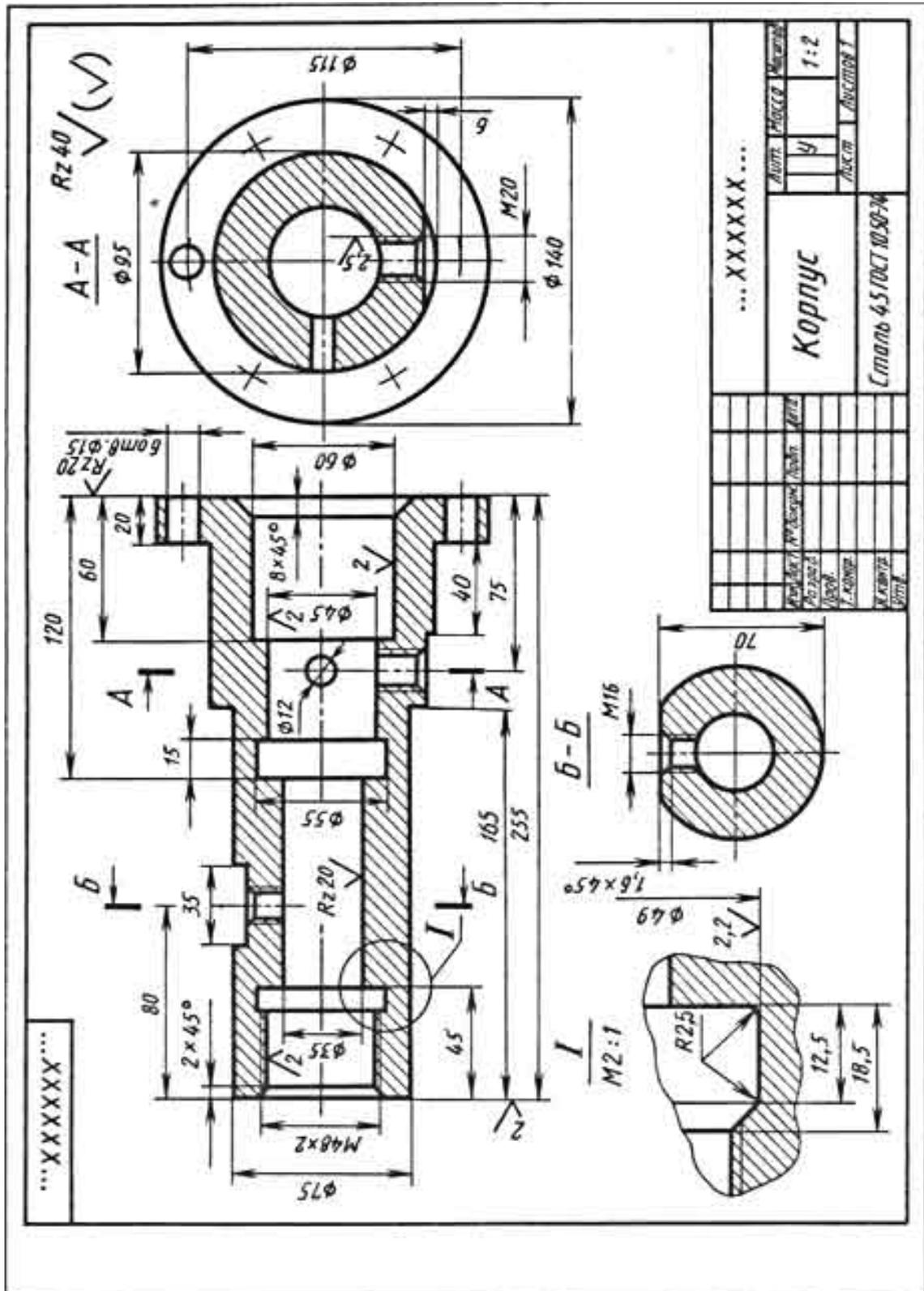


Задание 12



Чертеж детали в двух проекциях		Масштаб 1:1
Чертил		
Принял		Лист №

Задание 13





МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению курсовой работы по дисциплине
Б1.О.26 ИНЖЕНЕРНЫЙ ДИЗАЙН САД (САПР)

Направление подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)
Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: очная, заочная

Год набора: **2022**

Автор: Шестаков В. С., канд. техн. наук, профессор

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Лагунова Ю. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 02.09.2021
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического
(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021
(Дата)

Екатеринбург

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время конструирование технических объектов выполняется полностью на ЭВМ, что привело к использованию понятия автоматизированное проектирование. Выпускники университета должны уметь работать на ЭВМ в текстовых и графических редакторах, конструкторских пакетах, позволяющих выполнять проектирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов.

Цель курсовой работы: обучение студентов конструированию и расчетам с применением компьютерных технологий. Умение использовать компьютерные технологии при проектировании нефтегазового и иного оборудования позволит в последующей профессиональной деятельности разрабатывать оптимальные конструкции с минимальной массой и стоимостью и сократить продолжительность разработки проектов.

Результат изучения дисциплины: Компьютерные технологии в машиностроении»

Знать:

- методы контроля качества изделий и объектов, причины нарушений технологических процессов и мероприятия по их предупреждению;
- этапы разработки проекта;
- приемы создания 3 D моделей деталей и ГОСТы оформления чертежей;
- показатели технического состояния и остаточного ресурса технологического оборудования, порядок профилактического осмотра и текущего ремонта;
- этапы изготовления прототипов;
- командную работу на производстве.

Уметь:

- применять методы контроля качества изделий и объектов, внедрять мероприятия для исключения нарушений технологических процессов;
- разрабатывать проекты деталей и узлов;
- оформлять конструкторскую документацию
- определять техническое состояние и остаточный ресурс технологического оборудования, проводить профилактический осмотр и текущий ремонт;
- изготавливать прототипы;
- организовывать командную работу на производстве.

Владеть:

- приемами контроля качества изделий и объектов, внедрения мероприятий для исключения нарушений технологических процессов;
- навыками создания деталей в конструкторских пакетах 3 D моделирования;
- навыками создания сборочных узлов в конструкторских пакетах 3 D моделирования;
- навыками оформления рабочих и сборочных чертежей в конструкторских пакетах 3 D моделирования
- навыками определения технического состояния и остаточного ресурса технологического оборудования, проведения профилактического осмотра и текущего ремонта;
- приемами изготовления прототипов;
- приемами организации командной работы на производстве.

Указания к выполнению

1. Студент по порядковому номеру в списке группы выбирает вариант из таблицы. По приведенным формулам рассчитывает требуемые диаметры поршня и штока и увеличивает до стандартных. Все остальные размеры принимаются конструктивно по рекомендациям [1-3] и по ним выполняются 3Д модели деталей по варианту схемы гидроцилиндра. Для што-

ка нужно учесть рекомендации по соотношению диаметров штока и поршня из литературных источников, должна учитываться и конфигурация штока. Способ крепления.

2. При принятии решения соединения деталей между собой на сварку (например, проушины к штоку) должна быть оформлена отдельная подборка, чертеж для нее и спецификация. При выполнении детали нетехнологическим способом, например, гильзу вместе с патрубком будет считаться ошибкой, так как студент должен показать знания и конструирования.

3. Приведенные схемы гидроцилиндров не являются сборочным чертежом, поэтому выполнять нужно не по этому образцу. Такие схемы используются в отделах комплектации для указания какие уплотнения применяются. Из схемы нужно реализовать способ крепления гидроцилиндра в механизме (проушины, болтовое соединение, цапфы). Размеры должны быть свои расчетные. Способы уплотнений поршня, штока, гильзы с крышками, способы соединения крышек необходимо принять по [1-3]. Рисунок 1 приведен для наименования деталей, а не как образец, что будет в проекте.

4. Обозначения для деталей и сборок. Начинается двумя буквами КР затем идет две цифры порядковый номер студента, потом две цифры подборка или сборка. Потом три цифры для номера детали в сборке. КР 01.02.002 (первый студент, вторая подборка, вторая деталь в подборке 02). На пояснительной записке КР 01.00.000 ПЗ

5. В сборку гидроцилиндра стандартные изделия (гайки, уплотнения, подшипники и др.) необходимо вставлять из библиотеки Компас.

6. Оформлять чертежи и пояснительную записку необходимо по правилам ЕСКД. Для пояснительной записки можно применять текстовый документ Компас или в выданном вам шаблоне файла Word.

7. В пояснительной записке должны быть приведены расчеты, скрины созданных деталей, сборок, чертежей, спецификаций с соответствующими пояснениями.

8. Результаты: файлы с пояснительной запиской, все 3Д модели деталей, чертежи, и др. архивируются в один, указывается в наименование фамилия студента, выставляются в ТИМС в папку задания «Компьютерные технологии в машиностр. Курсовая работа».

9. После получения файлов преподаватель указывает ошибки для обоснования оценки и отправляет студенту.

10. Используя APM WinMachine выполнить прочностные расчеты корпуса и штока.

11. Используя переменные обеспечить автоматическое перестроение деталей при задании диаметров поршня и штока, хода поршня.

ЗАДАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Задание. Определить параметры гидроцилиндра, используя конструкторский пакет Компас 3D разработать проект гидроцилиндра. По усилиям на штоке и давлению в гидроцилиндре провести расчет напряжений в элементах гидроцилиндра и подобрать сечения по условию прочности

Расчетная схема по заданиям и пример объемных моделей элементов приведена на рис. 1.

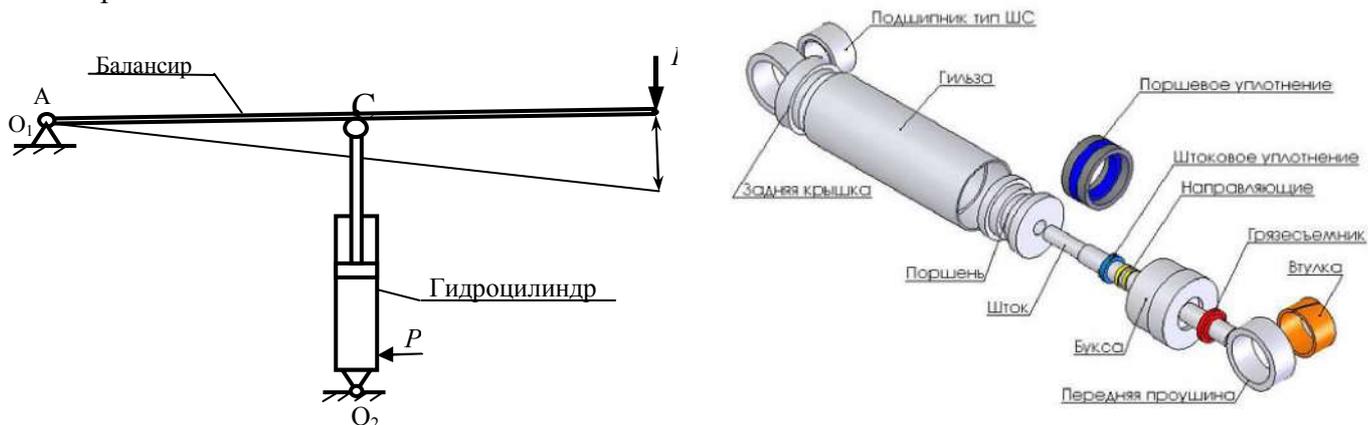


Рис. 1. Расчетная схема и примеры объемных моделей деталей

Конструктивные схемы вариантов исполнений гидроцилиндров приведены в приложении 1. Для выполнения проекта гидроцилиндра по этим схемам необходимо рассмотреть известные конструкции изготовления крышек, поршней, уплотнений, соединений, приведенные в [3].

Варианты заданий и исходные данные

Вариант	№ ГЦ	Усилие F , Н	L_{AB} , м	L_{AC} , м	Угол поворота балансира $\Delta\beta$, град	Давление P , МПа	Допустимое напряжение штока, МПа	Детали для оформления рабочего чертежа
1	1	10000	2	1	15	16	120	Шток, поршень
2	2	20000	2	1	20	16	120	Корпус, крышка задняя
3	3	30000	2	1	18	16	120	Шток, крышка передняя
4	4	10000	3	1	15	16	120	Шток, крышка задняя
5	5	20000	3	1	18	16	120	Поршень, крышка задняя
6	6	30000	3	1	20	16	120	Корпус, крышка передняя
7	7	50000	3	1	15	16	120	Шток, поршень
8	8	50000	4	1	15	16	120	Корпус, крышка задняя
9	9	50000	4	1	15	32	120	Шток, крышка передняя
10	1	30000	4	1	20	32	120	Шток, крышка задняя
11	2	40000	4	1	18	32	120	Поршень, крышка задняя
12	3	20000	4	1	18	32	120	Корпус, крышка передняя
13	4	100000	4	1	15	32	120	Шток, поршень
14	5	50000	3	1	15	32	120	Корпус, крышка задняя
15	6	150000	3	1	15	32	120	Шток, крышка передняя
16	7	100000	3	1	15	32	120	Шток, крышка задняя
17	8	120000	3	1	15	32	120	Поршень, крышка задняя
18	9	180000	4	1	15	32	120	Корпус, крышка передняя
19	1	100000	4	1	18	32	120	Шток, поршень
20	2	80000	4	1	15	32	120	Корпус, крышка задняя
21	3	50000	4	1	20	10	120	Шток, крышка передняя
22	4	40000	4	1	15	10	120	Шток, крышка задняя
23	5	30000	4	1	10	10	120	Поршень, крышка задняя
24	6	20000	4	1	15	10	120	Корпус, крышка передняя
25	7	10000	4	1	15	10	120	Шток, крышка задняя

Примечание. В приложение приведены схемы вариантов гидроцилиндров, используемые в отделах для приобретения комплектующих уплотнений. Приведенные на рисунках размеры не следует применять для создания деталей гидроцилиндра по варианту задания. Конструктивное исполнение поршня, крышек и иных элементов необходимо уточнить, пользуясь примерами и рекомендациями в [3].

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ.

1. Выполнить расчет параметров

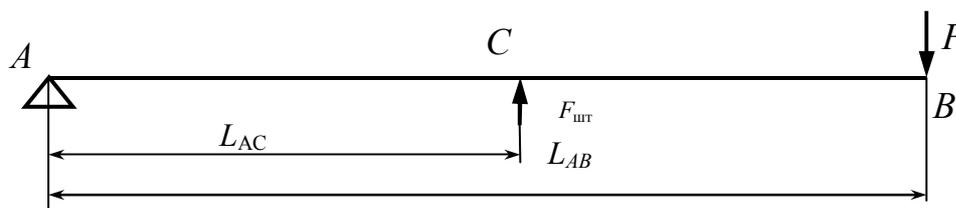


Рис. 2. Схема к расчету усилия на штоке гидроцилиндра

Усилие на штоке гидроцилиндра определяется по условию равновесия – сумма моментов относительно опоры А равна нулю

$$\sum M_A = 0, \text{ т.е. } F_{шт} \cdot L_{AC} - F \cdot L_{AB} = 0.$$

Откуда

$$F_{шт} = \frac{F \cdot L_{AB}}{L_{AC}}$$

Площадь поршня по заданному давлению

$$S_{п} = F_{шт} / P$$

Диаметр поршня

$$D_{п} = \sqrt{4 \cdot S_{п} / \pi}$$

Площадь штока определяется по условию прочности. При работе штока на сжатие площадь штока определяется по формуле

$$S_{шт} = F_{шт} / [\sigma]$$

Диаметр штока

$$d_{шт} = \sqrt{4 \cdot S_{шт} / \pi}$$

Ход штока

$$\Delta x = 2L_{AC} \sin (\Delta\beta / 2)$$

2. Диаметры поршней и штоков округлить до стандартных значений [1,2].
3. По стандартным значениям спроектировать гидроцилиндр. Конструктивные схемы вариантов исполнений гидроцилиндров приведены в приложении 1. Для выполнения проекта гидроцилиндра по этим схемам необходимо рассмотреть известные конструкции изготовления крышек, поршней, уплотнений, соединений, приведенные в [3].
4. Проектирование должно быть выполнено с использованием конструкторских пакетов Компас 3D.. Проект должен включать все детали, сборки, рабочие чертежи указанных в задании деталей и сборочные чертежи, спецификации, пояснительную записку.
5. Выполнить прочностные расчеты корпуса гидроцилиндра, штока с использованием модуля *Structure 3D* системы *APM WinMachine*
6. Оформление пояснительной записки: пояснительная записка должна содержать:
 - расчет параметров,
 - виды 3D моделей всех деталей,
 - рабочие чертежи указанных в задании деталей, выполненные по требованиям ЕСКД на формате А4 или ином, на ином, но в записке разрешается представить в уменьшенном до А4 вида,

- сборочные чертежи узлов гидроцилиндра по тем же требованиям, что и для деталей,
- прочностные расчеты корпуса и штока

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.3. М.Машиностроение, 2010.- 864 с
2. Суслов Н. М., Лагунова Ю. А. Объемные гидравлические машины гидро- и пневмоприводов: учебное пособие / Н.М. Суслов, Ю.А. Лагунова; Уральский государственный горный университет. - Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. – 328с.
3. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. В 2-х томах, М. - Машиностроение, 1966.- 864
4. Замрий А.А. Учебное пособие Практический учебный курс САД/САЕ система АРМ WinMachine М. 2013; Изд-во АПМ. – 144 с
5. Описание конструкторского пакета Компас 3D.

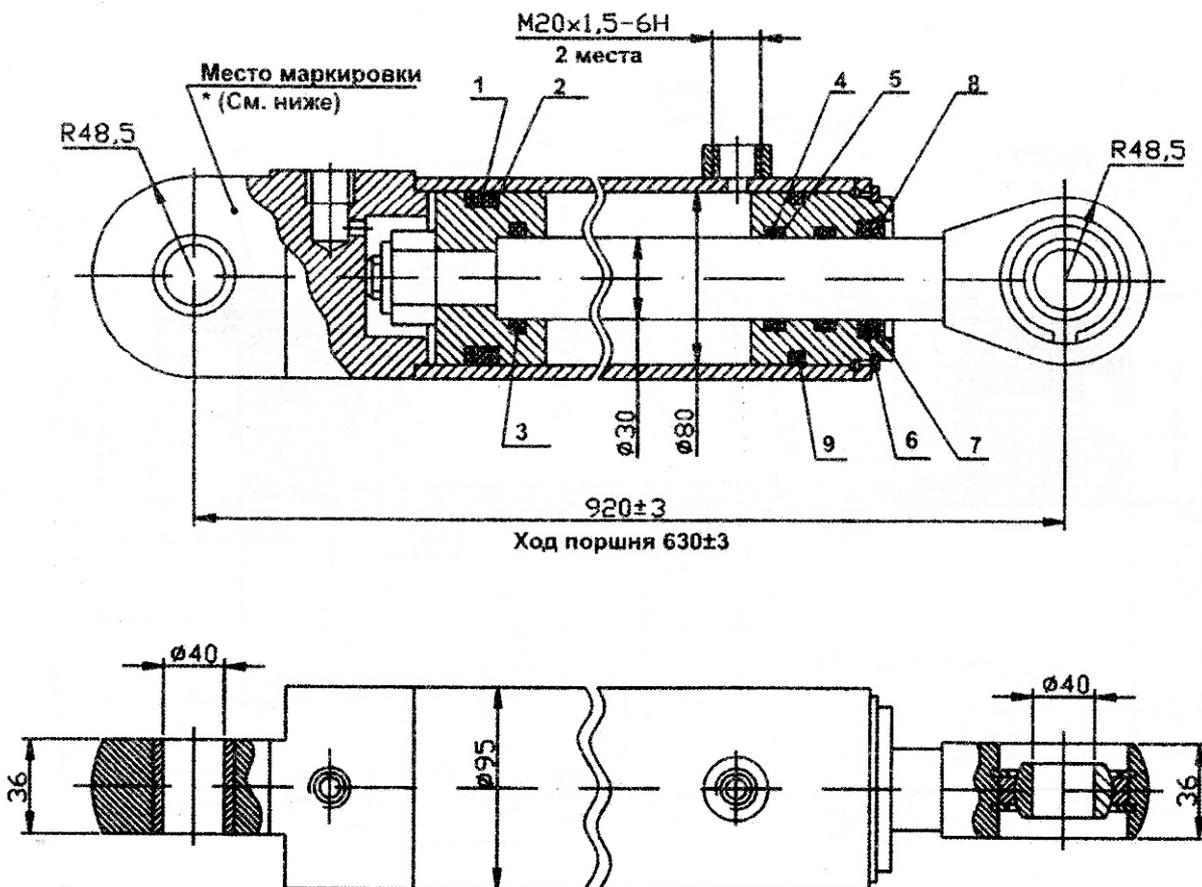
ВАРИАНТЫ СХЕМ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК -80.30x630.21

№ 1

Давление, МПа
 номинальное 16
 максимальное 20
 Усилие на штоке, кН (кг)
 толкающее 80,38 (8038)
 тянущее 69,08 (6908)
 Масса, кг 25,7

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.2 - кольцо защитное - 2 шт.
 поз.3 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.4 - кольцо резиновое уплотнительное - 2 шт.
 поз.5 - кольцо защитное - 2 шт.
 поз.6 - манжета - 1 шт.
 поз.7 - скребок - 1 шт.
 поз.8 - кольцо стопорное - 1 шт.
 Уплотнение "корпус-крышка передняя":
 поз.9 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.

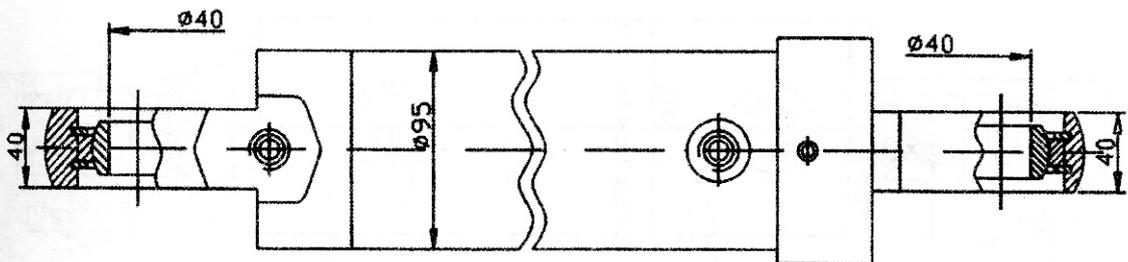
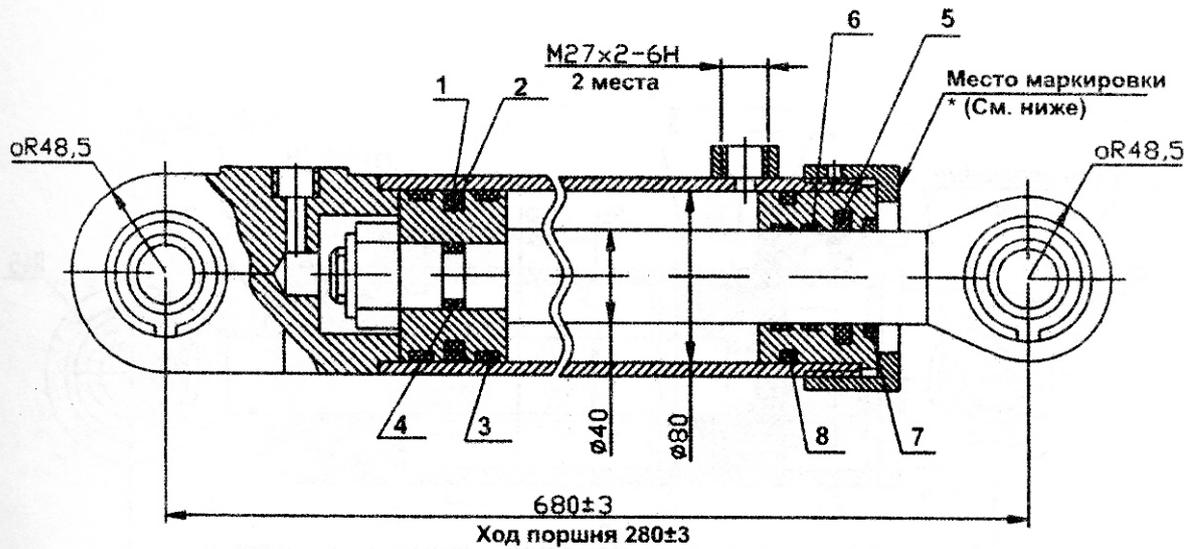


ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК-80.40x280.680.11

№ 2

Давление, МПа
 номинальное 16
 Усилие на штоке, кН (кг):
 толкающее 80,38 (8038)
 тянущее 6029 (6029)
 Масса, кг 18,5

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - уплотнение поршневое - 1 шт.
 поз.2 - кольцо поджимное - 1 шт.
 поз.3 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.4 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.5 - уплотнение штоковое - 1 шт.
 поз.6 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.7 - грязесъемник - 1 шт.
 Уплотнение "корпус-крышка передняя":
 поз.8 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.

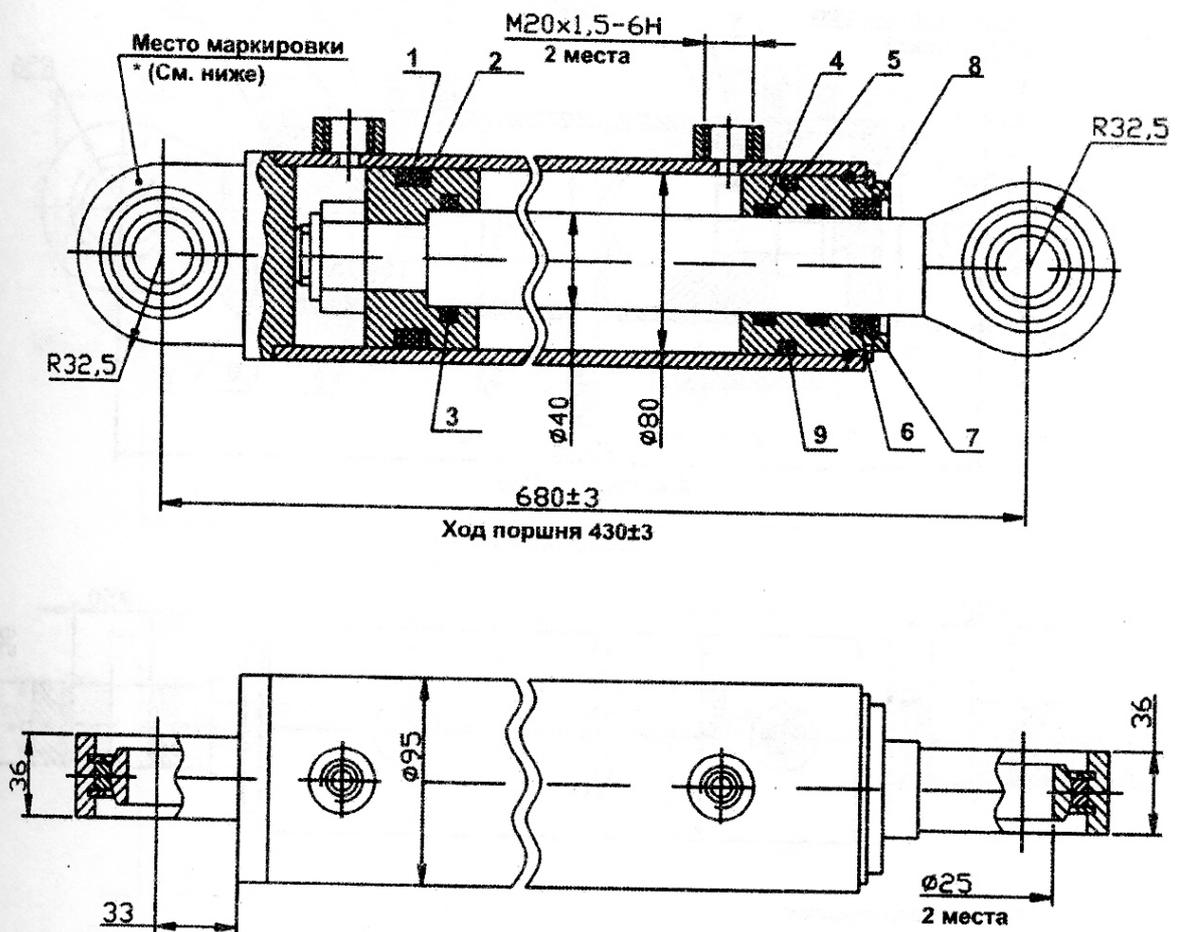


ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК -80.40x430.11

№ 3

Давление, МПа
 номинальное 16
 Максимальное 20
 Усилие на штоке, кН (кг):
 толкающее 80,38 (8038)
 тянущее 6029 (6029)
 Масса, кг 21,7

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.2 - кольцо защитное - 2 шт.
 поз.3 - кольцо резиновое уплотнительное - 2 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.4 - кольцо резиновое уплотнительное - 2 шт.
 поз.5 - кольцо защитное - 2 шт.
 поз.6 - менжета - 1 шт.
 поз.7 - скребок - 1 шт.
 Поз.8 - кольцо стопорное - 1 шт.
 Уплотнение "корпус-крышка передняя":
 Поз.9 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.



* Пример маркировки:
 ГЦК-80.30x430.11
 11.04

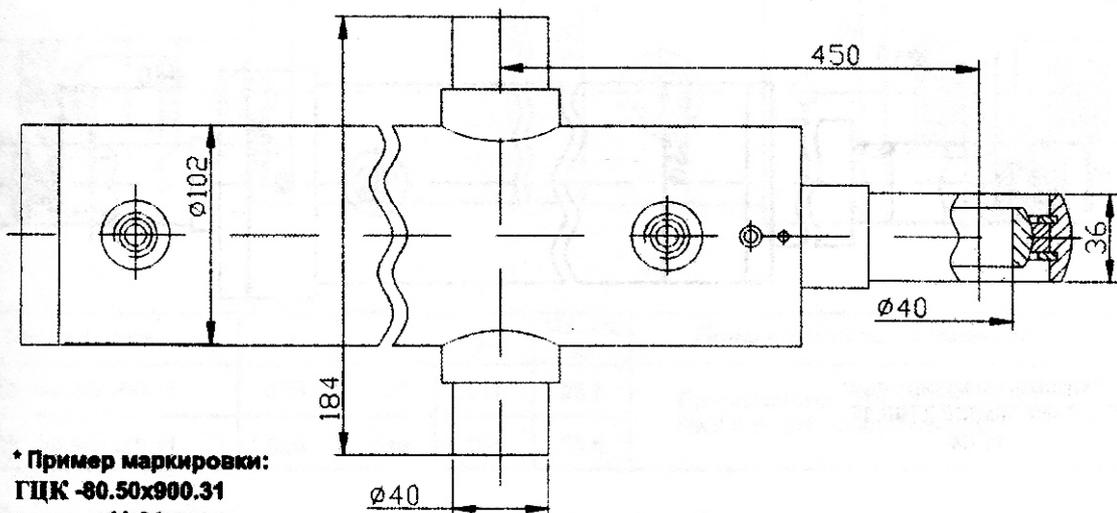
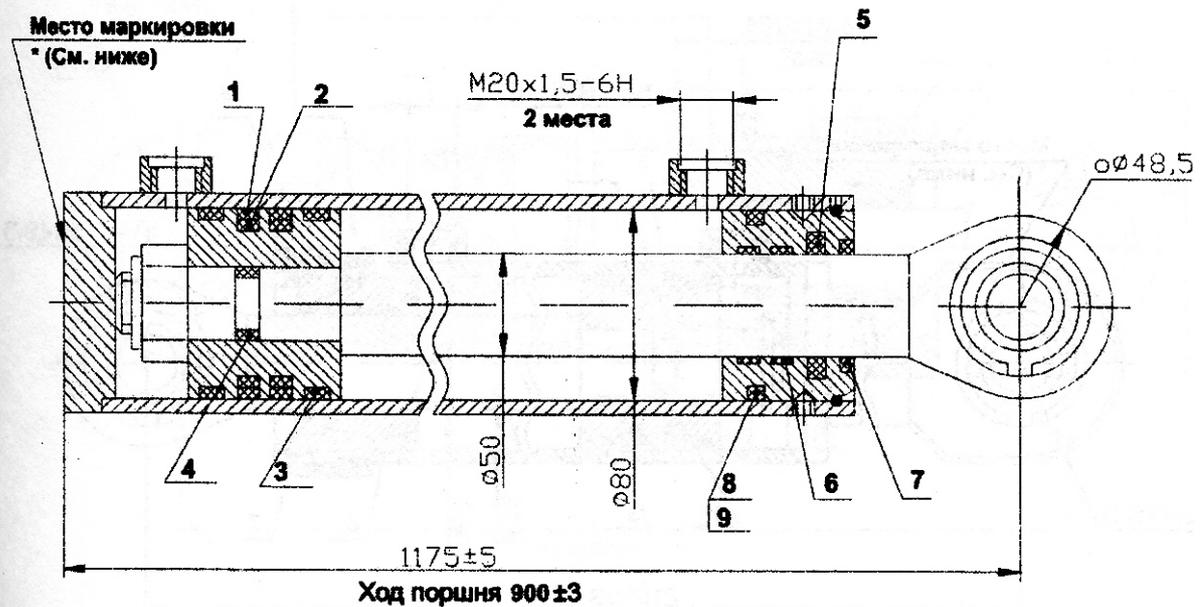
Применяется для поворота изделия КО - 812 - 2

ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК-80.50x900.31

№ 4

Давление, МПа
 номинальное 16
 максимальное 20
 Усилие на штоке, кН (кг):
 толкающее 80,38 (8038)
 тянущее 49,98 (4998)
 Масса, кг 50,5

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - уплотнение поршневое - 2 шт.
 поз.2 - кольцо поджимное - 2 шт.
 поз.3 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.4 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.5 - уплотнение штоковое - 1 шт.
 поз.6 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.7 - грязесъемник - 1 шт.
 Уплотнение "корпус-крышка передняя":
 поз.8 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.9 - кольцо защитное - 1 шт.



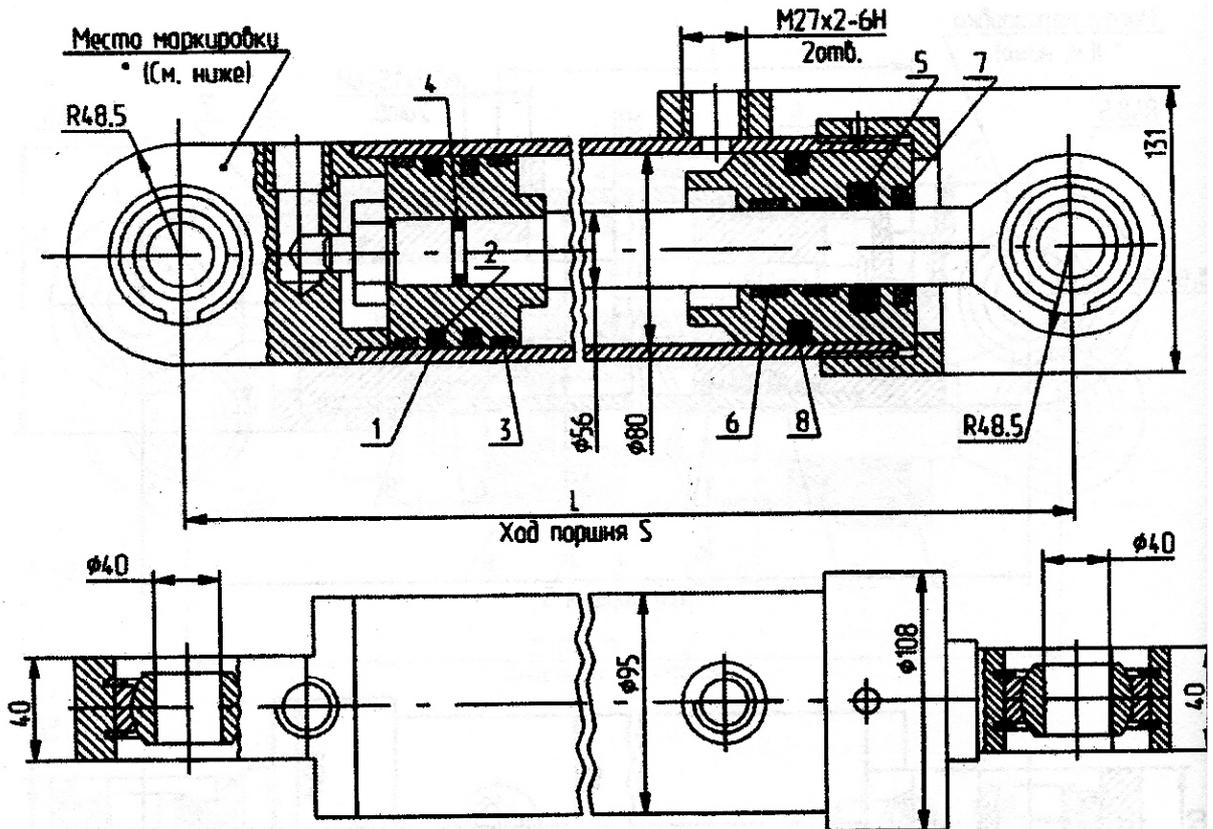
* Пример маркировки:
 ГЦК -80.50x900.31
 11.04

ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК-80.56xS.11

№ 5

Давление, МПа
 номинальное 16
 максимальное 20
 Усилие на штоке, кН (кГ):
 толкающее 80,38 (8038)
 тянущее 40,99 (4099)

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - уплотнение поршневое - 2 шт.
 поз.2 - кольцо поджимное - 2 шт.
 поз.3 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.4 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.5 - уплотнение штоковое - 1 шт.
 поз.6 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.7 - грязесъемник - 1 шт.
 поз.8 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.



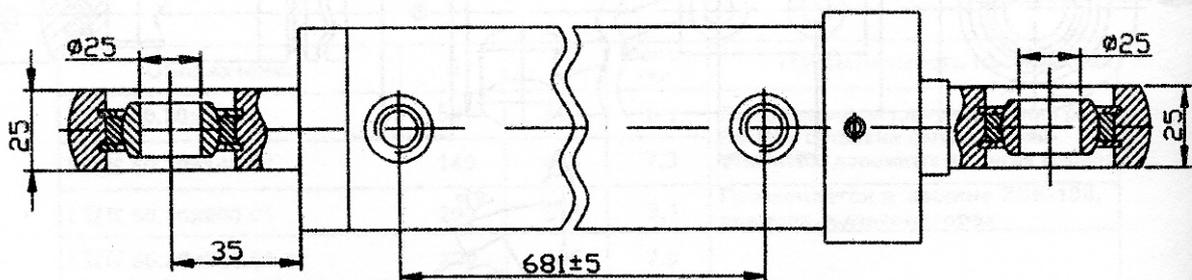
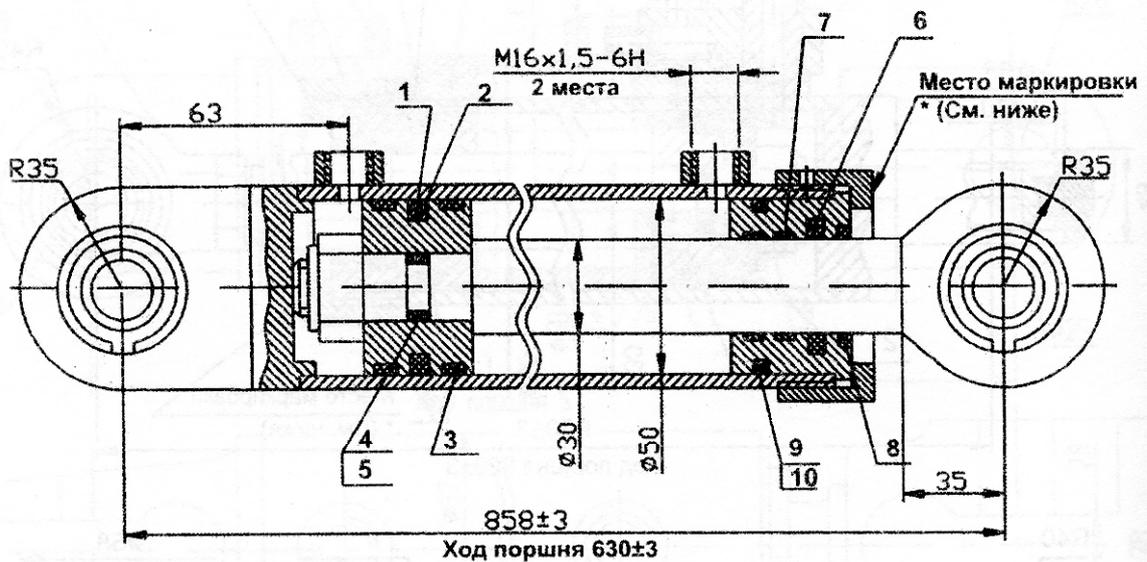
Обозначение	S	L	Масса, кг	Применяемость на машинах
ГЦК -80.56x160.11	160	510	20,3	для открывания ковша экскаваторов: ЭО-2201, -2203, "Борэкс" -2626
ГЦК -80.56x280.11	280	645	26	для отвала экскаваторов ЭО-2621А, В, В1, В2, В3, -2201, -2203, -2629
ГЦК -80.56x400.11	400	765	31	для подъема ковша погрузчиков: ТО-18А, -18Б, 18Д, -25,-28; ЭО-2201, -43, ДЗ-133; экскаваторов ЭО-2201, "Борэкс"
ГЦК -80.56x560.11	560	925	38,5	для подъема стрелы погрузчиков: ТО-49, ЭО-2628, -2203, ДЗ-133
ГЦК -80.56x630.11	630	1010	41,3	для погрузчика экскаваторов ЭО-2626, -2626А, -2627, -2628, "Борэкс", -2626
ГЦК -80.56x700.11	700	1100	47,2	для ковша экскаваторов: ЭО-2626, -2201, -2203, "Борэкс" -2626, ЭО-2628; для мусоровоза АМК-920
ГЦК -80.56x900.11	900	1250	52,3	для рукояти и ковша экскаваторов: ЭО-2621А, В, В1, В2 -2203, -2626, ТО-49; полуприцепа -автовоза мод. А956М-02/03

ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК-50.30x630.11

№ 6

Давление, МПа
 номинальное 16
 максимальное 20
 Усилие на штоке, кН (кг)
 толкающее 31,4 (3140)
 тянущее 20 (2000)
 Масса, кг 17

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - уплотнение поршневое - 1 шт.
 поз.2 - кольцо поджимное - 1 шт.
 поз.3 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.4 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.5 - кольцо защитное - 2 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.6 - уплотнение штоковое - 1 шт.
 поз.7 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
 поз.8 - грязесъемник - 1 шт.
 Уплотнение "корпус-крышка передняя":
 поз.9 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.10 - кольцо защитное - 1 шт.

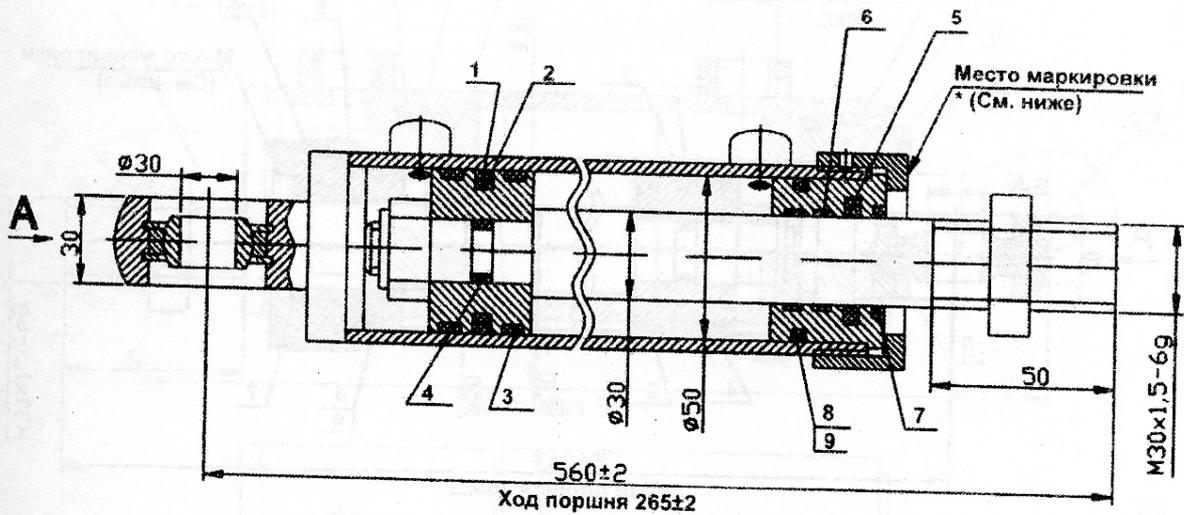


ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК-50.30x265.13 (ДЗ.122.06.30.000-03)

№ 7

Давление, МПа
номинальное 12
Усилие на штоке, кН (кг)
толкающее 23,55 (2355)
тянущее 15,07 (1507)
Масса, кг 10,4

Уплотнение по поршню:
поз.1 - уплотнение поршневое - 1 шт.
поз.2 - кольцо поджимное - 1 шт.
поз.3 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
поз.4 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
Уплотнение по штоку:
поз.5 - уплотнение штоковое - 1 шт.
поз.6 - кольцо опорно-направляющее - 2 шт.
поз.7 - грязесъемник - 1 шт.
Уплотнение "корпус-крышка передняя":
поз.8 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
поз.9 - кольцо защитное 1 шт.



* Пример маркировки:
ГЦК 50.30x265.13
(ДЗ.122.06.30.000-03)
11.04

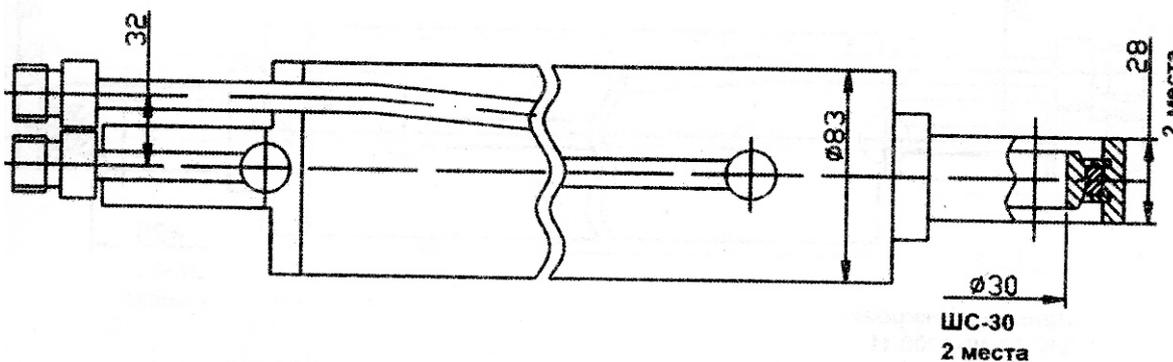
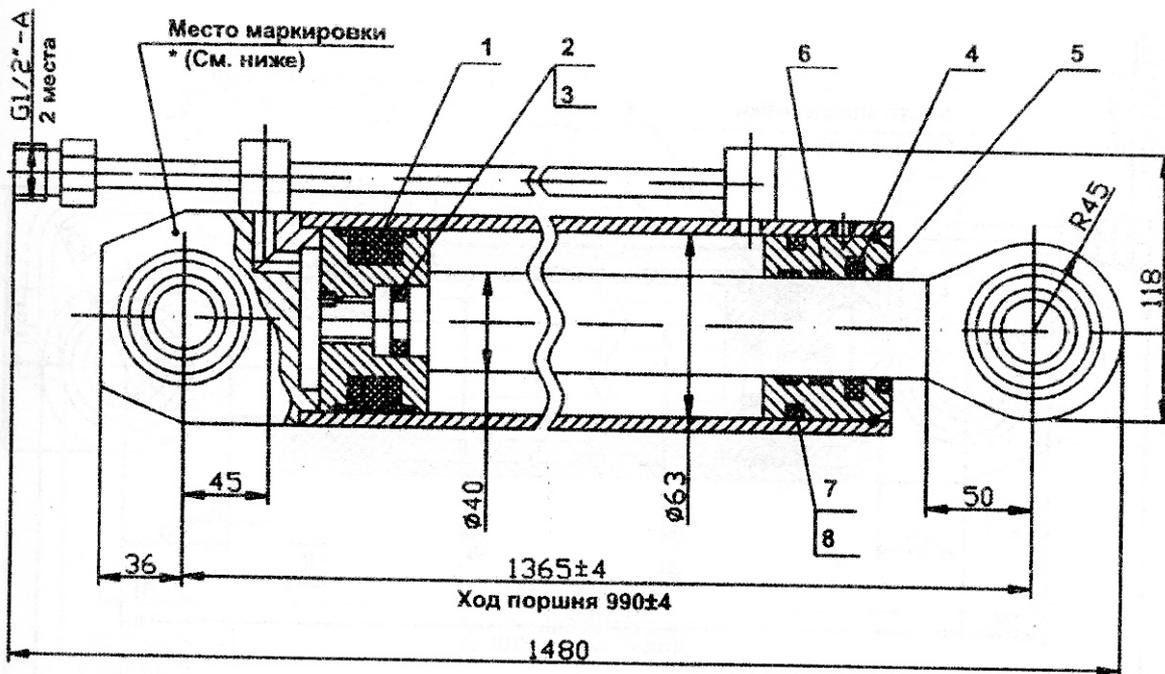
Применяется для рулевого управления
автогрейдеров ДЗ-122Б, ДЗ-122Б-7

ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК-63.40x990.11

№ 8

Давление, МПа
 номинальное 20
 Усилие на штоке, кН (кг)
 толкающее 62,31 (6231)
 тянущее 37,19 (3719)
 Масса, кг 35,8

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - уплотнение - 1 шт.
 поз.2 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.3 - кольцо защитное - 2 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.4 - манжета - 1 шт.
 поз.5 - грязесъемник - 1 шт.
 поз.6 - кольцо опорное - 2 шт.
 Уплотнение "корпус-крышка передняя":
 поз.7 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.8 - кольцо защитное - 1 шт.



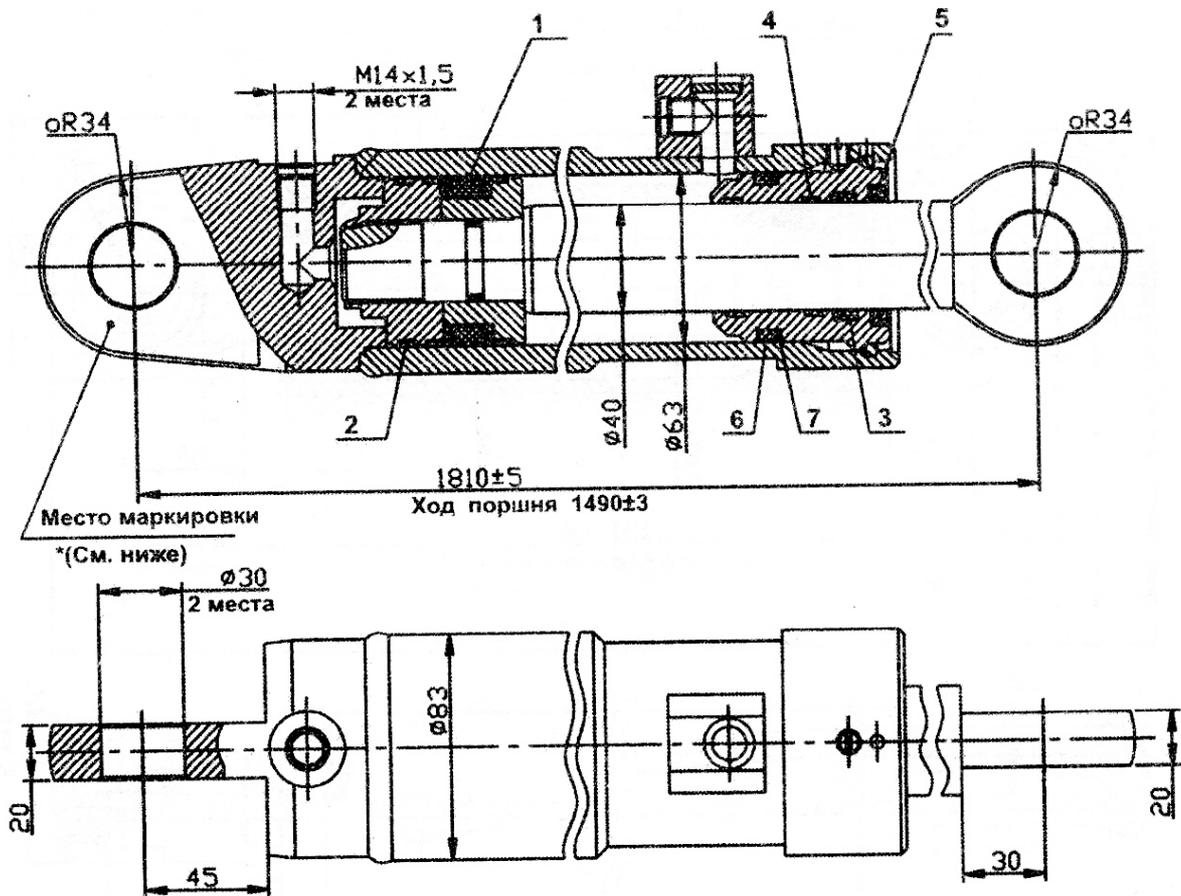
* Пример маркировки:
 ГЦК -63.40x990.11
 08.03

ГИДРОЦИЛИНДР ГЦК-63.40x1490.17

№ 9

Давление, МПа
 номинальное 18
 Усилие на штоке, кН (кг)
 толкающее 56,08 (5608)
 тянущее 33,47 (3347)
 Масса, кг 49

Уплотнение по поршню:
 поз.1 - уплотнение поршневое - 1 шт.
 поз.2 - кольцо опорно-направляющее - 1 шт.
 Уплотнение по штоку:
 поз.3 - манжета - 1 шт.
 поз.4 - кольцо опорное - 2 шт.
 поз.5 - грязесъемник - 1 шт.
 Уплотнение "корпус-крышка передняя":
 поз.6 - кольцо резиновое уплотнительное - 1 шт.
 поз.7 - кольцо защитное - 1 шт.



ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время конструирование технических объектов выполняется полностью на ЭВМ, что привело к использованию понятия автоматизированное проектирование. Выпускники университета должны уметь работать на ЭВМ в текстовых и графических редакторах, конструкторских пакетах, позволяющих выполнять проектирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов.

Цель курсовой работы: обучение студентов конструированию и расчетам с применением компьютерных технологий. Умение использовать компьютерные технологии при проектировании нефтегазового и иного оборудования позволит в последующей профессиональной деятельности разрабатывать оптимальные конструкции с минимальной массой и стоимостью и сократить продолжительность разработки проектов.

Соответствие курсовой работы компетенциям Государственного стандарта.

При изучении дисциплины студенты наряду с другими осваивали следующие направления по профилю курсовой работы:

- проведение расчетов с использованием программных модулей,
- создание проектов нефтегазовых машин и оборудования с использованием конструкторских пакетов 3D моделирования, в частности конструкторского пакета Компас 3D.

Эти направления соответствуют следующим компетенциям Государственного стандарта:

профессиональные:

умение применять методы контроля качества изделий и объектов в сфере профессиональной деятельности, проводить анализ причин нарушений технологических процессов и разрабатывать мероприятия по их предупреждению (ПК-9);

способность проектировать техническое оснащение рабочих мест с размещением технологического оборудования, умение осваивать вводимое оборудование (ПК-11);

умение проверять техническое состояние и остаточный ресурс технологического оборудования, организовывать профилактический осмотр и текущий ремонт технологических машин и оборудования (ПК-13),

изготовление прототипов (ПКД-6)

командная работа на производстве (ПКД-7)

Результат изучения дисциплины: Компьютерные технологии в машиностроении»

Знать:

- методы контроля качества изделий и объектов, причины нарушений технологических процессов и мероприятия по их предупреждению;

- этапы разработки проекта;

- приемы создания 3 D моделей деталей и ГОСТы оформления чертежей;

- показатели технического состояния и остаточного ресурса технологического оборудования, порядок профилактического осмотра и текущего ремонта;

- этапы изготовления прототипов;

- командную работу на производстве.

Уметь:

- применять методы контроля качества изделий и объектов, внедрять мероприятия для исключения нарушений технологических процессов;

- разрабатывать проекты деталей и узлов;

- оформлять конструкторскую документацию

- определять техническое состояние и остаточный ресурс технологического оборудования, проводить профилактический осмотр и текущий ремонт;
- изготавливать прототипы;
- организовывать командную работу на производстве.

Владеть:

- приемами контроля качества изделий и объектов, внедрения мероприятий для исключения нарушений технологических процессов;
- навыками создания деталей в конструкторских пакетах 3 D моделирования;
- навыками создания сборочных узлов в конструкторских пакетах 3 D моделирования;
- навыками оформления рабочих и сборочных чертежей в конструкторских пакетах 3 D моделирования
- навыками определения технического состояния и остаточного ресурса технологического оборудования, проведения профилактического осмотра и текущего ремонта;
- приемами изготовления прототипов;
- приемами организации командной работы на производстве.

Указания к выполнению.

Практические занятия выполняются под руководством преподавателя на примере создания 3D деталей, формирования сборочных единиц и оформления чертежей.

Создание указанных документов демонстрируется преподавателем на экране через проектор, студенты повторяют и задают вопросы и появлении затруднений.

Для обучения выбрано упражнение приведенное в приложении.

Пример выполнения первой детали.

Создание 3D модели детали «Планка» и оформление чертежа

1. **Начало создания детали.** После загрузки системы Компас (рис. 2.1) выполняется щелчок по значку «Деталь» - появится окно редактора создания



Рис. 2.1. Начальное окно

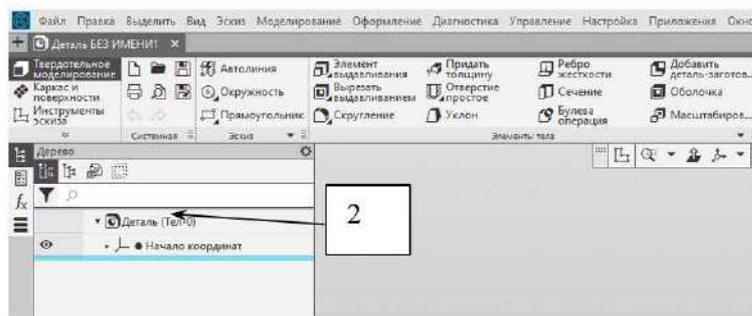


Рис. 2.2. Окно документа «Деталь»

детали (рис. 2.2).

2. Настройка свойства детали: двойной щелчок по «Деталь» (2) в дере-

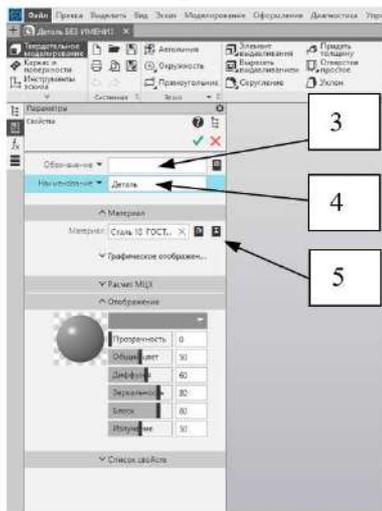


Рис. 2.3. Окно свойств

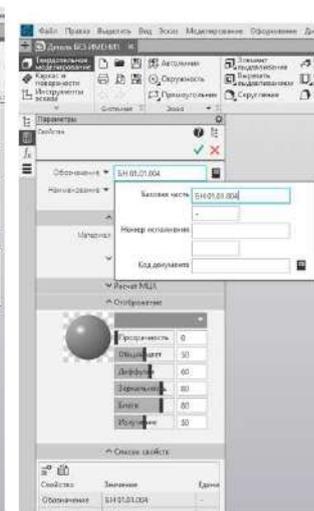


Рис. 2.4. Задание обозначения

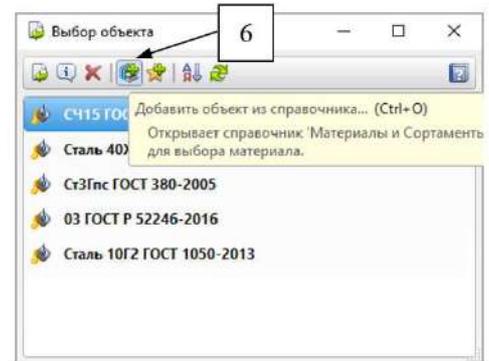


Рис. 2.5. Выбор материала

ве – появится окно свойств (рис. 2.3). Щелчком по окну «Обозначение» (2) вызовем окно ввода (рис. 2.4) и впишем в окно базовой части обозначение для передачи его в последующем в штампы чертежей и спецификацию БН 01.01.004. В окно «Наименование» впишем наименование детали «Планка». Щелчком по кнопке «Выбрать материал из справочника» (5) – на экран выведется окно выбора материала (рис. 2.5), в списке будут материалы, с которыми уже выполнялась работа. Если требуется материал, которого нет в этом списке, то необходимо щелкнуть по кнопке «Добавить материал из справочника» (6) – на экран выведется окно (рис. 2.6). В этом окне необходимо щелкнуть по знаку «+» против нужного материала (7), (8). Если деталь изготавливается из выпускаемого сортамента, то необходимо распахать (щелкнуть по «+» против марки материала), распахать нужный сортament (на рис. 2.7 выбрана полоса). Щелчками нужно

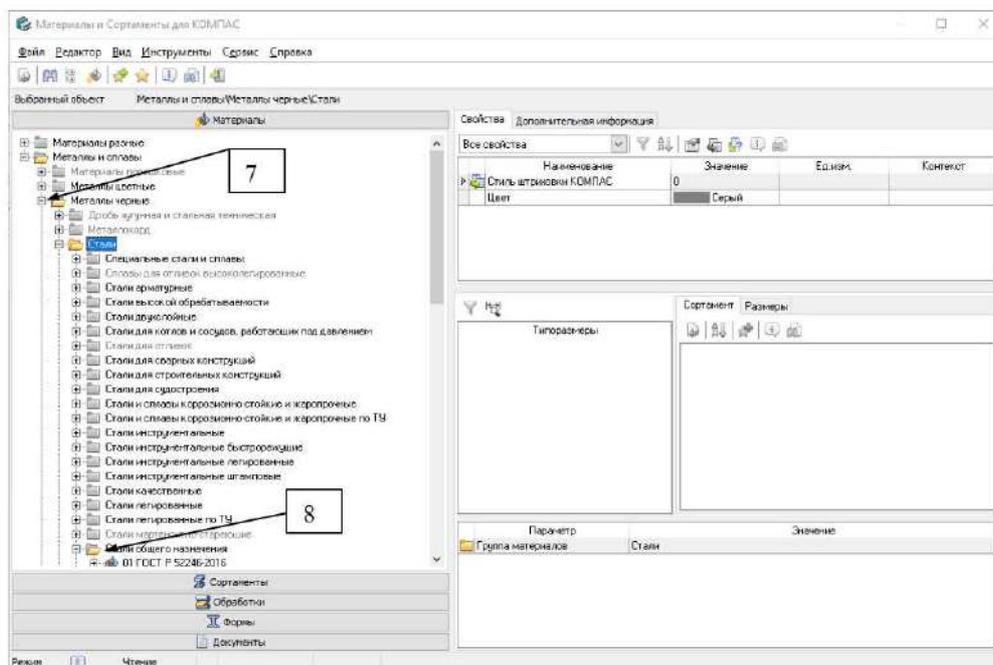


Рис. 2.6. Выбор материала

щелчками отметить выбор (9), (10), (11), щелкнуть по строке «Полоса» (13) и завершить выбор щелчком по кнопке «Выбрать» (13).

3. Сохранение файла: щелкнуть по кнопке «Сохранить» и в проводнике выбрать маршрут для папки, в которой будут храниться все файлы создаваемого объекта. Для сохранения предлагается имя файла, включающего обозначение и наименование детали. Это очень удобно для поиска нужного файла – на чертеже детали имеется в штампе обозначение и наименование такое же имя, что и файла.

4. Разработка проекта создания детали планка (рис. 2.8). Этот этап является очень важным и позволяет сократить время проектирования объекта. При разработке проекта определяются из каких элементов будет состоять деталь, какие эскизы потребуются для каждого элемента, где должна располагаться исходная точка.

Рассмотрим проект нашей детали планка. Планку можно создать несколькими способами.

1 - планка состоит из двух элементов: первый представляет собой планка

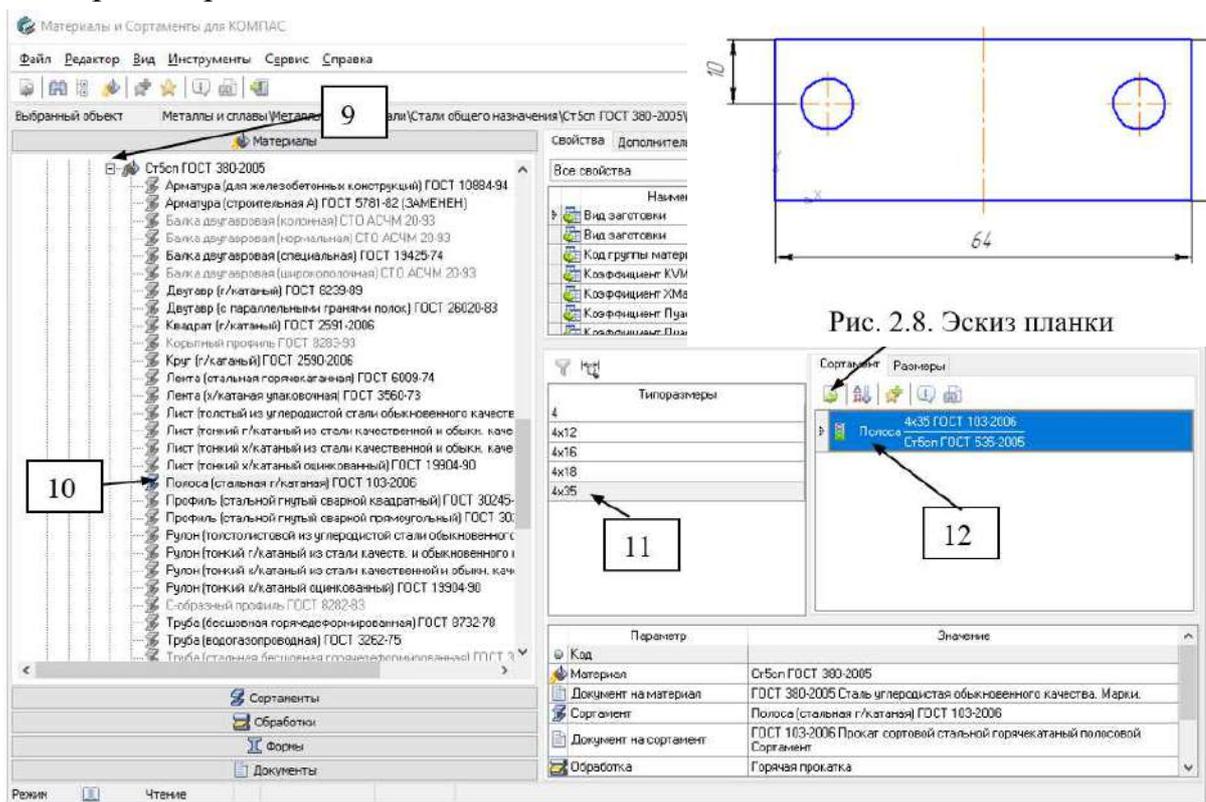


Рис. 2.7. Выбор материала и сортамента

без отверстий и создается элементом выдавливания из эскиза прямоугольника, второй элемент отверстия создается операцией вырез выдавливанием из эскиза включающего две окружности, исходная точка на оси симметрии планки.

2 - планка состоит из трех элементов: первый представляет собой планка без отверстий и создается элементом выдавливания из эскиза прямоугольника,

второй элемент одно отверстие создается операцией вырез выдавливанием из эскиза включающего окружность, исходная точка на оси симметрии планки.

3 - планка состоит из одного элемента собственно : первый представляет собой планка без отверстий и создается элементом выдавливания из эскиза прямоугольника, второй элемент одно отверстие создается операцией вырез выдавливанием из эскиза включающего окружность, исходная точка на оси симметрии планки, третий элемент образуется операцией зеркального отражения второго элемента, исходная точка на оси симметрии планки.

Первый и второй элементы соответствуют реальному процессу: из полосы фрезой отделяется прямоугольник 64x25, затем на сверлильном станке сверлятся два отверстия диаметром 8. В дереве для первого варианта будет два элемента выдавливания, для второго варианта будет три элемента (два выдавливания и зеркальное отражение).

Третий вариант не соответствует реальному процессу так как за одну операцию отрезается прямоугольник и сразу же появляются отверстия. Достоинством такого варианта всего одна операция, недостатком – более сложный эскиз. Целью учебного курса является обучение всем возможностям системы Компас, для этой цели большие обучающие функции будут у третьего варианта. При создании эскиза будут рассмотрено применение ограничений. Применение массивов с зеркальным отражением рассмотрим на других примерах.

5. Создание эскиза. Для детали по третьему варианту эскиз соответствует виду сверху (рис. 2.8). Эскиз создается на стандартной плоскости и чтобы проще было создавать чертеж для него выберем плоскость «Сверху». Для выбора плоскости на панели быстрого доступа (рис. 2.9) распахиваем вкладку «Ориентация» (14), щелчок по пиктограмме вида сверху (15) – к нам

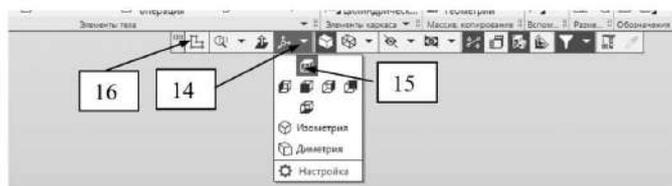


Рис. 2.9. Панель быстрого доступа

повернется плоскость, соответствующая виду сверху. Это плоскость ХУ (синяя). Щелчком выделим плоскость (появятся маркеры), затем щелчком по кнопке «Эскиз» (16) входим в редактор. Информация, что мы находимся в эскизе: в дереве появится строка «Эскиз 1» с замочком, а в правом верхнем углу появится знак эскиза.

6. **Построение эскиза.** Щелчок по кнопке «Прямоугольник» (17), прорисуем основным типом линии прямоугольник чуть выше исходной точки (18). Значение высоты и ширины прямоугольника вводить не нужно, так как все равно будут устанавливаться размеры и значения лучше задавать размерам, это будет быстрее.

Проставим размеры: щелчок по кнопке авторазмеры (19), наводим на сторону прямоугольника и когда сторона приобретет красный цвет, нажимаем левую кнопку, отводим курсор выше (ниже) стороны и выполняем щелчок, появится окно ввода значения, с клавиатуры набираем значение, после нажатия

клавиши Enter или щелчка по V размер будет задан (20), а прямоугольник изменится. Также проставляем второй размер (рис. 2.10).

Задание ограничений. Если навести курсор на любую сторону прямоугольника, нажать левую кнопку и, не отпуская ее, переместить мышь, то увидим, что прямоугольник переместится относительно исходной точки. Почему нужно запрещать такое перемещение?. При смещении эскиза сместится также вид чертежа по этой детали, т. е. чертеж может стать невозможным для применения при изготовлении детали. Может также испортится сборка, если для фиксации компонентов применялись плоскости. Исходя из этого прямоугольник нужно закрепить к исходной точке. Закрепление можно выполнить размерами, но по требованиям ЕСКД «лишние» размеры не

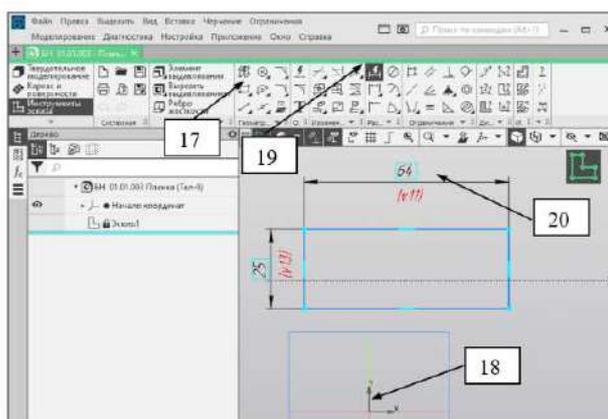


Рис. 2.10. Создание эскиза

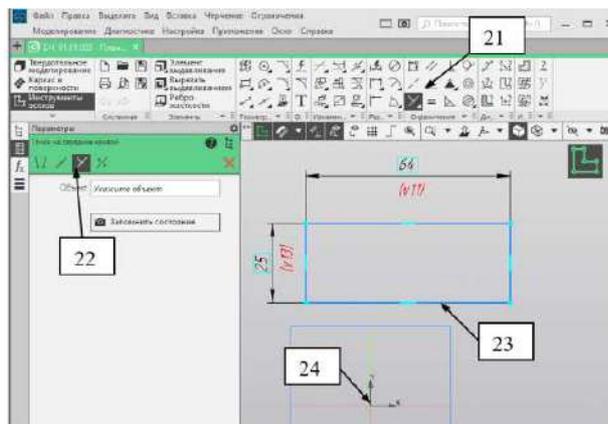


Рис. 2.11. Задание ограничений

допускаются. Система Компас для реализации требуемых построений имеет очень мощный инструмент «Ограничения». Часть ограничений устанавливаются автоматически, говорят, «по умолчанию». Так в прямоугольнике присутствуют ограничения: перпендикулярности между сторонами, горизонтальности и вертикальности. Другие же ограничения задаются командами. Кнопки запуска команд находятся на вкладке «Ограничения». Прямоугольник можно закрепить несколькими способами: использованием ограничения выравнивания средних точек сторон и исходной точки, использованием совпадения середины нижней стороны прямоугольника и исходной точки и другими. Для установления ограничения щелчок по кнопке «Объединение точек» (21) (рис. 2.11), выбрать «Точка на середине кривой», навести на линию и когда она станет красной щелкнуть (23), щелкнуть по исходной точке (24) – прямоугольник переместится в исходную точку и закрепится в ней серединой нижней стороны, теперь уже не удастся перетащить прямоугольник относительно исходной точки.

7. Создание элемента.

7.1. Прием для снисхождения времени создания. При создании сложных эскизов возможны ошибки, при наличии которых элемент не получится создать. Таким грубыми ошибками будут наличие пересечений. Если провести одну основную линию поверх другой основной линии, то это будет грубая ошибка. Зрительно увидеть такую ошибку невозможно. Поиск ошибок занимает зачастую больше времени, чем создание нового эскиза. Как сократить время на поиск ошибок?. Можно порекомендовать

следующий прием: вначале создать не весь эскиз, а только первую очередь, завершить ее созданием элемента, потом вернуться в этот же эскиз, дополнить его новыми элементами и снова проверить его в элементах. Такой прием позволит уменьшать область поиска ошибок. Если после первой очереди ошибок не было, а после второй появилась, то ошибки будем искать во второй очереди эскиза.

7.2. Для создания элемента щелчок по кнопке «Элемент выдавливания» (25) на вкладке «Элементы, тела», в появившемся окне параметров зададим расстояние 4 (26), после щелчка по V и X получим планку без отверстий.

7.3. *Возврат в эскиз* для его дополнения (корректировки). Навести курсор в дереве на наименование «Эскиз 1», правый щелчок (29), из контекстного меню выбрать «Открыть» (30) – выполнится возврат в эскиз..

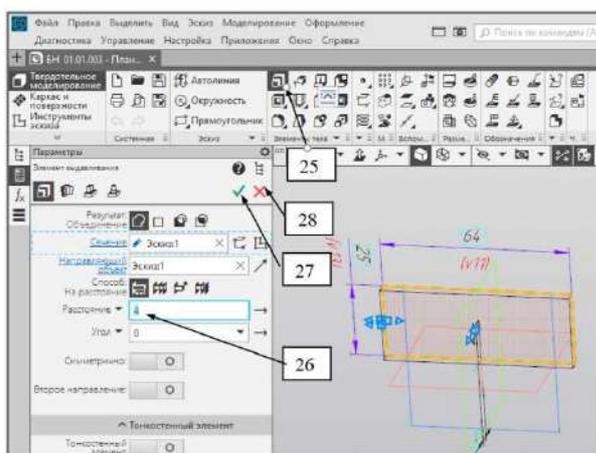


Рис. 2.12. Создание элемента

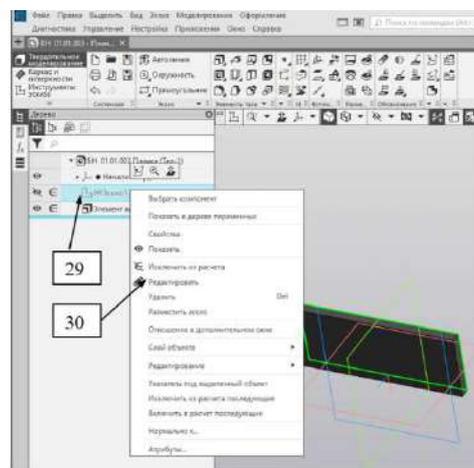


Рис. 2.13. Редактирование эскиза

7.4. *Дополнение эскиза.* Выбираем «Окружность» (31), прорисовываем две окружности не задавая диаметра в окне свойств (32), (33) (рис. 2.14).. Одну окружность образмериваем: щелчок по кнопке «Авторазмер» (34), наводим курсор на окружность и, когда цвет окружности изменится на красный, щелкаем, отводим в сторону и снова щелчок, вводим с клавиатуры значение 8, для задания размера относительно стороны прямоугольника щелчок по центру окружности, наводим курсор на сторону прямоугольника и, когда цвет линии стороны изменится на красный, щелкаем, отводим в сторону и снова щелчок, вводим с клавиатуры значение 8 относительно левой стороны и 10 относительно верхней стороны. Все размеры окружности заданы.

Задание ограничений для второй окружности.

Задать размеры для второй окружности несложно и не займет больше времени, чем задание ограничений, но по правилам ЕСКД избыточные размеры недопустимы, кроме того, при использовании 3D моделей повторные размеры могут привести к грубым ошибкам. При редактировании пользователь найдет первый размер у окружности и изменит его, а второй размер не будет искать, в результате на чертеже одна окруж-

ность изменится, а вторая останется прежней. Исходя из этого размеры для второй окружности не ставятся, а требуемое положение и диаметр устанавливаются ограничениями.

Исключение размера диаметра. На вкладке ограничения щелчок по кнопке «Равенство» (36) (рис. 2.15), щелчок по первой окружности (37), а затем по второй (38) – окружности станут одинаковыми и у них появятся по две дуги, обозначающие срабатывание равенства.

Исключение размера 10 от стороны прямоугольника. Чтобы исключить повторение размера 10 выполняем щелчок по кнопке «Выравнивание» (39), щелчок по центру одной окружности (40) и по центру другой (41) – центры выровняются по горизонтали и появится пунктирная линия, обозначающая ограничение выравнивания.

Исключение размера 8 от стороны прямоугольника. Ограничения, которым бы удалось исключить этот размер без дополнительных построений нет, но если провести две тонкие линии, соединяющие углы прямоугольника с центрами окружностей. То можно будет применить ограничение равенства. Щелчок по элементу эскиза «Отрезок» (42), выберем тип линии «Тонкая» (43), проводим от центра первой окружности до угла прямоугольника (44) и также для второй (45) (рис. 2.16), щелчок по знаку равенства (36), щелчок по первому отрезку и по второму отрезку – вторая окружность сместится на расстояние 8 мм от правой стороны.

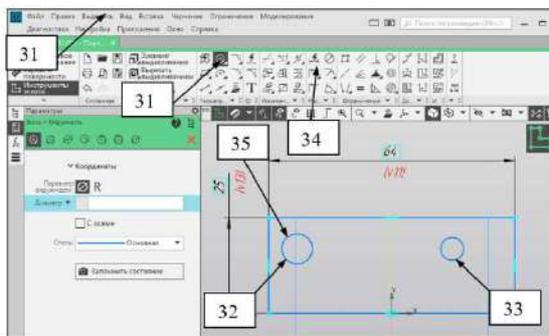


Рис. 2.14. Дополнение эскиза

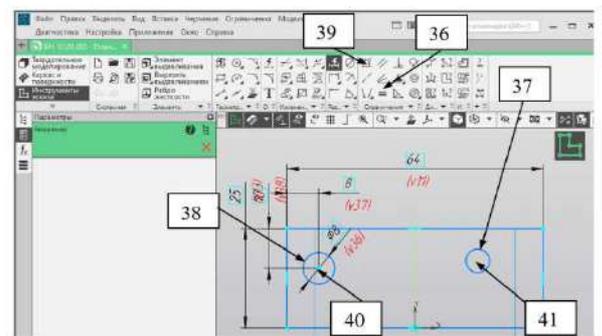


Рис. 2.15. Дополнение эскиза

Завершение дополнения эскиза. Щелчок по кнопке эскиза (46) – выполнится возврат в объемную деталь. Повторять команду создания элемента **не нужно**.

7.5. Вывод размеров на объемную модель. Введенные в эскизе размеры не видны на детали и их нельзя передавать на чертеж. Для отображения размеров: меню «Оформление» (47), выбрать «Производные размеры» (48) (рис. 2.17).

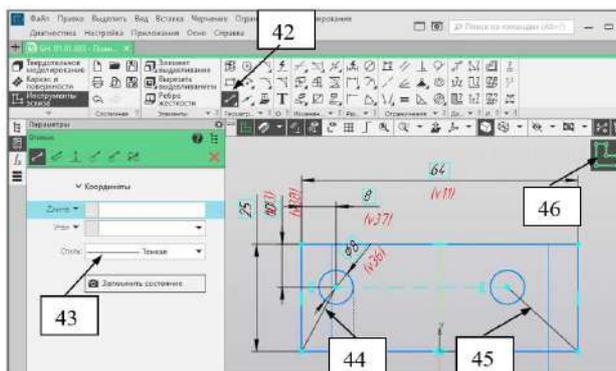


Рис. 2.16. Дополнение эскиза

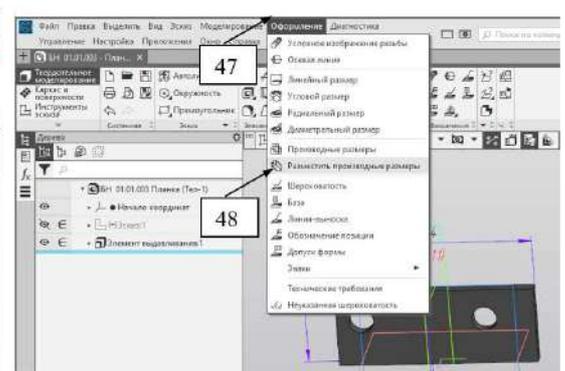


Рис. 2.17. Вывод размеров

В появившемся окне параметров распахнем «Дерево» (49) (рис. 2.18), щелчками в дереве щелчками выделим элементы, размеры которых нужно отобразить (50) – в окне «Объекты» появятся выбранные элементы (51). Щелчками по V (52) и X завершаем – на детали появятся размеры (рис 2.19).

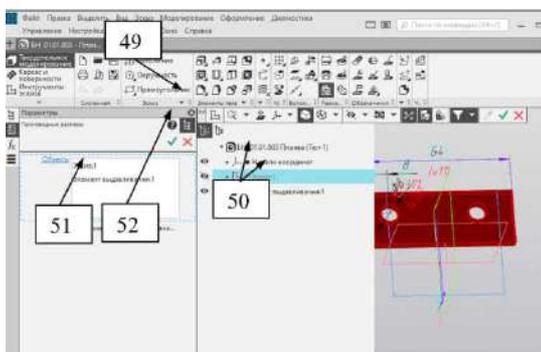


Рис. 2.18. Выбор объектов

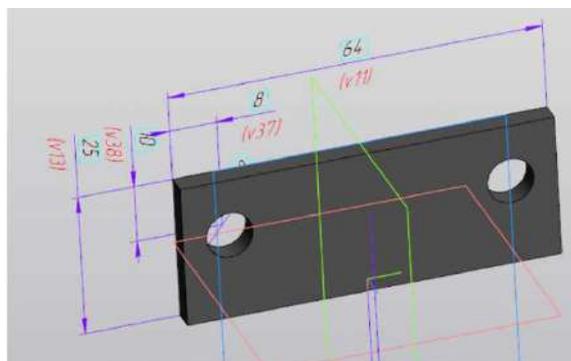


Рис. 2.19. Деталь с выведенными размерами

8. **Редактирование детали.** Изменение размеров детали осуществляется изменением значений размеров. Для этого двойной щелчок по нужному размеру, с клавиатуры выполняется ввод нового значения и после щелчка по V деталь изменится.

9. **Редактирование информации в размерах.** Размеры, выведенные на 3Д могут быть переданы на чертеж, если включить соответствующую команду. На чертеже некоторые размеры по требованиям ЕСКД должны выводиться в ином виде. Так фаску принято обозначать «4x45°». На чертеже редактировать выведенные размеры нельзя, их можно только скрыть и проставить новые. Требуемый для чертежа вид размеров необходимо оформить в эскизах. Для фаски в поле «Текст после» дописать «x45°». В эскизе не требуется ставить знак диаметра, а на чертеже знак должен быть, добавка знака в размер выполняется в поле «Текст до». Для корректировки размера: вернуться в эскиз, щелкнуть по размерам, в окне свойств найти нужное поле и добавить информацию.

ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ДЕТАЛИ «ПЛАНКА»

1. **Проект оформления чертежа.** На чертеже должен присутствовать вид сверху и разрез по центрам отверстия. Планка предназначена для стопорения от проворачивания, прикручивается винтами к поверхности вилки. Для стопорения планка входит в прорезь оси, зазор 0,5 мм, поэтому никаких точных посадок и допусков форм не требуется.

2. **Способы создания чертежа.** Вид сверху может быть установлен двумя способами щелчком по кнопке «Создать чертеж по модели» - при этом откроется пустой чертеж и окно параметров для выбора вида, указания масштаба

и др. Второй способ открывается новый документ «Чертеж», настраивается формат, затем выполняется вставка или трех стандартных видов или одного вида.

3. **Вставка вида сверху.** Рассмотрим второй способ. Через меню «Файл», «Создать», «Чертеж» - появится чертеж с форматом А4 (если ранее в настрой-

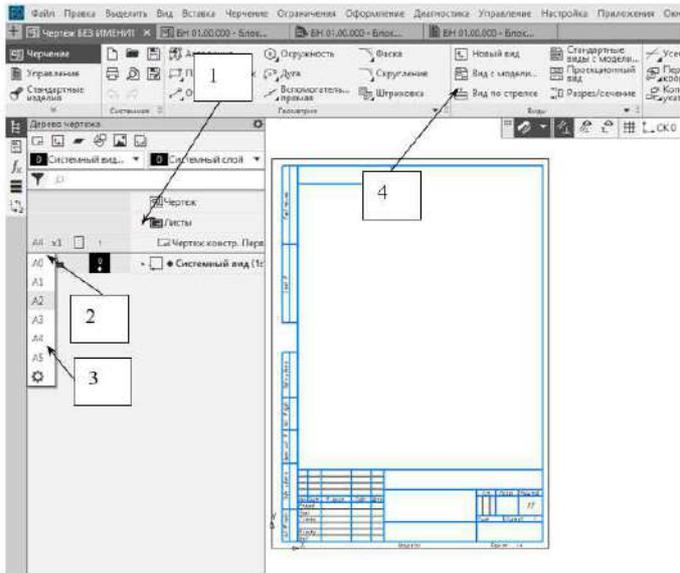


Рис. 3.1. Настройка формата листа

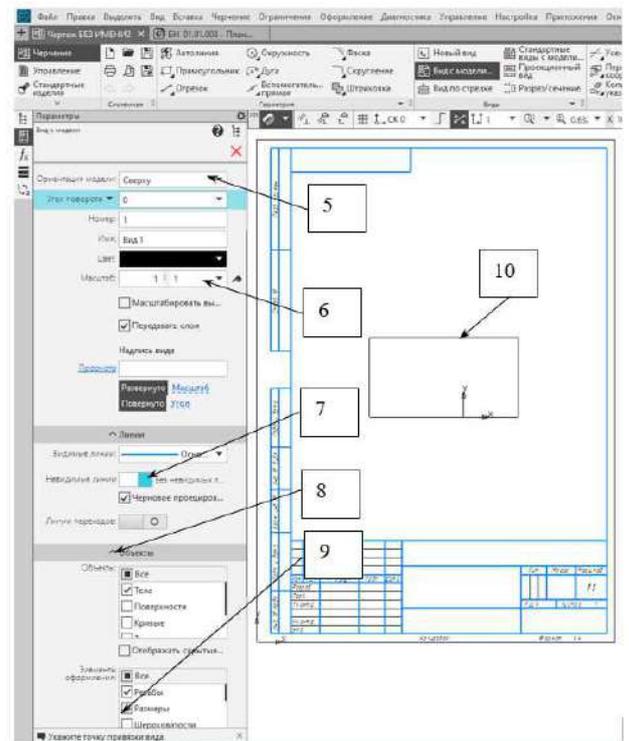


Рис. 3.2. Задание параметров вида

ках не указан другой формат). Для выбора нужного формата (в нашем случае А4 поэтому настройки не требуется) распахнем «Листы» (1), щелкнем по А4 (2), укажем нужный формат (3), щелкнем по ориентации. Для вставки вида: щелчок по кнопке «Вид с модели» (4) (рис. 3.1), укажем деталь планка, в окне параметров распахнем поле «Ориентация модели» и выберем вид «Сверху» (5), если требуется распахнем «Масштаб» и выберем нужный (6), если нужно вывести невидимые линии, переключим переключатель (7), распахнем «Объекты», если нужно вывести размеры, то поставим отметку в поле «Размеры» (9), наведем прямоугольник вида в нужное место листа и щелчком закрепим его (10).

4. **Создание разреза AA.** Щелчок по кнопке «Разрез» (11), прицелимся против центра отверстия, по которому проводится линия разреза чуть левее вида, щелкнуть (12), прицелимся также против правого отверстия правее вида и также щелкнуть (13), сместить мышь низ, чтобы стрелка разреза смотрела вверх и щелкнуть, отвести вид разреза вверх и щелчком закрепить разрез (рис. 3.3) – на чертеже появится разрез.

5. **Оформление чертежа.** Включим параметрический режим щелчком по соответствующей кнопке (15).

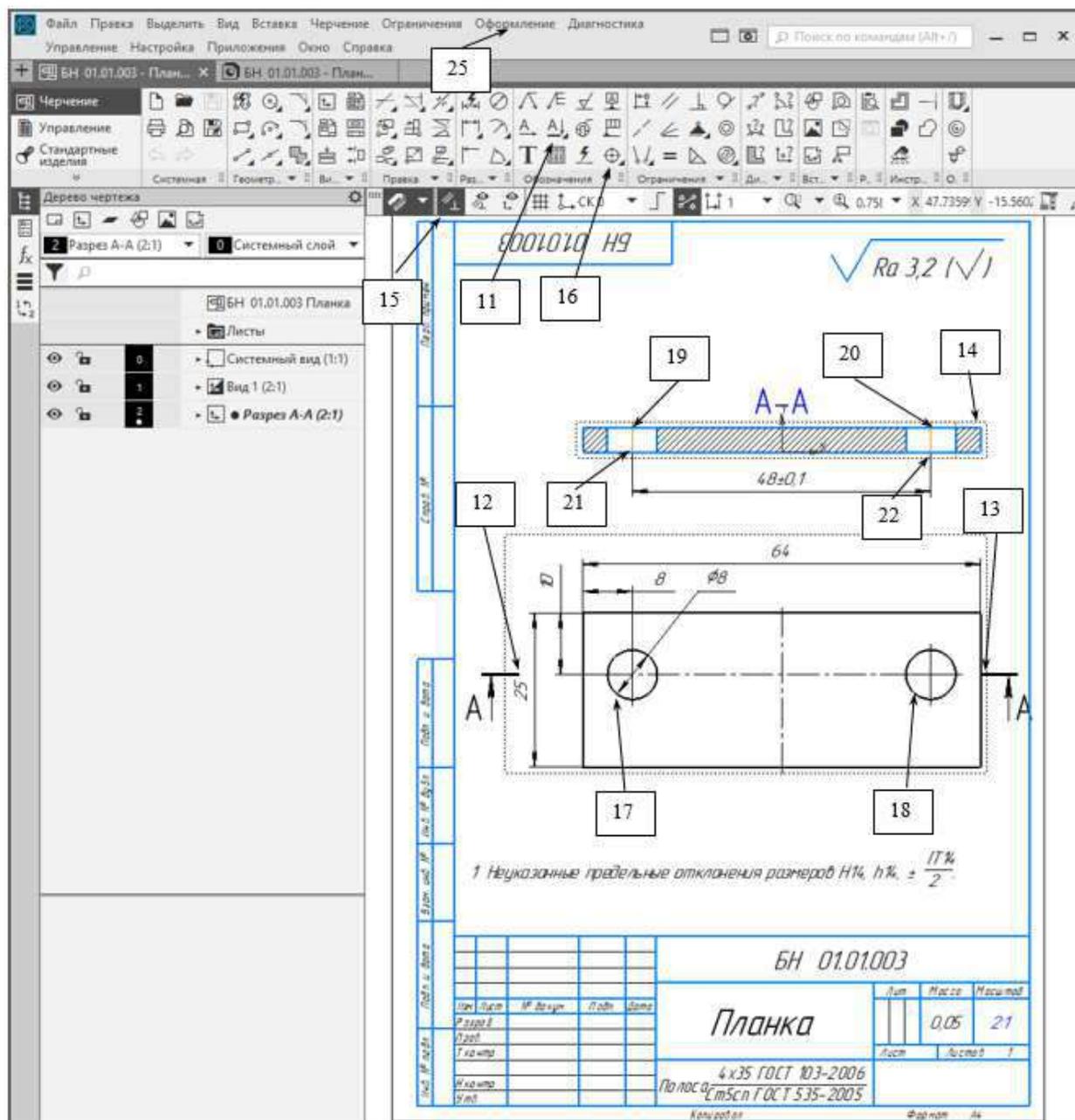


Рис. 3.3. Создание разреза.

Вставка обозначения центра: щелчок по кнопке «Обозначение центра» (16) на вкладке «Оформление», навести на окружность (17), (18), выбрать движением мыши нужное направление (для горизонтального положения держать нажатой клавишу Shift), щелчком закрепить положение.

Простановка осевых линий. Распахнуть панель «Обозначения» и выбрать «Осевая» щелкнуть по точке, откуда должна начинаться осевая, а затем по второй точке, в которой осевая будет заканчиваться – между ними появится осевая.

6. **Простановка размеров.** На созданном чертеже часть размеров переданы с модели, но там не было расстояния между отверстия. Дополняют размеры нужно при включенном параметрическом режиме. При простановке в параметрическом режиме при изменении размеров модели размеры на чертеже изменятся соответственно. Для размера выбираем «Аторазмер», щелчком по точкам между которыми ставится размер, затем нажмем любую клавишу кроме пробела – появится окно настройки размера. В этом окне можно указать знак диаметра. Для задания отклонения $\pm 0,1$ выполняем щелчок по кнопке \pm , в появившемся окне (рис. 3.4) вводим значения (23), (24).

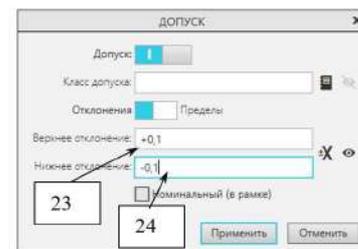


Рис. 3.4. Задание отклонений

7. **Редактирование информации в размерах.** В п. 3 показано, как передать размеры из эскиза и элементов в чертеж. На чертеже некоторые размеры по требованиям ЕСКД должны выводиться в ином виде. Так фаску принято обозначать «4x45°». На чертеже редактировать выведенные размеры нельзя, их можно только скрыть и проставить новые. Требуемый для чертежа вид размеров необходимо оформить в эскизах. Для фаски в поле «Текст после» дописать «x45°». В эскизе не требуется ставить знак диаметра, а на чертеже знак должен быть, добавка знака в размер выполняется в поле «Текст до». Для корректировки размера: вернуться в эскиз, щелкнуть по размерам, в окне свойств найти нужное поле и добавить информацию.

8. **Заполнение штампа:** выполнить двойной щелчок по штампу, заполнить поля и завершить щелчком по V.

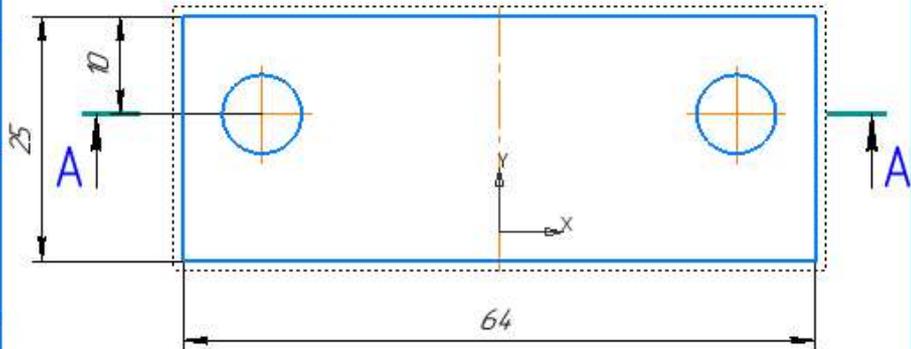
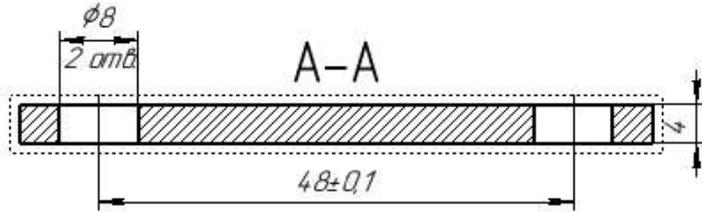
9. **Задание неуказанной шероховатости:** щелчок по пункту меню «Оформление» (25), выбор «Неуказанная шероховатость», «Ввод», в окне свойств щелчок по полю «Текст», - в значке шероховатости выполняем двойной щелчок по активному полю и появившейся форме выбираем Ra или Rz, а затем значение шероховатости 3,5, выполняем щелчок по кнопке V.

10. **Ввод технических требований:** щелчок по пункту меню «Оформление» (25), выбор «Технические требования», «Задать», в появившейся форме ввести необходимое. Если можно ввести типовый текст, то нужно выполнить правый щелчок, выбрать «Типовой текст», распаковать «Технические требования», «Общие», найти нужный текст и выполнить по нему двойной щелчок. Иногда технические требования размещаются не над штампом, а слева от листа. Для переноса необходимо «Оформление» (25), выбор «Технические требования», «Разместить», поджать рамку с техническими требованиями и перетащить над штамп.

11. **Сохранить** чертеж: выполнить щелчок по кнопке «Сохранить» - будет предложено имя, такое же как и у детали.

БН 02.06.0103

$\sqrt{Ra\ 3,2(\sqrt{1})}$



1 Неуказанные предельные отклонения размеров H14, h14, ± IT14.

				БН 02.06.0103		
				Планка		
				Лит.	Масса	Масштаб
					0,05	2:1
				Лист	Листов	1
				Ст5пс ГОСТ 380-2005		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Т. контр.				
И. контр.				
Утв.				

Копиробал

Формат А4



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению самостоятельной работы по дисциплине

Б1.О.26 ИНЖЕНЕРНЫЙ ДИЗАЙН САД (САПР)

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: ***очная, заочная***

Год набора: **2022**

Автор: Шестаков В.С., канд. техн. наук, профессор

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Лагунова Ю. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 02.09.2021
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического
(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021
(Дата)

Екатеринбург

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время проектирование технических объектов выполняется полностью на ЭВМ, что привело к использованию понятия автоматизированное проектирование. Выпускники университета должны уметь работать на ЭВМ в текстовых и графических редакторах, конструкторских пакетах, позволяющих выполнять проектирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов.

Цель самостоятельной работы: обучение студентов проектированию и расчетам с применением компьютерных технологий. Умение использовать компьютерные технологии при проектировании объектов машиностроения позволит в последующей профессиональной деятельности разрабатывать оптимальные конструкции с минимальной массой и стоимостью и сократить продолжительность разработки проектов.

В методических указаниях приведен один из вариантов типового задания для самостоятельной работы, практикуется применение индивидуальных заданий, соответствующих выбранному студентом направлению будущей работы. Такими заданиями являются разработка проекта отдельных механизмов и узлов экскаваторов, дробилок, буровых установок и т.п.

Результат изучения дисциплины: Инженерный дизайн САД (САПР)»

Знать:

- методы контроля качества изделий и объектов, причины нарушений технологических процессов и мероприятия по их предупреждению;
- этапы разработки проекта;
- приемы создания 3 D моделей деталей и ГОСТы оформления чертежей;
- показатели технического состояния и остаточного ресурса технологического оборудования, порядок профилактического осмотра и текущего ремонта;
- этапы изготовления прототипов;
- командную работу на производстве.

Уметь:

- применять методы контроля качества изделий и объектов, внедрять мероприятия для исключения нарушений технологических процессов;
- разрабатывать проекты деталей и узлов;
- оформлять конструкторскую документацию
- определять техническое состояние и остаточный ресурс технологического оборудования, проводить профилактический осмотр и текущий ремонт;
- изготавливать прототипы;
- организовывать командную работу на производстве.

Владеть:

- приемами контроля качества изделий и объектов, внедрения мероприятий для исключения нарушений технологических процессов;
- навыками создания деталей в конструкторских пакетах 3 D моделирования;
- навыками создания сборочных узлов в конструкторских пакетах 3 D моделирования;
- навыками оформления рабочих и сборочных чертежей в конструкторских пакетах 3 D моделирования
- навыками определения технического состояния и остаточного ресурса технологического оборудования, проведения профилактического осмотра и текущего ремонта;
- приемами изготовления прототипов;
- приемами организации командной работы на производстве.

ЗАДАНИЯ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ

Задание. По выданным эскизам составить 3D модели детали и оформить рабочие чертежи, выполнить сборку, оформить сборочный чертеж и спецификацию. Задание 3.13 приведено ниже, остальные задания согласно варианту выдаются студентам электронном виде.

Варианты заданий:

- | | |
|-------------------|-------------------|
| 1. Задание 1.4 | 12. Задание 13.40 |
| 2. Задание 2.7 | 13. Задание 14.43 |
| 3. Задание 3.13 | 14. Задание 15.46 |
| 4. Задание 4.13 | 15. Задание 16.49 |
| 5. Задание 5.16 | 16. Задание 17.52 |
| 6. Задание 7.22 | 17. Задание 18.55 |
| 7. Задание 8.25 | 18. Задание 19.58 |
| 8. Задание 9.28 | 19. Задание 20.61 |
| 9. Задание 10.31 | 20. Задание 21.64 |
| 10. Задание 11.34 | 21. Задание 22.89 |
| 11. Задание 12.37 | |

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ.

1. По выделенным эскизам создать все детали. Для обозначения наименования применить ГМО 01.3-13.001 (где ТМО-группа; 01-варианта; 3-13-задание; 001 – группа для детали)
2. Для каждой детали оформить рабочие чертежи
3. Создать сборочную единицу
4. Оформить сборочный чертеж
5. Оформить спецификацию.

ОФОРМЛЕНИЕ И ПОРЯДОК ЗАЩИТЫ

Выполненное задание представляется преподавателю в электронном виде.

Защита задания выполняется пояснениями о порядке выполнения деталей, составления сборочных единиц, оформления чертежей. Преподавателем оцениваются пояснения студента и ответы на дополнительные вопросы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочные материалы конструкторского пакета Компас 3D
2. Сайт с обучающими материалами <https://kompas.ru/publications/video/>

3. Описание конструкторского пакета Компас 3D.

Задание 3.13

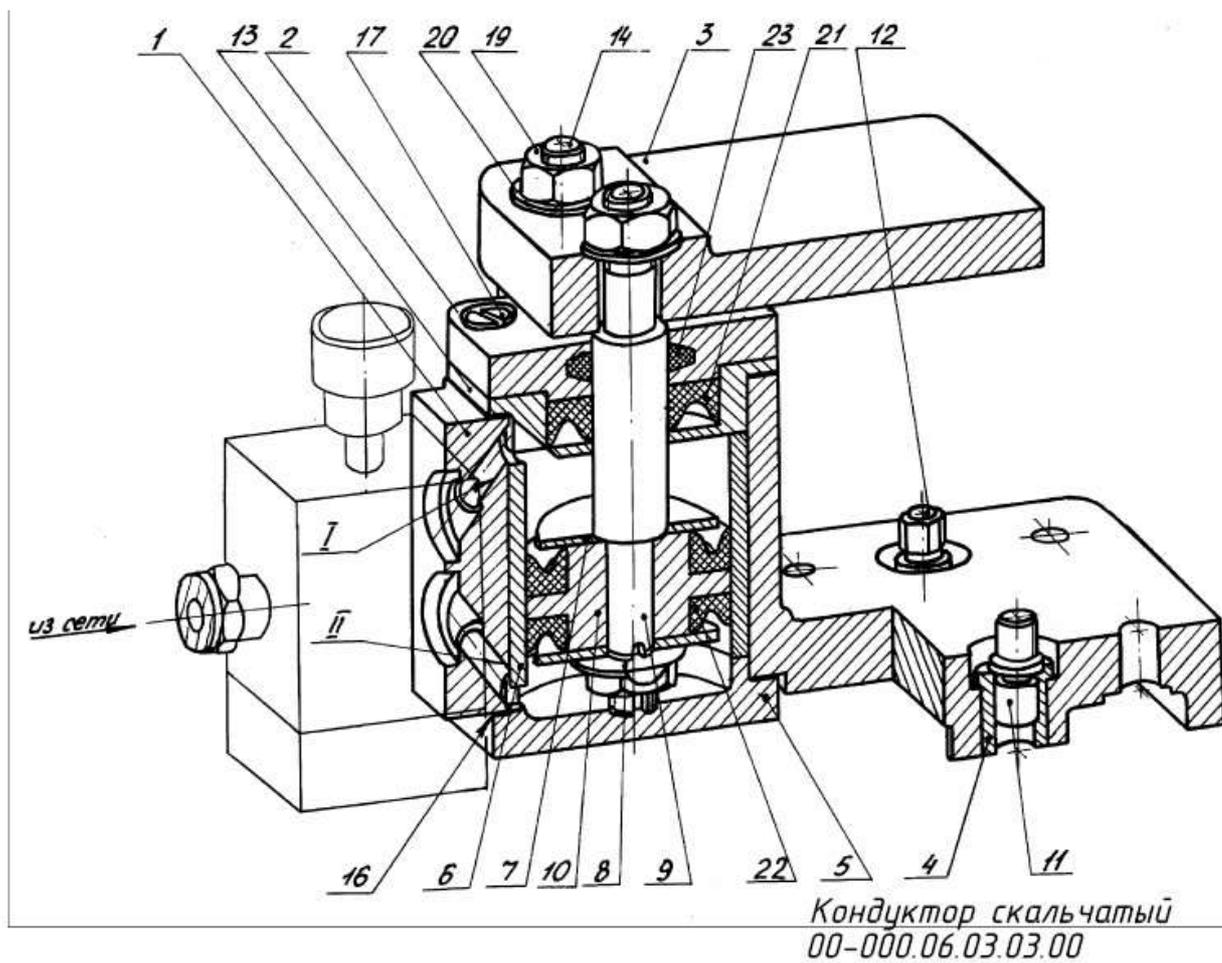
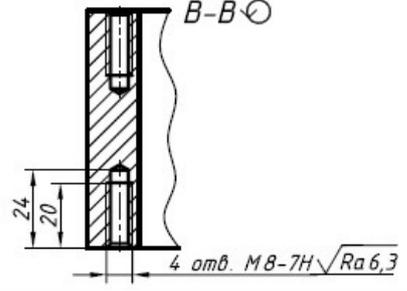
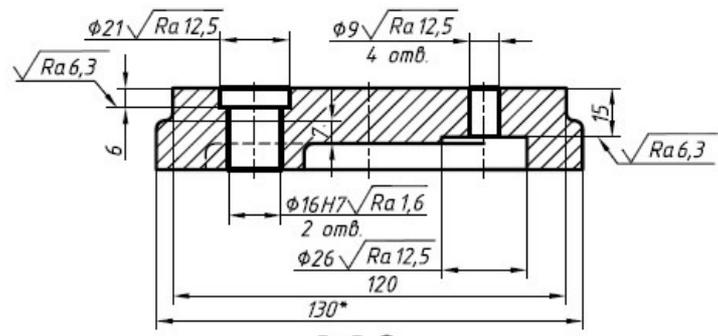
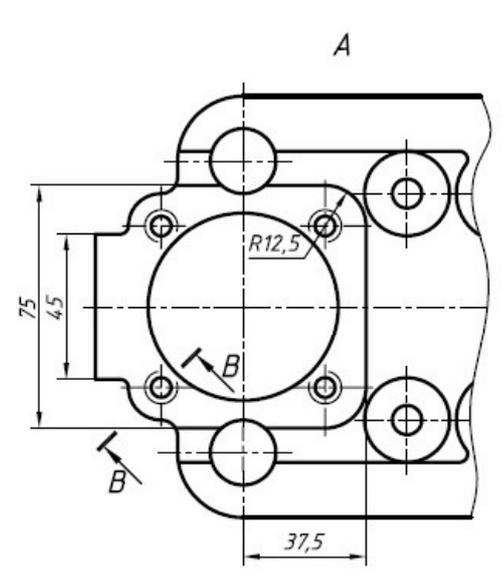
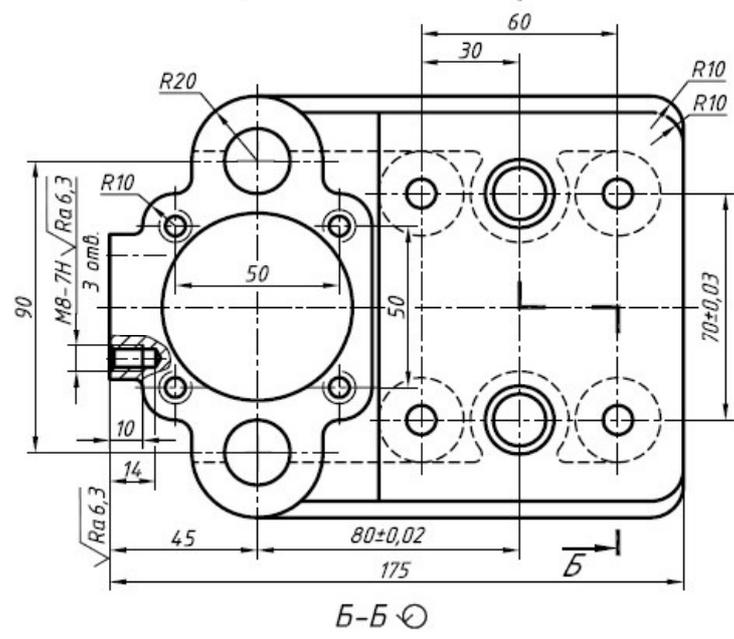
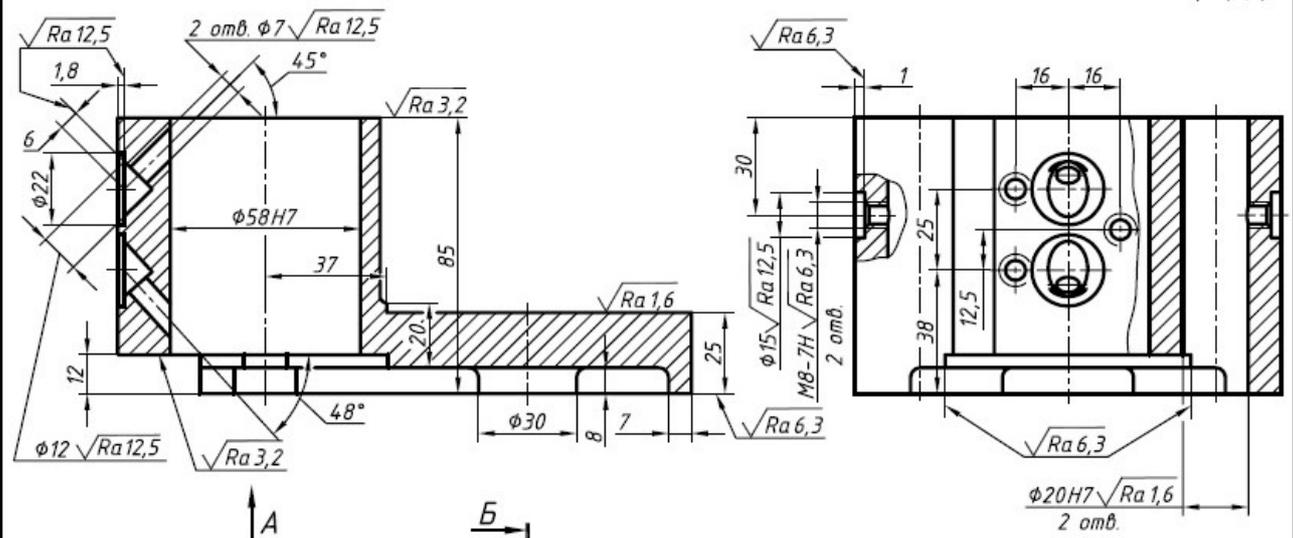


Рис. 1. Вид кондуктора скальчатого

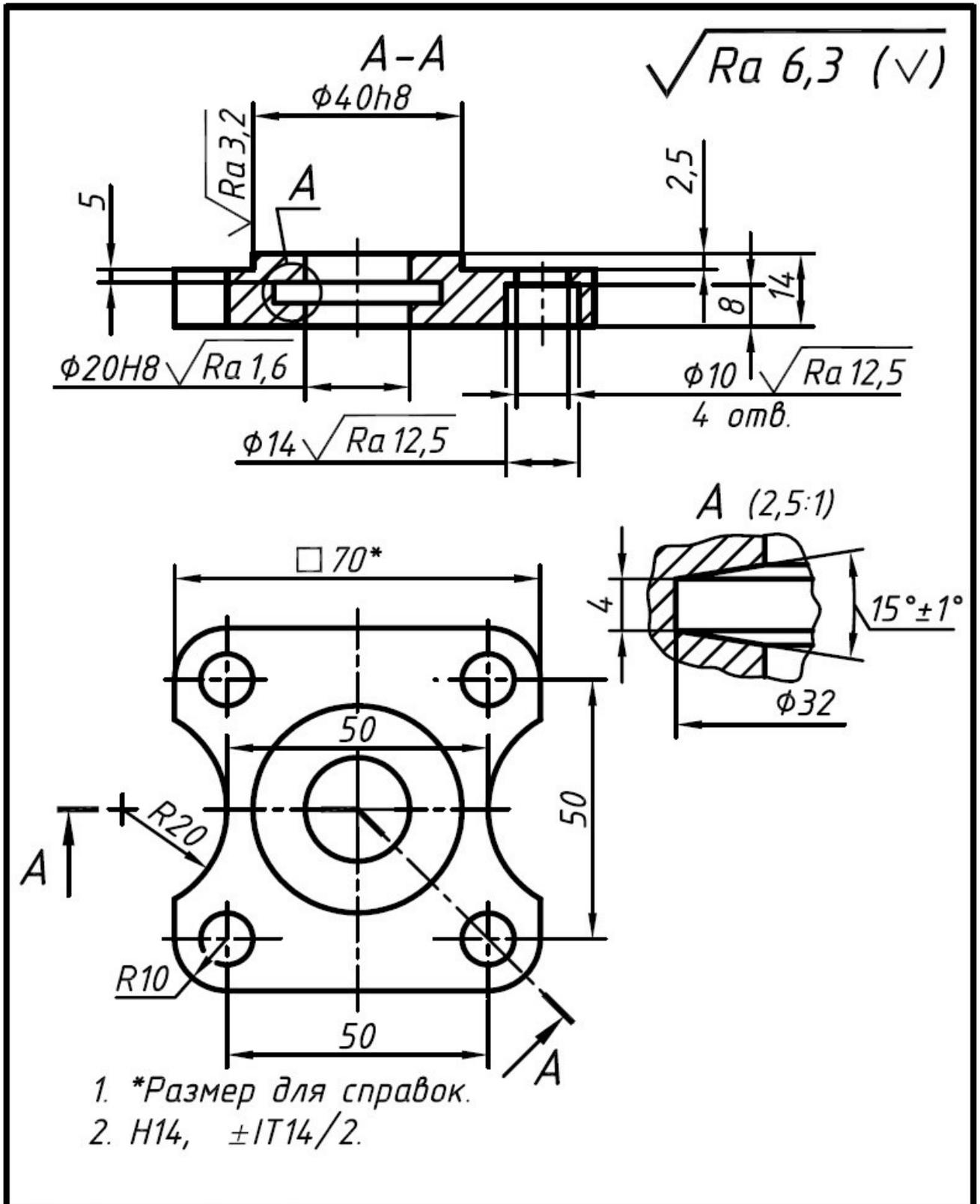
✓(✓)



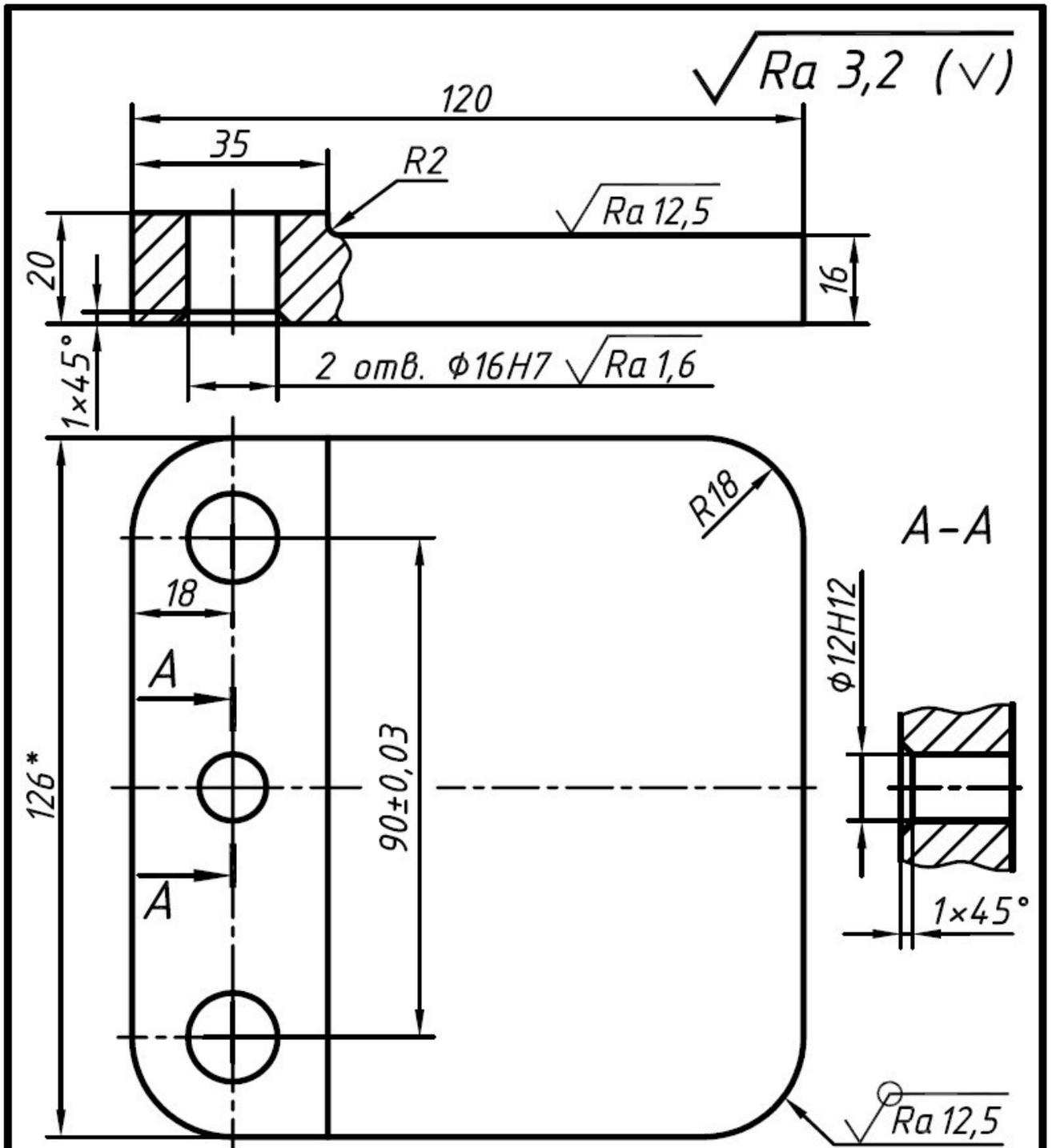
1. Отжечь HRC3 20...25.
2. Неуказанные литейные радиусы 2...4 мм.
3. Формовочные уклоны 3°...5°.
4. *Размеры для справок.
5. H14, h14, ±IT14/2.

				00-000.06.03.01		
Изм	Лист	№ докум	Град	Дата	Лист	Масса
Разраб						Максимум
Проф						1:1
Экспл					Лист	
И контр					Листов	
Чит						
				Корпус		
				СЧ20 ГОСТ 1412-85		

Копировал Формат А2

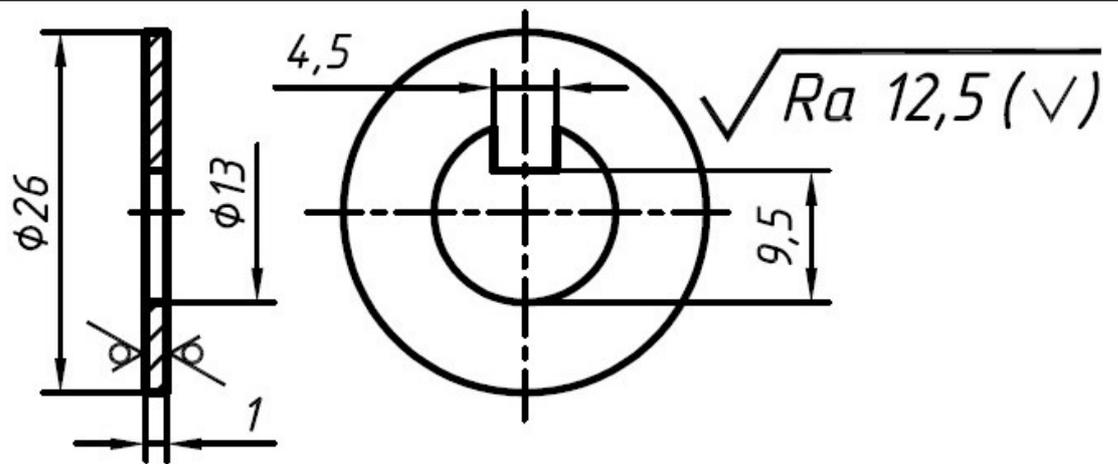


					00-000.06.03.03.02			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Крышка	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.								1:1
Проб.						Лист	Листов	1
Т. контр.						Сталь 45 ГОСТ 1050-88		
Н. контр.								
Утв.								



- *Размер для справок.
- ±IT14/2.

					00-000.06.03.03.03			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Плита	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.								1:1
Пров.								
Т. контр.						Лист	Листов	1
Н. контр.								
Утв.					Сталь 45 ГОСТ 1050-88			

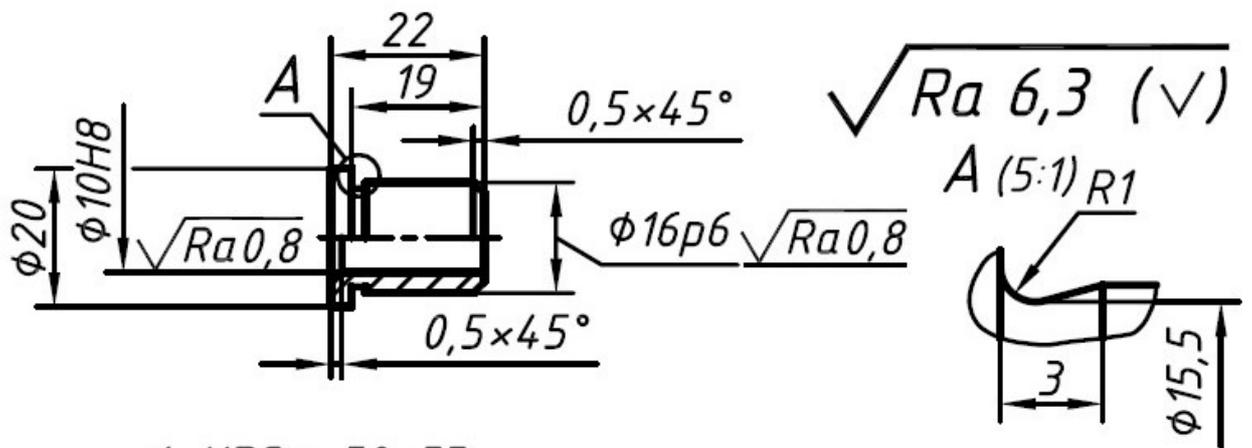


H14, h14, ±IT14/2.

					00-000.06.03.03.08		
					Шаўда		
Изм.	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.							2:1
Пров.					Лист	Листов	1
Т. контр.					Ст3 ГОСТ 380-2005		
Н. контр.							
Утв.							

Копировал

Формат А5

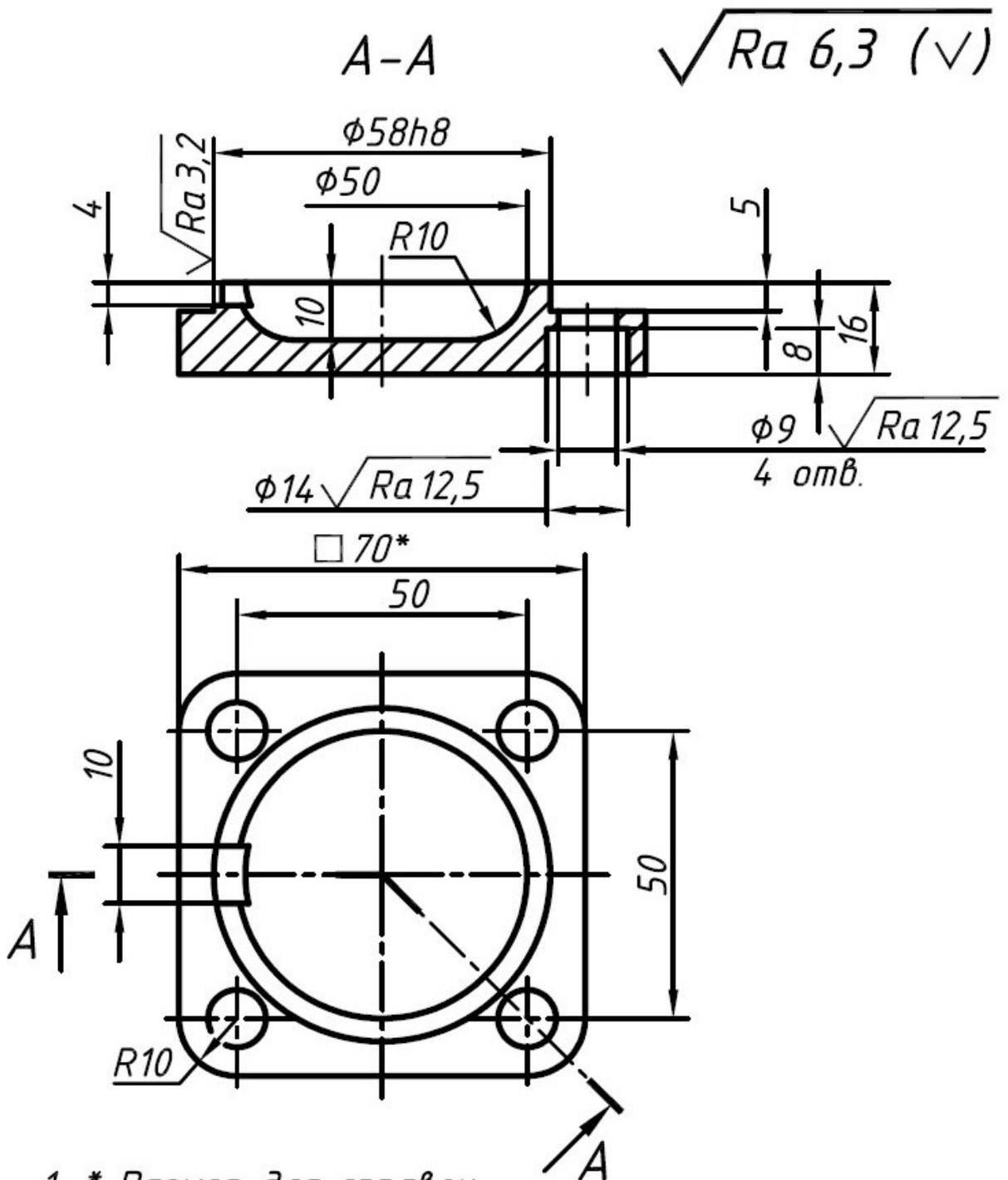


- HRC э 50...55.
- h14, ±IT14/2.

					00-000.06.03.03.04		
					Втулка		
Изм.	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.							1:1
Пров.					Лист	Листов	
Т. контр.					Сталь У8А ГОСТ 1435-99		
Н. контр.							
Утв.							

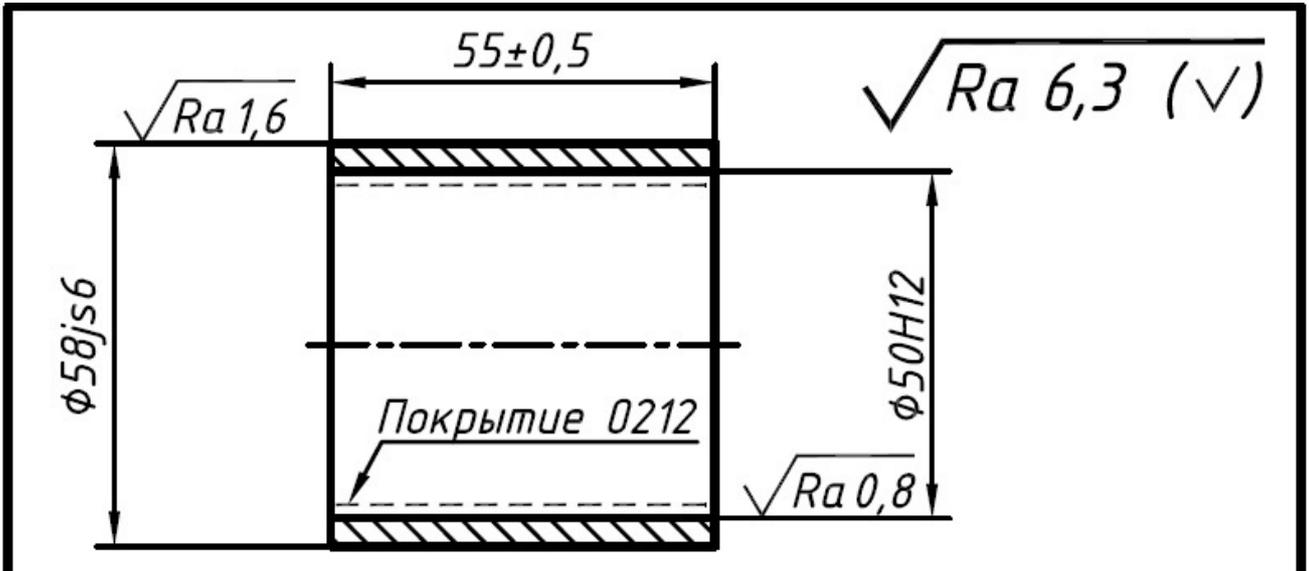
Копировал

Формат А5



1. * Размер для справок.
2. H14, h14, $\pm IT14/2$.

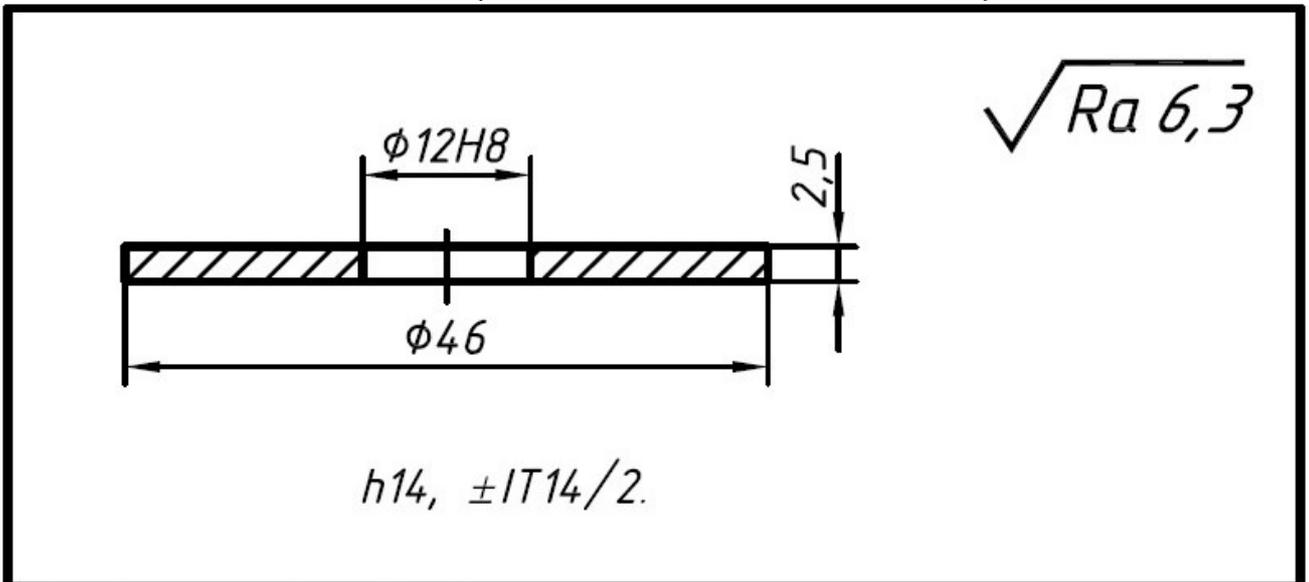
				00-000.06.03.03.05		
				Крышка		
				Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	1:1	
				Лист 1		
				Листов 1		
				Ст3 ГОСТ 380-2005		



					00-000.06.03.03.06			
Изм.	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата	Гильза	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.								1:1
Пров.						Лист	Листов	1
Т. контр.						Сталь 35 ГОСТ 1050-88		
Н. контр.								
Утв.								

Копировал

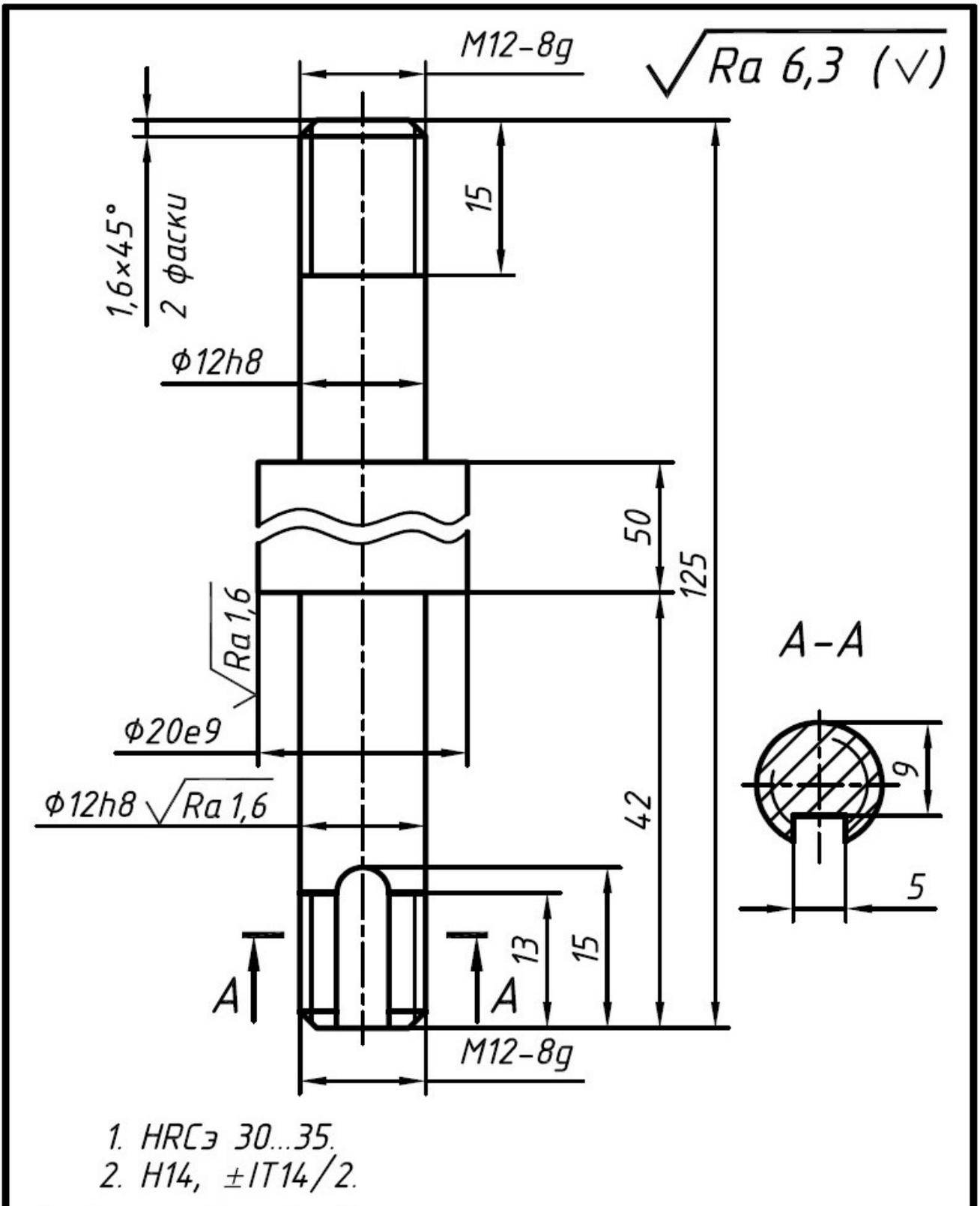
Формат А5



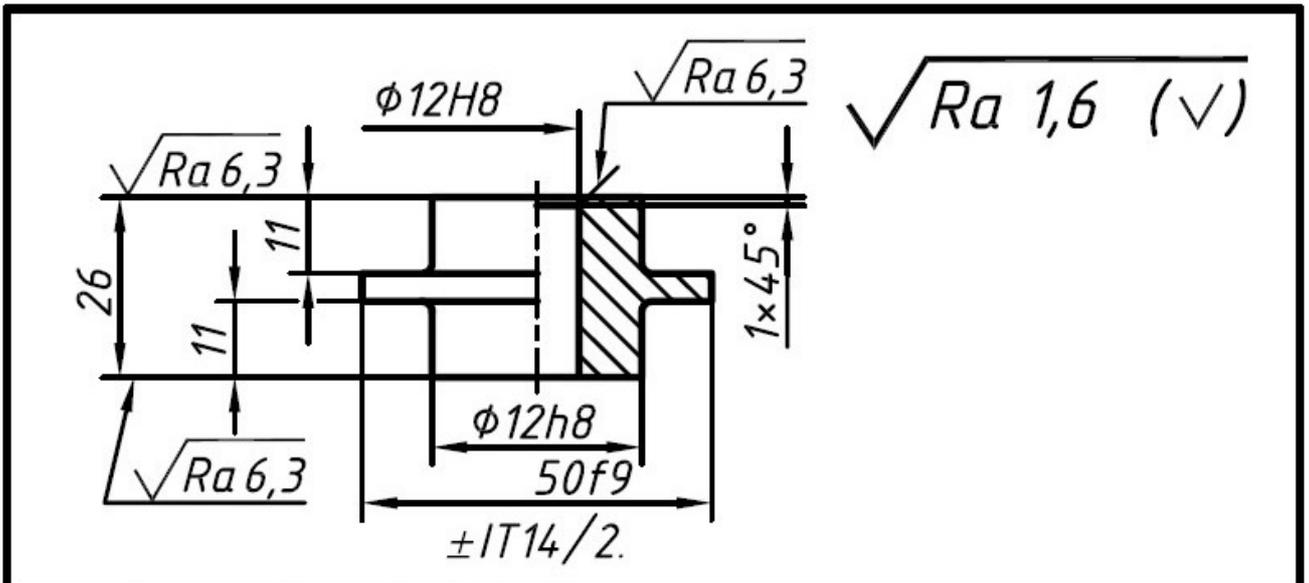
					00-000.06.03.03.08			
Изм.	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата	Кольцо	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.								2:1
Пров.						Лист	Листов	1
Т. контр.						Ст3 ГОСТ 380-2005		
Н. контр.								
Утв.								

Копировал

Формат А5



					00-000.06.03.03.09		
					Шток		
					Сталь 45 ГОСТ 1050-88		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.							2:1
Пров.					Лист	Листов	1
Т. контр.							
Н. контр.							
Утв.							

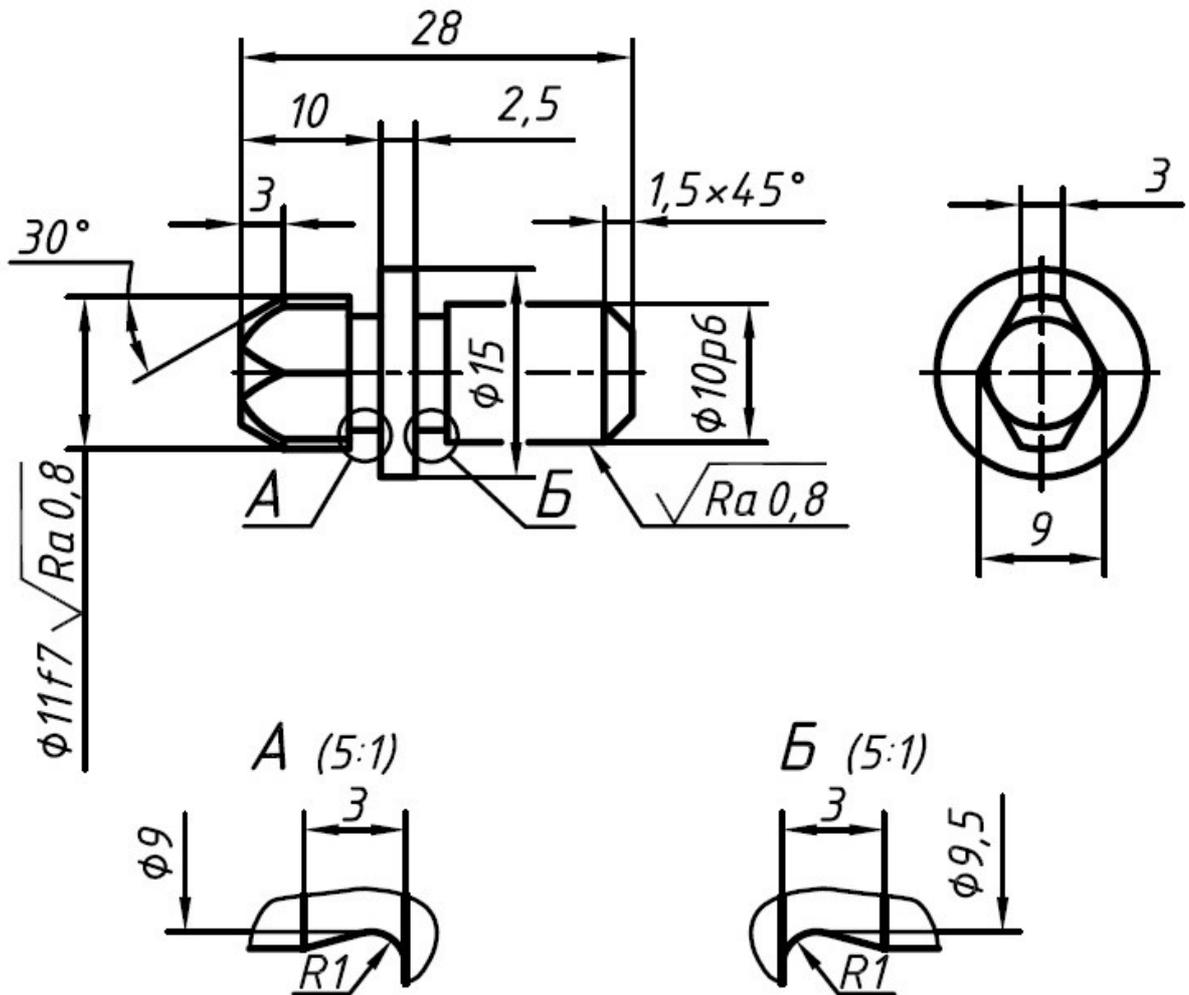


					<i>00-000.06.03.03.10</i>		
					<i>Поршень</i>		
					<i>Сталь 35 ГОСТ 1050-88</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Лист</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разраб.</i>							<i>1:1</i>
<i>Пров.</i>					<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Т. контр.</i>							
<i>Н. контр.</i>							
<i>Утв.</i>							

Копировал

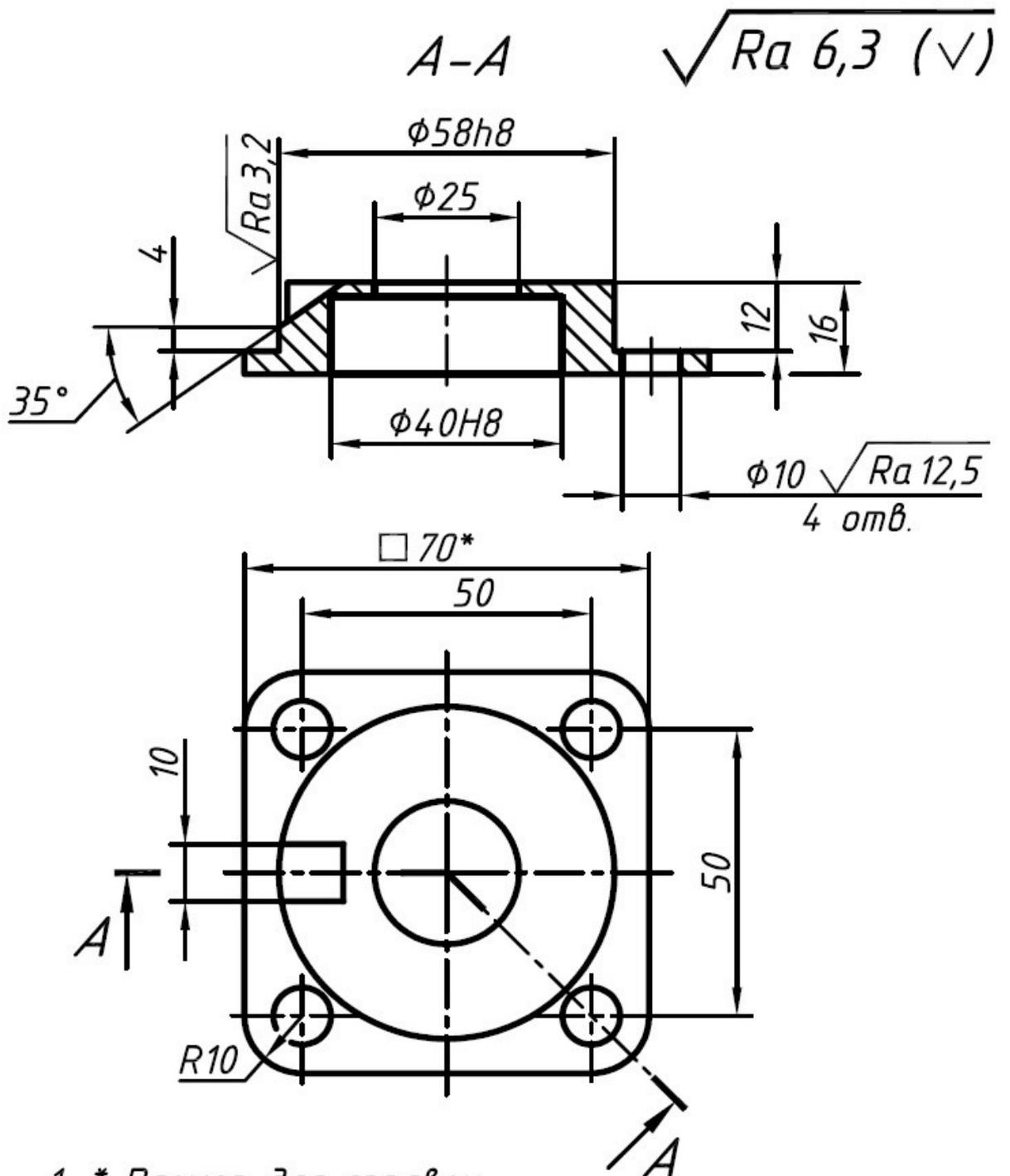
Формат А5

$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\checkmark)}$



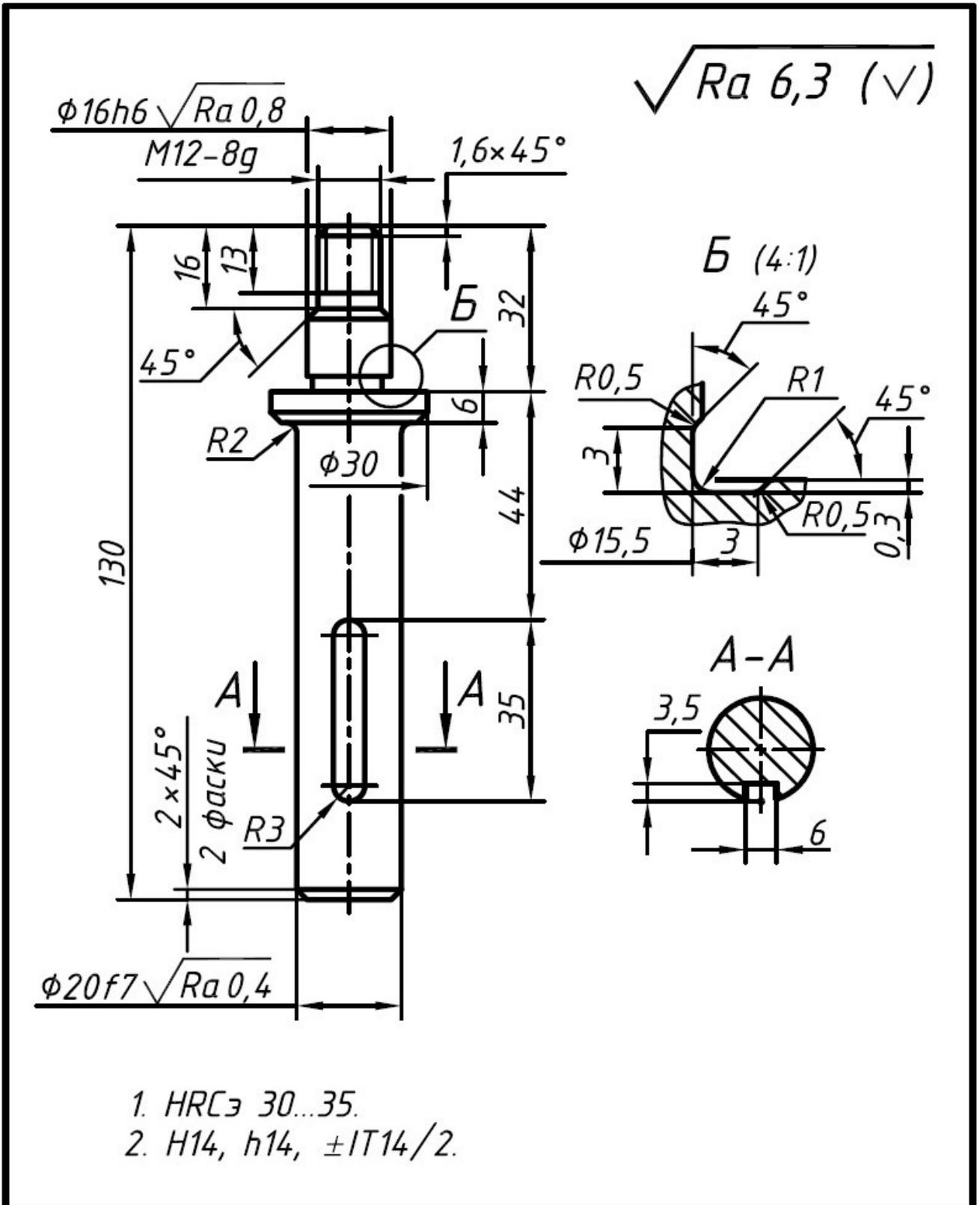
1. HRCэ 50...55.
2. h14, ±IT14/2.

00-000.06.03.03.11							
					Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Палец		
Разраб.							
Пров.							
Т. контр.							
Сталь У8А ГОСТ 1435-99					Лист	Листов	1

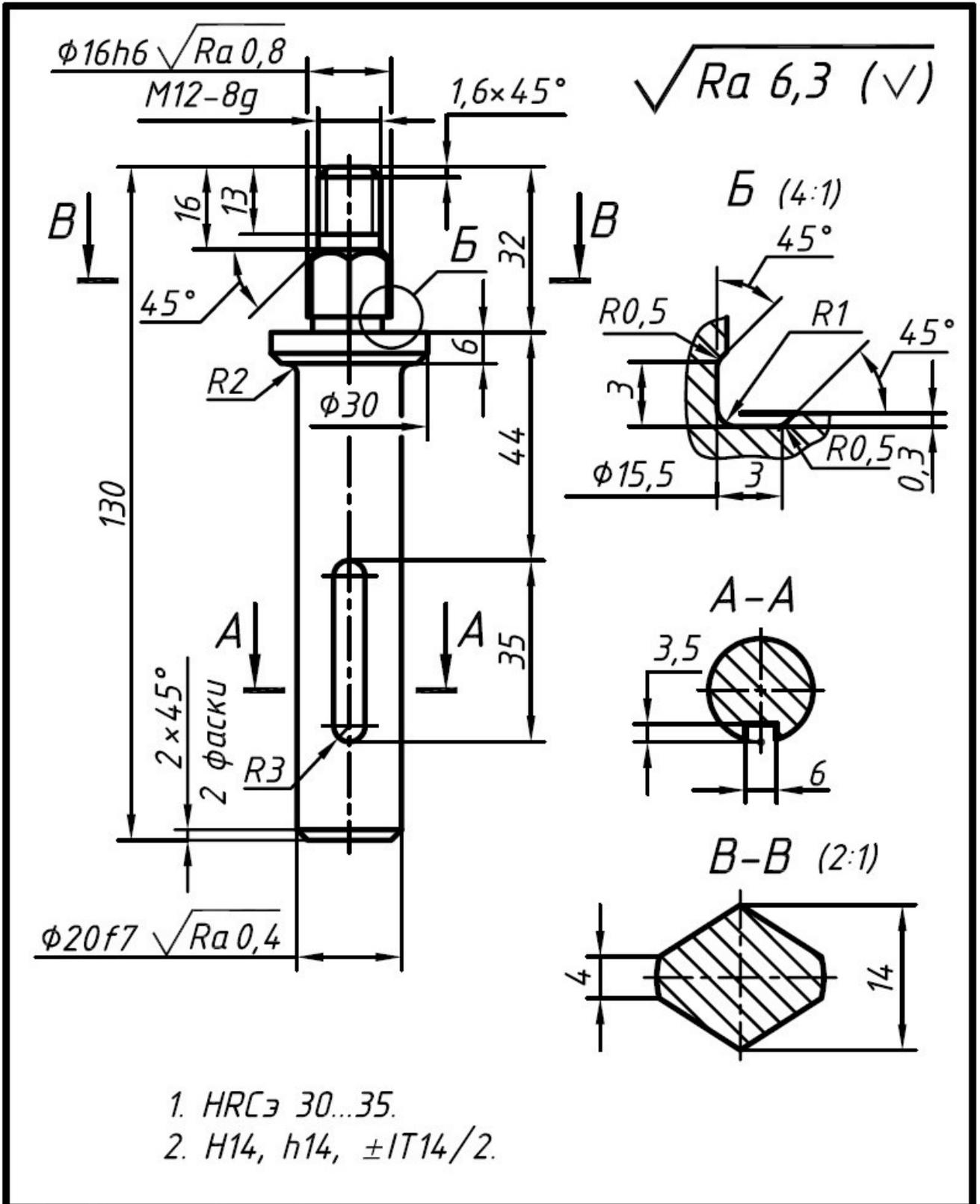


1. * Размер для справок.
2. H14, $\pm IT14/2$.

00-000.06.03.03.13								
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Крышка	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.								1:1
Пров.								
Т. контр.								1
Н. контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050-88			
Утв.								



					00-000.06.03.03.14		
					Скалка		
					Сталь 45 ГОСТ 1050-88		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.							1:1
Пров.							
Т. контр.					Лист	Листов	1
Н. контр.							
Утв.							



					00-000.06.03.03.15			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Скалка	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.								1:1
Пров.						Лист	Листов	1
Т. контр.								
Н. контр.								
Утв.					Сталь 45 ГОСТ 1050-88			

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому
комплексу
С.А.Упоров



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению контрольной работы по дисциплине

Б1.О.27 ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Профиль

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: очная, заочная

Год набора: **2022**

Автор: Шестаков В. С., канд. техн. наук, профессор

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Лагунова Ю. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 02.09.2021
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического
(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021
(Дата)

Екатеринбург

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время проектирование технических объектов выполняется полностью на ЭВМ, что привело к использованию понятия автоматизированное проектирование. Выпускники университета должны уметь работать на ЭВМ в текстовых и графических редакторах, конструкторских пакетах, позволяющих выполнять проектирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов.

Цель контрольной работы: обучение студентов проектированию и расчетам с применением компьютерных технологий. Умение использовать компьютерные технологии при проектировании объектов машиностроения позволит в последующей профессиональной деятельности разрабатывать оптимальные конструкции с минимальной массой и стоимостью и сократить продолжительность разработки проектов.

В методических указаниях приведен один из вариантов типового задания, практикуется применение индивидуальных заданий, соответствующих выбранному студентом направлению будущей работы. Такими заданиями являются разработка проекта отдельных механизмов и узлов экскаваторов, дробилок, буровых установок и т.п.

Результат изучения дисциплины: «Оптимизация технических объектов»

Знать:

- функциональные возможности компьютерных программ, используемых для профессиональной деятельности при оптимизации объектов;
- требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;
- методы математического моделирования технологических процессов и технологических машин и оборудования;
- методы математической обработки экспериментальных данных, теорию вероятностей и математическую статистику для получения целевых функций;

Уметь:

- применять современные образовательные и информационные технологии для приобретения новых знаний при оптимизации объектов;
- реализовывать в проектах требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;
- применять методы математического моделирования технологических процессов и технологических машин и оборудования;
- применять методы математической обработки экспериментальных данных, теории вероятности и математической статистики для получения уравнений регрессии для использования их в целевых функциях;

Владеть:

- навыками работы на персональном компьютере при оптимизации объектов;
- навыками реализации в проектах требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;
- навыками математического моделирования технологических процессов и технологических машин и оборудования;
- приемами математической обработки экспериментальных данных, использования теории вероятности и математической статистики для получения уравнений регрессии для использования их в целевых функциях.

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

При подготовке к контрольной работе необходимо изучить примеры, рассмотренные

на лекциях, а также в пособии [1].

2. ОФОРМЛЕНИЕ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа должна включать следующие этапы:

1. Постановка задачи оптимизации.
2. Анализ задачи.
3. Выбор критерия оптимальности.
4. Выбор переменных проектирования и оптимизации.
5. Выбор ограничений.
6. Составление целевой функции.
7. Выбор метода оптимизации.
8. Составление алгоритма решения для ЭВМ.
9. Составление программы для ЭВМ и проведение оптимизации.

3. ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

1. Определить оптимальное сечение каната при аварийном срыве с захватов бурового става. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки заторможен. Исходные данные: C – жесткость каната, m_c – масса бурового става, D_b – диаметр барабана лебедки, J_b – момент инерции барабана лебедки, J_d – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки
2. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины снизу вверх. Ударник перемещается сжатым воздухом, давление которого не меняется в процессе движения и равно P_0 , а усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , переключается подача сжатого воздуха в другую камеру, под действием которого происходит торможение ударника.
3. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины сверху вниз. Поршень перемещается сжатым воздухом, давление которого не меняется в процессе движения и равно P_0 , а усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = C_v \cdot V^2$, где C_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , перекрывается выхлопное окно и оставшаяся часть воздуха в нижней части камеры начинает тормозить ударник. Усилие торможения может быть определено по выражению $F_t = C_t \cdot X$, где C_t – коэффициент пропорциональности, X – ход ударника после перекрытия отверстия.
4. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины.

Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в нижнюю часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . Усилие сопротивления в процессе движения определяется по выражению $F_c = C_v \cdot V^2$, где C_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника.

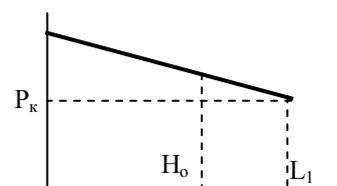
После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать), а после прохождения расстояния L_2 , перекрывается выхлопное окно и в верхнюю часть цилиндра начинает поступать сжатый воздух под давлением P_0 , под действием которого и происходит торможение ударника.

5. Определить оптимальное сечение каната при аварийном срыве с захватов бурового става. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки заторможен. При движении бурового става усилие сопротивления $F_c = kV^2$, где v – скорость. Исходные данные: C – жесткость каната, m_c – масса бурового става, D_b – диаметр барабана лебедки, J_b – момент инерции барабана лебедки, J_d – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки, k – коэффициент для расчета усилия сопротивления

6. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины снизу вверх. Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в верхнюю часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать), а после прохождения расстояния L_2 , перекрывается выхлопное окно и в нижнюю часть цилиндра начинает поступать сжатый воздух под давлением P_0 , под действием которого и происходит торможение ударника.

7. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение горизонтальной скважины. Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в левую часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать), после прохождения расстояния L_2 , перекрывается выхлопное окно и в правую часть цилиндра начинает поступать сжатый воздух под давлением P_0 , под действием которого и происходит торможение поршня. Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника.

8. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины. Ударник перемещается сжатым воздухом, давление которого равномерно меняется в процессе движения от P_0 до P_k на расстоянии L_1 . Усилие сопротивления, действующее на поршень определяется по выражению $F_c = C \cdot V$, где C – коэффициент пропорциональности, V – скорость перемещения ударника, м/с.
Определить время перемещения поршня на расстояние H_0 .



Исходные данные:

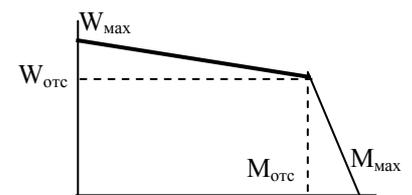
P_0, P_k — давление сжатого воздуха вначале движения, и на расстоянии L_1 , Па; M — масса поршня, кг; D — диаметр поршня, м
 C — коэффициент пропорциональности

9. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой M , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Сопротивление при падении снаряда определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент пропорциональности, V — скорость перемещения, м/с. При внедрении снаряда на него начинает действовать усилие сопротивления грунта, изменяющееся по закону $F_c = C_r \cdot H_{вн}$, где C_r — коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ — глубина погружения в породу,
10. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой M , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Сопротивление при падении снаряда меняется по закону $F_c = aV^2$, где a — коэффициент пропорциональности, V — текущее значение скорости в процессе падения снаряда. При внедрении снаряда в породу, на него начинает действовать усилие сопротивления, изменяющееся по закону $F_c = C_r \cdot H_{вн}$, где C_r — коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ — глубина погружения в породу, м.
11. Определить оптимальное сечение каната при срыве с уступа ковша драглайна. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки заторможен. Исходные данные: C — общая жесткость каната стрелы драглайна, m_c — масса ковша, D_b — диаметр барабана лебедки, J_b — момент инерции барабана лебедки, J_d — момент инерции двигателя лебедки, U — передаточное отношение лебедки, η_m — КПД лебедки

12. Для проведения оптимизации по производительности определить время цикла лебедки при подъеме груза на высоту H_0 и опускании крюка на глубину H_0 .

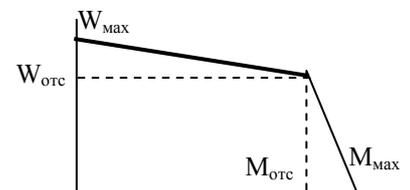
Исходные данные: M, M_k — масса груза и крюка, кг;
 J_b, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм²;
 U — передаточное число редуктора, T_n — время погрузки, с.
 R_b — радиус барабана, м; M_{max} — максимальный момент на валу двигателя привода, Нм;
 $M_{отс}$ — момент отсечки на валу двигателя привода, Нм;
 W_{max} — максимальная скорость вала двигателя, рад/с; $W_{отс}$ — скорость “отсечки вала двигателя, рад/с;

При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_{max} .



13. Для проведения оптимизации по производительности определить время опускания груза лебедкой на глубину H_0 .

Исходные данные: M — масса груза, кг;
 J_b, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм²;
 U — передаточное число редуктора,



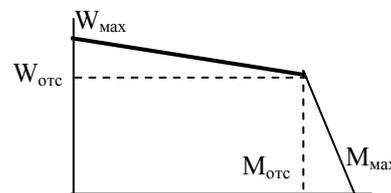
R_6 — радиус барабана, м; M_{\max} — максимальный момент на валу двигателя привода, Нм;
 $M_{\text{отс}}$ — момент отсечки на валу двигателя привода, Нм;
 W_{\max} — максимальная скорость вала двигателя, рад/с;
 $W_{\text{отс}}$ — скорость “отсечки” вала двигателя, рад/с;

При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_{\max} .

14. Определить время подъема груза лебедкой на высоту H_0 .
 Исходные данные: M — масса груза, кг;

J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм²;
 i — передаточное число редуктора, R_6 — радиус барабана, м;
 M_{\max} — максимальный момент на валу двигателя привода, Нм;
 $M_{\text{отс}}$ — момент отсечки на валу двигателя привода, Нм;
 W_{\max} — максимальная скорость вала двигателя, рад/с;
 $W_{\text{отс}}$ — скорость “отсечки” вала двигателя, рад/с;

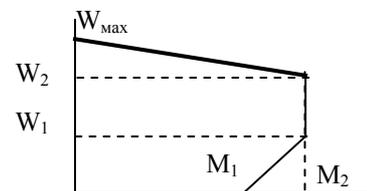
При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_{\max} .



15. Определить время опускания груза лебедкой на глубину L_0 .

Исходные данные: M — масса груза, кг;
 J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм²;
 U — передаточное число редуктора, R_6 — радиус барабана, м;
 M_1, M_2 — моменты на валу двигателя привода при скорости, Нм;
 W_1, W_2 — скорости участков статической характеристики.

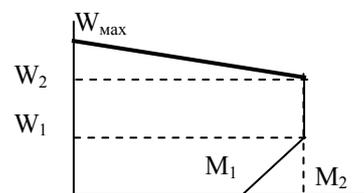
При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_2 .



16. Определить время подъема груза лебедкой на высоту H_0 .
 Исходные данные: M — масса груза, кг; q — масса 1 м. каната.

J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм²;
 U — передаточное число редуктора, R_6 — радиус барабана, м;
 M_1, M_2 — моменты на валу двигателя привода
 W_1, W_2 — скорости участков статической характеристики рад/с;
 Учсть уменьшение длины каната при подъеме.

При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент.



17. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара при холостом ходе ударника. Бурение горизонтальной скважины. Ударник перемещается сжатым воздухом, давление которого равномерно меняется по закону $P=P_0-k \cdot X$, где P_0 — давление в начале движения, k — коэффициент пропорциональности, X — перемещение поршня с начала движения. Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c=9.81 \cdot f \cdot M+a \cdot V$, где M — масса поршня, f — коэффициент трения, a — коэффициент пропорциональности, V — скорость перемещения поршня. После прохождения расстояния L_1 , перекрывается выхлопное окно, в камеру подается сжатый воздух под давлением P_0 , под действием этого давления и усилия сопротивления и происходит торможение.

18. Определить глубину внедрения коронки в породу при рабочем ходе поршня ударника при бурении вниз и время перемещения ударника при рабочем ходе. Поршень перемещается сжатым воздухом, давление которого постоянно и равно P_0 . Усилие сопро-

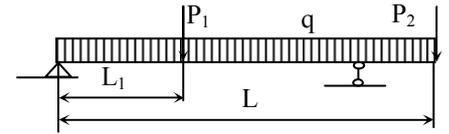
тивления от сил трения определяется по выражению $F_c = F_{co} + a \cdot V$, где F_{co} – сопротивление, не зависящее от скорости, a – коэффициент пропорциональности, V – скорость перемещения поршня.

После перемещения на расстояние L_1 , происходит удар по коронке. За счет сопротивления породы происходит торможение поршня. Усилие сопротивления породы определяется по выражению $F_p = C_g \cdot X$, где C_g – коэффициент сопротивления грунта, X – глубина погружения коронки

19. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой m , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Вначале буровой снаряд движется в воздухе (на расстоянии L_1), а затем в шламе (смесь воды и буровой мелочи). Сопротивление при падении в шламе определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент пропорциональности, V – скорость, м/с. При внедрении снаряда на него начинает действовать усилие сопротивления грунта, изменяющееся по закону $F_c = C_g \cdot H_{вн}$, где C_g – коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ – глубина погружения в породу, м.
20. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой m , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Каната в начале движения не препятствует падению. Сопротивление при падении снаряда определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент пропорциональности, V – скорость, м/с. На расстоянии ΔL от забоя натягивается канат и дальнейшее внедрение происходит при сжатии пружин амортизатора, при этом усилие в канате определяется по формуле $F_c = C_k \cdot X$, где C_k – коэффициент, X – расстояние, проходимое буровым снарядом после натяжения каната. При внедрении снаряда на него начинает действовать усилие сопротивления грунта, изменяющееся по закону $F_c = C_g \cdot H_{вн}$, где C_g – коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ – глубина погружения в породу, м.
21. Определить оптимальное сечение каната по условию выбора по максимальному усилию. Максимальное усилие определить при аварийном срыве буровой колонны с захватов. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки расторможен и может поворачиваться усилием в канате. При падении бурильной колонны на нее действует сопротивление $F_c = F_{co} + k_v V^2$, где F_{co} – трение, не зависящее от скорости, k_v – коэффициент пропорциональности, V – скорость перемещения колонны. Исходные данные: C – жесткость каната, $m_{бк}$ – масса бурильной колонны, $D_б$ – диаметр барабана лебедки, $J_б$ – момент инерции барабана лебедки, $J_д$ – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки.
22. Определить оптимальное сечение каната по условию выбора по максимальному усилию. Максимальное усилие определить при аварийном срыве шахтной клетки с захватов. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки расторможен и может поворачиваться усилием в канате. При падении клетки срабатывают тормозные устройства, обеспечивающие усилие торможения $F_t = F_{co} + k_v V^2$, где F_{co} – усилие от трения, не зависящее от скорости, k_v – коэффициент пропорциональности, V – скорость перемещения клетки.
Исходные данные: C – жесткость каната, m_k – масса клетки, $D_б$ – диаметр барабана ле-

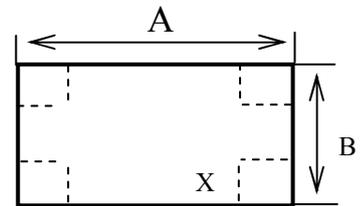
бедки, J_6 – момент инерции барабана лебедки, J_d – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки. \

23. Определить оптимальное положение правой опоры балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой q и сосредоточенными силами P_1 и P_2 . Левая опора находится на конце балки.



24. Определить оптимальные размеры контейнера, изготовляемого из стального листа заданного размера $A * B$ (с углов листа удаляются квадраты размером X , затем отгибаются боковые стороны контейнера и выполняются сварные швы).

Удаленные квадраты идут в отходы, стоимость сварного шва не учитывать.



ЛИТЕРАТУРА

1. Шестаков В.С. Оптимизация технических объектов: учебное пособие; Урал. гос. горный ун-т. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016 – 238 с..

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению самостоятельной работы по дисциплине

Б1.О.27 ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: ***очная, заочная***

Год набора: **2022**

Автор: Шестаков В. С., канд. техн. наук, профессор

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Лагунова Ю. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 02.09.2021
(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического
(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П. А.
(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021
(Дата)

Екатеринбург

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ	4
2. ОФОРМЛЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ.....	4
3. ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ.....	4
ЛИТЕРАТУРА	9

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании технических объектов решаются задачи поиска оптимальных решений. Выпускники университета должны уметь применять ЭВМ при проведении оптимизации.

Цель самостоятельной работы: проверка приобретенных студентами навыков оптимизации и поиска оптимальных значений параметров объектов и технологических процессов нефтегазовой отрасли.

Самостоятельная работа соответствует следующим компетенциям Государственного стандарта:

Общепрофессиональные:

- владение достаточными для профессиональной деятельности навыками работы с персональным компьютером (ОПК-2);

Профессиональные:

в проектно-конструкторской деятельности:

- способность обеспечивать технологичность изделий и оптимальность процессов их изготовления, умение контролировать соблюдение технологической дисциплины при изготовлении изделий (ПК-10);

Профессиональные, устанавливаемые вузом:

- способность осуществлять математическое моделирование технологических процессов и технологических машин и оборудования (СПК-2);

- умение проводить математическую обработку экспериментальных данных, умение применять теорию вероятностей и математическую статистику (СПК-3).

Результат изучения дисциплины: «Оптимизация технических объектов»

Знать:

- функциональные возможности компьютерных программ, используемых для профессиональной деятельности при оптимизации объектов;

- требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;

- методы математического моделирования технологических процессов и технологических машин и оборудования;

- методы математической обработки экспериментальных данных, теорию вероятностей и математическую статистику для получения целевых функций;

Уметь:

- применять современные образовательные и информационные технологии для приобретения новых знаний при оптимизации объектов;

- реализовывать в проектах требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;

- применять методы математического моделирования технологических процессов и технологических машин и оборудования;

- применять методы математической обработки экспериментальных данных, теории вероятности и математической статистики для получения уравнений регрессии для использования их в целевых функциях;

Владеть:

- навыками работы на персональном компьютере при оптимизации объектов;

- навыками реализации в проектах требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;

- навыками математического моделирования технологических процессов и технологических машин и оборудования;

- приемами математической обработки экспериментальных данных, использования теории вероятности и математической статистики для получения уравнений регрессии для использования их в целевых функциях.

1. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

При выполнении самостоятельной работы необходимо изучить примеры, рассмотренные в лекциях, а также в пособии [1].

2. ОФОРМЛЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Отчет по самостоятельной работе должна включать следующие этапы:

1. Постановка задачи оптимизации.
2. Анализ задачи.
3. Выбор критерия оптимальности.
4. Выбор переменных проектирования и оптимизации.
5. Выбор ограничений.
6. Составление целевой функции.
7. Выбор метода оптимизации.
8. Составление алгоритма решения для ЭВМ.
9. Составление программы для ЭВМ и проведение оптимизации.

3. ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

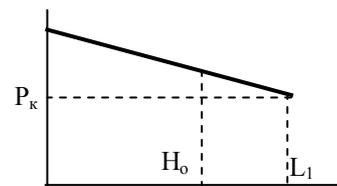
1. Определить оптимальное сечение каната при аварийном срыве с захватов бурового става. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки заторможен. Исходные данные: C – жесткость каната, m_c – масса бурового става, D_b – диаметр барабана лебедки, J_b – момент инерции барабана лебедки, J_d – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки
2. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины снизу вверх. Ударник перемещается сжатым воздухом, давление которого не меняется в процессе движения и равно P_0 , а усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , переключается подача сжатого воздуха в другую камеру, под действием которого происходит торможение ударника.
3. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины

сверху вниз. Поршень перемещается сжатым воздухом, давление которого не меняется в процессе движения и равно P_0 , а усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = C_v \cdot V^2$, где C_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , перекрывается выхлопное окно и оставшаяся часть воздуха в нижней части камеры начинает тормозить ударник. Усилие торможения может быть определено по выражению $F_T = C_T \cdot X$, где C_T – коэффициент пропорциональности, X – ход ударника после перекрытия отверстия.

4. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины. Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в нижнюю часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . Усилие сопротивления в процессе движения определяется по выражению $F_c = C_v \cdot V^2$, где C_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать), а после прохождения расстояния L_2 , перекрывается выхлопное окно и в верхнюю часть цилиндра начинает поступать сжатый воздух под давлением P_0 , под действием которого и происходит торможение ударника.
5. Определить оптимальное сечение каната при аварийном срыве с захватов бурового става. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки заторможен. При движении бурового става усилие сопротивления $F_c = kV^2$, где v – скорость. Исходные данные: C – жесткость каната, m_c – масса бурового става, D_b – диаметр барабана лебедки, J_b – момент инерции барабана лебедки, J_d – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки, k – коэффициент для расчета усилия сопротивления
6. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины снизу вверх. Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в верхнюю часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент, V – текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать), а после прохождения расстояния L_2 , перекрывается выхлопное окно и в нижнюю часть цилиндра начинает поступать сжатый воздух под давлением P_0 , под действием которого и происходит торможение ударника.
7. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение горизонтальной скважины. Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в левую часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать), после прохождения расстояния L_2 , перекрывается выхлопное окно и в правую часть цилиндра начинает поступать сжатый воздух под давлением P_0 , под действием которого и происходит торможение поршня. Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v – коэффициент, V – текущее значение

скорости ударника.

8. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара ударника по крышке при холостом ходе. Бурение вертикальной скважины. Ударник перемещается сжатым воздухом, давление которого равномерно меняется в процессе движения от P_0 до P_k на расстоянии L_1 . Усилие сопротивления, действующее на поршень определяется по выражению $F_c = C \cdot V$, где C — коэффициент пропорциональности, V — скорость перемещения ударника, м/с.



Определить время перемещения поршня на расстояние H_0 .

Исходные данные:

P_0, P_k — давление сжатого воздуха вначале движения, и на расстоянии L_1 , Па; M — масса поршня, кг; D — диаметр поршня, м
 C — коэффициент пропорциональности

9. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой M , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Сопротивление при падении снаряда определяется по выражению $F_c = K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент пропорциональности, V — скорость перемещения, м/с.

При внедрении снаряда на него начинает действовать усилие сопротивления грунта, изменяющееся по закону $F_c = C_r \cdot H_{вн}$, где C_r — коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ — глубина погружения в породу,

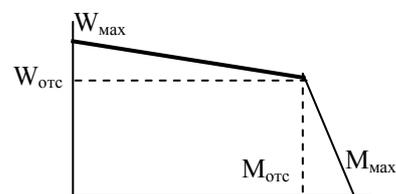
10. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой M , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Сопротивление при падении снаряда меняется по закону $F_c = aV^2$, где a — коэффициент пропорциональности, V — текущее значение скорости в процессе падения снаряда. При внедрении снаряда в породу, на него начинает действовать усилие сопротивления, изменяющееся по закону $F_c = C_r \cdot H_{вн}$, где C_r — коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ — глубина погружения в породу, м.

11. Определить оптимальное сечение каната при срыве с уступа ковша драглайна. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки заторможен. Исходные данные: C — общая жесткость каната стрелы драглайна, m_c — масса ковша, D_b — диаметр барабана лебедки, J_b — момент инерции барабана лебедки, J_d — момент инерции двигателя лебедки, U — передаточное отношение лебедки, η_m — КПД лебедки

12. Для проведения оптимизации по производительности определить время цикла лебедки при подъеме груза на высоту H_0

и опускании крюка на глубину H_0 .

Исходные данные: M, M_k — масса груза и крюка, кг;

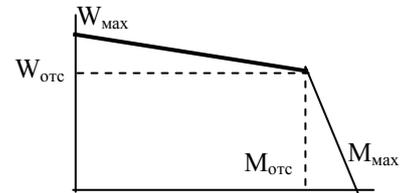


J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм^2 ;
 U — передаточное число редуктора, T_n — время погрузки, с.
 R_6 — радиус барабана, м; M_{\max} — максимальный момент на валу двигателя привода, Нм;
 $M_{\text{отс}}$ — момент отсечки на валу двигателя привода, Нм;
 W_{\max} — максимальная скорость вала двигателя, рад/с; $W_{\text{отс}}$ — скорость “отсечки вала двигателя, рад/с;

При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_{\max} .

13. Для проведения оптимизации по производительности определить время опускания груза лебедкой на глубину H_0 .

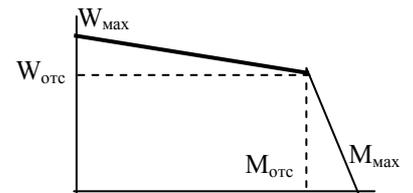
Исходные данные: M — масса груза, кг;
 J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм^2 ;
 U — передаточное число редуктора,
 R_6 — радиус барабана, м; M_{\max} — максимальный момент на валу двигателя привода, Нм;
 $M_{\text{отс}}$ — момент отсечки на валу двигателя привода, Нм;
 W_{\max} — максимальная скорость вала двигателя, рад/с;
 $W_{\text{отс}}$ — скорость “отсечки вала двигателя, рад/с;



При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_{\max} .

14. Определить время подъема груза лебедкой на высоту H_0 .

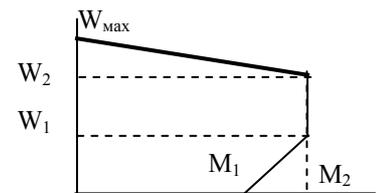
Исходные данные: M — масса груза, кг;
 J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм^2 ;
 i — передаточное число редуктора, R_6 — радиус барабана, м;
 M_{\max} — максимальный момент на валу двигателя привода, Нм; $M_{\text{отс}}$ — момент отсечки на валу двигателя привода, Нм;
 W_{\max} — максимальная скорость вала двигателя, рад/с;
 $W_{\text{отс}}$ — скорость “отсечки” вала двигателя, рад/с;



При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_{\max} .

15. Определить время опускания груза лебедкой на глубину L_0 .

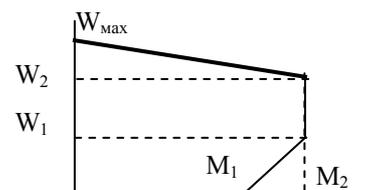
Исходные данные: M — масса груза, кг;
 J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм^2 ;
 U — передаточное число редуктора, R_6 — радиус барабана, м;
 M_1, M_2 — моменты на валу двигателя привода при скорости, Нм;
 W_1, W_2 — скорости участков статической характеристики.



При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент M_2 .

16. Определить время подъема груза лебедкой на высоту H_0 .

Исходные данные: M — масса груза, кг; q — масса 1 м. каната.
 J_6, J_d — момент инерции барабана и двигателя, кгм^2 ;
 U — передаточное число редуктора, R_6 — радиус барабана, м;
 M_1, M_2 — моменты на валу двигателя привода
 W_1, W_2 — скорости участков статической характеристики рад/с;
 Учесть уменьшение длины каната при подъеме.



При торможении на барабан действует максимальный тормозной момент.

17. Определить оптимальный размер корпуса пневмоударника по условию исключения удара при холостом ходе ударника. Бурение горизонтальной скважины. Ударник перемещается сжатым воздухом, давление которого равномерно меняется по закону $P=P_0-k \cdot X$, где P_0 - давление в начале движения, k - коэффициент пропорциональности, X — перемещение поршня с начала движения. Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c=9.81 \cdot f \cdot M+a \cdot V$, где M - масса поршня, f - коэффициент трения, a - коэффициент пропорциональности, V - скорость перемещения поршня. После прохождения расстояния L_1 , перекрывается выхлопное окно, в камеру подается сжатый воздух под давлением P_0 , под действием этого давления и усилия сопротивления и происходит торможение.
18. Определить глубину внедрения коронки в породу при рабочем ходе поршня ударника при бурении вниз и время перемещения ударника при рабочем ходе. Поршень перемещается сжатым воздухом, давление которого постоянно и равно P_0 . Усилие сопротивления от сил трения определяется по выражению $F_c=F_{c0}+a \cdot V$, где F_{c0} - сопротивление, не зависящее от скорости, a - коэффициент пропорциональности, V - скорость перемещения поршня. После перемещения на расстояние L_1 , происходит удар по коронке. За счет сопротивления породы происходит торможение поршня. Усилие сопротивления породы определяется по выражению $F_p=C_g \cdot X$, где C_g - коэффициент сопротивления грунта, X - глубина погружения коронки
19. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой m , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Вначале буровой снаряд движется в воздухе (на расстоянии L_1), а затем в шлеме (смесь воды и буровой мелочи). Сопротивление при падении в шлеме определяется по выражению $F_c=K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент пропорциональности, V — скорость, м/с. При внедрении снаряда на него начинает действовать усилие сопротивления грунта, изменяющееся по закону $F_c = C_g \cdot H_{вн}$, где C_g — коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ — глубина погружения в породу, м.
20. Определить глубину погружения бурового снаряда в породу, которая требуется для оптимизации по производительности бурового станка. Буровой снаряд, массой m , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Каната в начале движения не препятствует падению. Сопротивление при падении снаряда определяется по выражению $F_c=K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент пропорциональности, V — скорость, м/с. На расстоянии ΔL от забоя натягивается канат и дальнейшее внедрение происходит при сжатии пружин амортизатора, при этом усилие в канате определяется по формуле $F_c=C_k \cdot X$, где C_k - коэффициент, X - расстояние, проходимое буровым снарядом после натяжения каната. При внедрении снаряда на него начинает действовать усилие сопротивления грунта, изменяющееся по закону $F_c = C_g \cdot H_{вн}$, где C_g — коэффициент пропорциональности, $H_{вн}$ — глубина погружения в породу, м.
21. Определить оптимальное сечение каната по условию выбора по максимальному усилию. Максимальное усилие определить при аварийном срыве буровой колонны с захватов. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки расторможен и может поворачиваться усилием в канате. При падении бурильной колонны

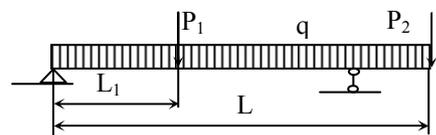
на нее действует сопротивление $F_c = F_{co} + k_v V^2$. где F_{co} – трение, не зависящее от скорости, k_v – коэффициент пропорциональности, V – скорость перемещения колонны. Исходные данные: C – жесткость каната, $m_{бк}$ – масса бурильной колонны, $D_б$ – диаметр барабана лебедки, $J_б$ – момент инерции барабана лебедки, $J_д$ – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки.

22. Определить оптимальное сечение каната по условию выбора по максимальному усилию. Максимальное усилие определить при аварийном срыве шахтной клетки с захватов. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки расторможен и может поворачиваться усилием в канате. При падении клетки срабатывают тормозные устройства, обеспечивающие усилие торможения $F_T = F_{co} + k_v V_2$. где F_{co} – усилие от трения, не зависящее от скорости, k_v – коэффициент пропорциональности,

V – скорость перемещения клетки.

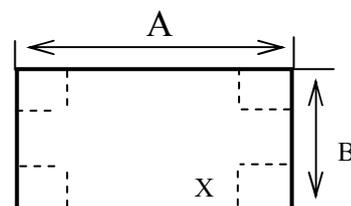
Исходные данные: C – жесткость каната, m_k – масса клетки, $D_б$ – диаметр барабана лебедки, $J_б$ – момент инерции барабана лебедки, $J_д$ – момент инерции двигателя лебедки, U – передаточное отношение лебедки, η_m – КПД лебедки. \

23. Определить оптимальное положение правой опоры балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой q и сосредоточенными силами P_1 и P_2 . Левая опора находится на конце балки.



24. Определить оптимальные размеры контейнера, изготавливаемого из стального листа заданного размера $A * B$ (с углов листа удаляются квадраты размером X , затем отгибаются боковые стороны контейнера и выполняются сварные швы).

Удаленные квадраты идут в отходы, стоимость сварного шва не учитывать.



ЛИТЕРАТУРА

1. Шестаков В.С. Оптимизация технических объектов: учебное пособие; Урал. гос. горный ун-т. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016 – 238 с..

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к практическим занятиям по дисциплине

Б1.О.27 ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: очная, заочная

Год набора: **2022**

Автор: Шестаков В.С., канд. техн. наук, профессор

Одобрены на заседании кафедры

Горных машин и комплексов
(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Лагунова Ю. А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 02.09.2021

(Дата)

Рассмотрены методической комиссией
факультета

Горно-механического
(название факультета)

Председатель

(подпись)

Осипов П. А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
2. Задания к практическим занятиям	4
3. Порядок выполнения работы	4
4. ПРИМЕРЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ	5
4.1. Практическое занятие № 1	5
Освоение набора кода программы и отладку	5
4.2. Практическое занятие № 2.	9
4.3. Практическое занятие № 3.	15
<i>End Sub</i>	1
Литература	20

ВВЕДЕНИЕ

Трудоемкость дисциплины (модуля): 4 з.е. 144 часов, из которых при дневной форме обучения 32 часа отводится на практическое освоение.

Цель практических занятий: приобретение практических навыков применения компьютерных технологий для расчета параметров горных машин и оборудования и моделирования технологических процессов.

Компетенции, формируемые в процессе изучения дисциплины:

Общепрофессиональные:

- владение достаточными для профессиональной деятельности навыками работы с персональным компьютером (ОПК-2);

Профессиональные:

в проектно-конструкторской деятельности:

- способность обеспечивать технологичность изделий и оптимальность процессов их изготовления, умение контролировать соблюдение технологической дисциплины при изготовлении изделий (ПК-10);

Профессиональные, устанавливаемые вузом:

- способность осуществлять математическое моделирование технологических процессов и технологических машин и оборудования (ПКД-2);

- умение проводить математическую обработку экспериментальных данных, умение применять теорию вероятностей и математическую статистику (ПКД-3).

Результат изучения дисциплины: «Оптимизация технических объектов»

Знать:

- функциональные возможности компьютерных программ, используемых для профессиональной деятельности при оптимизации объектов;

- требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;

- методы математического моделирование технологических процессов и технологических машин и оборудования;

- методы математической обработки экспериментальных данных, теорию вероятностей и математическую статистику для получения целевых функций;

Уметь:

- применять современные образовательные и информационные технологии для приобретения новых знаний при оптимизации объектов;

- реализовывать в проектах требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;

- применять методы математического моделирование технологических процессов и технологических машин и оборудования;

- применять методы математической обработки экспериментальных данных, теории вероятности и математической статистики для получения уравнений регрессии для использования их в целевых функциях;

Владеть:

- навыками работы на персональном компьютере при оптимизации объектов;

- навыками реализации в проектах требования к технологичности изделий и оптимальности процессов их изготовления;

- навыками математического моделирование технологических процессов и технологических машин и оборудования;

- приемами математической обработки экспериментальных данных, использования теории вероятности и математической статистики для получения уравнений регрессии для использования их в целевых функциях.

2. ЗАДАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

Занятие 1-2. Изучение проведения расчетов на алгоритмическом языке Visual Basic на примерах простейших программ.

Занятие 3. Решение задачи «Определение продолжительности разгона поршня-ударника на расстоянии L_0 и скорости в конце разгона

Занятие 4. Решение задачи «Определение продолжительности торможения поршня-ударника со скорости V_0

Занятие 5. Разработка имитационной модели рабочего процесса погружного пневмоударника.

Занятие 6-7. Разработка имитационной модели рабочего процесса подъема груза лебедкой на высоту H_0 .

Занятие 8. Разработка имитационной модели рабочего цикла лебедки при подъеме груза лебедкой на высоту H_0 и опускании порожнего крюка.

Занятие 9-10. Решение задачи определения максимального усилия в канате лебедки при выборе слабины.

Занятие 11. Решение задачи определения коэффициента загрузки привода лебедки за рабочий цикл.

Занятие 12. Составление программы для ЭВМ для метода одномерной оптимизации поиска оптимального значения аргумента для функции в виде квадратичного уравнения.

Занятие 13. Решение задачи определения оптимального положения опоры мачты бурового станка.

Занятие 14. Разработка программы для ЭВМ, включающей готовые модули, реализующих алгоритмы методов многомерной поисковой оптимизации, и поиска оптимальных значений аргументов функций.

Занятие 15-16. Решение задачи определения оптимального передаточного отношения лебедки

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Примеры выполнения заданий рассмотрены в [1, 2].

Задания выполняются в следующей последовательности:

Решение задач расчета длительности операций можно проводить в следующей последовательности:

1. формулировка задачи;
2. анализ задачи и составление расчетной схемы;
3. математическое описание в дифференциальной форме;
4. преобразование выражений в численную форму для решения на ЭВМ;
5. разработка вычислительного алгоритма;
6. разработка программы для ЭВМ;
7. набор программы на ЭВМ и ее отладка;
8. выполнение расчетов и анализ полученных результатов.

Содержание указанных этапов определяется конкретной задачей.

Отчетность по работе: пункты 1-5 оформляются в рукописном виде на бумаге, пункты 6-8 представляются при защите работы на компьютере.

4. ПРИМЕРЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

4.1. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1

ОСВОЕНИЕ НАБОРА КОДА ПРОГРАММЫ И ОТЛАДКУ

Подготовка к занятию.

1. Изучить лекцию 2.
2. Изучить пример 1. Расчет площади прямоугольника (приведен ниже)

Вопросы для зачета по практической работе

1. Порядок вычисления формул
2. Математические функции используемые в VBA
3. Из каких соображений определено количество подпрограмм в разработанной программе?
4. Поясните работу каждой программной единицы.
5. Как обеспечивается передача данных с листа ввода данных в программный модуль?
6. Как обеспечивается вывод результатов расчета на лист?
7. Пояснить назначение строк программы.
8. Как выполнить набор программы?
9. Как выполнить отладку программы?
10. Как организовать независимость расположения ячеек с исходными данными от кода программы?
11. Как расположить элементы управления на листе Excel

Указания к выполнению

Задание выполняется одно по примеру, вариант задания – порядковый номер студента в ведомости.

Цель: освоение приемов работы в среде Excel при решении инженерных задач с применением языка программирования Visual Basic

Порядок выполнения работы.

При первом наборе задачи в Microsoft Excel проделать пункты настройки по приложению (приведено ниже)

1. Изучите выданную задачу.
2. Выполните математическое описание.
3. Разработайте алгоритм.
4. Разработайте программу для ЭВМ.
5. Выполните набор программы на ЭВМ и ее отладку.
6. Установите кнопку для запуска программы.
7. Выполните расчет.

Задания к практическому занятию 1

1. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета площади окружности. Расчет провести с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Для проведения расчета на листе расположить кнопку.
2. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета площади треугольника. Расчет провести с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Для проведения расчета на листе расположить кнопку.
3. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета формулы $y = \frac{A + \sqrt[3]{B}}{C + D}$. Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Сравнить результаты. На лист Excel переписать условие задачи. Для проведения расчета на листе расположить кнопку. Установить защиту листа от изменения ячеек с обеспечением возможности изменения значений x, y, z.
4. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета формулы $y = A * x^{2.5}$. Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использо-

$$a = \frac{y^{x+1}}{\sqrt[3]{|y-2|+3}} + \frac{x+y/2}{2|x+y|}, b = (x+1)^{-1/\sin z}, \text{ при } x=1,625, y=-15,4, z=0,252$$

Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Сравнить результаты. На лист Excel переписать условие задачи. Для проведения расчета на листе расположить кнопку. Установить защиту листа от изменения ячеек с обеспечением возможности изменения значений x, y, z .

13. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета формул

$$a = \frac{x^{y+1} + e^{y-1}}{1+x|y-\operatorname{tg}z|}, b = 1 + |y-x| + \frac{|y-x|^2}{2} + \frac{|y-x|^3}{3}, \text{ при } x=0,244, y=0,869, z=-0,166$$

Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Сравнить результаты. На лист Excel переписать условие задачи. Для проведения расчета на листе расположить кнопку. Установить защиту листа от изменения ячеек с обеспечением возможности изменения значений x, y, z .

14. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета формул

$$a = \frac{2\cos(x-\pi/6)}{\frac{1}{2} + \sin^2 y}, b = 1 + \frac{z^2}{3+z^2/5}, \text{ при } x=1.426, y=-1.220, z=3.5$$

Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Сравнить результаты. На лист Excel переписать условие задачи. Для проведения расчета на листе расположить кнопку. Установить защиту листа от изменения ячеек с обеспечением возможности изменения значений x, y, z .

15. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета формул

$$a = \frac{\sqrt[3]{8+|x-y|^2+1}}{x^2+y^2+2}, b = e^{|x-y|} (\operatorname{tg}^2 z + 1)^x, \text{ при } x=-4.500, y=0.750, z=0.845$$

Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Сравнить результаты. На лист Excel переписать условие задачи. Для проведения расчета на листе расположить кнопку. Установить защиту листа от изменения ячеек с обеспечением возможности изменения значений x, y, z .

16. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета формул

$$a = |\cos x + \cos y|^{1+2\sin^2 y}, b = 1 + z + \frac{z^2}{2} + \frac{z^3}{3} + \frac{z^4}{4}, \text{ при } x=0.400, y=-0.875, z=-0.475$$

Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Сравнить результаты. На лист Excel переписать условие задачи. Для проведения расчета на листе расположить кнопку. Установить защиту листа от изменения ячеек с обеспечением возможности изменения значений x, y, z .

17. На листе Excel сформировать таблицу для ввода исходных данных и вывода результата расчета формул

$$a = \ln \left(y^{-\sqrt{|x|}} \right) \left(x - \frac{y}{2} \right), b = \sin^2 \operatorname{arctg} z, \text{ при } x=-15.246, y=4.642, z=20.001$$

Расчет провести средствами Excel и с помощью VBA с обязательным использованием подпрограмм и передачей данных через аргументы. Сравнить результаты. На лист Excel переписать условие задачи. Для проведения расчета на листе расположить кнопку. Установить защиту листа от изменения ячеек с обеспечением возможности изменения значений x, y, z .

Пример задачи 1. Расчета площади прямоугольника

Последовательность действий будет следующей.

1. **На листе «Лист1»** располагаем вводные данные и готовим место для вывода результатов:

- увеличиваем ширину столбца А – навести курсор на линию между А и В, нажать левую кнопку мыши и потянуть;
- объединяем в первой строке ячейки А1 и В1 – выделить мышью эти ячейки и щелкнуть по кнопке

- «Объединить и поместить в центре» на панели «Форматирование»;
- вводим обозначение параметров и размеры сторон в виде

	A	B
1	Вычисление площади прямоугольника	
2	Ширина прямоугольника, м	4
3	Длина прямоугольника, м	10
4	Площадь, м ²	

2. Вызываем на экран панель *Visual Basic* (если она отсутствует):

- курсор мыши на любую из имеющихся панелей;
- щелчок правой кнопкой, щелчок по *Visual Basic* (на экран выведется панель рис. 1).



Рис. 1.

3. Записываем заготовку для основной подпрограммы:

- щелчок по кнопке «Запись макроса» на панели *Visual Basic*;
- вписываем название основной процедуры «Прямоугольник» в окно «Имя макроса», щелчок по «OK» (рис. 2);

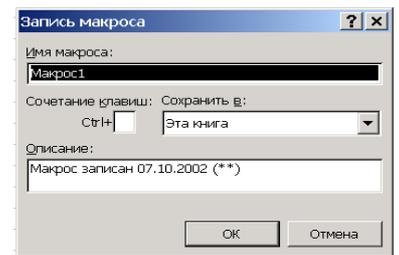
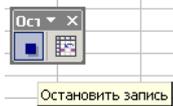


Рис. 2. Окно записи макроса

4. Переходим в окно редактора *Visual Basic*:

- щелчок по кнопке «Редактор» на панели *Visual Basic* – на экране должно появиться окно, показанное на рис. 4;
- если на экране отсутствует окно проекта, то его необходимо открыть *View*→*Project Explorer* (Вид→Окно проекта);
- щелчок по папке «Модули» (*Modules*);
- двойной щелчок по «Модуль1» (*Module1*).

5. Выполняем набор с клавиатуры кода программы (в отдельные подпрограммы выделен ввод данных и расчет, процедура «Прямоугольник» использована как общая для вызова остальных процедур, передача данных выполнена через аргументы).

```
Option Explicit
Sub Прямоугольник()
    Dim A, B
    Call Ввод(A, B)
    Call Расчет(A, B)
End Sub
Sub Ввод (A, B)
    A = Worksheets("Лист1").Range("B2")
    B = Worksheets("Лист1").Range("B3")
End Sub
Sub Расчет(A, B)
    Dim S
    S = A * B
    Worksheets("Лист1").Range("B4") = S
End Sub
```

При наборе необходимо освоить копирование строк:

- текстовый курсор (вертикальная мигающая черточка) навести на начало копируемой строки клавишами с изображением стрелок или щелчком мыши;
- нажать Shift и не отпуская ее выделить нужный участок (если не всю строку то нажатиями на клавишу с стрелкой → на клавиатуре, если одну строку, то нажать клавишу End, если несколь-

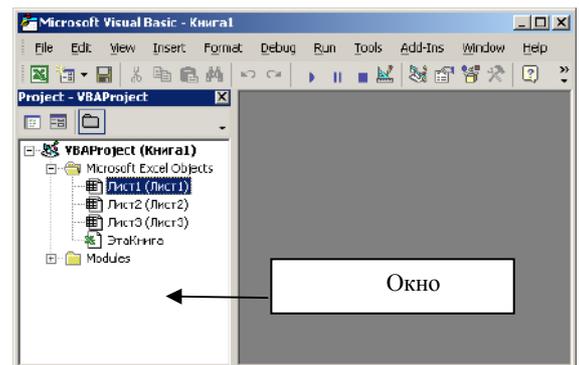


Рис. 4.

ко строк, то клавишей со стрелкой ↓) – выделенный участок выделится темным цветом;

- отпустить Shift;
- нажать Cntr и не отпуская клавишу Insert;
- навести текстовый курсор на место, куда должна быть скопирован фрагмент;
- нажать Shift и не отпуская клавишу Insert.



Рис. 5

6. Выполняем отладку программы:

- компиляция - *Debug*→*Compile VBAProject* (Отладка→Компиляция) – при обнаружении ошибок появится соответствующее сообщение,
 - при обнаружении не определенной переменной появится сообщение (рис.5), неизвестная переменная выделится синим цветом;
 - при отсутствии вызываемой процедуры сообщение по рис. 6;
- пошаговое выполнение – наводим курсор на основную программу (на строку *Sub Прямоугольник*), нажатиями кнопки F8 на клавиатуре прогоняем желтую полосу по всем строкам программы. После завершения отладки на листе *Excel* в ячейке "B4" должно появиться значение 40. При проверке процедуры «Ввод» после прохождения строки V=..., но еще до выхода из этой процедуры, т.е. полоса на *End Sub*, проверяем получаемые с листа *Excel* значения (наводим и задерживаем курсор на «A» - должно появиться желтое поле со значением A). При проверке процедуры «Расчет» аналогично проверяем, передаются ли значения переменных между подпрограммами.

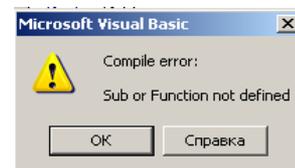


Рис. 6

7. Устанавливаем кнопку управления для запуска программы:

- переходим из редактора на лист *Excel* (можно щелкнуть по значку *Microsoft Excel* строки задач *Windows*);
- вызываем на экран панель «Формы» (курсор на любую панель инструментов, щелчок правой кнопки мыши, щелчок левой кнопкой по строке «Формы»);
- щелчок по изображению кнопки на панели «Формы»;
- щелчок по свободному месту листа;
- в окне «Назначить макрос объекту» щелчок по наименованию «Прямоугольник»;
- щелчок по кнопке «OK»;
- щелчок по полю внутри кнопки, удаляем «Кнопка1» и набираем слово «Расчет»;
- щелчок по листу *Excel* вне кнопки – должны исчезнуть маркеры вокруг кнопки.

8. Проверяем работу программы:

- наводим курсор на ячейку «B2» и с клавиатуры вводим 6, нажимаем “Enter”;
- щелчок по установленной кнопке «Расчет» - в ячейке «B4» должно появиться 60.

9. Сохраняем программу – обязательно выбрать тип «С поддержкой макросов»

4.2. ПРАКТИЧЕСКОЕ занятие № 2.

ОСВОЕНИЕ ПРОГРАММИРОВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ АЛГОРИТМОВ

Подготовка к занятию.

3. Изучить лекцию 2.
4. Изучить пример 2. Программа расчета синусоиды (приведен ниже)

Вопросы для зачета по практической работе

12. Порядок составления алгоритма
13. Приведите операторы для организации циклов
14. Приведите операторы ветвления
15. Из каких соображений определено количество подпрограмм в разработанной программе?
16. Поясните работу каждой программной единицы.
17. Как обеспечивается передача данных с листа ввода данных в программный модуль?

18. Как обеспечивается вывод результатов расчета на лист в табличной форме?
19. Пояснить назначение строк программы.
20. Как выполнить набор программы?
21. Как выполнить отладку программы?
22. Как организовать независимость расположения ячеек с исходными данными от кода программы?
23. Как расположить элементы управления на листе Excel

Указания к выполнению

Задание выполняется одно по примеру, вариант задания – порядковый номер студента в ведомости.

Цель: освоение приемов работы в среде Excel при решении инженерных задач с применением языка программирования Visual Basic

Порядок выполнения работы.

8. Изучите выданную задачу.
9. Выполните математическое описание.
10. Разработайте алгоритм.
11. Разработайте программу для ЭВМ.
12. Выполните набор программы на ЭВМ и ее отладку.
13. Установите кнопку для запуска программы.
14. Выполните расчет.

Задания к практическому занятию 2

Задание 2.1

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \cdot x, \text{ при } x < X_1$$

$$Y=C+D \cdot x^2, \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F/x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, вывода на лист Excel таблицы результатов при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, а также минимального и максимального значений функции и соответствующих значений аргументов. Мастером диаграмм построить график зависимости $Y=f(x)$

Задание 2.2

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \sin(x), \text{ при } x < X_1$$

$$Y=C+D \cos(x), \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F \cdot x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, вывода на лист Excel таблицы результатов при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, а также минимального и максимального значений функции и соответствующих значений аргументов. Мастером диаграмм построить график зависимости $Y=f(x)$

Задание 2.3

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \cdot x-C \cdot X^3-D \cdot \cos(x)$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, вывода на лист Excel таблицы результатов при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, найти корень уравнения. Мастером диаграмм построить график зависимости $Y=f(x)$

Задание 2.4

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \cdot x-C \cdot x^2-D \cdot \sin(x)$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, заполнения таблицы результатов при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, поиска корня уравнения. Мастером диаграмм построить график зависимости $Y=f(x)$

Задание 2.5

Функция задается выражениями

$$Y=A+B/x, \text{ при } x < X_1$$

$$Y=C+D \cdot x^2, \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F \cdot x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, заполнения таблицы при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, поиска корня уравнения. Мастером диаграмм построить график зависимости $Y=f(x)$

Задание 2.6

Функция задается выражениями

$$Y=A+B/x, \text{ при } x < X_1$$

$$Y=C+D \cdot x^2, \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F \cdot x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу. Рассчитать значение функции при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} с шагом Δx . Вывести на лист Excel в таблицу результатов каждого 10 рассчитанного значения функции и соответствующего значения аргумента. Мастером диаграмм построить график зависимости $Y=f(x)$

Задание 2.7

Функция задается выражениями

$$Y=A+B/x, \text{ при } x < X_1$$

$$Y=C+D \cdot x^2, \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F \cdot x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу. Рассчитать значение функции при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} с шагом Δx . Вывести на лист Excel в таблицу результатов по 10 строк рассчитанных значения функции и соответствующих значений аргументов (количество вычислений на каждом участке должно быть во много раз больше 10). Мастером диаграмм построить график зависимости $Y=f(x)$

Задание 2.8

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \cdot x, \text{ при } x < X_1$$

$$Y=C+D \cdot x^2, \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F/x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции и построения графика отрезками из программы при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз

Задание 2.9

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \sin(x), \text{ при } X < X_1$$

$$Y=C+D \cos(x), \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F \cdot x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции и построения графика отрезками из программы при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз

Задание 2.10

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \cdot x - C \cdot x^3 - D \cdot \cos(x)$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, построения графика отрезками из программы при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, для графика вывести сетку и проградуировать ее.

Задание 2.11

Функция задается выражениями

$$Y=A+B \cdot x - C \cdot x^2 \cdot D \cdot \sin(x)$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, построения графика отрезками из программы при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, поиска корня уравнения

Задание 2.12

Функция задается выражениями

$$Y=A+B/x, \text{ при } X < X_1$$

$$Y=C+D \cdot x^2, \text{ при } X_1 \leq x < X_2$$

$$Y=E+F \cdot x, \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, построения графика отрезками из программы при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз, поиска корня уравнения.

Задание 2.13

Функция задается выражениями

$$Y=\text{Acos}(x), \text{ при } x < X_1$$

$$Y=C\text{sin}(x), \text{ при } X_2 \leq x$$

Составить алгоритм и программу для расчета функции, построения графика отрезками из программы при изменении аргумента от X_{\min} до X_{\max} N раз

ПРИМЕР 2. ПРОГРАММА ПОВТОРЯЮЩИХСЯ ВЫЧИСЛЕНИЙ С ВЫВОДОМ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Рассмотрим также очень простую программу вычисления данных для построения синусои-ды. При использовании *Excel* график может быть построен мастером диаграмм, но при этом по-требуется таблица данных в виде двух столбцов – аргумента x и функции $y=\text{sin}(x)$.

Анализ задачи. Для проведения вычислений на листе *Excel* должны располагаться исход-ные данные и на этот же лист в виде таблицы должны быть выведены результаты. При вычисле-нии таблицы необходимо организовать изменение аргумента (угла) N раз от минимального значе-ния x_{\min} до максимального значения x_{\max} и для каждого значения аргумента вычислить $y=\text{sin}(x)$. В алгоритмических языках повторяющиеся вычисления принято заключать в цикл. При этом не тре-буется N раз набирать формулы, кроме того, при использовании циклов программа приобретает универсальность. Какое значение N введет пользователь, столько раз и повторится цикл.

Форма ввода-вывода.

Чистый лист *Excel* переименовываем: курсор мыши на ярлычок листа, щелчок правой кноп-кой, переименовать, набрать с клавиатуры Синусоида.

По подобию примера оформляем лист и вводим исходные данные.

Разработка алгоритма расчета. Эта задача сложнее рассмотренной первой простейшей за-дачи, но и она опытным программистом может быть решена без предварительного составления алгоритма. Целью учебных занятий является обучение программированию и составлению алго-ритмов, так как для решения более сложных задач обязательно потребуется умение составлять ал-горитмы. Рассмотрим два варианта создания алгоритма: словесно-пошаговую (текстовую) и блок-схему.

1 вариант.

Ввести: N – количество вычислений, x_{\min} x_{\max} минимальное и максимальное значение аргу-мента, ввод в градусах.

Вычислить шаг изменения переменной: $dx=(x_{\max} - x_{\min})/N$

Организовать повторение выполнения строк вычислений функции и вывода результатов при изменении аргумента от минимального до максимального с шагом dx N раз. После каждого вы-числения выводить в таблицу значения x и y .

2 вариант.

В этой задаче можно выделить подпрограммы ввода, расчета и вывода. Кроме того, для вы-зова этих подпрограмм должна быть еще одна подпрограмма. Таким образом, программа будет состоять их четырех подпрограмм. Передача данные между подпрограммами будет выполнена через аргументы.

Алгоритм будем составлять только для подпрограммы расчета, так подпрограммы ввода и вывода очень просты и не требуют составления алгоритма. На рисунке представлено два варианта алгоритма. На рис. 1, а цикл организован при изменении параметра цикла i N раз, но при такой организации цикла потребуются в подпрограмме использовать две дополнительные строки $x = x_{\min}$ и $x = x + dx$. В варианте по рис. 1, б задание начального значения и изменения аргумента выполняется в операторе цикла, поэтому дополнительных строк не нужно. При вычислении синуса в скобках выполнено деление на 57.3 чтобы перевести градусы в радианы (функции sin, cos и др. на ал-

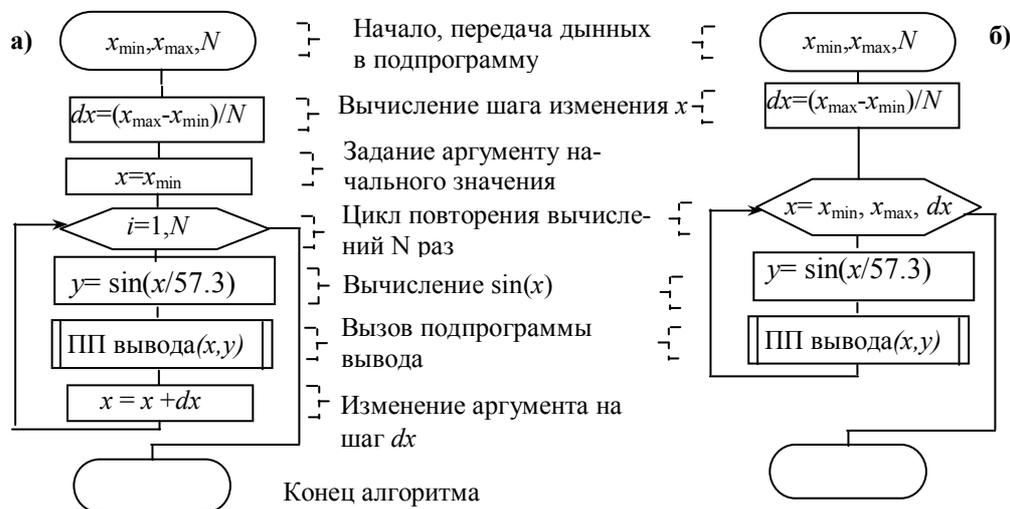


Рис. 1. Алгоритмы расчета с вычислением аргумента: а - отдельными операторами, б – алгоритмических языках берутся от аргумента в радианах).

Разработка программы. Подпрограмму ввода оформляем аналогично предыдущему примеру. Подпрограмма расчета оформляется по составленному алгоритму по рис. 1, б.

Таблица 1. Соответствие блоков алгоритма строкам подпрограммы расчета

Блок алгоритма	Строки программы
	Sub Расчет(Xmin, Xmax, N).
$dx = (x_{\max} - x_{\min}) / N$	$dx = (Xmax - Xmin) / N.$
$x = x_{\min}, x_{\max}, dx$	For x = Xmin To Xmax Step dx Next x
$y = \sin(x/57.3)$	$y = \sin(x / 57.3)$
ПП вывода(x, y)	Call Вывод(x, y, i)
	End Sub

Таблица 2. Назначение дополнительных строк и переменных подпрограммы расчета

i	Переменная для указания текущей строки таблицы при выводе данных
Dim dx, x, y, i	Описание переменных, тех, которые не передаются через аргументы заголовка подпрограммы
$i=8$	Указание номера первой строки листа Excel, в которую будут выводиться результаты расчета. На листе примера первые 7 строк занято под исходные данные и заголовок, пустая для вывода 8 стр.

Подпрограмм вывода. Для вывода в таблицу должен быть использован адрес с использованием указания ячейки с помощью Cells. В скобках указывается на первом месте номер строки, а на втором номер столбца числом, а не именем столбца, т.е. вместо А используется цифра 1, вместо В – цифра 2 и т.д. Чтобы обеспечить заполнение таблицы результатов необходимо обеспечить изменение номера строки листа Excel для вывода очередной строки данных результатов. Поэтому для номера строки в адресе Cells должна быть использована вычисляемая переменная. Изменение строки на единицу выполняется строчкой $i=i+1$. В подпрограмме расчета использованы для хранения результатов переменные, а не массивы, поэтому вывод результатов должен быть осуществлен в процессе выполнения цикла расчета. Исходя из этого, строка вызова подпрограммы вывода включена в цикл после расчета функции. Задание начальной строки вывода $i=8$ выполнено в подпрограмме расчета до цикла, внутрь цикла или в подпрограмму вывода эту строку вводить

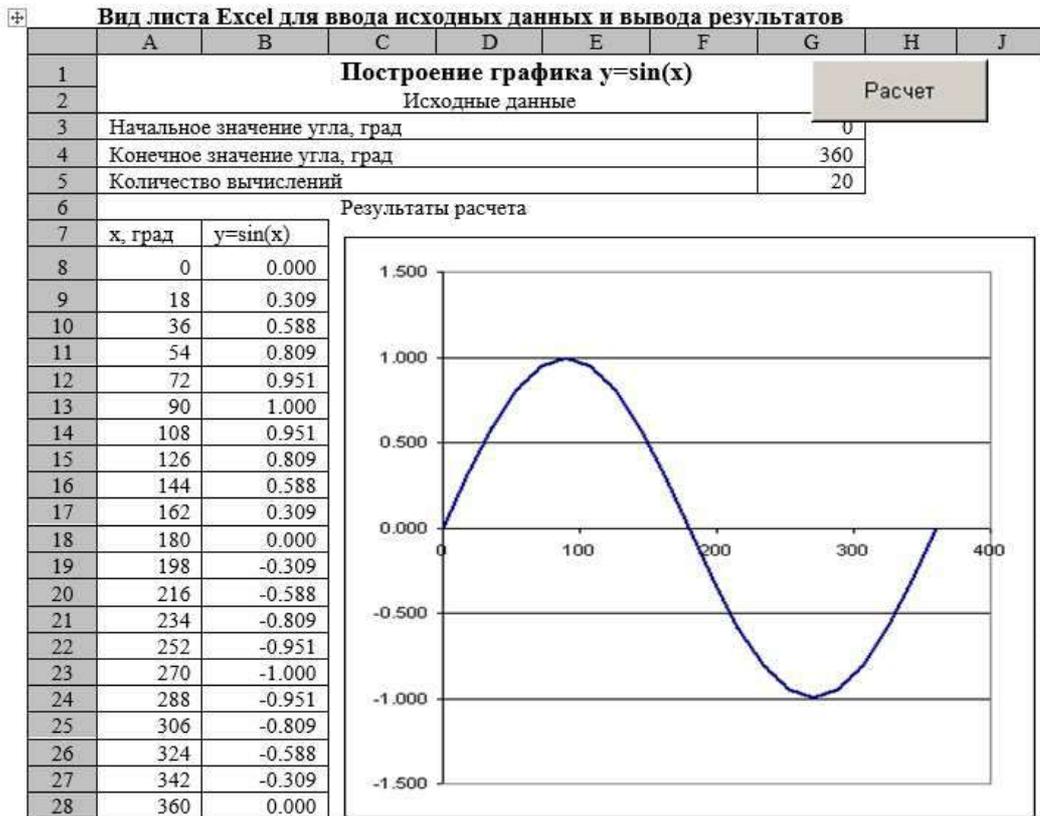
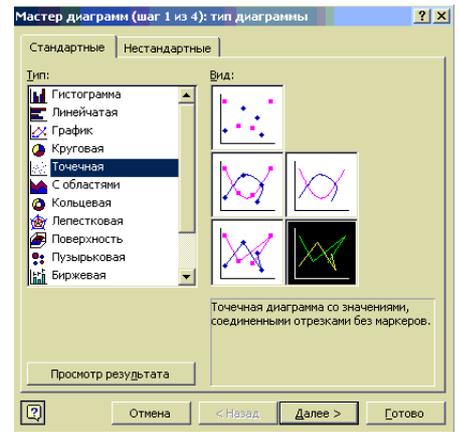
нельзя, так как после перевода строки оператором $i=i+1$ строкой $i=8$, при расположении ее в цикле или в подпрограмме вывода будет происходить возврат вывода снова в 8-ю строку.

Программа расчета данных для построения синусоиды:

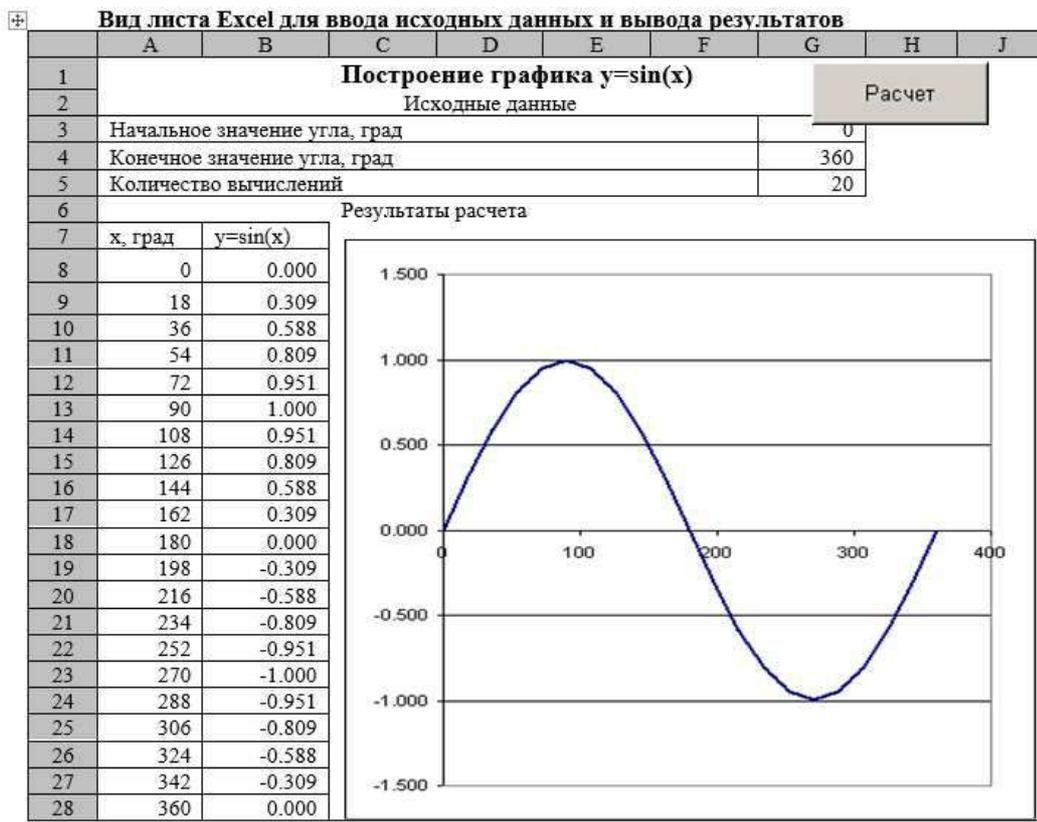
```
Option Explicit
Sub Синусоида()
  Dim Xmin, Xmax, N
  Call Ввод(Xmin, Xmax, N)
  Call Расчет(Xmin, Xmax, N)
End Sub

Sub Ввод(Xmin, Xmax, N)
  Xmin = Worksheets("Синусоида").Range("G3")
  Xmax = Worksheets("Синусоида").Range("G4")
  N = Worksheets("Синусоида").Range("G5")
End Sub

Sub Расчет(Xmin, Xmax, N)
  Dim dx, x, y, i
  i = 8
  dx = (Xmax - Xmin) / N
  For x = Xmin To Xmax Step dx
    y = Sin(x / 57.3)
  
```



ему при-
зведена
графика,
выдели-
нных для
перемес-
ками без



4.3. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ РАСЧЕТА ДЛИТЕЛЬНОСТИ ЦИКЛА

Задания

3.1. Определить скорость в начале внедрения бурового снаряда в породу. Буровой снаряд, массой m , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Сопротивление при падении снаряда определяется по выражению $F_c=K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент пропорциональности, V — скорость перемещения, м/с

3.2. Определить скорость в начале внедрения бурового снаряда в породу. Буровой снаряд, массой m , падает под собственным весом с высоты H_0 и в конце хода наносит удар по забою скважины. Сопротивление при падении снаряда до глубины H_1 определяется по выражению $F_c=K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент пропорциональности, V — скорость перемещения, м/с, а ниже глубины H_1 добавляется усилие сопротивления шлама (взвесь буровой мелочи в воде) по выражению $F_{\text{сш}}=k_1+k_2 \cdot x$, где x — расстояние от поверхности шлама, k_1, k_2 — известные коэффициенты

3.3. Определить скорость ударника при движении его в нижнее положение на расстояние L_2 и время перемещения. Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в верхнюю часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c=K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент, V — текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать)

3.4. Определить скорость ударника при движении его в верхнее положение на расстояние L_2 и время перемещения. Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в верхнюю часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . Усилие сопротивления определяется по выражению $F_c=K_v \cdot V^2$, где K_v — коэффициент, V — текущее значение скорости ударника. После прохождения расстояния L_1 , цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать)

3.5. Определить скорость и время перемещения ударника при горизонтальном движении на расстоянии L_2 . Ударник перемещается сжатым воздухом, подаваемым в левую часть цилиндра. Давление воздуха не меняется в процессе движения и равно P_0 . После прохождения расстояния L_1 ,

цилиндр отключается от магистрали (сжатый воздух перестает действовать).

3.6. Определить скорость при аварийном срыве с захватов бурового става в конце выбора слабины. Перед срывом имелась слабина каната ΔL . Барабан лебедки расторможен. При падении на буровой став действует усилие сопротивления, изменяющегося по выражению $F_c = k_1 + k_2 v^2$ (k_1, k_2 – известные коэффициенты, v – текущее значение скорости).

Указания к выполнению

Задание выполняется одно по примеру, вариант задания – порядковый номер студента в ведомости.

Цель работы: освоение приемов работы в среде Excel при решении инженерных задач с применением языка программирования Visual Basic

Порядок выполнения работы.

15. Изучите формулировку выданной для выполнения задачи.
16. Выполните анализ задачи и составьте расчетную схему.
17. Выполните математическое описание в дифференциальной форме.
18. Выполните преобразование выражений в численную форму для решения на ЭВМ.
19. Разработайте вычислительный алгоритм.
20. Разработайте программу для ЭВМ.
21. Выполните набор программы на ЭВМ и ее отладку.
22. Выполните расчет и анализ полученных результатов.

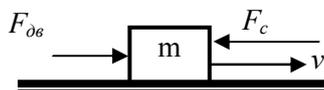


Рис. 1. Расчетная схема

Пример выполнения занятия

Формулировка задачи. Определить время перемещения на расстояние L_0 поршня-ударника массой m под действием постоянного движущего усилия $F_{дв}$ и усилия сопротивления F_c . Ударник перемещается горизонтально.

Анализ задачи. В процессе решения задачи необходимо определять:

- текущее значение пути перемещения, чтобы его использовать в алгоритме для сравнения с заданным расстоянием;
- текущее значение скорости, для использования при расчете пути перемещения;
- время перемещения.

Расчетная схема механической системы показана на рис. 1. Практически все механизмы горных машин имеют одну степень свободы – обеспечивают или вращение рабочего органа вокруг его оси, или перемещение рабочего органа вдоль определенной линии. Поэтому для расчета текущего значения скорости перемещения может быть использовано соответствующее уравнение движения.

Математическое описание.

Для механизмов поступательного движения с неизменной массой уравнение движения $F_{дв} - F_c = m \cdot \frac{dv}{dt}$, (1)

где $F_{дв}$, F_c – движущее усилие и усилие сопротивления, действующие на ударник, m – масса, dv/dt – ускорение движения, v – скорость.

Движущее усилие определится по давлению сжатого воздуха и площади $F_{дв} = P \cdot S$

Из выражения (1) может быть определена скорость. Для расчета пути перемещения X можно применить выражение, реализующее определение скорости (скорость – это первая производная пути по времени) $v = \frac{dX}{dt}$. (2)

Преобразование в численную форму.

Выражения (1)-(2) не могут быть использованы в программе непосредственно в дифференциальном виде. Они должны быть переведены в численную форму. Для преобразования применяют численные методы, наиболее простым из которых является метод Эйлера.

Суть метода Эйлера заключается в замене: $\frac{dv}{dt} \rightarrow (v_{i+1} - v_i)/\Delta t$; $\frac{dx}{dt} \rightarrow (x_{i+1} - x_i)/\Delta t$,

где v_{i+1} , v_i – последующее и предыдущее значение скорости, определенные через шаг интегрирования Δt ; x_{i+1} , x_i – последующее и предыдущее значение пути перемещения ударника, определенные через шаг интегрирования Δt .

При такой замене выражение (1) примет вид: $F_{дв} - F_c = m \cdot (v_{i+1} - v_i)/\Delta t$.

В этом выражении неизвестными являются v_{i+1} , v_i . Для решения подобных выражений необходимо применять начальные условия. В начале движения скорость равна нулю $v_i = 0$, и в выражении остается только одна неизвестная. Таким образом, последующее значение скорости можно вычислить через предыдущее $v_{i+1} = v_i + (F_{дв} - F_c) \cdot \Delta t / m$; (1')

Для расчета перемещения, после соответствующей подстановки, получим $x_{i+1} = x_i + v_{i+1} \cdot \Delta t$. (2')

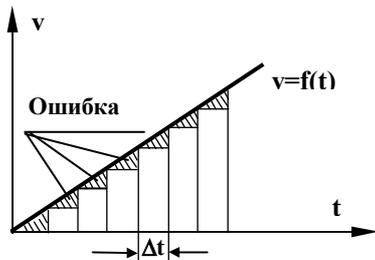


Рис. 2. Иллюстрация метода Эйлера

Время перемещения определяется суммированием Δt до тех пор, пока условие выполняется $T_{i+1} = T_i + \Delta t$. (3)

При решении на ЭВМ индексы в выражениях можно опустить и при этом не произойдет искажения смысла – определение последующего значения переменной по предыдущему значению. Графически метод Эйлера хорошо иллюстрируется на примере определения пути перемещения через график скорости (рис. 2). Из курса физики и теоретической механики известно, что путь это интеграл от скорости, а при графическом представлении – это площадь под линией интегрируемой функции. По выражению (2') выполняется суммирование прямоугольников, а заштрихованные треугольники показывают ошибку использования метода Эйлера для интегрирования. Рис. 2 показывает, что ошибка зависит от

шага интегрирования Δt , при уменьшении шага ошибка уменьшается. Для повышения точности расчетов желательно уменьшить шаг интегрирования, но при этом одновременно увеличится число вычислений, а значит и время вычислений, поэтому необходимо использовать «разумную точность». Зададим шаг 0.1 с, выполним расчет времени цикла, затем шаг уменьшим в 10 раз, повторно выполним расчет времени и сравним с предыдущим расчетом. Если относительная разница между ними будет существенной (больше одного процента), то шаг уменьшим еще, а если нет, то оставим последнее значение шага.

После исключения индексов выражения примут вид:

$$v = v + (F_{\text{дв}} - F_c) \cdot \Delta t / m; \quad (1'')$$

$$x = x + v \cdot \Delta t; \quad (2'')$$

$$T = T + \Delta t. \quad (3'')$$

Разработка вычислительного алгоритма.

Из рис. 2 следует, что определить путь перемещения при известном графике скорости за одно вычисление невозможно, потребуется обязательно выполнить вычисления v , x , T несколько раз. Для реализации повторяющихся вычислений в программе применим цикл. Блок-схема такого алгоритма будет изображена на рис. 3.

Алгоритм составлен в следующей последовательности.

1). В качестве условия выхода из цикла принимаем $X < L_0$ и заносим его в элемент сравнения 4 в нижней части листа, на котором изображается алгоритм.

2). Введенное неравенство анализируем. Переменные, входящие в правые части вычисляемого выражения или в обе части логического должны быть обязательно определены. L_0 является заданным значением расстояния, следовательно, эту переменную указываем в блоке ввода данных 1

3). Выше блока сравнения 4, для определения переменной X , присутствующей в логическом выражении, в алгоритм вводится выражение для вычисления пути $x = x + v \cdot \Delta t$. В правой части этого выражения должны быть определены переменные x , v , Δt . Шаг интегрирования Δt вводится в блок ввода данных 1. Для определения x используем начальное состояние ударника – в начале движения путь равен нулю, поэтому выражение $x = 0$ вводим в блок начальных условий 2.

4). Выше выражения расчета пути вводится выражение для расчета скорости v , необходимой для вычисления x , $v = v + (F_{\text{дв}} - F_c) \cdot \Delta t / m$.

Для определения переменных правой части этого выражения добавляем в блок ввода данных 1: $F_{\text{дв}}$, F_c , m , и $v = 0$ - в блок начальных условий 2.

5). При формальном подходе для расчета параметра больше не требуется ни одного выражения и можно завершать цикл расчетов. Выражение для расчета времени $T = T + \Delta t$ потребуется, когда будет решаться вопрос вывода результатов расчетов – значения T . Его можно ввести как выше выражения расчета скорости, так и ниже выражения расчета пути, но это выражение должно обязательно попасть в цикл. После ввода выражения для расчета времени в блок начальных значений добавляем условие $T = 0$.

Разработка программы на ЭВМ.

На примере этой задачи освоим приемы программирования:

1. Реализацию составленного алгоритма программным кодом
2. Вывод данных в таблицу для последующего построения графика
3. Управление количеством выводимых в таблицу данных

При составлении сложного программного обеспечения применяют подход поэтапного составления программы и ее отладки. В данной задаче можно вначале решить задачу без вывода промежуточных данных (реализация составленного алгоритма), затем обеспечить вывод в таблицу всех данных, а затем освоить вывод с управлением количества выводимых строк.

Первый вариант программы – решение задачи без вывода промежуточных данных

На листе Excel формируем форму ввода-вывода. Для данной задачи она может иметь вид

	A	B	C	D	E	F
1	Расчет времени перемещения элемента на заданное расстояние					
2	Исходные данные					
3	1. Расстояние перемещения, м					1

4	2. Масса поршня, кг	20
5	3. Движущее усилие, Н	100
6	4. Усилие сопротивления, Н	10
7	5. Шаг интегрирования	0.001
8	Результаты расчеты	
9	1. Время перемещения, с	
10	2. Скорость в конце хода, м/с	
11	Время,с	Скорость, м/с
12		

Программа составляется по разработанному алгоритму. Для упрощения отладки программу разбивают на отдельные подпрограммы по условию: каждая функция выполняется отдельной подпрограммой. В этой задаче можно выделить подпрограммы ввода и расчета. Наименования переменных желательно применять такие же, что и используются в математической модели. Для пояснений в программу введены комментарии. Передача данных между подпрограммами здесь выполнена через аргументы.

В нижней части алгоритма, представленного на рис. 3 выполняется проверка $x < L_0$. Если это условие выполняется, то должен быть выполнен возврат к расчету скорости v . В программе для осуществления возврата после какого-либо сравнения из нижней части алгоритма к верхней применим оператор цикла.

Первый вариант программы без вывода промежуточных данных представлен на рис. 4. После отладки и выполнения программы получим «Время перемещения = 0,667», «Скорость в конце хода = 3.0015».

Второй вариант программы - вывод промежуточных данных (дополним процедуру Расчет)

Вывод данных в таблицу выполняется с использованием указателя ячейки .Cells(номер строки, номер столбца). В этой задаче вывод времени осуществляется в столбец 1 (столбец А), скорости во 2, а пути в 3-й. Строки должны меняться, вначале вывод в 12, затем в 13 и т.д. Для указания строки введем переменную i (допишем ее в строке Dim V, X, T, i). Перед циклом присвоим ей начальное значение $i = 12$. Внутри цикла вставим строки для вывода. Чтобы график начинался с нулевой точки строки вывода вставим выше строк расчета. После вывода строк изменим строку $i = i + 1$, чтобы следующий вывод был на другую строку. Вид процедуры показан на рис. 5. Изменим исходные данные «Шаг интегрирования=0.1» и выполним расчет. В результате будет получено 7 строк в таблице. Изменим «Шаг интегрирования=0.01» и снова выполним расчет. В результате будет получено 66 строк в таблице. Таким образом, при решении задачи с малым шагом будут выводиться таблицы с большим количеством строк.

Построим график средствами Excel. Выделим три столбика с данными, щелкнем по кнопке «Мастер диаграмм», выберем «Точечная» и вид с соединением точек, щелкнем по «Готово».

Снова увеличим шаг до 0,1 и проведем перерасчет. В таблице останется 66 строк с данными, а график будет неверным. Это объясняется тем, что в таблице остались данные от предыдущего расчета. При выводе в таблицы вначале необходимо таблицу подготовить – очистить ячейки от предыдущих значений. Для этого можно составить макрос и вызвать его в программе:

- выполнить щелчок по кнопке «Запись макроса» на панели инструментов *Visual Basic*;
- ввести наименование макроса, например «Очистка»;
- курсор мыши навести на ячейку «A12» и при нажатой левой кнопке выделить диапазон до ячейки «C100»;
- нажать клавишу «Delete»;
- выполнить щелчок мышью по ячейке «A12»;
- выполнить щелчок по кнопке «Остановить запись макроса»;
- перейти в программу и в основной процедуре ввести строку Call Очистка.

Третий вариант программы - вывод промежуточных данных через заданное число строк

Освоим вывод, например каждого 10-го вычисления. Идея, которая должна быть реализована: вывести результаты, затем выполнить расчет 9 раз без вывода результатов, и снова повторить эти этапы. Следовательно, вывод должен быть управляемым. Для управления используется оператор проверки If и он должен быть расположен перед выводом. Если мы рассматриваем вывод каждого 10-го значения, то в условии организуем проверку достижения этого значения. Теперь решаем вопрос, а что сравнивать с этим числом. Анализ процедуры по рис. 5 покажет, что без дополнительной переменной не обойтись. Введем новую переменную j . Тогда строка проверки примет вид If $j \geq 10$ Then. End If вставим после всех строк управления выводом. Решим вопрос по ее изменению. Чтобы вывести строку при нулевых значениях T, V, X первым значением j должно быть число не меньше 10, поэтому до цикла введем строку $j=10$. Если при таких изменениях запустить программу, то увидим, что ничего не изменилось, вывод будет всех строк. Это происходит потому, что j все время остается равным 10. Для того, чтобы прекратить вывод следующих за первой строк обнулим после вывода $j=0$. Но если после этого запустить программу, то в результате буде получена всего одна строка таблицы. Значит, после обнуления необходимо включить оператор определения количества вычислений, чтобы после 9 вывести строку $j=j+1$. На рис. 6 показана процедура этого варианта с процедурой «Очистка»

Четвертый вариант программы - вывод заданного числа промежуточных данных (любое количество расчетных данных должно выводиться в заданную заранее таблицу). Примем, что результаты должны поместиться в 20 строк. Чтобы правильно научиться составлять программы проще всего применять численные значения. Определим, через сколько вычислений надо выводить результаты, если количество вычислений 2000, а надо получить 20 строк. Очевидно через 100. Если вычислений 400, то выводить нужно через 20. Эти рассуждения позволяют сделать вывод, что вместо числа 10 (в процедуре на рис. 6) необходимо ввести вычисляемую переменную, например, dN и вычислять ее как $dN=N/20$ (N – число вычислений). Значит, до вывода необходимо знать количество вычислений, а оно до тех пор, пока не просчитаем неизвестно. Как решить эту проблему? Ответ будет такой: вначале выполняем расчет без вывода промежуточных данных, определяем число вычислений, а затем после определения dN повторяем расчет с выводом данных. Эта идея реализуется организацией цикла выполнения расчетов два раза. Пример программы на рис. 7. В примере на рис. 7 строки, которые обеспечивают вывод данных в таблицу вынесены в отдельную

	A	B	C	D	E	F
1	Расчет времени перемещения элемента на заданное расстояние					
2	Исходные данные					
3	1. Расстояние перемещения, м					1
4	2. Масса поршня,					20
5	3. Движущее усилие, Н					100
6	4. Усилие сопротивления, Н					10
7	5. Шаг интегрирования					0.001
8	Результаты расчеты					
9	1. Время перемещения, с					0.667
10	2. Скорость в конце хода, м/с					3.0015
11	Время,с	Скорость, м/с	Путь,м	Расчет		
12	0	0	0			
13	0.034	0.15	0.003			
14	0.068	0.31	0.011			
15	0.102	0.46	0.024			
16	0.136	0.61	0.042			
17	0.170	0.76	0.065			
18	0.204	0.92	0.094			
19	0.238	1.07	0.128			
20	0.272	1.22	0.167			
21	0.306	1.38	0.211			
22	0.340	1.53	0.261			
23	0.374	1.68	0.316			
24	0.408	1.84	0.375			
25	0.442	1.99	0.441			
26	0.476	2.14	0.511			
27	0.510	2.29	0.586			
28	0.544	2.45	0.667			
29	0.578	2.60	0.753			
30	0.612	2.75	0.844			
31	0.646	2.91	0.940			

Рис. 8. Вид листа Excel

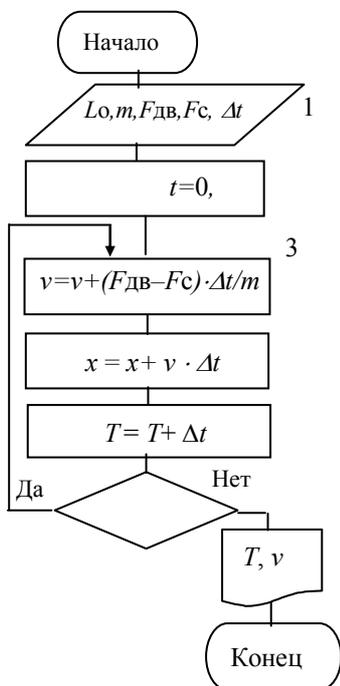


Рис. 3. Блок-схема алгоритма расчета времени перемещения

Option Explicit

Sub Разгон_до_макс_скорости()

Dim Fdv, Fc, m, Lo, dt, I

Call Ввод (Lo,m,Fdv,Fc,dt)

Call Расчет(Lo,M,Fdv,Fc,dt)

End Sub

Sub Ввод(Lo,m,Fdv,Fc,dt)

Lo=Worksheets("Лаб1").Range("F3")

m =Worksheets("Лаб1").Range("F4")

Fdv = Worksheets("Лаб1").Range("F5")

Fc=Worksheets("Лаб1").Range("F6")

dt = Worksheets("Лаб1").Range("F7")

End Sub

.Sub Расчет(Lo,M,Fdv,Fc,dt)

Dim V, X, T

T = 0 : V = 0 : X = 0

While x < Lo

V = V + (Fdv - Fc) * dt / M

X = X + V * dt

T = T + dt

Wend

Worksheets("Лаб1").Range("F9") = T

Worksheets("Лаб1").Range("F10") = V

End Sub

Рис. 4. Вариант без вывода данных в табл.

таблицу. Чтобы правильно научиться составлять программы проще всего применять численные значения. Определим, через сколько вычислений надо выводить результаты, если количество вычислений 2000, а надо получить 20 строк. Очевидно через 100. Если вычислений 400, то выводить нужно через 20. Эти рассуждения позволяют сделать вывод, что вместо числа 10 (в процедуре на рис. 6) необходимо ввести вычисляемую переменную, например, dN и вычислять ее как $dN=N/20$ (N – число вычислений). Значит, до вывода необходимо знать количество вычислений, а оно до тех пор, пока не просчитаем неизвестно. Как решить эту проблему? Ответ будет такой: вначале выполняем расчет без вывода промежуточных данных, определяем число вычислений, а затем после определения dN повторяем расчет с выводом данных. Эта идея реализуется организацией цикла выполнения расчетов два раза. Пример программы на рис. 7. В примере на рис. 7 строки, которые обеспечивают вывод данных в таблицу вынесены в отдельную

Sub Расчет (Lo, M, Fdv, Fc, dt)

Dim V, X, T, i

T = 0: V = 0: X = 0

i = 12

While X < Lo

Worksheets("Лаб1").Cells(i, 1) = T

Worksheets("Лаб1").Cells(i, 2) = V

Worksheets("Лаб1").Cells(i, 3) = X

i = i + 1

V = V + (Fdv - Fc) * dt / M

X = X + V * dt

T = T + dt

Wend

Worksheets("Лаб1").Range("f9") = T

Worksheets("Лаб1").Range("f10") = V

End Sub

Рис. 5. Вариант с выводом всех данных в таблицу

процедуру. Это сделано для того, чтобы операторы вывода не затрудняли восприятие процедуры расчета. Для случая, когда нужно выводить не 20, а иное число строк, заменяется число в операторе $dN=N/20$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В.С.Шестаков. Оптимизация технических объектов. Учебное пособие. Изд. УГУ, Екатеринбург, 2016, 238 с.



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению самостоятельной работы по дисциплине

Б1.О.28 ОСНОВЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: **очная, заочная**

Год набора: **2022**

Автор: Трапезников В. Т., старший преподаватель

Одобрено на заседании кафедры

Электрификации горных предприятий

(название кафедры)

Зав.кафедрой _____

Карякин А.Л.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 28.09.2021

(Дата)

Рассмотрено методической комиссией
факультета

Горно-механического

(название факультета)

Председатель _____

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Екатеринбург

КОМПЛЕКТ ТЕСТОВЫХ ЗАДАНИЙ

Темы № 1, 3, 6, 7, 8

Основные понятия

1. Электропривод состоит из таких основных частей, как...

- а. силовая часть и система управление
- б. механическая и динамическая
- в. система регулирования
- г. система устойчивости

2. Многодвигательный электропривод - это...

- а. электропривод, который состоит из нескольких одиночных электроприводов, каждый из которых предназначен для приведения в действие отдельных элементов производственного агрегата
- б. электропривод, который с помощью одного электродвигателя приводит в движение отдельную машину
- в. трансмиссионный электропривод
- г. электропривод, который служат для регулирования скорости

3. Экономичность регулируемого привода характеризуется...

- а. затратами на его сооружения и эксплуатацию
- б. затратами на его транспортировку
- в. затратами на дополнительные приборы
- г. не имеет никакие затраты

4. Плавность регулирования характеризуется...

- а. числом устойчивых скоростей
- б. числом устойчивых моментов
- в. числом устойчивых сил
- г. устойчивостью по всем характеристикам

5. Диапазон регулирования зависит от...

- а. от нагрузки
- б. от внешних сил
- в. от внутренних сил
- г. от скорости момента

Регулирование координат электропривода

1. Механическая характеристика производственного механизма связывает...

- а. ускорение и момент сопротивления
- б. угловую скорость и момент сопротивления
- в. механическую и электрическую мощность
- г. ускорение и угловую скорость

2. Подъёмные механизмы имеют механическую характеристику...

- а. не зависящую от скорости

- б. линейно – возрастающую
- в. нелинейно – возрастающую
- г. нелинейно – падающую

3. Вентиляторы и насосы имеют механическую характеристику...

- а. не зависящую от скорости
- б. линейно – возрастающую
- в. нелинейно – возрастающую
- г. нелинейно – падающую

4. Металлообрабатывающие станки имеют характеристику...

- а. не зависящую от скорости
- б. линейно – возрастающую
- в. нелинейно – возрастающую
- г. нелинейно – падающую

Электроприводы с синхронными двигателями

1. Для асинхронного двигателя не приемлем следующий вид электрического торможения...

- а. сверхсинхронное
- б. динамическое
- в. переменное
- г. торможение противовключением

2. Режим сверхсинхронного торможения у асинхронных двигателей возникает...

- а. при скорости ниже синхронной
- б. при номинальной скорости
- в. при нулевой скорости
- г. при скорости выше синхронной

3. Режим сверхсинхронного торможения ещё называют...

- а. рекуперативным
- б. повышенным
- в. скоростным
- г. обратным

4. В режиме сверхсинхронного торможения ЭДС двигателя...

- а. меньше напряжения сети
- б. больше напряжения сети
- в. равно напряжению сети
- г. равно 0

Взаимосвязанный электропривод

1. В критерии регулирования скорости в электроприводах не входит...

- а. диапазон
- б. плавность
- в. стабильность

г. резкость

2. Диапазон регулирования скорости в электроприводах определяется отношением максимальной скорости вращения двигателя...

- а. к минимальной
- б. к средней
- в. к номинальной
- г. к текущей

3. Плавность регулирования скорости в электроприводах характеризуется...

- а. отношение максимальной скорости к минимальной
- б. количеством ступеней скорости внутри диапазона регулирования
- в. стабильностью работы системы при изменении нагрузки
- г. диапазоном регулирования напряжения сети

4. Коэффициент плавности регулирования скорости в электроприводах определяется как...

- а. разница между синхронной скоростью двигателя и скоростью ротора
- б. отношение момента нагрузки к моменту двигателя
- в. отношение двух соседних значений скоростей
- г. разница между двумя соседними скоростями

Энергетика электропривода

1. Наибольшая допустимая температура нагрева двигателя ограничивается...

- а. температурой плавления обмоток
- б. термической стойкостью его изоляции
- в. механической стойкостью подшипников
- г. уставкой тепловой отсечки теплового реле

2. Нагрев двигателя обусловлен рядом факторов, в которые не входит...

- а. потери энергии в обмотках статора и ротора
- б. потери на гистерезис и вихревые токи
- в. потери электроэнергии в проводах питающей линии
- г. трение в подшипниках

3. Повышение температуры электродвигателя продолжается до тех пор, пока...

- а. электродвигатель включен в сеть электропитания
- б. электродвигатель не достигнет скорости холостого хода
- в. количество теплоты, отдаваемое поверхностью электродвигателя, не станет равным количеству теплоты, выделяемому электродвигателем
- г. механическая мощность электродвигателя не станет равной электрической мощности, потребляемой из сети

4. Предельно допустимое превышение температура обмотки двигателя над температурой окружающей среды определяется разностью между предельно допустимой температурой изоляции двигателя и стандартной температурой окружающей среды, которая равна...

- а. 20 °С
- б. 24 °С

в. 30 °С

г. 40 °С

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ОПРОСА

1. Что такое механическая характеристика электропривода?
2. Написать выражение для электромагнитного момента двигателя постоянного тока?
3. Дать определение двигательного и тормозного режимов работы электродвигателя?
4. Чему равен момент на валу двигателя при работе в двигательном и тормозном режимах работы?
5. Дать определение естественной и искусственной механической характеристик электродвигателя?
6. Что такое жесткость механической характеристики? Классификация механических характеристик электрических двигателей по жесткости.
7. Назвать разновидности электропривода по этапам его развития.
8. Что такое совместная механическая характеристика электродвигателя и производственного механизма?
9. Дать определение статической устойчивости привода. Критерий статической устойчивости.
10. В чем принципиальное отличие активного момента статического сопротивления от реактивного. Привести примеры из практики.
11. Написать уравнение механической характеристики двигателя постоянного тока параллельного возбуждения.
12. Определить сопротивление якоря двигателя параллельного возбуждения по паспортным данным.
13. Что такое номинальное сопротивление двигателя постоянного тока?
14. Объяснить способ получения генераторного торможения для двигателя параллельного возбуждения.
15. Дать определение режима противовключения и перечислить способы его получения.
16. Достоинства и недостатки торможений противовключением.
17. Определить коэффициент жесткости механической характеристики двигателя параллельного возбуждения.
18. Перечислить параметры, влияющие на график механической характеристики двигателя постоянного тока параллельного возбуждения.
19. Показать на графике механической характеристики, что произойдет при уменьшении потока возбуждения двигателя постоянного тока независимого возбуждения.
20. Как влияет введение дополнительного сопротивления на скорость вращения в генераторном режиме работы с отдачей энергии в сеть при постоянном моменте статического сопротивления?
21. Написать уравнение механической характеристики двигателя постоянного тока независимого возбуждения при динамическом торможении.
22. Показать на графике переход их двигательного режима в режим динамического торможения.
23. Построить механическую характеристику двигателя постоянного тока независимого возбуждения с номинальным сопротивлением цепи якоря.

24. Изложить методику графического способа определения сопротивлений пускового реостата.
25. Начертить Г-образную схему замещения трехфазного асинхронного двигателя.
26. Написать выражения для критического скольжения и критического момента асинхронного двигателя.
27. Определить по паспортным данным номинальное сопротивление ротора.
28. Перечислить способы пуска асинхронного двигателя.
29. Изложить методику построения естественной характеристики асинхронного двигателя по паспортным данным.
30. От чего зависит критическое скольжение асинхронного двигателя?
31. Перечислить тормозные режимы асинхронного двигателя.
32. Почему в режиме идеального холостого хода асинхронного двигателя ток статора не равен нулю?
33. С какой целью в цепь ротора асинхронного двигателя включают активное сопротивление?
34. Перечислить преимущества и недостатки трехфазного асинхронного двигателя перед двигателем постоянного тока.
35. На сколько изменится критический момент асинхронного двигателя при снижении напряжения сети на 10 %?
36. Перечислит способы регулирования скорости асинхронного двигателя.
37. Достоинства и недостатки системы генератор-двигатель.
38. Перечислить способы регулирования скорости по системе генератор-двигатель.
39. Написать уравнение механической характеристики двигателя в системе генератор-двигатель.
40. Почему жесткость механической характеристики двигателя в системе генератор-двигатель меньше жесткости механической характеристики двигателя постоянного тока независимого возбуждения, питаемого от сети.
41. Начертить семейство механических характеристик системы генератор-двигатель для двух зон регулирования скорости.
42. Что называется характеристикой холостого хода генератора?
43. Определить номинальный коэффициент полезного действия системы генератор-двигатель.
44. Перечислить достоинства синхронного двигателя.
45. Начертить механическую характеристику синхронного двигателя.
46. Что такое угловая характеристика синхронного двигателя?
47. Написать зависимость перегрузочной способности синхронного двигателя от угла между напряжением и ЭДС отмотки статора.
48. Начертить пусковую характеристику синхронного двигателя.
49. Перечислить способы пуска синхронного двигателя.
50. Какие тормозные режимы применяются для остановки синхронного двигателя?

ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ

дисциплина **ОСНОВЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА**

I. Основы электропривода

1. Электропривод состоит из таких основных частей, как...

- а. силовая часть и система управление
- б. механическая и динамическая
- в. система регулирования
- г. система устойчивости

2. Многодвигательный электропривод - это...

- а. электропривод, который состоит из нескольких одиночных электроприводов, каждый из которых предназначен для приведения в действие отдельных элементов производственного агрегата
- б. электропривод, который с помощью одного электродвигателя приводит в движение отдельную машину
- в. трансмиссионный электропривод
- г. электропривод, который служат для регулирования скорости

3. Динамическое торможение ещё называется...

- а. реостатное
- а. торможение, связанное со скоростью
- а. торможение, связанное с пусковым моментом
- а. кинематическое торможение

4. Экономичность регулируемого привода характеризуется...

- а. затратами на его сооружения и эксплуатацию
- б. затратами на его транспортировку
- в. затратами на дополнительные приборы
- г. не имеет никакие затраты

5. Плавность регулирования характеризуется...

- а. числом устойчивых скоростей
- б. числом устойчивых моментов
- в. числом устойчивых сил
- г. устойчивостью по всем характеристикам

6. Диапазон регулирования зависит от...

- а. от нагрузки
- б. от внешних сил
- в. от внутренних сил
- г. от скорости момента

7. Количество тепла обозначается...

- а. Q
- б. P
- в. A

г. I

8. Активные моменты могут быть как движущими и ...

- а. тормозными
- б. вращающими
- в. ускорительными
- г. не подвижными

9. Реактивные моменты всегда направлены...

- а. против движение
- б. перпендикулярно
- в. не имеют направления
- г. могут иметь любое направление

10. Электродвигатель предназначен для...

- а. преобразования механической энергии в электрическую
- б. изменения параметров электрической энергии
- в. преобразования электрической энергии в механическую
- г. повышения коэффициента мощности линий электропередачи

11. В электроприводах используют двигатели...

- а. только постоянного тока
- б. только переменного тока
- в. постоянного и переменного тока
- г. внутреннего сторания

12. Преобразователь в электроприводе предназначен для...

- а. преобразования электрической энергии в механическую
- б. преобразования параметров электрической энергии (тока, напряжения, частоты)
- в. преобразования механической энергии в механическую
- г. преобразования механической энергии в электрическую

13. В качестве преобразователя в электроприводах используют...

- а. автотрансформаторы
- б. частотные преобразователи
- в. тиристорные преобразователи напряжения
- г. все выше перечисленные ответы

14. Управляющему устройству электропривода не свойственна следующая функция...

- а. включение и выключение электропривода

- а. реверсирование электропривода
- а. регулирование скорости электропривода
- *а. передача механической энергии рабочей машине

15. Передаточное устройство предназначено для...

- а. передачи механической энергии от электродвигательного устройства к исполнительным органам рабочей машины
- б. передачи сигналов обратной связи
- в. передачи электрической энергии к электродвигателю
- г. передачи электрической энергии к управляющему устройству

II. Механические характеристики производственных механизмов и электродвигателей

1. Механическая характеристика производственного механизма связывает...

- а. ускорение и момент сопротивления
- б. угловую скорость и момент сопротивления
- в. механическую и электрическую мощность
- г. ускорение и угловую скорость

2. Подъёмные механизмы имеют механическую характеристику...

- а. не зависящую от скорости
- б. линейно – возрастающую
- в. нелинейно – возрастающую
- г. нелинейно – падающую

3. Вентиляторы и насосы имеют механическую характеристику...

- а. не зависящую от скорости
- б. линейно – возрастающую
- в. нелинейно – возрастающую
- г. нелинейно – падающую

4. Металлообрабатывающие станки имеют характеристику...

- а. не зависящую от скорости
- б. линейно – возрастающую
- в. нелинейно – возрастающую
- г. нелинейно – падающую

5. Для выбора рационального электропривода необходимо знать...

- а. механическую характеристику рабочей машины
- б. механическую характеристику электродвигателя

- в. механическую характеристику рабочей машины и электродвигателя
- г. нагрузочную характеристику рабочей машины

6. Механической характеристикой электродвигателя называется зависимость между...

- а. вращающим моментом электродвигателя и его угловой скоростью
- б. моментом сопротивления и угловой скоростью
- в. механической и электрической мощностью
- г. вращающим моментом электродвигателя и моментом сопротивления

7. У всех электродвигателей скорость является...

- а. возрастающей функцией момента двигателя
- б. убывающей функцией момента двигателя
- в. независимой от момента двигателя
- г. нет правильного ответа

8. Величина определяемая, как отношение разности моментов, развиваемых электродвигателем, к соответствующей разности угловых скоростей называется...

- а. твёрдость механической характеристики
- б. прочность механической характеристики
- в. мягкость механической характеристики
- г. жёсткость механической характеристики

9. Механическая характеристика, при которой скорость с изменением момента остается неизменной ($\beta = \infty$) называется...

- а. абсолютно жёсткая
- б. жесткая
- в. мягкая
- г. абсолютно мягкая

10. Механическая характеристика с коэффициентом жесткости $\beta = 40$ - называется...

- а. абсолютно жёсткая
- б. жесткая
- в. мягкая
- г. абсолютно мягкая

11. Механическая характеристика с коэффициентом жесткости $\beta \leq 10$ называется...

- а. абсолютно жёсткая
- б. жесткая
- в. мягкая
- г. абсолютно мягкая

12. Синхронные электродвигатели обладают...

- а. абсолютно жёсткой механической характеристикой
- б. жесткой механической характеристикой
- в. мягкой механической характеристикой
- г. абсолютно мягкой механической характеристикой

13. Асинхронные двигатели в рабочей части механической характеристики обладают...

- а. абсолютно жёсткой механической характеристикой
- б. жесткой механической характеристикой
- в. мягкой механической характеристикой
- г. абсолютно мягкой механической характеристикой

14. Согласно уравнению движения электропривода вращающий момент электродвигателя уравнивается...

- а. динамическим моментом
- б. моментом сопротивления и моментом сил трения
- в. моментом сопротивления и динамическим моментом
- г. моментом сопротивления

15. Момент, развиваемый электродвигателем, принимается положительным, если он направлен...

- а. в сторону движения электропривода
- б. в сторону, обратную движению электропривода
- в. по оси вращения ротора электродвигателя
- г. по касательной к окружности, описываемой ротором электродвигателя

16. Если момент электродвигателя больше момента сопротивления рабочей машины, то имеет место...

- а. замедление электропривода
- б. ускорение электропривода
- в. работа в установившемся режиме
- г. реверсирование электропривода

III. Характеристики и режимы работы двигателей постоянного тока

1. При установившемся режиме работы двигателя постоянного тока приложенное напряжение U уравнивается...

- а. падением напряжения в якорной цепи и ЭДС, наведённым в обмотке возбуждения
- б. только падением напряжения в якорной цепи
- в. ЭДС, наведенной в якоре в процессе его вращения

г. падением напряжения в якорной цепи и ЭДС, наведенной в якоре в процессе его вращения

2. Электромеханической характеристикой электродвигателя постоянного тока называется...

- а. зависимость тока статора от скорости двигателя
- б. зависимость тока якоря от скорости двигателя
- в. зависимость тока статора от тока ротора
- г. зависимость скорости двигателя от момента вращения

3. Характеристики электродвигателя, полученные при номинальных параметрах электродвигателя и отсутствии в его цепях добавочных сопротивлений, называются...

- а. искусственными
- б. естественными
- в. физическими
- г. параметрическими

4. Искусственные механические характеристики двигателя постоянного тока можно получить за счет изменения...

- а. только напряжения питающей сети U и магнитного потока возбуждения Φ
- б. только напряжения питающей сети U и включения добавочного сопротивления R в цепь якоря двигателя
- в. только магнитного потока возбуждения Φ и путем включения добавочного сопротивления R в цепь якоря двигателя
- г. напряжения питающей сети U , магнитного потока возбуждения Φ и путем включения добавочного сопротивления R в цепь якоря двигателя

5. Скорость идеального холостого хода двигателя постоянного тока не зависит от...

- а. напряжения питающей сети
- б. магнитного потока возбуждения
- в. сопротивления якорной цепи
- г. конструктивных параметров двигателя

6. При введении добавочного сопротивления в цепь якоря электродвигателя постоянного тока...

- а. изменяется скорость идеального холостого хода
- б. изменяется жёсткость механической характеристики
- в. изменяется скорость идеального холостого хода и жёсткость механической характеристики
- г. ничего не происходит

7. При изменении напряжения питающей сети двигателя постоянного тока...

- а. изменяется скорость идеального холостого хода
- б. изменяется жёсткость механической характеристики
- в. изменяется скорость идеального холостого хода и жёсткость механической характеристики
- г. ничего не происходит

8. При изменении магнитного потока возбуждения двигателя постоянного тока...

- а. изменяется скорость идеального холостого хода
- б. изменяется жёсткость механической характеристики
- в. изменяется скорость идеального холостого хода и жёсткость механической характеристики
- г. ничего не происходит

9. Режим электродвигателя, при котором создаваемый им момент противодействует движению рабочей машины называется...

- а. тормозным
- б. противодействующим
- в. обратным
- г. холостым ходом

10. Режим торможения не свойственный двигателю постоянного тока называется...

- а. рекуперативное торможение
- б. динамическое торможение
- в. торможение противовключением
- г. сверхсинхронное торможение

11. Режим торможения возникающий во всех случаях, когда скорость вращения двигателя постоянного тока оказывается выше скорости идеального холостого хода называется...

- а. рекуперативным
- б. динамическим
- в. торможением противовключением
- г. сверхсинхронным торможением

12. Режим торможения получаемый при отключении якоря двигателя от сети и включении его на резистор называется...

- а. рекуперативным
- б. динамическим
- в. торможением противовключением
- г. сверхсинхронным торможением

13. Режим торможения, при котором обмотки двигателя включены для одного направления вращения, а якорь двигателя под воздействием внешнего момента или сил инерции вращается в противоположную сторону, называется

- а. рекуперативным
- б. динамическим
- в. торможением противовключением
- г. сверхсинхронным торможением

IV. Характеристики и режимы работы асинхронных электродвигателей

1. Основными электродвигателями, которые наиболее широко используются как в промышленности, так и в агропромышленном производстве являются...

- а. синхронные двигатели
- б. двигатели постоянного тока независимого возбуждения
- в. асинхронные двигатели
- г. двигатели постоянного тока последовательного возбуждения

2. Критическим моментом асинхронного двигателя называется момент...

- а. пусковой
- б. максимальный
- в. минимальный
- г. номинальный

3. Скольжение асинхронного двигателя - это...

- а. амплитуда колебания электродвигателя при неполной затяжке лап статора
- б. мера того, насколько ротор опережает в своем вращении магнитное поле статора
- в. контактное сопротивление, образующееся при скольжении щёток по контактным кольцам
- г. мера того, насколько ротор отстает в своем вращении от вращения магнитного поля статора

4. Угловая скорость вращения магнитного поля статора обозначается...

- а. ω_0
- б. ω
- в. φ
- г. S

5. Скорость вращения магнитного поля статора зависит...

- а. от напряжения и числа пар полюсов
- б. от частоты тока питающей сети и числа пар полюсов двигателя
- в. только от числа пар полюсов двигателя
- г. только от частоты тока питающей сети

6. Искусственные механические характеристики асинхронных двигателей не получают с помощью...

- а. изменения напряжения питающей сети
- б. изменения частоты тока питающей сети
- в. изменения момента сопротивления
- г. введения добавочных сопротивлений

7. момент, развиваемый двигателем, изменяется...

- а. пропорционально частоте
- б. обратно пропорционально силе тока
- в. пропорционально скорости двигателя
- г. пропорционально квадрату напряжения

8. Изменение напряжения сети влияет на...

- а. момент двигателя и не влияет на его критическое скольжение
- б. критическое скольжение и не влияет на момент двигателя
- в. момент двигателя и на его критическое скольжение
- г. не влияет не на момент двигателя не на его критическое скольжение

9. Добавочные сопротивления вводят в цепь статора...

- а. только для уменьшения пусковых значений тока
- б. для уменьшения пусковых значений тока и момента
- в. только для уменьшения пусковых момента
- г. только для увеличения пускового момента

10. При введении добавочного сопротивления в цепь статора асинхронного двигателя не изменяется...

- а. момент пусковой
- б. момент критический
- в. синхронная скорость
- г. критическая скорость

11. Включение добавочного сопротивления в цепь ротора асинхронного двигателя...

- а. возможно для двигателя с короткозамкнутым ротором
- б. возможно для двигателей с короткозамкнутым и фазным ротором
- в. невозможно
- г. возможно для двигателя с фазным ротором

12. При включении добавочного сопротивления в цепь ротора асинхронного двигателя остаётся неизменным...

- а. критический момент
- б. пусковой момент
- в. критическое скольжение
- г. номинальный момент

13. Механическая характеристика асинхронного двигателя строится по...

- а. трём точкам
- б. пяти точкам
- в. шести точкам
- г. двум точкам

V. Тормозные режимы асинхронного двигателя

1. Для асинхронного двигателя не приемлем следующий вид электрического торможения...

- а. сверхсинхронное
- б. динамическое
- в. переменное
- г. торможение противовключением

2. Режим сверхсинхронного торможения у асинхронных двигателей возникает...

- а. при скорости ниже синхронной
- б. при номинальной скорости
- в. при нулевой скорости
- г. при скорости выше синхронной

3. Режим сверхсинхронного торможения ещё называют...

- а. рекуперативным
- б. повышенным
- в. скоростным
- г. обратным

4. В режиме сверхсинхронного торможения ЭДС двигателя...

- а. меньше напряжения сети
- б. больше напряжения сети
- в. равно напряжению сети
- г. равно 0

5. Для перевода асинхронного двигателя в режим противовключения необходимо изменить порядок подключения фаз обмоток статора путем переключения...

- а. только фазы А и фазы В между собой
- б. только фазы В и фазы С между собой
- в. двух любых фаз между собой
- г. всех трёх фаз между собой

6. В режиме противовключения асинхронного двигателя вращающееся магнитное поле...

- а. останавливается
- б. продолжает вращаться в том же направлении
- в. переходит в пульсирующий режим
- г. меняет направление вращения

7. Если в режиме торможения противовключением асинхронный двигатель в момент остановки не отключить от сети, то произойдёт...

- а. разгон двигателя в противоположном направлении
- б. перегрев обмоток двигателя
- в. межвитковое короткое замыкание
- г. переход в неполнофазный режим

8. Динамическое торможение асинхронного двигателя осуществляется...

- а. сменой двух любых фаз на клеммах статора
- б. включением обмотки статора на сеть постоянного тока
- в. повышением момента нагрузки
- г. сменой полюсов на обмотке ротора

9. При динамическом торможении асинхронного двигателя с фазным ротором обмотка ротора...

- а. замыкается накоротко
- б. подключается к трёхфазной сети
- в. замыкается на внешнее сопротивление
- г. подключается к сети постоянного тока

VI. Регулирование скорости в электроприводах

1. В критерии регулирования скорости в электроприводах не входит...

- а. диапазон
- б. плавность
- в. стабильность
- г. резкость

2. Диапазон регулирования скорости в электроприводах определяется отношением максимальной скорости вращения двигателя...

- а. к минимальной
- б. к средней
- в. к номинальной
- г. к текущей

3. Плавность регулирования скорости в электроприводах характеризуется...

- а. отношение максимальной скорости к минимальной
- б. количеством ступеней скорости внутри диапазона регулирования
- в. стабильностью работы системы при изменении нагрузки
- г. диапазоном регулирования напряжения сети

4. Коэффициент плавности регулирования скорости в электроприводах определяется как...

- а. разница между синхронной скоростью двигателя и скоростью ротора
- б. отношение момента нагрузки к моменту двигателя
- в. отношение двух соседних значений скоростей
- г. разница между двумя соседними скоростями

5. Плавность регулирования скорости в электроприводах растёт если...

- а. коэффициент плавности стремится к бесконечности
- б. коэффициент плавности стремится к нулю
- в. коэффициент плавности стремится к значению синхронной скорости
- г. коэффициент плавности стремится к единице

6. Стабильность работы на заданной скорости в электроприводах зависит от...

- а. жёсткости механической характеристики
- б. плавности регулирования скорости
- в. диапазона регулирования скорости
- г. пускового момента двигателя

7. Стабильность работы на заданной скорости в электроприводах характеризуется...

- а. изменением скорости при заданном отклонении момента двигателя
- б. изменением скорости при заданном отклонении момента нагрузки
- в. изменением момента нагрузки при заданном отклонении скорости
- г. изменением момента двигателя при заданном отклонении скорости

8. Виды направления регулирования скорости в электроприводах не включают в себя...

- а. двухзонное

- б. однозонное вниз
- в. трехзонное
- г. однозонное вверх

9. Допустимая нагрузка электропривода зависит от...

- а. частоты тока питающей сети
- б. напряжения питания
- в. диапазона регулирования скорости
- г. нагрева электродвигателя

10. Способ, не относящийся к способам регулирования скорости двигателей постоянного тока, называется...

- а. изменение частоты тока питающей сети
- б. введение добавочного сопротивления в цепь якоря
- в. изменение магнитного потока двигателя
- г. изменение подводимого к якорю двигателя напряжения

11. Регулирование скорости двигателя постоянного тока введением добавочного сопротивления в цепь якоря приводит к...

- а. увеличению жёсткости механической характеристики
- б. снижению жёсткости механической характеристики
- в. сохранению жёсткости на постоянном уровне
- г. повышению стабильности работы двигателя

12. Снижение жёсткости механической характеристики двигателя постоянного тока приводит к...

- а. повышению стабильности работы двигателя
- б. сохранению стабильности работы двигателя на постоянном уровне
- в. снижению стабильности работы двигателя
- г. неконтролируемому колебанию стабильности работы двигателя

13. Работа двигателя постоянного тока с добавочным сопротивлением в цепи якоря является не экономичным в связи с...

- а. большими эксплуатационными затратами на обслуживание добавочных сопротивлений
- б. необходимостью в высоко квалифицированном обслуживающем персонале
- в. высокой стоимостью добавочных сопротивлений
- г. значительными потерями энергии на дополнительное сопротивление

14. Ток возбуждения двигателя постоянного тока регулируется...

- а. с помощью реостатов или регуляторов напряжения
- б. с помощью частотных преобразователей
- в. с помощью батарей конденсаторов
- г. с помощью дросселей

15. Ослабление магнитного потока обмотки возбуждения двигателя постоянного тока приводит к...

- а. уменьшение скорости двигателя
- б. увеличение скорости двигателя
- в. стабилизации скорости на одном уровне
- г. экстренному торможению двигателя

16. В систему «генератор - двигатель», позволяющую регулировать скорость двигателя постоянного тока изменением подводимого к якорю напряжения, не входит...

- а. асинхронный двигатель
- б. двигатель постоянного тока
- в. асинхронных генератор
- г. генератор постоянного тока

17. К способам регулирования скорости асинхронного двигателя не относится...

- а. изменение напряжения
- б. смена числа пар полюсов
- в. реостатное регулирование
- г. смена полярности на обмотке якоря

18. Регулирование скорости введением активного сопротивления в цепь ротора асинхронного двигателя...

- а. возможно только для асинхронного двигателя с фазным ротором
- б. возможно для всех асинхронных двигателей
- в. возможно только для асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором
- г. невозможно

19. Синхронная скорость асинхронного двигателя с двумя парами полюсов равна...

- а. 3000
- б. 1500
- в. 1000
- г. 750

20. При увеличении числа полюсов асинхронного двигателя в 2 раза его синхронная скорость...

- а. уменьшается в 2 раза
- б. не меняется
- в. увеличивается в 2 раза
- г. увеличивается в 4 раза

21. При частотном способе регулирования скорости асинхронного двигателя вместе с ростом частоты необходимо...

- а. повышать сопротивление обмотки статора
- б. снижать нагрузку
- в. снижать напряжение
- г. повышать напряжение

22. При регулировании скорости асинхронного двигателя за счет изменения напряжения питающей сети момент двигателя изменяется...

- а. пропорционально квадрату напряжения
- б. пропорционально напряжению
- в. обратно пропорционально квадрату напряжения
- г. обратно пропорционально напряжению

VII. Нагрев и охлаждение электродвигателей

1. Наибольшая допустимая температура нагрева двигателя ограничивается...

- а. температурой плавления обмоток
- б. термической стойкостью его изоляции
- в. механической стойкостью подшипников
- г. уставкой тепловой отсечки теплового реле

2. Нагрев двигателя обусловлен рядом факторов, в которые не входит...

- а. потери энергии в обмотках статора и ротора
- б. потери на гистерезис и вихревые токи
- в. потери электроэнергии в проводах питающей линии
- г. трение в подшипниках

3. Повышение температуры электродвигателя продолжается до тех пор, пока...

- а. электродвигатель включен в сеть электропитания
- б. электродвигатель не достигнет скорости холостого хода
- в. количество теплоты, отдаваемое поверхностью электродвигателя, не станет равным количеству теплоты, выделяемому электродвигателем
- г. механическая мощность электродвигателя не станет равной электрической мощности, потребляемой из сети

4. Предельно допустимое превышение температура обмотки двигателя над температурой окружающей среды определяется разностью между предельно допустимой температурой изоляции двигателя и стандартной температурой окружающей среды, которая равна...

- а. 20 °С

- б. 24 °С
- в. 30 °С
- г. 40 °С

5. Согласно ГОСТ 183-66 изоляционные материалы, применяемые в электрических машинах и аппаратах, делятся по нагревостойкости на...

- а. классы
- б. группы
- в. виды
- г. категории

6. Электродвигатели сельскохозяйственного назначения изготавливаются с изоляцией по нагревостойкости класса...

- а. А
- б. F
- в. В
- г. С

7. Предельно допустимая температура нагрева обмоток электродвигателя класса F, как наиболее примирительного в сельском хозяйстве равна...

- а. 120 °С
- б. 130 °С
- в. 155 °С
- г. 180 °С

8. На практике нагрев электродвигателя считается законченным, когда температура достигает...

- а. 0,85...0,87 установившегося значения температуры
- б. 0,87...0,92 установившегося значения температуры
- в. 0,92...0,95 установившегося значения температуры
- г. 0,95...0,98 установившегося значения температуры

9. Нагрузочная диаграмма электропривода представляет собой зависимость нагрузки электропривода от...

- а. времени
- б. скорости
- в. момента двигателя
- г. напряжения

10. ГОСТом предусматривается количество номинальных режимов работы электрических приводов равное...

- а. 3
- б. 8

- в. 4
- г. 6

11. Режимы работы электроприводов обозначаются буквой...

- а. D
- б. G
- в. S
- г. W

12. Одним из основных номинальных режимов работы электропривода не являются...

- а. продолжительный
- б. кратковременный
- в. повторно-кратковременный
- г. повторно-кратковременный с пусками

13. Температуру электродвигателя считают установившейся, если в течение часа работы двигателя она увеличивается не более чем на...

- а. 1 °С
- б. 10 °С
- в. 5 °С
- г. 20 °С

14. Установившееся значение температуры электродвигателя наступает через промежуток времени равный...

- а. T_H
- б. $4T_H$
- в. $2T_H$
- г. $10T_H$

15. Режим работы электродвигателя при неизменной нагрузке, продолжающийся столько времени, что превышение температуры всех частей двигателя достигает установившихся значений называется...

- а. кратковременный
- б. повторно-кратковременный
- в. продолжительный
- г. повторно-кратковременный с пусками

16. Продолжительный режим работы электропривода не свойственен...

- а. насосам
- б. вентиляторам
- в. зерноочистительным машинам
- г. подъемно-транспортным механизмам

17. Режим работы электродвигателя, при котором рабочие периоды с неизменной номинальной нагрузкой чередуются с периодами отключения машины; при этом периоды нагрузки (рабочие периоды) недлительны и превышение температуры не достигает установившегося значения, а периоды паузы позволяют двигателю охладиться до температуры окружающей среды называется...

- а. кратковременный
- б. повторно-кратковременный
- в. продолжительный
- г. повторно-кратковременный с пусками

18. Промышленность выпускает электродвигатели со стандартной продолжительностью рабочего периода...

- а. 20, 40, 70 и 100 мин
- б. 10, 30, 60 и 90 мин
- в. 5, 15, 25 и 50 мин
- г. 1, 3, 5 и 9 мин

19. Режим работы электродвигателя, при котором периоды неизменной номинальной нагрузки (рабочие периоды) чередуются с периодами отключения машины (паузами), причем как рабочие периоды, так и паузы не настолько длительны, чтобы превышение температуры могло достигнуть установившихся значений как при нагреве, так и при охлаждении называется...

- а. продолжительный
- б. кратковременный
- в. повторно-кратковременный
- г. повторно-кратковременный с пусками

20. ГОСТом установлено, что для повторно-кратковременного режима работы электродвигателя продолжительность цикла не превышает...

- а. 5 мин
- б. 15 мин
- в. 20 мин
- г. 10 мин

21. Для повторно-кратковременного режима работы электродвигателя относительная продолжительность включения ПВ составляет...

- а. 15, 25, 40 и 60%
- б. 10, 20, 50 и 90%
- в. 1, 2, 5 и 9%
- г. 25, 50, 75 и 100%

22. Если при работе двигателя момент и мощность рабочей машины не изменяются, то двигатель выбирают с номинальной мощностью, равной мощности нагрузки рабочей машины, делённой на...

- а. КПД электродвигателя
- б. КПД передачи
- в. КПД источника электрической энергии
- г. коэффициент активной мощности

23. Мощность электродвигателя выбираемого для электропривода насоса не зависит от...

- а. производительности насоса
- б. напора насоса
- в. КПД электродвигателя
- г. плотности перекачиваемой жидкости

24. При переменной продолжительной нагрузке нагрузка на валу электродвигателя может периодически меняться, при этом периодически меняются...

- а. частота тока питающей сети
- б. амплитуда напряжения питающей сети
- в. коэффициент активной мощности электродвигателя
- г. потери мощности в электродвигателе

25. Для проверки выбранного электродвигателя по нагреву на практике используют методы эквивалентных величин, в которые не входит...

- а. метод эквивалентного напряжения
- б. метод эквивалентного тока
- в. метод эквивалентного момента
- г. метод эквивалентной мощности

26. При проверке электродвигателя по нагреву с помощью метода эквивалентного тока необходимо что бы номинальный ток предварительно выбранного по каталогу электродвигателя был по отношению к эквивалентному току...

- а. больше не менее чем в 2 раза
- б. больше или равен
- в. меньше или равен
- г. меньше

27. При проверке электродвигателя по нагреву с помощью метода эквивалентного момента необходимо что бы номинальный момент предварительно выбранного по каталогу электродвигателя был по отношению к эквивалентному моменту...

- а. больше не менее чем в 2 раза

- б. меньше или равен
- в. больше или равен
- г. меньше

28. При проверке электродвигателя по нагреву с помощью метода эквивалентной мощности необходимо что бы номинальная мощность предварительно выбранного по каталогу электродвигателя был по отношению к эквивалентной мощности...

- а. больше не менее чем в 2 раза
- б. меньше или равна
- в. меньше
- г. больше или равна

29. Если для кратковременного режима выбрать электродвигатель, предназначенный для работы в продолжительном режиме, но с мощностью кратковременного режима работы, то...

- а. электродвигатель недоиспользуется по тепловому режиму
- б. электродвигатель быстро перегреется
- в. электродвигатель не сможет преодолеть момент сопротивления при пуске
- г. электродвигатель будет работать в режиме холостого хода

30. При расчётах электропривода принимают, что минимальный пусковой момент двигателя, с учетом возможного снижения напряжения, больше статического момента рабочей машины при пуске в...

- а. 1,5 раза
- б. 1,25 раза
- в. в 1,1 раза
- г. в 2 раза

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебно-методическому комплексу
С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ И ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЙ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ

по дисциплине

Б1.О.ДВ.01.01 ДУХОВНО-ПРАВСТВЕННАЯ КУЛЬТУРА И ПАТРИОТИЧЕСКОЕ ВОСПИТАНИЕ

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Форма обучения: очная, заочная

Год набора: **2022**

Авторы: Авторы: Бачинин И.В. к.п.н, Погорелов С.Т., к.п.н. Старостин А.Н., к. ист. н., Суслонов П.Е., к. филос. н., доцент

Одобрена на заседании кафедры

теологии

(название кафедры)

Зав. кафедрой

(подпись)

Бачинин И.В.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 09.09.2021

(Дата)

Рассмотрена методической комиссией

Горно-механического факультета

(название факультета)

Председатель

Осипов П. А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Екатеринбург

Оглавление

Методические указания по освоению дисциплины.....	3
Освоение лекционного курса	3
Самостоятельное изучение тем курса	3
Подготовка к тестированию	6
Подготовка к групповой дискуссии	8
Методические указания по подготовке к промежуточной аттестации.....	11

Методические указания по освоению дисциплины

Освоение лекционного курса

Лекции по дисциплине дают основной теоретический материал, являющийся базой для восприятия практического материала. После прослушивания лекции необходимо обратиться к рекомендуемой литературе, прочитать соответствующие темы, уяснить основные термины, проблемные вопросы и подходы к их решению, а также рассмотреть дополнительный материал по теме.

Главное в период подготовки к лекционным занятиям – научиться методам самостоятельного умственного труда, сознательно развивать свои творческие способности и овладевать навыками творческой работы. Для этого необходимо строго соблюдать дисциплину учебы и поведения. Четкое планирование своего рабочего времени и отдыха является необходимым условием для успешной самостоятельной работы. В основу его нужно положить рабочие программы изучаемых в семестре дисциплин.

Каждому студенту следует составлять еженедельный и семестровый планы работы, а также план на каждый рабочий день. С вечера всегда надо распределять работу на завтрашний день. В конце каждого дня целесообразно подводить итог работы: тщательно проверить, все ли выполнено по намеченному плану, не было ли каких-либо отступлений, а если были, по какой причине это произошло. Нужно осуществлять самоконтроль, который является необходимым условием успешной учебы. Если что-то осталось невыполненным, необходимо изыскать время для завершения этой части работы, не уменьшая объема недельного плана.

Одним из важных элементов освоения лекционного курса является самостоятельная работа на лекции. Слушание и запись лекций – сложный вид вузовской аудиторной работы. Внимательное слушание и конспектирование лекций предполагает интенсивную умственную деятельность студента. Краткие записи лекций, их конспектирование помогает усвоить учебный материал. Конспект является полезным тогда, когда записано самое существенное, основное и сделано это самим студентом. Не надо стремиться записать дословно всю лекцию. Такое «конспектирование» приносит больше вреда, чем пользы. Запись лекций рекомендуется вести по возможности собственными формулировками. Желательно запись осуществлять на одной странице, а следующую оставлять для проработки учебного материала самостоятельно в домашних условиях. Конспект лекции лучше подразделять на пункты, параграфы, соблюдая красную строку. Этому в большой степени будут способствовать пункты плана лекции, предложенные преподавателями. Принципиальные места, определения, формулы и другое следует сопровождать замечаниями «важно», «особо важно», «хорошо запомнить» и т.п. Можно делать это и с помощью разноцветных маркеров или ручек. Лучше если они будут собственными, чтобы не приходилось просить их у однокурсников и тем самым не отвлекать их во время лекции. Целесообразно разработать собственную «маркографию» (значки, символы), сокращения слов. Не лишним будет и изучение основ стенографии. Работая над конспектом лекций, всегда необходимо использовать не только учебник, но и ту литературу, которую дополнительно рекомендовал лектор. Именно такая серьезная, кропотливая работа с лекционным материалом позволит глубоко овладеть знаниями.

Самостоятельное изучение тем курса

Самостоятельное изучение тем курса осуществляется на основе списка основной и рекомендуемой литературы к дисциплине. При работе с книгой необходимо научиться правильно ее читать, вести записи. Самостоятельная работа с учебниками и книгами (а также самостоятельное теоретическое исследование проблем, обозначенных

преподавателем на лекциях) – это важнейшее условие формирования научного способа познания. Основные приемы можно свести к следующим:

- составить перечень книг, с которыми следует познакомиться;
- перечень должен быть систематизированным (что необходимо для семинаров, что для экзаменов, что пригодится для написания курсовых и выпускных квалификационных работ, а что выходит за рамки официальной учебной деятельности, и расширяет общую культуру);
- обязательно выписывать все выходные данные по каждой книге (при написании курсовых и дипломных работ это позволит экономить время);
- определить, какие книги (или какие главы книг) следует прочитать более внимательно, а какие – просто просмотреть;
- при составлении перечней литературы следует посоветоваться с преподавателями и научными руководителями, которые помогут сориентироваться, на что стоит обратить большее внимание, а на что вообще не стоит тратить время;
- все прочитанные книги, учебники и статьи следует конспектировать, но это не означает, что надо конспектировать «все подряд»: можно выписывать кратко основные идеи автора и иногда приводить наиболее яркие и показательные цитаты (с указанием страниц);
- если книга – собственная, то допускается делать на полях книги краткие пометки или же в конце книги, на пустых страницах просто сделать свой «предметный указатель», где отмечаются наиболее интересные мысли и обязательно указываются страницы в тексте автора;
- следует выработать способность «воспринимать» сложные тексты; для этого лучший прием – научиться «читать медленно», когда понятно каждое прочитанное слово (а если слово незнакомое, то либо с помощью словаря, либо с помощью преподавателя обязательно его узнать); Таким образом, чтение научного текста является частью познавательной деятельности. Ее цель – извлечение из текста необходимой информации.

От того на сколько осознанна читающим собственная внутренняя установка при обращении к печатному слову (найти нужные сведения, усвоить информацию полностью или частично, критически проанализировать материал и т.п.) во многом зависит эффективность осуществляемого действия. Грамотная работа с книгой, особенно если речь идет о научной литературе, предполагает соблюдение ряда правил, для овладения которыми необходимо настойчиво учиться. Это серьезный, кропотливый труд. Прежде всего, при такой работе невозможен формальный, поверхностный подход. Не механическое заучивание, не простое накопление цитат, выдержек, а сознательное усвоение прочитанного, осмысление его, стремление дойти до сути – вот главное правило. Другое правило – соблюдение при работе над книгой определенной последовательности. Вначале следует ознакомиться с оглавлением, содержанием предисловия или введения. Это дает общую ориентировку, представление о структуре и вопросах, которые рассматриваются в книге.

Следующий этап – чтение. Первый раз целесообразно прочитать книгу с начала до конца, чтобы получить о ней цельное представление. При повторном чтении происходит постепенное глубокое осмысление каждой главы, критического материала и позитивного изложения; выделение основных идей, системы аргументов, наиболее ярких примеров и т.д. Непременным правилом чтения должно быть выяснение незнакомых слов, терминов, выражений, неизвестных имен, названий. Студенты с этой целью заводят специальные тетради или блокноты. Важная роль в связи с этим принадлежит библиографической подготовке студентов. Она включает в себя умение активно, быстро пользоваться научным аппаратом книги, справочными изданиями, каталогами, умение вести поиск необходимой информации, обрабатывать и систематизировать ее.

Выделяют четыре основные установки в чтении научного текста:

- информационно-поисковая (задача – найти, выделить искомую информацию);

- усваивающая (усилия читателя направлены на то, чтобы как можно полнее осознать и запомнить как сами сведения, излагаемые автором, так и всю логику его рассуждений);

- аналитико-критическая (читатель стремится критически осмыслить материал, проанализировав его, определив свое отношение к нему);

- творческая (создает у читателя готовность в том или ином виде – как отправной пункт для своих рассуждений, как образ для действия по аналогии и т.п. – использовать суждения автора, ход его мыслей, результат наблюдения, разработанную методику, дополнить их, подвергнуть новой проверке).

С наличием различных установок обращения к научному тексту связано существование и нескольких видов чтения:

- библиографическое – просматривание карточек каталога, рекомендательных списков, сводных списков журналов и статей за год и т.п.;

- просмотровое – используется для поиска материалов, содержащих нужную информацию, обычно к нему прибегают сразу после работы со списками литературы и каталогами, в результате такого просмотра читатель устанавливает, какие из источников будут использованы в дальнейшей работе;

- ознакомительное – подразумевает сплошное, достаточно подробное прочтение отобранных статей, глав, отдельных страниц, цель – познакомиться с характером информации, узнать, какие вопросы вынесены автором на рассмотрение, провести сортировку материала;

- изучающее – предполагает доскональное освоение материала; в ходе такого чтения проявляется доверие читателя к автору, готовность принять изложенную информацию, реализуется установка на предельно полное понимание материала;

- аналитико-критическое и творческое чтение – два вида чтения близкие между собой тем, что участвуют в решении исследовательских задач.

Первый из них предполагает направленный критический анализ, как самой информации, так и способов ее получения и подачи автором; второе – поиск тех суждений, фактов, по которым или в связи с которыми, читатель считает нужным высказать собственные мысли.

Из всех рассмотренных видов чтения основным для студентов является изучающее – именно оно позволяет в работе с учебной литературой накапливать знания в различных областях. Вот почему именно этот вид чтения в рамках учебной деятельности должен быть освоен в первую очередь. Кроме того, при овладении данным видом чтения формируются основные приемы, повышающие эффективность работы с научным текстом. Научная методика работы с литературой предусматривает также ведение записи прочитанного. Это позволяет привести в систему знания, полученные при чтении, сосредоточить внимание на главных положениях, зафиксировать, закрепить их в памяти, а при необходимости вновь обратиться к ним.

Основные виды систематизированной записи прочитанного:

- Аннотирование – предельно краткое связное описание просмотренной или прочитанной книги (статьи), ее содержания, источников, характера и назначения.

- Планирование – краткая логическая организация текста, раскрывающая содержание и структуру изучаемого материала.

- Тезирование – лаконичное воспроизведение основных утверждений автора без привлечения фактического материала.

- Цитирование – дословное выписывание из текста выдержек, извлечений, наиболее существенно отражающих ту или иную мысль автора.

- Конспектирование – краткое и последовательное изложение содержания прочитанного. Конспект – сложный способ изложения содержания книги или статьи в логической последовательности. Конспект аккумулирует в себе предыдущие виды записи, позволяет всесторонне охватить содержание книги, статьи. Поэтому умение составлять

план, тезисы, делать выписки и другие записи определяет и технологию составления конспекта.

Как правильно составлять конспект? Внимательно прочитайте текст. Уточните в справочной литературе непонятные слова. При записи не забудьте вынести справочные данные на поля конспекта. Выделите главное, составьте план, представляющий собой перечень заголовков, подзаголовков, вопросов, последовательно раскрываемых затем в конспекте. Это первый элемент конспекта. Вторым элементом конспекта являются тезисы. Тезис - это кратко сформулированное положение. Для лучшего усвоения и запоминания материала следует записывать тезисы своими словами. Тезисы, выдвигаемые в конспекте, нужно доказывать. Поэтому третий элемент конспекта - основные доводы, доказывающие истинность рассматриваемого тезиса. В конспекте могут быть положения и примеры. Законспектируйте материал, четко следуя пунктам плана. При конспектировании старайтесь выразить мысль своими словами. Записи следует вести четко, ясно. Грамотно записывайте цитаты. Цитируя, учитывайте лаконичность, значимость мысли. При оформлении конспекта необходимо стремиться к емкости каждого предложения. Мысли автора книги следует излагать кратко, заботясь о стиле и выразительности написанного. Число дополнительных элементов конспекта должно быть логически обоснованным, записи должны 15 распределяться в определенной последовательности, отвечающей логической структуре произведения. Для уточнения и дополнения необходимо оставлять поля.

Конспектирование - наиболее сложный этап работы. Овладение навыками конспектирования требует от студента целеустремленности, повседневной самостоятельной работы. Конспект ускоряет повторение материала, экономит время при повторном, после определенного перерыва, обращении к уже знакомой работе. Учитывая индивидуальные особенности каждого студента, можно дать лишь некоторые, наиболее оправдавшие себя общие правила, с которыми преподаватель и обязан познакомить студентов:

1. Главное в конспекте не объем, а содержание. В нем должны быть отражены основные принципиальные положения источника, то новое, что внес его автор, основные методологические положения работы. Умение излагать мысли автора сжато, кратко и собственными словами приходит с опытом и знаниями. Но их накоплению помогает соблюдение одного важного правила – не торопиться записывать при первом же чтении, вносить в конспект лишь то, что стало ясным.

2. Форма ведения конспекта может быть самой разнообразной, она может изменяться, совершенствоваться. Но начинаться конспект всегда должен с указания полного наименования работы, фамилии автора, года и места издания; цитаты берутся в кавычки с обязательной ссылкой на страницу книги.

3. Конспект не должен быть «слепым», безликим, состоящим из сплошного текста. Особо важные места, яркие примеры выделяются цветным подчеркиванием, взятием в рамочку, оттенением, пометками на полях специальными знаками, чтобы можно было быстро найти нужное положение. Дополнительные материалы из других источников можно давать на полях, где записываются свои суждения, мысли, появившиеся уже после составления конспекта.

Подготовка к тестированию

Тестирование - система стандартизированных заданий, позволяющая автоматизировать процедуру измерения уровня знаний и умений обучающегося.

Тестовая система предусматривает вопросы / задания, на которые слушатель должен дать один или несколько вариантов правильного ответа из предложенного списка ответов. При поиске ответа необходимо проявлять внимательность. Прежде всего, следует иметь в виду, что в предлагаемом задании всегда будет один правильный и один

неправильный ответ. Это оговаривается перед каждым тестовым вопросом. Всех правильных или всех неправильных ответов (если это специально не оговорено в формулировке вопроса) быть не может. Нередко в вопросе уже содержится смысловая подсказка, что правильным является только один ответ, поэтому при его нахождении продолжать дальнейшие поиски уже не требуется.

На отдельные тестовые задания не существует однозначных ответов, поскольку хорошее знание и понимание содержащегося в них материала позволяет найти такие ответы самостоятельно. Именно на это слушателям и следует ориентироваться, поскольку полностью запомнить всю получаемую информацию и в точности ее воспроизвести при ответе невозможно. Кроме того, вопросы в тестах могут быть обобщенными, не затрагивать каких-то деталей.

Тестовые задания сгруппированы по темам учебной дисциплины. Количество тестовых вопросов/заданий по каждой теме дисциплины определено так, чтобы быть достаточным для оценки знаний обучающегося по всему пройденному материалу.

При подготовке к тестированию студенту следует внимательно перечитать конспект лекций, основную и дополнительную литературу по той теме (разделу), по которому предстоит писать тест.

Для текущей аттестации по дисциплине «Духовно-нравственная культура и патриотическое воспитание» применяются тесты, которые выполняются по разделам № 1-4.

Предлагаются задания по изученным темам в виде открытых и закрытых вопросов (35 вопросов в каждом варианте).

Образец тестового задания

1. Древнейший человек на Земле появился около 3 млн. лет назад. Когда появились первые люди на Урале?

- а) 1 млн. лет назад,
- б) 300 тыс. лет назад,
- в) около. 150 тыс. лет назад.

2. В каком регионе Урала находится укрепленное поселение бронзового века “Аркаим”:

- а) в Курганской
- б) в Челябинской,
- в) в Свердловской.

3. Уральский город, где расположена известная наклонная башня Демидовых:

- а) Кунгур
- б) Невьянск
- в) Екатеринбург
- г) Соликамск

4. В каком году была основана Екатеринбургская горнозаводская школа?

- а) 1723
- б) 1783
- в) 1847

5. Почему на гербе Уральского государственного горного университета изображена императорская корона?

- а) потому что он был основан императором Николаем II
- б) по личной просьбе представительницы царского дома Романовых О.Н. Куликовской-Романовой, посетившей Горный университет
- в) для красоты

6. Из приведенных волевых качеств определите те, которые необходимы для выполнения патриотического долга.

- а) Решительность, выдержка, настойчивость в преодолении препятствий и трудностей.
- б) Агрессивность, настороженность, терпимость к себе и сослуживцам.
- в) Терпимость по отношению к старшим, лояльность по отношению к окружающим

7. Печорин в произведении М.Ю. Лермонтова “Герой нашего времени” был ветераном этой войны:

- а) Русско – турецкой
- б) Кавказской
- в) Крымской
- г) Германской

Ключи:

- 1. б
- 2. б
- 3. б
- 4. а
- 5. а
- 6. а
- 7. б

Тест выполняется на отдельном листе с напечатанными тестовыми заданиями, выдаваемом преподавателем, на котором нужно обвести правильный вариант ответа. Тест подписывается сверху следующим образом: фамилия, инициалы, № группы, дата.

Оценка за тестирование определяется простым суммированием баллов за правильные ответы на вопросы.

В зависимости от типа вопроса ответ считается правильным, если:

- в тестовом задании закрытой формы с выбором ответа выбран правильный ответ;
- в тестовом задании открытой формы дан правильный ответ;
- в тестовом задании на установление правильной последовательности установлена правильная последовательность;
- в тестовом задании на установление соответствия, если сопоставление произведено верно для всех пар.

18-35 баллов (50-100%) – оценка «зачтено»

0-17 баллов (0-49%) - оценка «не зачтено»

Подготовка к групповой дискуссии

Групповая дискуссия — это одна из организационных форм познавательной деятельности обучающихся, позволяющая закрепить полученные ранее знания, восполнить недостающую информацию, сформировать умения решать проблемы, укрепить позиции, научить культуре ведения дискуссии. Тематика обсуждения выдается на первых занятиях. Подготовка осуществляется во внеаудиторное время. Регламент – 3-5 мин. на выступление. В оценивании результатов наравне с преподавателем принимают участие студенты группы.

Обсуждение проблемы (нравственной, политической, научной, профессиональной и др.) происходит коллективно, допускается корректная критика высказываний (мнений) своих сокурсников с обязательным приведением аргументов критики.

Участие каждого обучающегося в диалоге, обсуждении должно быть неформальным, но предметным.

Темы для групповых дискуссий по разделам

Тема для групповой дискуссии по разделу 1. История инженерного дела в России. Создание и развитие Уральского государственного горного университета.

Студентам заранее дается перечень великих уральцев XVIII – начала XX вв. (Демидовы, И.С. Мясников и Твердышевы, Г.В. де Генин, В.А. Глинка, М.Е. Грум-Гржимайло и др.), внесших существенный вклад в развитие металлургической и горной промышленности. Студенты разбиваются на несколько групп, каждой из которых дается один исторический персонаж. Задача студентов по литературным и интернет-источникам подробно познакомиться с биографией и трудами своего героя. В назначенный для дискуссии день они должны не только рассказать о нем и его трудах, но и, главным образом, указать на то, каким образом их жизнь и деятельность повлияла на культуру и жизненный уклад их современников, простых уральцев.

Тема для групповой дискуссии по разделу 2. «Основы российского патриотического самосознания»

Студенты должны заранее освежить в памяти произведения школьной программы: К.М. Симонова «Жди меня», М.Ю. Лермонтова «Бородино», Л.Н. Толстого «Война и мир», А.А. Фадеева «Молодая гвардия».

Вопросы, выносимые на обсуждение:

Какие специфические грани образа патриота представлены в произведениях К.М. Симонова «Жди меня», М.Ю. Лермонтова «Бородино», Л.Н. Толстого «Война и мир», А.А. Фадеева «Молодая гвардия», выделите общее и особенное.

Какие еще произведения, в которых главные герои проявляют патриотические качества, вы можете назвать. Соотнесите их с героями вышеупомянутых писателей.

Тема для групповой дискуссии по разделу 3. Религиозная культура в жизни человека и общества.

Описание изначальной установки:

Группа делится на 2 части: «верующие» и «светские». Каждая группа должна высказать аргументированные суждения по следующей теме:

«Может ли верующий человек прожить без храма/мечети/синагоги и другие культовые сооружения?»

Вопросы для обсуждения:

1. Зачем человеку нужен храм/мечеть/синагога и др. культовые сооружения?
2. Почему совесть называют голосом Божиим в человеке?
3. Что означает выражение «вечные ценности»?
4. Что мешает человеку прийти в храм/мечеть/синагогу и др. культовое сооружение?

Каждый из групп должна представить развернутые ответы на поставленные вопросы со ссылкой на религиозные источники и нормативно-правовые акты, аргументированно изложить свою позицию.

Тема для групповой дискуссии по разделу 4. «Основы духовной и социально-психологической безопасности»

Тема дискуссии: «Воспитание трезвенных убеждений»

Основой дискуссии как метода активного обучения и контроля полученных знаний является равноценное владение материалом дискуссии всеми студентами. Для этого при предварительной подготовке рекомендуется наиболее тщательно повторить темы раздела, касающиеся формирования системы ценностей, манипуляций сознанием, методов ведения концентриальной войны, методике утверждения трезвости как базовой национальной ценности.

В начале дискуссии демонстрируется фильм Н. Михалкова «Окна Овертона» из серии Бесогон ТВ: https://www.youtube.com/watch?time_continue=8&v=Blliy4QfQIk

Затем перед студентами ставится проблемная задача: сформулировать ответ на вопрос «Возможно ли применение данной технологии формирования мировоззрения в благих целях — для воспитания трезвенных убеждений?»

Возможные варианты точек зрения:

1. Это манипулятивная технология, применение ее для воспитания трезвенных убеждений неэтично.
2. Это универсальная социально-педагогическая технология, применение ее во зло или во благо зависит от намерений автора. Использование ее в целях формирования трезвенных убеждений обосновано и может реализоваться в практической деятельности тех, кто овладел курсом «Основы утверждения трезвости»

Результатом дискуссии не могут быть однозначные выводы и формулировки. Действие ее всегда пролонгировано, что дает студентам возможность для дальнейшего обдумывания рассмотренных проблемных ситуаций, для поиска дополнительной информации по воспитанию трезвенных убеждений.

Незадолго до проведения групповой дискуссии преподаватель разделяет группу на несколько подгрупп, которая, согласно сценарию, будет представлять определенную точку зрения, информацию. При подготовке к групповой дискуссии студенту необходимо собрать материал по теме с помощью анализа научной литературы и источников.

Используя знание исторического, теологического и правового материала, исходя из изложенных изначальных концепций, каждая группа должна изложить свою точку зрения на обсуждаемый вопрос, подкрепив ее соответствующими аргументами.

Каждый из групп по очереди приводит аргументы в защиту своей позиции. Соответственно другая группа должна пытаться привести контраргументы, свидетельствующие о нецелесообразности, пагубности позиции предыдущей группы и стремится доказать, аргументированно изложить свою позицию.

Критерии оценивания: качество высказанных суждений, умение отстаивать свое мнение, культура речи, логичность.

Критерии оценки одной дискуссии:

Суждения зрелые, обоснованные, высказаны с использованием профессиональной терминологии, логично – 8-10 баллов.

Суждения не совсем зрелые или необоснованные, при ответе использована профессиональная терминология, суждение логично – 4 – 7 баллов.

Суждения незрелые, необоснованные, бытовая речь, нелогичный ответ – 2– 3 балла:

Суждения нет, бытовая речь, нелогичный ответ – 2– 3 балла.

Оценка «зачтено» выставляется обучающемуся, если он набрал 8-10 баллов

Оценка «зачтено» выставляется обучающемуся, если он набрал 4-7 баллов
Оценка «зачтено» выставляется обучающемуся, если он набрал 2-3 балла
Оценка «неудовлетворительно» выставляется обучающемуся, если он набрал 0-1 балл.

Максимальное количество баллов, которые можно набрать, работая на дискуссии – 40 баллов.

Методические указания по подготовке к промежуточной аттестации

Каждый учебный семестр заканчивается промежуточной аттестацией в виде зачетно-экзаменационной сессии. Подготовка к зачетно-экзаменационной сессии, сдача зачетов и экзаменов является также самостоятельной работой студента. Основное в подготовке к сессии – повторение всего учебного материала дисциплины, по которому необходимо сдавать зачет или экзамен. Только тот студент успевает, кто хорошо усвоил учебный материал. Если студент плохо работал в семестре, пропускал лекции, слушал их невнимательно, не конспектировал, не изучал рекомендованную литературу, то в процессе подготовки к сессии ему придется не повторять уже знакомое, а заново в короткий срок изучать весь учебный материал. Все это зачастую невозможно сделать из-за нехватки времени. Для такого студента подготовка к зачету или экзамену будет трудным, а иногда и непосильным делом, а конечный результат – возможное отчисление из учебного заведения.

Ознакомление обучающихся с процедурой и алгоритмом оценивания (в течение первой недели начала изучения дисциплины).

Сообщение результатов оценивания обучающимся.

Оформление необходимой документации.

Зачет - форма контроля промежуточной аттестации, в результате которого обучающийся получает оценку по шкале: «зачтено», «не зачтено».

Зачет проводится по расписанию.

Цель зачета – завершить курс изучения дисциплины, проверить сложившуюся у обучающегося систему знаний, понятий, отметить степень полученных знаний, определить сформированность компетенций.

Зачет подводит итог знаний, умений и навыков обучающихся по дисциплине, всей учебной работы по данному предмету.

К зачету по дисциплине «Духовно-нравственная культура и патриотическое воспитание» необходимо начинать готовиться с первой лекции, практического (семинарского) занятия, так как материал, набираемый памятью постепенно, неоднократно подвергавшийся обсуждению, образует качественные знания, формирует необходимые компетенции.

Зачет по дисциплине «Духовно-нравственная культура и патриотическое воспитание» проводится в письменной форме путем выполнения зачетного тестового задания.

При опоздании к началу зачета обучающийся на зачет не допускается. Использование средств связи, «шпаргалок», подсказок зачете является основанием для удаления обучающегося с зачета, а в зачетной ведомости проставляется оценка «не зачтено».

Для подготовки зачету (составления конспекта ответа) обучающийся должен иметь лист (несколько листов) формата А-4.

Лист (листы) формата А-4, на котором будет выполняться подготовка к ответу зачетного задания, должен быть подписан обучающимся в начале работы в правом верхнем углу. Здесь следует указать:

- Ф. И. О. обучающегося;
- группу, курс
- дату выполнения работы
- название дисциплины «Духовно-нравственная культура и патриотическое воспитание».

Страницы листов с ответами должны быть пронумерованы.

Промежуточная аттестация по итогам освоения дисциплины «Духовно-нравственная культура и патриотическое воспитание» проводится в форме теста. Выполнение теста предполагает выбор правильного варианта ответа на вопрос из числа предложенных.

На зачете преподаватель может задать обучающемуся дополнительные и уточняющие вопросы. Дополнительные вопросы задаются помимо вопросов теста и связаны, как правило, с плохим ответом. Уточняющие вопросы задаются в рамках теста и направлены на уточнение мысли студента.

Система оценивания по оценочным средствам промежуточного контроля

Форма и описание контрольного мероприятия	Балловая стоимость контрольного мероприятия	Критерии начисления баллов
Тест - система стандартизированных заданий, позволяющая автоматизировать процедуру измерения уровня знаний и умений обучающегося	0-35 баллов (35 заданий)	Правильность ответов
Итого	35 баллов	

Оценка за тестирование определяется простым суммированием баллов за правильные ответы на вопросы.

В зависимости от типа вопроса ответ считается правильным, если:

- в тестовом задании закрытой формы с выбором ответа выбран правильный ответ;
- в тестовом задании открытой формы дан правильный ответ;
- в тестовом задании на установление правильной последовательности установлена правильная последовательность;
- в тестовом задании на установление соответствия, если сопоставление произведено верно для всех пар.

Итоговая оценка по дисциплине складывается из суммы баллов текущего контроля и баллов по промежуточной аттестации.

55 - 110 балла (50-100%) - оценка «зачтено»

0 - 54 балла (0-49%) - оценка «не зачтено».

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ
КОММУНИКАТИВНАЯ КУЛЬТУРА ЛИЧНОСТИ**

Направление

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Профиль

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Одобрена на заседании кафедры

Философии и культурологии

(название кафедры)

Зав. кафедрой



(подпись)

Беляев В.П.

(Фамилия И.О.)

Протокол №1 от 01.09.2021

(Дата)

Рассмотрена методической комиссией

Факультета горно-механического

(название факультета)

Председатель



(подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 07.10.2021

(Дата)

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Методические рекомендации по работе с текстом лекций	5
2 Методические рекомендации по подготовке к опросу	8
3 Методические рекомендации по подготовке доклада (презентации)	9
4 Методические рекомендации по написанию эссе	11
5 Методические рекомендации по подготовке к семинарским занятиям	14
6 Методические рекомендации по подготовке к дискуссии	15
7 Методические рекомендации по подготовке к сдаче экзаменов и зачетов	17
Заключение	20
Список использованных источников	21

Автор: Гладкова И. В., доцент, канд. филос. н.

ВВЕДЕНИЕ

Инициативная самостоятельная работа студента есть неотъемлемая составная часть учебы в вузе. В современном формате высшего образования значительно возрастает роль самостоятельной работы студента. Правильно спланированная и организованная самостоятельная работа обеспечивает достижение высоких результатов в учебе.

Самостоятельная работа студента (СРС) - это планируемая учебная, учебно-исследовательская, научно-исследовательская работа студентов, выполняемая во внеаудиторное (аудиторное) время по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия, при сохранении ведущей роли студентов.

Целью СРС является овладение фундаментальными знаниями, профессиональными умениями и навыками по профилю будущей специальности, опытом творческой, исследовательской деятельности, развитие самостоятельности. Ответственности и организованности, творческого подхода к решению проблем учебного и профессионального уровней. Самостоятельная работа студента – важнейшая составная часть учебного процесса, обязательная для каждого студента, объем которой определяется учебным планом. Методологическую основу СРС составляет деятельностный подход, при котором цели обучения ориентированы на формирование умений решать типовые и нетиповые задачи, т. е. на реальные ситуации, в которых студентам надо проявить знание конкретной дисциплины. Предметно и содержательно СРС определяется государственным образовательным стандартом, действующими учебными планами и образовательными программами различных форм обучения, рабочими программами учебных дисциплин, средствами обеспечения СРС: учебниками, учебными пособиями и методическими руководствами, учебно-программными комплексами и т.д.

Самостоятельная работа студентов может рассматриваться как организационная форма обучения - система педагогических условий, обеспечивающих управление учебной деятельностью студентов по освоению знаний и умений в области учебной и научной деятельности без посторонней помощи.

Самостоятельная работа студентов проводится с целью:

- систематизации и закрепления полученных теоретических знаний и практических умений студентов;
- углубления и расширения теоретических знаний;
- формирования умений использовать нормативную, правовую, справочную документацию и специальную литературу;
- развития познавательных способностей и активности студентов: творческой инициативы, самостоятельности, ответственности и организованности;
- формирования самостоятельности мышления, способностей к саморазвитию, самосовершенствованию и самореализации;
- формирования практических (общеучебных и профессиональных) умений и навыков;
- развития исследовательских умений;
- получения навыков эффективной самостоятельной профессиональной (практической и научно-теоретической) деятельности.

Самостоятельная работа студента - это особым образом организованная деятельность, включающая в свою структуру такие компоненты, как:

- уяснение цели и поставленной учебной задачи;
- четкое и системное планирование самостоятельной работы;
- поиск необходимой учебной и научной информации;
- освоение информации и ее логическая переработка;

- использование методов исследовательской, научно-исследовательской работы для решения поставленных задач;
- выработка собственной позиции по поводу полученной задачи;
- представление, обоснование и защита полученного решения;
- проведение самоанализа и самоконтроля.

В учебном процессе выделяют два вида самостоятельной работы: аудиторная и внеаудиторная.

Аудиторная самостоятельная работа по дисциплине выполняется на учебных занятиях под непосредственным руководством преподавателя и по его заданию: текущие консультации, коллоквиум, прием и разбор домашних заданий и другие.

Внеаудиторная самостоятельная работа - планируемая учебная, учебно-исследовательская, научно-исследовательская работа студентов, выполняемая во внеаудиторное время по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия: подготовка презентаций, составление глоссария, подготовка к практическим занятиям, подготовка рецензий, аннотаций на статью, подготовка к дискуссиям, круглым столам.

СРС может включать следующие формы работ:

- изучение лекционного материала;
- работа с источниками литературы: поиск, подбор и обзор литературы и электронных источников информации по заданной проблеме курса;
- выполнение домашних заданий, выдаваемых на практических занятиях: тестов, докладов, контрольных работ и других форм текущего контроля;
- изучение материала, вынесенного на самостоятельное изучение; подготовка к практическим занятиям;
- подготовка к контрольной работе или коллоквиуму;
- подготовка к зачету, экзамену, другим аттестациям;
- написание реферата, эссе по заданной проблеме;
- выполнение расчетно-графической работы;
- выполнение курсовой работы или проекта;
- анализ научной публикации по определенной преподавателем теме, ее реферирование;
- исследовательская работа и участие в научных студенческих конференциях, семинарах и олимпиадах.

Особенностью организации самостоятельной работы студентов является необходимость не только подготовиться к сдаче зачета /экзамена, но и собрать, обобщить, систематизировать, проанализировать информацию по темам дисциплины.

Технология организации самостоятельной работы студентов включает использование информационных и материально-технических ресурсов образовательного учреждения. Для более эффективного выполнения самостоятельной работы по дисциплине преподаватель рекомендует студентам источники и учебно-методические пособия для работы, характеризует наиболее рациональную методику самостоятельной работы.

Самостоятельная работа может осуществляться индивидуально или группами студентов online и на занятиях в зависимости от цели, объема, конкретной тематики самостоятельной работы, уровня сложности, уровня умений студентов.

Подготовка к самостоятельной работе, не предусмотренная образовательной программой, учебным планом и учебно-методическими материалами, раскрывающими и конкретизирующими их содержание, осуществляется студентами инициативно, с целью реализации собственных учебных и научных интересов.

В качестве форм и методов контроля внеаудиторной самостоятельной работы студентов могут быть использованы обмен информационными файлами, семинарские занятия, тестирование, опрос, доклад, реферат, самоотчеты, контрольные работы, защита творческих работ и электронных презентаций и др.

1. Методические рекомендации по работе с текстом лекций

На лекционных занятиях необходимо конспектировать учебный материал. Обращать внимание на формулировки, определения, раскрывающие содержание тех или иных понятий, научные выводы и практические рекомендации, положительный опыт в ораторском мастерстве. Внимательное слушание и конспектирование лекций предполагает интенсивную умственную деятельность студента, и помогает усвоить учебный материал.

Желательно оставлять в рабочих конспектах поля, на которых делать пометки, дополняющие материал прослушанной лекции, а также подчеркивающие особую важность тех или иных теоретических положений, фиксировать вопросы, вызывающие личный интерес, варианты ответов на них, сомнения, проблемы, спорные положения. Рекомендуется вести записи на одной стороне листа, оставляя вторую сторону для размышлений, разборов, вопросов, ответов на них, для фиксирования деталей темы или связанных с ней фактов, которые припоминаются самим студентом в ходе слушания.

Слушание лекций - сложный вид интеллектуальной деятельности, успех которой обусловлен *умением слушать*, и стремлением воспринимать материал, нужное записывая в тетрадь. Запись лекции помогает сосредоточить внимание на главном, в ходе самой лекции продумать и осмыслить услышанное, осознать план и логику изложения материала преподавателем.

Такая работа нередко вызывает трудности у студентов: некоторые стремятся записывать все дословно, другие пишут отрывочно, хаотично. Чтобы избежать этих ошибок, целесообразно придерживаться ряда правил.

1. После записи ориентирующих и направляющих внимание данных (тема, цель, план лекции, рекомендованная литература) важно попытаться проследить, как они раскрываются в содержании, подкрепляются формулировками, доказательствами, а затем и выводами.

2. Записывать следует основные положения и доказывающие их аргументы, наиболее яркие примеры и факты, поставленные преподавателем вопросы для самостоятельной проработки.

3. Стремиться к четкости записи, ее последовательности, выделяя темы, подтемы, вопросы и подвопросы, используя цифровую и буквенную нумерацию (римские и арабские цифры, большие и малые буквы), красные строки, выделение абзацев, подчеркивание главного и т.д.

Форма записи материала может быть различной - в зависимости от специфики изучаемого предмета. Это может быть стиль учебной программы (назывные предложения), уместны и свои краткие пояснения к записям.

Студентам не следует подробно записывать на лекции «все подряд», но обязательно фиксировать то, что преподаватели диктуют – это базовый конспект, содержащий основные положения лекции: определения, выводы, параметры, критерии, аксиомы, постулаты, парадигмы, концепции, ситуации, а также мысли-маяки (ими часто являются афоризмы, цитаты, остроумные изречения). Запись лекции лучше вести в сжатой форме, короткими и четкими фразами. Каждому студенту полезно выработать свою систему сокращений, в которой он мог бы разобраться легко и безошибочно.

Даже отлично записанная лекция предполагает дальнейшую самостоятельную работу над ней (осмысление ее содержания, логической структуры, выводов). С целью доработки конспекта лекции необходимо в первую очередь прочитать записи, восстановить текст в памяти, а также исправить описки, расшифровать не принятые ранее сокращения, заполнить пропущенные места, понять текст, вникнуть в его смысл. Далее прочитать материал по рекомендуемой литературе, разрешая в ходе чтения возникшие ранее затруднения, вопросы, а также дополняя и исправляя свои записи. В ходе доработки конспекта углубляются, расширяются и закрепляются знания, а также дополняется, исправляется и совершенствуется конспект. Доработанный конспект и

рекомендуемая литература используется при подготовке к практическому занятию. Знание лекционного материала при подготовке к практическому занятию обязательно.

Особенно важно в процессе самостоятельной работы над лекцией выделить новый понятийный аппарат, уяснить суть новых понятий, при необходимости обратиться к словарям и другим источникам, заодно устранив неточности в записях. Главное - вести конспект аккуратно и регулярно, только в этом случае он сможет стать подспорьем в изучении дисциплины.

Работа над лекцией стимулирует самостоятельный поиск ответов на самые различные вопросы: над какими понятиями следует поработать, какие обобщения сделать, какой дополнительный материал привлечь.

Важным средством, направляющим самообразование, является выполнение различных заданий по тексту лекции, например, составление ее развернутого плана или тезисов; ответы на вопросы проблемного характера, (скажем, об основных тенденциях развития той или иной проблемы); составление проверочных тестов по проблеме, написание по ней реферата, составление графических схем.

По своим задачам лекции могут быть разных жанров: *установочная лекция* вводит в изучение курса, предмета, проблем (что и как изучать), а *обобщающая лекция* позволяет подвести итог (зачем изучать), выделить главное, усвоить законы развития знания, преемственности, новаторства, чтобы применить обобщенный позитивный опыт к решению современных практических задач. Обобщающая лекция ориентирует в истории и современном состоянии научной проблемы.

В процессе освоения материалов обобщающих лекций студенты могут выполнять задания разного уровня. Например: задания *репродуктивного* уровня (составить развернутый план обобщающей лекции, составить тезисы по материалам лекции); задания *продуктивного* уровня (ответить на вопросы проблемного характера, составить опорный конспект по схеме, выявить основные тенденции развития проблемы); задания *творческого* уровня (составить проверочные тесты по теме, защитить реферат и графические темы по данной проблеме). Обращение к ранее изученному материалу не только помогает восстановить в памяти известные положения, выводы, но и приводит разрозненные знания в систему, углубляет и расширяет их. Каждый возврат к старому материалу позволяет найти в нем что-то новое, переосмыслить его с иных позиций, определить для него наиболее подходящее место в уже имеющейся системе знаний.

2. Методические указания по подготовке к опросу

Самостоятельная работа обучающихся включает подготовку к устному или письменному опросу на семинарских занятиях. Для этого обучающийся изучает лекции, основную и дополнительную литературу, публикации, информацию из Интернет-ресурсов. Темы и вопросы к семинарским занятиям, вопросы для самоконтроля приведены в методических указаниях по разделам и доводятся до обучающихся заранее.

Письменный опрос

Письменный опрос является одной из форм текущего контроля успеваемости студента. При изучении материала студент должен убедиться, что хорошо понимает основную терминологию темы, умеет ее использовать в нужном контексте. Желательно составить краткий конспект ответа на предполагаемые вопросы письменной работы, чтобы убедиться в том, что студент владеет материалом и может аргументировано, логично и грамотно письменно изложить ответ на вопрос. Следует обратить особое внимание на написание профессиональных терминов, чтобы избежать грамматических ошибок в работе. При изучении новой для студента терминологии рекомендуется изготовить карточки, которые содержат новый термин и его расшифровку, что значительно облегчит работу над материалом.

Устный опрос

Целью устного собеседования являются обобщение и закрепление изученного курса. Студентам предлагаются для освещения сквозные концептуальные проблемы. При подготовке следует использовать лекционный материал и учебную литературу. Для более глубокого постижения курса и более основательной подготовки рекомендуется познакомиться с указанной дополнительной литературой. Готовясь к семинару, студент должен, прежде всего, ознакомиться с общим планом семинарского занятия. Следует внимательно прочесть свой конспект лекции по изучаемой теме и рекомендуемую к теме семинара литературу. С незнакомыми терминами и понятиями следует ознакомиться в предлагаемом глоссарии, словаре или энциклопедии¹.

Критерии качества устного ответа.

1. Правильность ответа по содержанию.
2. Полнота и глубина ответа.
3. Сознательность ответа (учитывается понимание излагаемого материала).
4. Логика изложения материала (учитывается умение строить целостный, последовательный рассказ, грамотно пользоваться профессиональной терминологией).
5. Рациональность использованных приемов и способов решения поставленной учебной задачи (учитывается умение использовать наиболее прогрессивные и эффективные способы достижения цели).
6. Своевременность и эффективность использования наглядных пособий и технических средств при ответе (учитывается грамотно и с пользой применять наглядность и демонстрационный опыт при устном ответе).
7. Использование дополнительного материала (приветствуется, но не обязательно для всех студентов).
8. Рациональность использования времени, отведенного на задание (не одобряется затянутость выполнения задания, устного ответа во времени, с учетом индивидуальных особенностей студентов)².

¹ Методические рекомендации для студентов [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://lesgaft.spb.ru/sites/default/files/u57/metod.rekomendacii_dlya_studentov_21.pdf

² Методические рекомендации для студентов [Электронный ресурс]: http://priab.ru/images/metod_agro/Metod_Inostran_yazyk_35.03.04_Agro_15.01.2016.pdf

Ответ на каждый вопрос из плана семинарского занятия должен быть содержательным и аргументированным. Для этого следует использовать документы, монографическую, учебную и справочную литературу.

Для успешной подготовки к устному опросу, студент должен законспектировать рекомендуемую литературу, внимательно осмыслить лекционный материал и сделать выводы. Объем времени на подготовку к устному опросу зависит от сложности темы и особенностей организации обучающимся своей самостоятельной работы.

2. Методические рекомендации по подготовке доклада (презентации)

Доклад – публичное сообщение по заданной теме, представляющее собой развернутое изложение на определенную тему, вид самостоятельной работы, который используется в учебных и внеаудиторных занятиях и способствует формированию навыков исследовательской работы, освоению методов научного познания, приобретению навыков публичного выступления, расширяет познавательные интересы, приучает критически мыслить.

При подготовке доклада используется дополнительная литература, систематизируется материал. Работа над докладом не только позволяет учащемуся приобрести новые знания, но и способствует формированию важных научно-исследовательских навыков самостоятельной работы с научной литературой, что повышает познавательный интерес к научному познанию.

Приветствуется использование мультимедийных технологий, подготовка докладов-презентаций.

Доклад должен соответствовать следующим требованиям:

- тема доклада должна быть согласована с преподавателем и соответствовать теме занятия;

- иллюстрации (слайды в презентации) должны быть достаточными, но не чрезмерными;

- материалы, которыми пользуется студент при подготовке доклада-презентации, должны соответствовать научно-методическим требованиям ВУЗа и быть указаны в докладе;

- необходимо соблюдать регламент: 7-10 минут выступления.

Преподаватель может дать тему сразу нескольким студентам одной группы, по принципу: докладчик и оппонент. Студенты могут подготовить два выступления с противоположными точками зрения и устроить дискуссию по проблемной теме. Докладчики и содокладчики во многом определяют содержание, стиль, активность данного занятия, для этого необходимо:

- использовать технические средства;
- знать и хорошо ориентироваться в теме всей презентации (семинара);
- уметь дискутировать и быстро отвечать на вопросы;
- четко выполнять установленный регламент: докладчик - 7-10 мин.; содокладчик - 5 мин.; дискуссия - 10 мин;
- иметь представление о композиционной структуре доклада.

После выступления докладчик и содокладчик, должны ответить на вопросы слушателей.

В подготовке доклада выделяют следующие этапы:

1. Определение цели доклада: информировать, объяснить, обсудить что-то (проблему, решение, ситуацию и т. п.)

2. Подбор литературы, иллюстративных примеров.

3. Составление плана доклада, систематизация материала, композиционное оформление доклада в виде печатного /рукописного текста и электронной презентации.

Общая структура доклада

Построение доклада включает три части: вступление, основную часть и заключение.

Вступление.

Вступление должно содержать:

- название презентации (доклада);
- сообщение основной идеи;
- обоснование актуальности обсуждаемого вопроса;

- современную оценку предмета изложения;
- краткое перечисление рассматриваемых вопросов;
- живую интересную форму изложения;
- акцентирование оригинальности подхода.

Основная часть.

Основная часть состоит из нескольких разделов, постепенно раскрывающих тему. Возможно использование иллюстрации (графики, диаграммы, фотографии, карты, рисунки) Если необходимо, для обоснования темы используется ссылка на источники с доказательствами, взятыми из литературы (цитирование авторов, указание цифр, фактов, определений). Изложение материала должно быть связным, последовательным, доказательным.

Задача основной части - представить достаточно данных для того, чтобы слушатели и заинтересовались темой и захотели ознакомиться с материалами. При этом логическая структура теоретического блока не должны даваться без наглядных пособий, аудио-визуальных и визуальных материалов.

Заключение.

Заключение - это ясное четкое обобщение, в котором подводятся итоги, формулируются главные выводы, подчеркивается значение рассмотренной проблемы, предлагаются самые важные практические рекомендации. Требования к оформлению доклада. Объем машинописного текста доклада должен быть рассчитан на произнесение доклада в течение 7 -10 минут (3-5 машинописных листа текста с докладом).

Электронные презентации выполняются в программе MS PowerPoint в виде слайдов в следующем порядке: • титульный лист с заголовком темы и автором исполнения презентации; • план презентации (5-6 пунктов - это максимум); • основная часть (не более 10 слайдов); • заключение (вывод). Общие требования к стилевому оформлению презентации: • дизайн должен быть простым и лаконичным; • основная цель - читаемость, а не субъективная красота; цветовая гамма должна состоять не более чем из двух-трех цветов; • всегда должно быть два типа слайдов: для титульных и для основного текста; • размер шрифта должен быть: 24–54 пункта (заголовок), 18–36 пунктов (обычный текст); • текст должен быть свернут до ключевых слов и фраз. Полные развернутые предложения на слайдах таких презентаций используются только при цитировании; каждый слайд должен иметь заголовок; • все слайды должны быть выдержаны в одном стиле; • на каждом слайде должно быть не более трех иллюстраций; • слайды должны быть пронумерованы с указанием общего количества слайдов.

4. Методические рекомендации по написанию эссе

Эссе - это самостоятельная письменная работа на тему, предложенную преподавателем. Цель эссе состоит в развитии навыков самостоятельного творческого мышления и письменного изложения собственных мыслей. Писать эссе чрезвычайно полезно, поскольку это позволяет автору научиться четко и грамотно формулировать мысли, структурировать информацию, использовать основные категории анализа, выделять причинно-следственные связи, иллюстрировать понятия соответствующими примерами, аргументировать свои выводы; овладеть научным стилем речи.

Эссе должно содержать: четкое изложение сути поставленной проблемы, включать самостоятельно проведенный анализ этой проблемы с использованием концепций и аналитического инструментария, рассматриваемого в рамках дисциплины, выводы, обобщающие авторскую позицию по поставленной проблеме. В зависимости от специфики дисциплины формы эссе могут значительно дифференцироваться. В некоторых случаях это может быть анализ имеющихся статистических данных по изучаемой проблеме, анализ материалов из средств массовой информации и использованием изучаемых моделей, подробный разбор предложенной задачи с развернутыми мнениями, подбор и детальный анализ примеров, иллюстрирующих проблему и т.д.

Построение эссе - это ответ на вопрос или раскрытие темы, которое основано на классической системе доказательств.

Структура эссе

1. *Титульный лист* (заполняется по единой форме);
2. *Введение* - суть и обоснование выбора данной темы, состоит из ряда компонентов, связанных логически и стилистически.

На этом этапе очень важно правильно *сформулировать вопрос, на который вы собираетесь найти ответ в ходе своего исследования.*

3. *Основная часть* - теоретические основы выбранной проблемы и изложение основного вопроса.

Данная часть предполагает развитие аргументации и анализа, а также обоснование их, исходя из имеющихся данных, других аргументов и позиций по этому вопросу. В этом заключается основное содержание эссе и это представляет собой главную трудность. Поэтому важное значение имеют подзаголовки, на основе которых осуществляется структурирование аргументации; именно здесь необходимо обосновать (логически, используя данные или строгие рассуждения) предлагаемую аргументацию/анализ. Там, где это необходимо, в качестве аналитического инструмента можно использовать графики, диаграммы и таблицы.

В зависимости от поставленного вопроса анализ проводится на основе следующих категорий:

Причина - следствие, общее - особенное, форма - содержание, часть - целое, постоянство - изменчивость.

В процессе построения эссе необходимо помнить, что один параграф должен содержать только одно утверждение и соответствующее доказательство, подкрепленное графическим и иллюстративным материалом. Следовательно, наполняя содержанием разделы аргументацией (соответствующей подзаголовкам), необходимо в пределах параграфа ограничить себя рассмотрением одной главной мысли.

Хорошо проверенный (и для большинства — совершенно необходимый) способ построения любого эссе - использование подзаголовков для обозначения ключевых моментов аргументированного изложения: это помогает посмотреть на то, что предполагается сделать (и ответить на вопрос, хорош ли замысел). Такой подход поможет следовать точно определенной цели в данном исследовании. Эффективное использование подзаголовков - не только обозначение основных пунктов, которые необходимо осветить.

Их последовательность может также свидетельствовать о наличии или отсутствии логичности в освещении темы.

4. *Заключение* - обобщения и аргументированные выводы по теме с указанием области ее применения и т.д. Подытоживает эссе или еще раз вносит пояснения, подкрепляет смысл и значение изложенного в основной части. Методы, рекомендуемые для составления заключения: повторение, иллюстрация, цитата, впечатляющее утверждение. Заключение может содержать такой очень важный, дополняющий эссе элемент, как указание на применение (импликацию) исследования, не исключая взаимосвязи с другими проблемами.

Структура аппарата доказательств, необходимых для написания эссе

Доказательство - это совокупность логических приемов обоснования истинности какого-либо суждения с помощью других истинных и связанных с ним суждений. Оно связано с убеждением, но не тождественно ему: аргументация или доказательство должны основываться на данных науки и общественно-исторической практики, убеждения же могут быть основаны на предрассудках, неосведомленности людей в вопросах экономики и политики, видимости доказательности. Другими словами, доказательство или аргументация - это рассуждение, использующее факты, истинные суждения, научные данные и убеждающее нас в истинности того, о чем идет речь.

Структура любого доказательства включает в себя три составляющие: тезис, аргументы и выводы или оценочные суждения.

Тезис - это положение (суждение), которое требуется доказать. *Аргументы* - это категории, которыми пользуются при доказательстве истинности тезиса. *Вывод* - это мнение, основанное на анализе фактов. *Оценочные суждения* - это мнения, основанные на наших убеждениях, верованиях или взглядах. *Аргументы* обычно делятся на следующие группы:

1. *Удостоверенные факты* — фактический материал (или статистические данные).
2. *Определения* в процессе аргументации используются как описание понятий, связанных с тезисом.
3. *Законы* науки и ранее доказанные теоремы тоже могут использоваться как аргументы доказательства.

Требования к фактическим данным и другим источникам

При написании эссе чрезвычайно важно то, как используются эмпирические данные и другие источники (особенно качество чтения). Все (фактические) данные соотносятся с конкретным временем и местом, поэтому прежде, чем их использовать, необходимо убедиться в том, что они соответствуют необходимому для исследований времени и месту. Соответствующая спецификация данных по времени и месту — один из способов, который может предотвратить чрезмерное обобщение, результатом которого может, например, стать предположение о том, что все страны по некоторым важным аспектам одинаковы (если вы так полагаете, тогда это должно быть доказано, а не быть голословным утверждением).

Всегда можно избежать чрезмерного обобщения, если помнить, что в рамках эссе используемые данные являются иллюстративным материалом, а не заключительным актом, т.е. они подтверждают аргументы и рассуждения и свидетельствуют о том, что автор умеет использовать данные должным образом. Нельзя забывать также, что данные, касающиеся спорных вопросов, всегда подвергаются сомнению. От автора не ждут определенного или окончательного ответа. Необходимо понять сущность фактического материала, связанного с этим вопросом (соответствующие индикаторы? насколько надежны данные для построения таких индикаторов? к какому заключению можно прийти на основании имеющихся данных и индикаторов относительно причин и следствий? и т.д.), и продемонстрировать это в эссе. Нельзя ссылаться на работы, которые автор эссе не читал сам.

5. Методические рекомендации по подготовке семинарским занятиям

Семинар представляет собой комплексную форму и завершающее звено в изучении определенных тем, предусмотренных программой учебной дисциплины. Комплексность данной формы занятий определяется тем, что в ходе её проведения сочетаются выступления обучающихся и преподавателя: рассмотрение обсуждаемой проблемы и анализ различных, часто дискуссионных позиций; обсуждение мнений обучающихся и разъяснение (консультация) преподавателя; углубленное изучение теории и приобретение навыков умения ее использовать в практической работе.

По своему назначению семинар, в процессе которого обсуждается та или иная научная проблема, способствует:

- углубленному изучению определенного раздела учебной дисциплины, закреплению знаний;
- отработке методологии и методических приемов познания;
- выработке аналитических способностей, умения обобщения и формулирования выводов;
- приобретению навыков использования научных знаний в практической деятельности;
- выработке умения кратко, аргументированно и ясно излагать обсуждаемые вопросы;
- осуществлению контроля преподавателя за ходом обучения.

Семинары представляет собой *дискуссию* в пределах обсуждаемой темы (проблемы). Дискуссия помогает участникам семинара приобрести более совершенные знания, проникнуть в суть изучаемых проблем. Выработать методологию, овладеть методами анализа социально-экономических процессов. Обсуждение должно носить творческий характер с четкой и убедительной аргументацией.

По своей структуре семинар начинается со вступительного слова преподавателя, в котором кратко излагаются место и значение обсуждаемой темы (проблемы) в данной дисциплине, напоминаются порядок и направления ее обсуждения. Конкретизируется ранее известный обучающимся план проведения занятия. После этого начинается процесс обсуждения вопросов обучающимися. Завершается занятие подведением итогов обсуждения, заключительным словом преподавателя.

Проведение семинарских занятий в рамках учебной группы (20 - 25 человек) позволяет обеспечить активное участие в обсуждении проблемы всех присутствующих.

По ходу обсуждения темы помните, что изучение теории должно быть связано с определением (выработкой) средств, путей применения теоретических положений в практической деятельности, например, при выполнении функций государственного служащего. В то же время важно не свести обсуждение научной проблемы только к пересказу случаев из практики работы, к критике имеющих место недостатков. Дискуссии имеют важное значение: учат дисциплине ума, умению выступать по существу, мыслить логически, выделяя главное, критически оценивать выступления участников семинара.

В процессе проведения семинара обучающиеся могут использовать разнообразные по своей форме и характеру пособия, демонстрируя фактический, в том числе статистический материал, убедительно подтверждающий теоретические выводы и положения. В завершение обсудите результаты работы семинара и сделайте выводы, что хорошо усвоено, а над чем следует дополнительно поработать.

В целях эффективности семинарских занятий необходима обстоятельная подготовка к их проведению. В начале семестра (учебного года) возьмите в библиотеке необходимые методические материалы для своевременной подготовки к семинарам. Готовясь к конкретной теме занятия следует ознакомиться с новыми официальными документами, статьями в периодических журналах, вновь вышедшими монографиями.

6. Методические рекомендации по подготовке к дискуссии

Современная практика предлагает широкий круг типов семинарских занятий. Среди них особое место занимает *семинар-дискуссия*, где в диалоге хорошо усваивается новая информация, видны убеждения студента, обсуждаются противоречия (явные и скрытые) и недостатки. Для обсуждения берутся конкретные актуальные вопросы, с которыми студенты предварительно ознакомлены. Дискуссия является одной из наиболее эффективных технологий группового взаимодействия, обладающей особыми возможностями в обучении, развитии и воспитании будущего специалиста.

Дискуссия (от лат. discussio - рассмотрение, исследование) - способ организации совместной деятельности с целью интенсификации процесса принятия решений в группе посредством обсуждения какого-либо вопроса или проблемы.

Дискуссия обеспечивает активное включение студентов в поиск истины; создает условия для открытого выражения ими своих мыслей, позиций, отношений к обсуждаемой теме и обладает особой возможностью воздействия на установки ее участников в процессе группового взаимодействия. Дискуссию можно рассматривать как *метод интерактивного обучения* и как особую технологию, включающую в себя другие методы и приемы обучения: «мозговой штурм», «анализ ситуаций» и т.д.

Обучающий эффект дискуссии определяется предоставляемой участнику возможностью получить разнообразную информацию от собеседников, продемонстрировать и повысить свою компетентность, проверить и уточнить свои представления и взгляды на обсуждаемую проблему, применить имеющиеся знания в процессе совместного решения учебных и профессиональных задач.

Развивающая функция дискуссии связана со стимулированием творчества обучающихся, развитием их способности к анализу информации и аргументированному, логически выстроенному доказательству своих идей и взглядов, с повышением коммуникативной активности студентов, их эмоциональной включенности в учебный процесс.

Влияние дискуссии на личностное становление студента обуславливается ее целостно - ориентирующей направленностью, созданием благоприятных условий для проявления индивидуальности, самоопределения в существующих точках зрения на определенную проблему, выбора своей позиции; для формирования умения взаимодействовать с другими, слушать и слышать окружающих, уважать чужие убеждения, принимать оппонента, находить точки соприкосновения, соотносить и согласовывать свою позицию с позициями других участников обсуждения.

Безусловно, наличие оппонентов, противоположных точек зрения всегда обостряет дискуссию, повышает ее продуктивность, позволяет создавать с их помощью конструктивный конфликт для более эффективного решения обсуждаемых проблем.

Существует несколько видов дискуссий, использование того или иного типа дискуссии зависит от характера обсуждаемой проблемы и целей дискуссии.

Дискуссия- диалог чаще всего применяется для совместного обсуждения учебных и производственных проблем, решение которых может быть достигнуто путем взаимодополнения, группового взаимодействия по принципу «индивидуальных вкладов» или на основе согласования различных точек зрения, достижения консенсуса.

Дискуссия - спор используется для всестороннего рассмотрения сложных проблем, не имеющих однозначного решения даже в науке, социальной, политической жизни, производственной практике и т.д. Она построена на принципе «позиционного противостояния» и ее цель - не столько решить проблему, сколько побудить участников дискуссии задуматься над проблемой, уточнить и определить свою позицию; научить аргументировано отстаивать свою точку зрения и в то же время осознать право других иметь свой взгляд на эту проблему, быть индивидуальностью.

Условия эффективного проведения дискуссии:

- информированность и подготовленность студентов к дискуссии,
- свободное владение материалом, привлечение различных источников для аргументации отстаиваемых положений;
- правильное употребление понятий, используемых в дискуссии, их единообразное понимание;
- корректность поведения, недопустимость высказываний, задевающих личность оппонента; установление регламента выступления участников;
- полная включенность группы в дискуссию, участие каждого студента в ней.

Подготовка студентов к дискуссии: если тема объявлена заранее, то следует ознакомиться с указанной литературой, необходимыми справочными материалами, продумать свою позицию, четко сформулировать аргументацию, выписать цитаты, мнения специалистов.

В проведении дискуссии выделяется несколько этапов.

Этап 1-й, введение в дискуссию: формулирование проблемы и целей дискуссии; определение значимости проблемы, совместная выработка правил дискуссии; выяснение однозначности понимания темы дискуссии, используемых в ней терминов, понятий.

Этап 2-й, обсуждение проблемы: обмен участниками мнениями по каждому вопросу. Цель этапа - собрать максимум мнений, идей, предложений, соотнося их друг с другом.

Этап 3-й, подведение итогов обсуждения: выработка студентами согласованного мнения и принятие группового решения.

Далее подводятся итоги дискуссии, заслушиваются и защищаются проектные задания. После этого проводится "мозговой штурм" по нерешенным проблемам дискуссии, а также выявляются прикладные аспекты, которые можно рекомендовать для включения в курсовые и дипломные работы или в апробацию на практике.

Семинары-дискуссии проводятся с целью выявления мнения студентов по актуальным и проблемным вопросам.

7. Методические рекомендации по подготовке к сдаче экзаменов и зачетов

Экзамен - одна из важнейших частей учебного процесса, имеющая огромное значение.

Во-первых, готовясь к экзамену, студент приводит в систему знания, полученные на лекциях, семинарах, практических и лабораторных занятиях, разбирается в том, что осталось непонятным, и тогда изучаемая им дисциплина может быть воспринята в полном объеме с присущей ей строгостью и логичностью, ее практической направленностью. А это чрезвычайно важно для будущего специалиста.

Во-вторых, каждый хочет быть волевым и сообразительным., выдержанным и целеустремленным, иметь хорошую память, научиться быстро находить наиболее рациональное решение в трудных ситуациях. Очевидно, что все эти качества не только украшают человека, но и делают его наиболее действенным членом коллектива. Подготовка и сдача экзамена помогают студенту глубже усвоить изучаемые дисциплины, приобрести навыки и качества, необходимые хорошему специалисту.

Конечно, успех на экзамене во многом обусловлен тем, насколько систематически и глубоко работал студент в течение семестра. Совершенно очевидно, что серьезно продумать и усвоить содержание изучаемых дисциплин за несколько дней подготовки к экзамену просто невозможно даже для очень способного студента. И, кроме того, хорошо известно, что быстро выученные на память разделы учебной дисциплины так же быстро забываются после сдачи экзамена.

При подготовке к экзамену студенты не только повторяют и дорабатывают материал дисциплины, которую они изучали в течение семестра, они обобщают полученные знания, осмысливают методологию предмета, его систему, выделяют в нем основное и главное, воспроизводят общую картину с тем, чтобы яснее понять связь между отдельными элементами дисциплины. Вся эта обобщающая работа проходит в условиях напряжения воли и сознания, при значительном отвлечении от повседневной жизни, т. е. в условиях, благоприятствующих пониманию и запоминанию.

Подготовка к экзаменам состоит в приведении в порядок своих знаний. Даже самые способные студенты не в состоянии в короткий период зачетно-экзаменационной сессии усвоить материал целого семестра, если они над ним не работали в свое время. Для тех, кто мало занимался в семестре, экзамены принесут мало пользы: что быстро пройдено, то быстро и забудется. И хотя в некоторых случаях студент может «проскочить» через экзаменационный барьер, в его подготовке останется серьезный пробел, трудно восполняемый впоследствии.

Определив назначение и роль экзаменов в процессе обучения, попытаемся на этой основе пояснить, как лучше готовиться к ним.

Экзаменам, как правило, предшествует защита курсовых работ (проектов) и сдача зачетов. К экзаменам допускаются только студенты, защитившие все курсовые работы (проекты) и сдавшие все зачеты. В вузе сдача зачетов организована так, что при систематической работе в течение семестра, своевременной и успешной сдаче всех текущих работ, предусмотренных графиком учебного процесса, большая часть зачетов не вызывает повышенной трудности у студента. Студенты, работавшие в семестре по плану, подходят к экзаменационной сессии без напряжения, без излишней затраты сил в последнюю, «зачетную» неделю.

Подготовку к экзамену следует начинать с первого дня изучения дисциплины. Как правило, на лекциях подчеркиваются наиболее важные и трудные вопросы или разделы дисциплины, требующие внимательного изучения и обдумывания. Нужно эти вопросы выделить и обязательно постараться разобраться в них, не дожидаясь экзамена, проработать их, готовясь к семинарам, практическим или лабораторным занятиям, попробовать самостоятельно решить несколько типовых задач. И если, несмотря на это, часть материала осталась неувоенной, ни в коем случае нельзя успокаиваться, надеясь

на то, что это не попадет на экзамене. Факты говорят об обратном; если те или другие вопросы учебной дисциплины не вошли в экзаменационный билет, преподаватель может их задать (и часто задает) в виде дополнительных вопросов.

Точно такое же отношение должно быть выработано к вопросам и задачам, перечисленным в программе учебной дисциплины, выдаваемой студентам в начале семестра. Обычно эти же вопросы и аналогичные задачи содержатся в экзаменационных билетах. Не следует оставлять без внимания ни одного раздела дисциплины: если не удалось в чем-то разобраться самому, нужно обратиться к товарищам; если и это не помогло выяснить какой-либо вопрос до конца, нужно обязательно задать этот вопрос преподавателю на предэкзаменационной консультации. Чрезвычайно важно приучить себя к умению самостоятельно мыслить, учиться думать, понимать суть дела. Очень полезно после проработки каждого раздела восстановить в памяти содержание изученного материала, кратко записав это на листе бумаги, создать карту памяти (умственную карту), изобразить необходимые схемы и чертежи (логико-графические схемы), например, отобразить последовательность вывода теоремы или формулы. Если этого не сделать, то большая часть материала останется не понятой, а лишь формально заученной, и при первом же вопросе экзаменатора студент убедится в том, насколько поверхностно он усвоил материал.

В период экзаменационной сессии происходит резкое изменение режима работы, отсутствует посещение занятий по расписанию. При всяком изменении режима работы очень важно скорее приспособиться к новым условиям. Поэтому нужно сразу выбрать такой режим работы, который сохранился бы в течение всей сессии, т. е. почти на месяц. Необходимо составить для себя новый распорядок дня, чередуя занятия с отдыхом. Для того чтобы сократить потерю времени на включение в работу, рабочие периоды целесообразно делать длительными, разделив день примерно на три части: с утра до обеда, с обеда до ужина и от ужина до сна.

Каждый рабочий период дня надо заканчивать отдыхом. Наилучший отдых в период экзаменационной сессии - прогулка, кратковременная пробежка или какой-либо неутомительный физический труд.

При подготовке к экзаменам основное направление дают программа учебной дисциплины и студенческий конспект, которые указывают, что наиболее важно знать и уметь делать. Основной материал должен прорабатываться по учебнику (если такой имеется) и учебным пособиям, так как конспекта далеко недостаточно для изучения дисциплины. Учебник должен быть изучен в течение семестра, а перед экзаменом сосредоточьте внимание на основных, наиболее сложных разделах. Подготовку по каждому разделу следует заканчивать восстановлением по памяти его краткого содержания в логической последовательности.

За один - два дня до экзамена назначается консультация. Если ее правильно использовать, она принесет большую пользу. Во время консультации студент имеет полную возможность получить ответ на нее ни ясные ему вопросы. А для этого он должен проработать до консультации все темы дисциплины. Кроме того, преподаватель будет отвечать на вопросы других студентов, что будет для вас повторением и закреплением знаний. И еще очень важное обстоятельство: преподаватель на консультации, как правило, обращает внимание на те вопросы, по которым на предыдущих экзаменах ответы были неудовлетворительными, а также фиксирует внимание на наиболее трудных темах дисциплины. Некоторые студенты не приходят на консультации либо потому, что считают, что у них нет вопросов к преподавателю, либо полагают, что у них и так мало времени и лучше самому прочитать материал в конспекте или в учебнике. Это глубокое заблуждение. Никакая другая работа не сможет принести столь значительного эффекта накануне экзамена, как консультация преподавателя.

Но консультация не может возместить отсутствия длительной работы в течение семестра и помочь за несколько часов освоить материал, требующийся к экзамену. На

консультации студент получает ответы на трудные или оставшиеся неясными вопросы и, следовательно, дорабатывается материал. Консультации рекомендуется посещать, подготовив к ним все вопросы, вызывающие сомнения. Если студент придет на консультацию, не проработав всего материала, польза от такой консультации будет невелика.

Итак, *основные советы* для подготовки к сдаче зачетов и экзаменов состоят в следующем:

- лучшая подготовка к зачетам и экзаменам - равномерная работа в течение всего семестра;
- используйте программы учебных дисциплин - это организует вашу подготовку к зачетам и экзаменам;
- учитывайте, что для полноценного изучения учебной дисциплины необходимо время;
- составляйте планы работы во времени;
- работайте равномерно и ритмично;
- курсовые работы (проекты) желательно защищать за одну - две недели до начала зачетно-экзаменационной сессии;
- все зачеты необходимо сдавать до начала экзаменационной сессии;
- помните, что конспект не заменяет учебник и учебные пособия, а помогает выбрать из него основные вопросы и ответы;
- при подготовке наибольшее внимание и время уделяйте трудным и непонятным вопросам учебной дисциплины;
- грамотно используйте консультации;
- соблюдайте правильный режим труда и отдыха во время сессии, это сохранит работоспособность и даст хорошие результаты;
- учитесь владеть собой на зачете и экзамене;
- учитесь точно и кратко передавать свои мысли, поясняя их, если нужно, логико-графическими схемами.

Очень важным условием для правильного режима работы в период экзаменационной сессии является нормальный сон, иначе в день экзамена не будет чувства бодрости и уверенности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Методические указания по выполнению самостоятельной работы обучающихся являются неотъемлемой частью процесса обучения в вузе. Правильная организация самостоятельной работы позволяет обучающимся развивать умения и навыки в усвоении и систематизации приобретаемых знаний, обеспечивает высокий уровень успеваемости в период обучения, способствует формированию навыков совершенствования профессионального мастерства. Также внеаудиторное время включает в себя подготовку к аудиторным занятиям и изучение отдельных тем, расширяющих и углубляющих представления обучающихся по разделам изучаемой дисциплины.

Таким образом, обучающийся используя методические указания может в достаточном объеме усвоить и успешно реализовать конкретные знания, умения, навыки и получить опыт при выполнении следующих условий: систематическая самостоятельная работа по закреплению полученных знаний и навыков; добросовестное выполнение заданий; выяснение и уточнение отдельных предпосылок, умозаключений и выводов, содержащихся в учебном курсе;

Контроль результатов внеаудиторной самостоятельной работы студентов осуществляется в пределах времени, отведенного на обязательные учебные занятия по дисциплине.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Долгоруков А. Метод case-study как современная технология профессионально - ориентированного обучения [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://evolkov.net/case/case.study.html/>
2. Методические рекомендации по написанию реферата. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.hse.spb.ru/edu/recommendations/method-referat-2005.phtml>
3. Фролова Н. А. Реферирование и аннотирование текстов по специальности (на материале немецкого языка): Учеб. пособие / ВолгГТУ, Волгоград, 2006. - С.5.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебно-методическому комплексу
С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ И ЗАДАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ

ФТД.В.01 ТЕХНОЛОГИИ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ТРУДА

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Автор: Полянок О.В., к.пс.н., доцент

Одобрена на заседании кафедры

Управления персоналом

(название кафедры)

Зав.кафедрой

Ветош

(подпись)

Ветошкина Т.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 16.09.2021

(Дата)

Рассмотрена методической комиссией

Горно-механического факультета

(название факультета)

Председатель

Осипов

(подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ОСНОВНЫЕ КАТЕГОРИИ ДИСЦИПЛИНЫ.....	6
САМООРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ С ЛИТЕРАТУРОЙ.....	8
ПОДГОТОВКА К ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫМ ЗАДАНИЯМ.....	12
ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫЕ ЗАДАНИЯ.....	13
ПОДГОТОВКА К ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ.....	28

ВВЕДЕНИЕ

Самостоятельная работа в высшем учебном заведении - это часть учебного процесса, метод обучения, прием учебно-познавательной деятельности, комплексная целевая стандартизованная учебная деятельность с запланированными видом, типом, формами контроля.

Самостоятельная работа представляет собой плановую деятельность обучающихся по поручению и под методическим руководством преподавателя.

Целью самостоятельной работы студентов является закрепление тех знаний, которые они получили на аудиторных занятиях, а также способствование развитию у студентов творческих навыков, инициативы, умению организовать свое время.

Самостоятельная работа реализует следующие задачи:

- предполагает освоение курса дисциплины;
- помогает освоению навыков учебной и научной работы;
- способствует осознанию ответственности процесса познания;
- способствует углублению и пополнению знаний студентов, освоению ими навыков и умений;
- формирует интерес к познавательным действиям, освоению методов и приемов познавательного процесса,
- создает условия для творческой и научной деятельности обучающихся;
- способствует развитию у студентов таких личных качеств, как целеустремленность, заинтересованность, исследование нового.

Самостоятельная работа обучающегося выполняет следующие функции:

- развивающую (повышение культуры умственного труда, приобщение к творческим видам деятельности, обогащение интеллектуальных способностей студентов);
- информационно-обучающую (учебная деятельность студентов на аудиторных занятиях, неподкрепленная самостоятельной работой, становится мало результативной);
- ориентирующую и стимулирующую (процессу обучения придается ускорение и мотивация);
- воспитательную (формируются и развиваются профессиональные качества бакалавра и гражданина);
- исследовательскую (новый уровень профессионально-творческого мышления).

Организация самостоятельной работы студентов должна опираться на определенные требования, а, именно:

- сложность осваиваемых знаний должна соответствовать уровню развития студентов;
- стандартизация заданий в соответствии с логической системой курса дисциплины;
- объем задания должен соответствовать уровню студента;
- задания должны быть адаптированными к уровню студентов.

Содержание самостоятельной работы студентов представляет собой, с одной стороны, совокупность теоретических и практических учебных заданий, которые должен выполнить студент в процессе обучения, объект его деятельности; с другой стороны - это способ деятельности студента по выполнению соответствующего теоретического или практического учебного задания.

Свое внешнее выражение содержание самостоятельной работы студентов находит во всех организационных формах аудиторной и внеаудиторной деятельности, в ходе самостоятельного выполнения различных заданий.

Функциональное предназначение самостоятельной работы студентов в процессе лекций, практических занятий по овладению специальными знаниями заключается в самостоятельном прочтении, просмотре, прослушивании, наблюдении, конспектировании, осмыслении, запоминании и воспроизведении определенной информации. Цель и планирование самостоятельной работы студента определяет преподаватель. Вся информация осуществляется на основе ее воспроизведения.

Так как самостоятельная работа тесно связана с учебным процессом, ее необходимо рассматривать в двух аспектах:

1. аудиторная самостоятельная работа – практические занятия;
2. внеаудиторная самостоятельная работа – подготовка к практическим занятиям (в т.ч. подготовка к практико-ориентированным заданиям и др.).

Основные формы организации самостоятельной работы студентов определяются следующими параметрами:

- содержание учебной дисциплины;
- уровень образования и степень подготовленности студентов;
- необходимость упорядочения нагрузки студентов при самостоятельной работе.

Таким образом, самостоятельная работа студентов является важнейшей составной частью процесса обучения.

Методические указания по организации самостоятельной работы и задания для обучающихся по дисциплине *«Технологии интеллектуального труда»* обращают внимание студента на главное, существенное в изучаемой дисциплине, помогают выработать умение анализировать явления и факты, связывать теоретические положения с практикой, а также облегчают подготовку к сдаче *зачета*.

Настоящие методические указания позволят студентам самостоятельно овладеть фундаментальными знаниями, профессиональными умениями и навыками деятельности по профилю подготовки, опытом творческой и исследовательской деятельности, и направлены на формирование компетенций, предусмотренных учебным планом поданному профилю.

Видами самостоятельной работы обучающихся по дисциплине *«Технологии интеллектуального труда»* являются:

- самостоятельное изучение тем курса (в т.ч. рассмотрение основных категорий дисциплины, работа с литературой);

- подготовка к практическим (семинарским) занятиям (в т.ч. ответы на вопросы для самопроверки, подготовка к выполнению практико-ориентированных заданий);
- подготовка к зачету.

В методических указаниях представлены материалы для самостоятельной работы и рекомендации по организации отдельных её видов.

ОСНОВНЫЕ КАТЕГОРИИ ДИСЦИПЛИНЫ

Тема 1. Особенности информационных технологий для людей с ограниченными возможностями.

Информационные технологии
Универсальный дизайн
Адаптивные технологии

Тема 2. Тифлотехнические средства/ Сурдотехнические средства/ Адаптивная компьютерная техника (Материал изучается по подгруппам в зависимости от вида ограничений здоровья обучающихся)

Брайлевский дисплей
Брайлевский принтер
Телевизионное увеличивающее устройство
Читающая машина
Экранные лупы
Синтезаторы речи
Ассистивные тифлотехнические средства
Ассистивные сурдотехнические средства
Адаптированная компьютерная техника
Ассистивные технические средства

Тема 3. Дистанционные образовательные технологии

Дистанционные образовательные технологии
Информационные объекты

Тема 4. Интеллектуальный труд и его значение в жизни общества

Система образования
Образовательная среда вуза
Интеллектуальный труд
Интеллектуальный ресурс
Интеллектуальный продукт

Тема 5. Развитие интеллекта – основа эффективной познавательной деятельности

Личностный компонент
Мотивационно-потребностный компонент
Интеллектуальный компонент
Организационно-деятельностный компонент
Гигиенический компонент
Эстетический компонент
Общеучебные умения
Саморегуляция

Тема 6. Самообразование и самостоятельная работа студента – ведущая форма умственного труда.

Самообразование

Самостоятельная работа студентов

Технологии интеллектуальной работы

Технологии групповых обсуждений

Тема 7. Технологии работы с информацией студентов с ОВЗ и инвалидов

Традиционные источники информации

Технологии работы с текстами

Технологии поиска, фиксирования, переработки информации

Справочно-поисковый аппарат книги

Техника быстрого чтения

Реферирование

Редактирование

Технология конспектирования

Методы и приемы скоростного конспектирования

Тема 8. Организация научно-исследовательской работы

Доклад

Реферат

Курсовая работа

Выпускная квалификационная работа

Техника подготовки работы

Методика работы над содержанием Презентация

Тема 9. Тайм-менеджмент

Время

Планирования времени

Приемы оптимизации распределения времени

САМООРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ С ЛИТЕРАТУРОЙ

Самостоятельное изучение тем курса осуществляется на основе списка рекомендуемой литературы к дисциплине. При работе с книгой необходимо научиться правильно ее читать, вести записи. Самостоятельная работа с учебными и научными изданиями профессиональной и общекультурной тематики – это важнейшее условие формирования научного способа познания.

Основные приемы работы с литературой можно свести к следующим:

- составить перечень книг, с которыми следует познакомиться;
- перечень должен быть систематизированным;
- обязательно выписывать все выходные данные по каждой книге (при написании курсовых и выпускных квалификационных работ это позволит экономить время);

- определить, какие книги (или какие главы книг) следует прочитать более внимательно, а какие – просто просмотреть;

- при составлении перечней литературы следует посоветоваться с преподавателями, которые помогут сориентироваться, на что стоит обратить большее внимание, а на что вообще не стоит тратить время;

- все прочитанные монографии, учебники и научные статьи следует конспектировать, но это не означает, что надо конспектировать «все подряд»: можно выписывать кратко основные идеи автора и иногда приводить наиболее яркие и показательные цитаты (с указанием страниц);

- если книга – собственная, то допускается делать на полях книги краткие пометки или же в конце книги, на пустых страницах просто сделать свой «предметный указатель», где отмечаются наиболее интересные мысли и обязательно указываются страницы в тексте автора;

- следует выработать способность «воспринимать» сложные тексты; для этого лучший прием – научиться «читать медленно», когда понятно каждое прочитанное слово (а если слово незнакомое, то либо с помощью словаря, либо с помощью преподавателя обязательно его узнать). Таким образом, чтение текста является частью познавательной деятельности. Ее цель – извлечение из текста необходимой информации.

От того, насколько осознанна читающим собственная внутренняя установка при обращении к печатному слову (найти нужные сведения, усвоить информацию полностью или частично, критически проанализировать материал и т.п.) во многом зависит эффективность осуществляемого действия. Грамотная работа с книгой, особенно если речь идет о научной литературе, предполагает соблюдение ряда правил, для овладения которыми необходимо настойчиво учиться. Это серьезный, кропотливый труд. Прежде всего, при такой работе невозможен формальный, поверхностный подход. Не механическое заучивание, не простое накопление цитат, выдержек, а сознательное усвоение прочитанного, осмысление его, стремление дойти до сути – вот главное правило. Другое правило – соблюдение при работе над книгой определенной последовательности. Вначале следует ознакомиться с оглавлением,

содержанием предисловия или введения. Это дает общую ориентировку, представление о структуре и вопросах, которые рассматриваются в книге.

Следующий этап – чтение. Первый раз целесообразно прочитать книгу с начала до конца, чтобы получить о ней цельное представление. При повторном чтении происходит постепенное глубокое осмысление каждой главы, критического материала и позитивного изложения; выделение основных идей, системы аргументов, наиболее ярких примеров и т.д. Непременным правилом чтения должно быть выяснение незнакомых слов, терминов, выражений, неизвестных имен, названий. Студентам с этой целью рекомендуется заводить специальные тетради или блокноты. Важная роль в связи с этим принадлежит библиографической подготовке студентов. Она включает в себя умение активно, быстро пользоваться научным аппаратом книги, справочными изданиями, каталогами, умение вести поиск необходимой информации, обрабатывать и систематизировать ее.

Выделяют четыре основные установки в чтении текста:

- информационно-поисковая (задача – найти, выделить искомую информацию);

- усваивающая (усилия читателя направлены на то, чтобы как можно полнее осознать и запомнить, как сами сведения, излагаемые автором, так и всю логику его рассуждений);

- аналитико-критическая (читатель стремится критически осмыслить материал, проанализировав его, определив свое отношение к нему);

- творческая (создает у читателя готовность в том или ином виде – как отправной пункт для своих рассуждений, как образ для действия по аналогии и т.п. – использовать суждения автора, ход его мыслей, результат наблюдения, разработанную методику, дополнить их, подвергнуть новой проверке).

С наличием различных установок обращения к тексту связано существование и нескольких видов чтения:

- библиографическое – просматривание карточек каталога, рекомендательных списков, сводных списков журналов и статей за год и т.п.;

- просмотрное – используется для поиска материалов, содержащих нужную информацию, обычно к нему прибегают сразу после работы со списками литературы и каталогами, в результате такого просмотра читатель устанавливает, какие из источников будут использованы в дальнейшей работе;

- ознакомительное – подразумевает сплошное, достаточно подробное прочтение отобранных статей, глав, отдельных страниц; цель – познакомиться с характером информации, узнать, какие вопросы вынесены автором на рассмотрение, провести сортировку материала;

- изучающее – предполагает доскональное освоение материала; в ходе такого чтения проявляется доверие читателя к автору, готовность принять изложенную информацию, реализуется установка на предельно полное понимание материала;

- аналитико-критическое и творческое чтение – два вида чтения близкие между собой тем, что участвуют в решении исследовательских задач.

Первый из них предполагает направленный критический анализ, как самой информации, так и способов ее получения и подачи автором; второе – поиск тех суждений, фактов, по которым, или, в связи с которыми, читатель считает нужным высказать собственные мысли.

Из всех рассмотренных видов чтения основным для студентов является изучающее – именно оно позволяет в работе с учебной и научной литературой накапливать знания в различных областях. Вот почему именно этот вид чтения в рамках образовательной деятельности должен быть освоен в первую очередь. Кроме того, при овладении данным видом чтения формируются основные приемы, повышающие эффективность работы с текстом. Научная методика работы с литературой предусматривает также ведение записи прочитанного. Это позволяет привести в систему знания, полученные при чтении, сосредоточить внимание на главных положениях, зафиксировать, закрепить их в памяти, а при необходимости вновь обратиться к ним.

Основные виды систематизированной записи прочитанного:

Аннотирование – предельно краткое связное описание просмотренной или прочитанной книги (статьи), ее содержания, источников, характера и назначения.

Планирование – краткая логическая организация текста, раскрывающая содержание и структуру изучаемого материала.

Тезирование – лаконичное воспроизведение основных утверждений автора без привлечения фактического материала.

Цитирование – дословное выписывание из текста выдержек, извлечений, наиболее существенно отражающих ту или иную мысль автора.

Конспектирование – краткое и последовательное изложение содержания прочитанного. Конспект – сложный способ изложения содержания книги или статьи в логической последовательности. Конспект аккумулирует в себе предыдущие виды записи, позволяет всесторонне охватить содержание книги, статьи. Поэтому умение составлять план, тезисы, делать выписки и другие записи определяет и технологию составления конспекта.

Как правильно составлять конспект? Внимательно прочитайте текст. Уточните в справочной литературе непонятные слова. При записи не забудьте вынести справочные данные на поля конспекта. Выделите главное, составьте план, представляющий собой перечень заголовков, подзаголовков, вопросов, последовательно раскрываемых затем в конспекте. Это первый элемент конспекта. Вторым элементом конспекта являются тезисы. Тезис - это кратко сформулированное положение. Для лучшего усвоения и запоминания материала следует записывать тезисы своими словами. Тезисы, выдвигаемые в конспекте, нужно доказывать. Поэтому третий элемент конспекта - основные доводы, доказывающие истинность рассматриваемого тезиса. В конспекте могут быть положения и примеры. Законспектируйте материал, четко следуя пунктам плана. При конспектировании старайтесь выразить мысль своими словами. Записи следует вести четко, ясно. Грамотно записывайте цитаты. Цитируя, учитывайте лаконичность, значимость мысли. При оформлении

конспекта необходимо стремиться к емкости каждого предложения. Мысли автора книги следует излагать кратко, заботясь о стиле и выразительности написанного. Число дополнительных элементов конспекта должно быть логически обоснованным, записи должны распределяться в определенной последовательности, отвечающей логической структуре произведения. Для уточнения и дополнения необходимо оставлять поля.

Конспектирование – наиболее сложный этап работы. Овладение навыками конспектирования требует от студента целеустремленности, повседневной самостоятельной работы. Конспект ускоряет повторение материала, экономит время при повторном, после определенного перерыва, обращении к уже знакомой работе. Учитывая индивидуальные особенности каждого студента, можно дать лишь некоторые, наиболее оправдавшие себя общие правила, с которыми преподаватель и обязан познакомить студентов:

1. Главное в конспекте не объем, а содержание. В нем должны быть отражены основные принципиальные положения источника, то новое, что внес его автор, основные методологические положения работы. Умение излагать мысли автора сжато, кратко и собственными словами приходит с опытом и знаниями. Но их накоплению помогает соблюдение одного важного правила – не торопиться записывать при первом же чтении, вносить в конспект лишь то, что стало ясным.

2. Форма ведения конспекта может быть самой разнообразной, она может изменяться, совершенствоваться. Но начинаться конспект всегда должен с указания полного наименования работы, фамилии автора, года и места издания; цитаты берутся в кавычки с обязательной ссылкой на страницу книги.

3. Конспект не должен быть «слепым», безликим, состоящим из сплошного текста. Особо важные места, яркие примеры выделяются цветным подчеркиванием, взятием в рамочку, оттенением, пометками на полях специальными знаками, чтобы можно было быстро найти нужное положение. Дополнительные материалы из других источников можно давать на полях, где записываются свои суждения, мысли, появившиеся уже после составления конспекта.

ПОДГОТОВКА К ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫМ ЗАДАНИЯМ

Практико-ориентированные задания выступают средством формирования у студентов системы интегрированных умений и навыков, необходимых для освоения профессиональных компетенций. Это могут быть ситуации, требующие применения умений и навыков, специфичных для соответствующего профиля обучения (знания содержания предмета), ситуации, требующие организации деятельности, выбора её оптимальной структуры личностно-ориентированных ситуаций (нахождение нестандартного способа решения).

Кроме этого, они выступают средством формирования у студентов умений определять, разрабатывать и применять оптимальные методы решения профессиональных задач. Они строятся на основе ситуаций, возникающих на различных уровнях осуществления практики и формулируются в виде производственных поручений (заданий).

Под практико-ориентированными заданиями понимают задачи из окружающей действительности, связанные с формированием практических навыков, необходимых в повседневной жизни, в том числе с использованием элементов производственных процессов.

Цель практико-ориентированных заданий – приобретение умений и навыков практической деятельности по изучаемой дисциплине.

Задачи практико-ориентированных заданий:

- закрепление, углубление, расширение и детализация знаний студентов при решении конкретных задач;
- развитие познавательных способностей, самостоятельности мышления, творческой активности;
- овладение новыми методами и методиками изучения конкретной учебной дисциплины;
- обучение приемам решения практических задач;
- выработка способности логического осмысления полученных знаний для выполнения заданий;
- обеспечение рационального сочетания коллективной и индивидуальной форм обучения.

Важными отличительными особенностями практико-ориентированных задания от стандартных задач (предметных, межпредметных, прикладных) являются:

- значимость (познавательная, профессиональная, общекультурная, социальная) получаемого результата, что обеспечивает познавательную мотивацию обучающегося;
- условие задания сформулировано как сюжет, ситуация или проблема, для разрешения которой необходимо использовать знания из разных разделов основного предмета, из другого предмета или из жизни, на которые нет явного указания в тексте задания;

- информация и данные в задании могут быть представлены в различной форме (рисунок, таблица, схема, диаграмма, график и т.д.), что потребует распознавания объектов;

- указание (явное или неявное) области применения результата, полученного при решении задания.

Кроме выделенных четырех характеристик, практико-ориентированные задания имеют следующие:

1. по структуре эти задания – нестандартные, т.е. в структуре задания не все его компоненты полностью определены;

2. наличие избыточных, недостающих или противоречивых данных в условии задания, что приводит к объемной формулировке условия;

3. наличие нескольких способов решения (различная степень рациональности), причем данные способы могут быть неизвестны учащимся, и их требуется сконструировать.

При выполнении практико-ориентированных заданий следует руководствоваться следующими общими рекомендациями:

- для выполнения практико-ориентированного задания необходимо внимательно прочитать задание, повторить лекционный материал по соответствующей теме, изучить рекомендуемую литературу, в т.ч. дополнительную;

- выполнение практико-ориентированного задания включает постановку задачи, выбор способа решения задания, разработку алгоритма практических действий, программы, рекомендаций, сценария и т. п.;

- если практико-ориентированное задание выдается по вариантам, то получить номер варианта исходных данных у преподавателя; если нет вариантов, то нужно подобрать исходные данные самостоятельно, используя различные источники информации;

- для выполнения практико-ориентированного задания может использоваться метод малых групп. Работа в малых группах предполагает решение определенных образовательных задач в рамках небольших групп с последующим обсуждением полученных результатов. Этот метод развивает навыки сотрудничества, достижения компромиссного решения, аналитические способности.

ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫЕ ЗАДАНИЯ

1. В соответствии с опросником «Саморегуляция» (ОС) (модификация методики А.К. Осницкого) оцените свои качества, возможности, отношение к деятельности в протоколе (132 высказывания) по 4-х бальной шкале: 4 балла – да; 3 балла – пожалуй да; 2 балла – пожалуй нет; 1 балл – нет.

Текст опросника

1. Способен за дело приниматься без напоминаний.
2. Планирует, организует свои дела и работу.
3. Умеет выполнить порученное задание.
4. Хорошо анализирует условия.
5. Учитывает возможные трудности.
6. Умеет отделять главное от второстепенного.
7. Чаще всего избирает верный путь решения задачи.
8. Правильно планирует свои занятия и работу.
9. Пытается решить задачи разными способами.
10. Сам справляется с возникающими трудностями.
11. Редко ошибается, умеет оценить правильность действий.
12. Быстро обнаруживает свои ошибки.
13. Быстро находит новый способ решения.
14. Быстро исправляет ошибки.
15. Не повторяет ранее сделанных ошибок.
16. Продумывает свои дела и поступки.
17. Хорошо справляется и с трудными заданиям.
18. Справляется с заданиями без посторонней помощи.
19. Любит порядок.
20. Заранее знает, что будет делать.
21. Аккуратен и последователен.
22. Продумывает, все до мелочей.
23. Ошибается чаще из-за того, что смысл задания целом не понят, хотя все детали продуманы.
24. Старателен, хотя часто не выполняет заданий.
25. Долго готовится, прежде чем приступить к делу.
26. Избегает риска.
27. Сначала обдумывает, потом делает.
28. Решения принимает без колебаний.
29. Уверенный в себе.
30. Действует решительно, настойчив.
31. Предприимчивый, решительный.
32. Активный.
33. Ведущий.
34. Реализует почти все, что планирует.
35. Начатое дело доводит до конца.
36. Предпочитает действовать, а не обсуждать.

37. Обдумывает свои дела и поступки.
38. Анализирует свои ошибки и неудачи.
39. Планирует дела, рассчитывает свои силы.
40. Прислушивается к замечаниям.
41. Редко повторяет одну и ту же ошибку.
42. Знает о своих недостатках.
43. Сделает задание на совесть.
44. Как всегда сделает на отлично.
45. Для него важно качество, а не отметка.
46. Всегда проверяет правильность работы.
47. Старается довести дело до конца.
48. Стирается добиться лучших результатов.
49. Действует самостоятельно, мало советуясь с другими.
50. Предпочитает справляться с трудностями сам.
51. Может принять не зависящее от других решение.
52. Любит перемену в занятиях.
53. Легко переключается с одной работы на другую.
54. Хорошо ориентируется в новых условиях.
55. Аккуратен.
56. Внимателен.
57. Усидчив.
58. С неудачами и ошибками обычно справляется.
59. Неудачи активизируют его.
60. Старается разобраться в причинах неудач.
61. Умеет мобилизовать усилия.
62. Взвешивает все «за» и «против».
63. Старается придерживаться правил.
64. Всегда считается с мнением других.
65. Его нетрудно убедить в чем-то.
66. Прислушивается к замечаниям.
67. Нужно напоминать о том, что необходимо закончить дело.
68. Не планирует, мало организует свои дела, и работу.
69. Не выполняет заданий оттого, что отвлекается.
70. Условия анализирует плохо.
71. Не учитывает возможных трудностей.
72. Не умеет отделять главное от второстепенного.
73. Пути решения выбирает не лучшие.
74. Не умеет планировать работу и занятия.
75. Не пытается решать задачи разными способами.
76. Не может справиться с трудностями без помощи других.
77. Часто допускает ошибки в работе, часто их повторяет.
78. С трудом находит ошибки в своей работе.
79. С трудом находит новые способы решения.
80. С большим трудом и долго исправляет ошибки.

81. Повторяет одни и те же ошибки.
82. Часто поступает необдуманно, импульсивно.
83. С трудными заданиями справляется плохо.
84. Не справляется с заданием без напоминаний и помощи.
85. Не любит порядок.
86. Часто не знает заранее, что ему предстоит делать.
87. Непоследователен и неаккуратен.
88. Ограничивается лишь общими сведениями, общим впечатлением.
89. Ошибается чаще из-за того, что не продуманы мелочи, детали.
90. Не очень старателен, но задания выполняет.
91. Приступает к делу без подготовки.
92. Часто рискует, ищет приключений.
93. Сначала сделает, лотом подумает.
94. Решения принимает после раздумий и колебаний.
95. Часто сомневается в своих силах.
96. Нерешителен, небольшие помехи уже останавливают его.
97. Нерешительный.
98. Вялый, безучастный.
99. Ведомый.
100. Задумывает много, а делает мало.
101. Редко, когда начатое дело доводит до конца.
102. Предпочитает обсуждать, а не действовать.
103. Действует без раздумий, «с ходу».
104. Не анализирует ошибок.
105. Не планирует почти ничего, не рассчитывает своих сил.
106. Не прислушивается к замечаниям.
107. Часто повторяет одну и ту же ошибку.
108. Не хочет знать и исправлять свои недостатки.
109. Сделает «спустя рукава».
110. Сделает как получится.
111. Сделает из-за угрозы получения плохой оценки.
112. Не проверяет правильность результатов своих действий.
113. Часто бросает работу, не доделав ее.
114. Результат неважен – лишь бы поскорее закончить работу.
115. О его трудностях и делах знают почти все.
116. Всегда надеется на друзей, на их помощь.
117. Действует по принципу: как все, так и я!
118. Любит однообразные занятия.
119. С трудом переключается с одной работы на другую.
120. Плохо ориентируется в новых условиях.
121. Неаккуратен.
122. Невнимателен.
123. Неусидчив.
124. Ошибку может исправить, если его успокоить.

125. Неудачи быстро сбивают с толку.
126. Равнодушен к причинам неудач.
127. С трудом мобилизуется на выполнение задания.
128. Поступает необдуманно, импульсивно.
129. Не придерживается правил.
130. Не считается с мнением окружающих.
131. Его трудно убедить в чем-либо.
132. Не прислушивается к замечаниям.

Ключ для обработки и интерпретации данных

В тесте оценивается 132 характеристики саморегуляции. Они разбиты на тройки.

Всего 22 пары противоположных характеристик.

1. Целеполагание - 23. Неустойчивость целей.
2. Моделирование условий - 24. Отсутствие анализа условий.
3. Программирование действий - 25. Спонтанность действий.
4. Оценивание результатов - 26. Ошибки в работе.
5. Коррекции результатов и способ» действий - 27. Повторные ошибки.
6. Обеспеченность регуляции в целом - 28. Импульсивность.
7. Упорядоченность деятельности - 29. Непоследовательность, неаккуратность.
8. Детализация регуляции действий - 30. Поверхностность.
9. Осторожность в действиях - 31. Необдуманность, рискованность.
10. Уверенность в действиях - 32. Неуверенность в своих силах.
11. Инициативность в действиях - 33. Нерешительность.
12. Практическая реализуемость намерений - 34. Незавершенность дел.
13. Осознанность действий - 35. Действия наобум.
14. Критичность в делах и поступках -36. Равнодушие к недостаткам.
15. Ориентированность на оценочный балл -37. Попустительство.
16. Ответственность в делах и поступках - 38. Безответственность в делах.
17. Автономность - 39. Зависимость в действиях.
18. Гибкость, пластичность в действиях - 40. Инертность в работе.
19. Вовлечение полезных привычек в регуляцию действий - 41. «Плохиш».
20. Практичность, устойчивость в регуляции действий - 42. Равнодушие к ошибкам, неудачам.
21. Оптимальность (адекватность) регуляции усилий - 43. Отсутствие последовательности.
22. Податливость воспитательным воздействиям - 44. Самодостаточность.

Необходимо найти сумму в каждой из троек характеристик и сопоставить ее с их противоположностью.

4-6 баллов - слабое проявление характеристики.

7-9 баллов - ситуативное проявление.

10-12 баллов - выраженность характеристики.

Бланк для ответов

ФИ _____
 Пол _____ Возраст (дата рождения) _____ Гр. _____ Дата _____ № _____

Шкала ответов

4 – да; 3 – пожалуй да; 2 – пожалуй нет; 1 – нет.

№			S		№	
1	1			23	67	
	2				68	
	3				69	
2	4			24	70	
	5				71	
	6				72	
3	7			25	73	
	8				74	
	9				75	
4	10			26	76	
	11				77	
	12				78	
5	13			27	79	
	14				80	
	15				81	
6	16			28	82	
	17				83	
	18				84	
7	19			29	85	
	20				86	
	21				87	
8	22			30	88	
	23				89	
	24				90	
9	25			31	91	
	26				92	
	27				93	

S

10	28		32	94	
	29			95	
	30			96	
11	31		33	97	
	32			98	
	33			99	
12	34		34	100	
	35			101	
	36			102	
13	37		35	103	
	38			104	
	39			105	
14	40		36	106	
	41			107	
	42			108	
15	43		37	109	
	44			ΠΟ	
	45			111	
16	46		38	112	
	47			113	
	48			114	
17	49		39	115	
	50			116	
	51			117	
18	52		40	118	
	53			119	
	54			120	
19	55		41	121	
	56			122	
	57			123	
20	58		42	124	
	59			125	
	60			126	

21	61		43	127	
	62			128	
	63			129	
22	64		44	130	
	65			131	
	66			132	

Качественные характеристики саморегуляции

№	Качества саморегуляции	Содержательные характеристики саморегуляции	№	Качества саморегуляции	Содержательные характеристики саморегуляции
1	Целеполагание	За дело приниматься без напоминаний, планирует, организует свои дела и работу. Задания и поручения выполняет.	23	Неустойчивость целей	Не планирует, мало организует свою работу. Нужно напоминать о том, что необходимо закончить дело. Отвлекается.
2	Моделирование условий	Анализирует условия предстоящей деятельности, возможные трудности. Выделяет главное.	24	Отсутствие анализа условий	Не умеет отделять главное от второстепенного. Не предвидит ход дел, возможные трудности.
3	Программирование действий	Правильно планирует свои занятия и работу, избирает верный путь решения задачи.	25	Спонтанность действий	Не умеет планировать работу в занятия, затрудняется в выборе путей решения задач.
4	Оценивание результатов	Редко ошибается, умеет оценить правильность действий. Быстро обнаруживает свои ошибки.	26	Ошибки в работе	Часто допускает ошибки в работе, часто их повторяет. Не находит ошибок в своей работе.
5	Коррекция результатов и способов действий	Быстро находит новый способ решения. Быстро исправляет ошибки.	27	Повторные ошибки	С трудом находит новые способы решения. Повторяет одни и те же ошибки.
6	Обеспеченность регуляции в целом	Продумывает свои дела и поступки. Справляется с заданиями без посторонней помощи.	28	Импульсивность	Часто поступает необдуманно, импульсивно. С трудными заданиями справляется плохо.

№	Качества саморегуляции	Содержательные характеристики саморегуляции	№	Качества саморегуляции	Содержательные характеристики саморегуляции
		щи.			
7	Упорядоченность деятельности	Любит порядок. Аккуратен и последователен.	29	Непоследовательность	Часто не знает заранее, что ему предстоит делать, не последователен и неаккуратен.
8	Детализация регуляции действий	Продумывает, все до мелочей. Ошибается чаще из-за того, что смысл задания целом не понят, хотя все детали продуманы.	30	Поверхностность	Ограничивается лишь общими сведениями, общим впечатлением. Ошибается чаще из-за того, что не продуманы мелочи, детали.
9	Осторожность в действиях	Долго обдумывает и готовится, прежде чем приступить к делу. Избегает риска.	31	Необдуманность, рискованность	Приступает к делу без подготовки. Сначала делает, потом подумает.
10	Уверенность в действиях	Уверенный в себе. Решения принимает без колебаний. Решителен. Настойчив.	32	Неуверенность в своих силах	Решения принимает после колебаний. Сомневается в своих силах. Нерешителен.
11	Инициативен в действиях.	Предприимчивый, решительный. Активный. Ведущий.	33	Нерешительность	Нерешительный. Вялый, безучастный. Ведомый.
12	Практическая реализуемость намерений	Реализует почти все, что планирует. Начатое дело доводит до конца.	34	Незавершенность дел	Редко, когда начатое дело доводит до конца. Предпочитает обсуждать, а не действовать.
13	Осознанность действий	Обдумывает, планирует свои дела и поступки. Анализирует свои ошибки и неудачи.	35	Действия наобум	Действует без раздумий, «с ходу», не рассчитывает своих сил.
14	Критичность в делах и поступках	Знает о своих недостатках. Редко повторяет ошибки. Прислушивается к замечаниям.	36	Равнодушие к недостаткам	Часто повторяет одну и ту же ошибку. Не хочет знать и исправлять свои недостатки.

№	Качества саморегуляции	Содержательные характеристики саморегуляции	№	Качества саморегуляции	Содержательные характеристики саморегуляции
15	Ориентированность на оценочный балл	Сделает задание на совесть. Для него важно качество, а не отметка.	37	Попустительство	Делает все «спустя рукава», как получится. Делает из-за угрозы плохой оценки.
16	Ответственность в делах и поступках	Гарантирует доведение дел до конца. Всегда проверяет правильность работы.	38	Безответственность в делах	Не проверяет результатов своих действий. Часто бросает работу, не доделав до конца.
17	Автономность	Действует и принимает самостоятельные решения. Предпочитает сам справляться с трудностями.	39	Зависимость в действиях	Всегда надеется на друзей, на их помощь.
18	Гибкость, пластичность в действиях	Легко переключается с одной работы на другую. Хорошо ориентируется в новых условиях.	40	Инертность в работе	Любит однообразные занятия. С трудом переключается с одной работы на другую.
19	Вовлечение полезных привычек в регуляцию действий	Аккуратен. Внимателен. Усидчив.	41	«Плохиш»	Неаккуратен. Невнимателен. Неусидчив.
20	Практичность, устойчивость в регуляции действий	Справляется с неудачами и ошибками. Неудачи активизируют его. Старается разобраться в их причинах.	42	Равнодушие к ошибкам, неудачам	Неудачи быстро сбивают с толку. Равнодушен к их причинам.
21	Оптимальность (адекватность) регуляции усилий	Взвешивает все «за» и «против». Умеет мобилизовать усилия.	43	Отсутствие последовательности	Поступает необдуманно. С трудом мобилизуется на выполнение задания.
22	Податливость воспитательным воздействиям	Всегда считается с мнением других. Прислушивается к замечаниям.	44	Самодостаточность	Не считается с мнением окружающих. Не прислушивается к замечаниям.

Задание: На основе самодиагностики саморегуляции сформулируйте рекомендации по саморегуляции.

2. Выберите научную статью по своей специальности и напишите к ней аннотацию, реферат, конспект, рецензию.

Методические указания

АННОТАЦИЯ (от лат. *annotatio* - замечание, пометка) – это краткая характеристика статьи, рукописи, книги, в которой обозначены тема, проблематика и назначение издания, а также содержатся сведения об авторе и элементы оценки книги.

Перед текстом аннотации даются выходные данные (автор, название, место и время издания). Эти данные можно включить в первую часть аннотации.

Аннотация обычно состоит из двух частей. В первой части формулируется основная тема книги, статьи; во второй части перечисляются (называются) основные положения. Говоря схематично, аннотация на книгу (прежде всего научную или учебную) отвечает на вопросы о чем? из каких частей? как? для кого? Это ее основные, стандартные смысловые элементы. Каждый из них имеет свои языковые средства выражения.

Аннотация на книгу помещается на оборотной стороне ее титульного листа и служит (наряду с ее названием и оглавлением) источником информации о содержании работы. Познакомившись с аннотацией, читатель решает, насколько книга может быть ему нужна. Кроме того, умение аннотировать прочитанную литературу помогает овладению навыками реферирования.

Языковые стереотипы, с помощью которых оформляется каждая смысловая часть аннотации:

1. Характеристика содержания текста:

В статье (книге) рассматривается...; Статья посвящена...; В статье даются...; Автор останавливается на следующих вопросах...; Автор затрагивает проблемы...; Цель автора – объяснить (раскрыть)...; Автор ставит своей целью проанализировать...;

2. Композиция работы:

Книга состоит из ... глав (частей)...; Статья делится на ... части; В книге выделяются ... главы.

3. Назначение текста:

Статья предназначена (для кого; рекомендуется кому)...; Сборник рассчитан...; Предназначается широкому кругу читателей...; Для студентов, аспирантов...; Книга заинтересует...

РЕФЕРАТ (от лат. *referre* - докладывать, сообщать) – это композиционно организованное, обобщенное изложение содержания источника информации (статьи, ряда статей, монографии и др.). Реферат отвечает на вопрос: «Какая информация содержится в первоисточнике, что излагается в нем?»

Реферат состоит из трех частей: общая характеристика текста (выходные данные, формулировка темы); описание основного содержания; выводы референта. Изложение одной работы обычно содержит указание на тему и композицию реферируемой работы, перечень ее основных положений с приведением аргументации, реже - описание методики и проведение эксперимента, результатов и выводов исследования. Такой реферат называется про-

стым информационным. Студенты в российских вузах пишут рефераты обычно на определенные темы. Для написания таких тематических рефератов может быть необходимо привлечение более чем одного источника, по крайней мере двух научных работ. В этом случае реферат является не только информационным, но и обзорным.

Реферирование представляет собой интеллектуальный творческий процесс, включающий осмысление текста, аналитико-синтетическое преобразование информации и создание нового текста. Реферат не должен превращаться в «ползание» по тексту. Цель реферирования – создать «текст о тексте». Реферат – это не конспект, разбавленный «скрепами» типа *далее автор отмечает...* Обильное цитирование превращает реферат в конспект. При чтении научного труда важно понять его построение, выделить смысловые части (они будут основой для плана), обратить внимание на типичные языковые средства (словосочетания, вводные конструкции), характерные для каждой части. В реферате должны быть раскрыты проблемы и основные положения работы, приведены доказательства этих положений и указаны выводы, к которым пришел автор. Реферат может содержать оценочные элементы, например: *нельзя не согласиться, автор удачно иллюстрирует* и др. Обратите внимание, что в аннотации проблемы научного труда лишь обозначаются, а в реферате – раскрываются.

Список конструкций для реферативного изложения:

Предлагаемая вниманию читателей статья (книга, монография) представляет собой детальное (общее) изложение вопросов...; Рассматриваемая статья посвящена теме (проблеме, вопросу...);

Актуальность рассматриваемой проблемы, по словам автора, определяется тем, что...; Тема статьи (вопросы, рассматриваемые в статье) представляет большой интерес...; В начале статьи автор дает обоснование актуальности темы (проблемы, вопроса, идеи); Затем дается характеристика целей и задач исследования (статьи);

Рассматриваемая статья состоит из двух (трех) частей...; Автор дает определение (сравнительную характеристику, обзор, анализ)...; Затем автор останавливается на таких проблемах, как...; Автор подробно останавливается на истории возникновения (зарождения, появления, становления)...; Автор подробно (кратко) описывает (классифицирует, характеризует) факты...; Автор доказывает справедливость (опровергает что-либо)...; Автор приводит доказательства справедливости своей точки зрения...; В статье дается обобщение..., приводятся хорошо аргументированные доказательства...;

В заключение автор говорит о том, что...; Несомненный интерес представляют выводы автора о том, что...; Наиболее важными из выводов автора представляются следующие...; Изложенные (рассмотренные) в статье вопросы (проблемы) представляют интерес не только для..., но и для...

КОНСПЕКТИРОВАНИЕ – письменная фиксация основных положений читаемого или воспринимаемого на слух текста. При конспектировании происходит свертывание, компрессия первичного текста.

КОНСПЕКТ- это краткое, но связное и последовательное изложение значимого содержания статьи, лекции, главы книги, учебника, брошюры. Запись-конспект позволяет восстановить, развернуть с необходимой полнотой исходную информацию, поэтому при конспектировании надо отбирать новый и важный материал и выстраивать его в соответствии с логикой изложения. В конспект заносят основные (существенные) положения, а также фактический материал (цифры, цитаты, примеры). В конспекте последующая мысль должна вытекать из предыдущей (как в плане и в тезисах). Части конспекта должны быть связаны внутренней логикой, поэтому важно отразить в конспекте главную мысль каждого абзаца. Содержание абзаца (главная мысль) может быть передано словами автора статьи (возможно сокращение высказывания) или может быть изложено своими словами более обобщенно. При конспектировании пользуются и тем и другим приемом, но важно передать самые главные положения автора без малейшего искажения смысла.

Различают несколько видов конспектов в зависимости от степени свернутости первичного текста, от формы представления основной информации:

1. конспект-план;
2. конспект-схема;
3. текстуальный конспект.

Подготовка конспекта включает следующие этапы:

1. Вся информация, относящаяся к одной теме, собирается в один блок – так выделяются смысловые части.
2. В каждой смысловой части формулируется тема в опоре на ключевые слова и фразы.
3. В каждой части выделяется главная и дополнительная по отношению к теме информация.
4. Главная информация фиксируется в конспекте в разных формах: в виде тезисов (кратко сформулированных основных положений статьи, доклада), выписок (текстуальный конспект), в виде вопросов, выявляющих суть проблемы, в виде назывных предложений (конспект-план и конспект-схема).
5. Дополнительная информация приводится при необходимости.

РЕЦЕНЗИЯ - это письменный критический разбор какого-либо произведения, предполагающий, во-первых, комментирование основных положений (толкование авторской мысли; собственное дополнение к мысли, высказанной автором; выражение своего отношения к постановке проблемы и т.п.); во-вторых, обобщенную аргументированную оценку, в третьих, выводы о значимости работы.

В отличие от рецензии ОТЗЫВ дает самую общую характеристику работы без подробного анализа, но содержит практические рекомендации: анализируемый текст может быть принят к работе в издательстве или на соискание ученой степени.

Типовой план для написания рецензии и отзывов:

1. Предмет анализа: *В работе автора...; В рецензируемой работе...; В предмете анализа...*

2. Актуальность темы: Работа посвящена актуальной теме...; Актуальность темы обусловлена...; Актуальность темы не вызывает сомнений (вполне очевидна)...

3. Формулировка основного тезиса: Центральным вопросом работы, где автор добился наиболее существенных (заметных, ощутимых) результатов, является...; В работе обоснованно на первый план выдвигается вопрос о...

4. Краткое содержание работы.

5. Общая оценка: Оценивая работу в целом...; Таким образом, рассматриваемая работа...; Автор проявил умение разбираться в...; систематизировал материал и обобщил его...; Безусловной заслугой автора является новый методический подход (предложенная классификация, некоторые уточнения существующих понятий); Автор, безусловно, углубляет наше представление об исследуемом явлении, вскрывает новые его черты...

6. Недостатки, недочеты: Вместе с тем вызывает сомнение тезис о том...; К недостаткам (недочетам) работы следует отнести допущенные автором длины в изложении (недостаточную ясность при изложении)...; Работа построена нерационально, следовало бы сократить...; Существенным недостатком работы является...; Отмеченные недостатки носят чисто локальный характер и не влияют на конечные результаты работы...; Отмеченные недочеты работы не снижают ее высокого уровня, их скорее можно считать пожеланиями к дальнейшей работе автора...; Упомянутые недостатки связаны не столько с..., сколько с...

7. Выводы: Представляется, что в целом работа... имеет важное значение...; Работа может быть оценена положительно, а ее автор заслуживает...; Работа заслуживает высокой (положительной, отличной) оценки...; Работа удовлетворяет всем требованиям..., а ее автор, безусловно, имеет (определенное, законное, заслуженное, безусловное) право...

Задание

а) Выберите научную статью по своей специальности и напишите к ней аннотацию, реферат, конспект, рецензию.

3. Проанализируйте отрывок из студенческой курсовой работы, посвященной проблеме связи заголовка и текста. Соответствует ли язык сочинения нормам научного стиля? На основании анализа проведите правку текста:

Заголовок, будучи неотъемлемой частью газетных публикаций, определяет лицо всей газеты. Сталкиваясь с тем или иным периодическим изданием, читатель получает первую информацию о нем именно из заголовков. На примере газеты «Спорт – экспресс» за апрель – май 1994 г. я рассмотрю связь: заголовок – текст, ведь, как говорится в народной мудрости «встречают по одежке, а провожают – по уму». Но даже при наличии прекрасной одежки (заглавий) и величайшего ума (самих материалов) стилистическая концепция газеты будет не полной, если будет отсутствовать продуманная и логичная связь между содержанием и заголовком. Итак, стараясь выбрать наиболее продуманные заглавия,

я попытаюсь проследить за тем, по какому принципу строится связь между содержанием и заголовком самой популярной спортивной газеты России «Спорт – экспресс». А к тому же я остановлюсь и на классификации заголовков по типу их связей с газетным текстом вообще.

ПОДГОТОВКА К ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ

При подготовке к *зачету* по дисциплине «*Технологии интеллектуального труда*» обучающемуся рекомендуется:

1. повторить пройденный материал и ответить на вопросы, используя конспект и материалы лекций. Если по каким-либо вопросам у студента недостаточно информации в лекционных материалах, то необходимо получить информацию из раздаточных материалов и/или учебников (литературы), рекомендованных для изучения дисциплины «*Технологии интеллектуального труда*».

Целесообразно также дополнить конспект лекций наиболее существенными и важными тезисами для рассматриваемого вопроса;

2. при изучении основных и дополнительных источников информации в рамках выполнения заданий на *зачете* особое внимание необходимо уделять схемам, рисункам, графикам и другим иллюстрациям, так как подобные графические материалы, как правило, в наглядной форме отражают главное содержание изучаемого вопроса;

3. при изучении основных и дополнительных источников информации в рамках выполнения заданий на *зачете* (в случаях, когда отсутствует иллюстративный материал) особое внимание необходимо обращать на наличие в тексте словосочетаний вида «во-первых», «во-вторых» и т.д., а также дефисов и перечислений (цифровых или буквенных), так как эти признаки, как правило, позволяют структурировать ответ на предложенное задание.

Подобную текстовую структуризацию материала слушатель может трансформировать в рисунки, схемы и т. п. для более краткого, наглядного и удобного восприятия (иллюстрации целесообразно отразить в конспекте лекций – это позволит оперативно и быстро найти, в случае необходимости, соответствующую информацию);

4. следует также обращать внимание при изучении материала для подготовки к *зачету* на словосочетания вида «таким образом», «подводя итог сказанному» и т.п., так как это признаки выражения главных мыслей и выводов по изучаемому вопросу (пункту, разделу). В отдельных случаях выводы по теме (разделу, главе) позволяют полностью построить (восстановить, воссоздать) ответ на поставленный вопрос (задание), так как содержат в себе основные мысли и тезисы для ответа.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»



УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебно-методическому
комплексу _____ С.А. Упоров

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ И ЗАДАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ

ФТД.В.02 СРЕДСТВА КОММУНИКАЦИИ В УЧЕБНОЙ И ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Направление подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Направленность (профиль)

Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Автор: Полянок О.В., к.пс.н.

Одобрена на заседании кафедры

Управления персоналом

(название кафедры)

Зав.кафедрой

Ветошн
(подпись)

Ветошкина Т.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 1 от 16.10.2021

(Дата)

Рассмотрена методической комиссией

Горно-механического факультета

(название факультета)

Председатель

Осипов
(подпись)

Осипов П.А.

(Фамилия И.О.)

Протокол № 2 от 12.10.2021

(Дата)

Екатеринбург

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ОСНОВНЫЕ КАТЕГОРИИ ДИСЦИПЛИНЫ.....	6
САМООРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ С ЛИТЕРАТУРОЙ.....	8
ПОДГОТОВКА К ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫМ ЗАДАНИЯМ.....	12
ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫЕ ЗАДАНИЯ.....	14
ПОДГОТОВКА РЕФЕРАТА.....	36
ПОДГОТОВКА К ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ.....	45

ВВЕДЕНИЕ

Самостоятельная работа в высшем учебном заведении - это часть учебного процесса, метод обучения, прием учебно-познавательной деятельности, комплексная целевая стандартизованная учебная деятельность с запланированными видом, типом, формами контроля.

Самостоятельная работа представляет собой плановую деятельность обучающихся по поручению и под методическим руководством преподавателя.

Целью самостоятельной работы студентов является закрепление тех знаний, которые они получили на аудиторных занятиях, а также способствование развитию у студентов творческих навыков, инициативы, умению организовать свое время.

Самостоятельная работа реализует следующие задачи:

- предполагает освоение курса дисциплины;
- помогает освоению навыков учебной и научной работы;
- способствует осознанию ответственности процесса познания;
- способствует углублению и пополнению знаний студентов, освоению ими навыков и умений;
- формирует интерес к познавательным действиям, освоению методов и приемов познавательного процесса,
- создает условия для творческой и научной деятельности обучающихся;
- способствует развитию у студентов таких личных качеств, как целеустремленность, заинтересованность, исследование нового.

Самостоятельная работа обучающегося выполняет следующие функции:

- развивающую (повышение культуры умственного труда, приобщение к творческим видам деятельности, обогащение интеллектуальных способностей студентов);
- информационно-обучающую (учебная деятельность студентов на аудиторных занятиях, неподкрепленная самостоятельной работой, становится мало результативной);
- ориентирующую и стимулирующую (процессу обучения придается ускорение и мотивация);
- воспитательную (формируются и развиваются профессиональные качества бакалавра и гражданина);
- исследовательскую (новый уровень профессионально-творческого мышления).

Организация самостоятельной работы студентов должна опираться на определенные требования, а, именно:

- сложность осваиваемых знаний должна соответствовать уровню развития студентов;
- стандартизация заданий в соответствии с логической системой курса дисциплины;
- объем задания должен соответствовать уровню студента;
- задания должны быть адаптированными к уровню студентов.

Содержание самостоятельной работы студентов представляет собой, с одной стороны, совокупность теоретических и практических учебных заданий, которые должен выполнить студент в процессе обучения, объект его деятельности; с другой стороны - это способ деятельности студента по выполнению соответствующего теоретического или практического учебного задания.

Свое внешнее выражение содержание самостоятельной работы студентов находит во всех организационных формах аудиторной и внеаудиторной деятельности, в ходе самостоятельного выполнения различных заданий.

Функциональное предназначение самостоятельной работы студентов в процессе лекций, практических занятий по овладению специальными знаниями заключается в самостоятельном прочтении, просмотре, прослушивании, наблюдении, конспектировании, осмыслении, запоминании и воспроизведении определенной информации. Цель и планирование самостоятельной работы студента определяет преподаватель. Вся информация осуществляется на основе ее воспроизведения.

Так как самостоятельная работа тесно связана с учебным процессом, ее необходимо рассматривать в двух аспектах:

1. аудиторная самостоятельная работа – практические занятия;
2. внеаудиторная самостоятельная работа – подготовка к практическим занятиям (в т.ч. подготовка к практико-ориентированным заданиям и др.).

Основные формы организации самостоятельной работы студентов определяются следующими параметрами:

- содержание учебной дисциплины;
- уровень образования и степень подготовленности студентов;
- необходимость упорядочения нагрузки студентов при самостоятельной работе.

Таким образом, самостоятельная работа студентов является важнейшей составной частью процесса обучения.

Методические указания по организации самостоятельной работы и задания для обучающихся по дисциплине *«Средства коммуникации в учебной и профессиональной деятельности»* обращают внимание студента на главное, существенное в изучаемой дисциплине, помогают выработать умение анализировать явления и факты, связывать теоретические положения с практикой, а также облегчают подготовку к сдаче *зачета*.

Настоящие методические указания позволят студентам самостоятельно овладеть фундаментальными знаниями, профессиональными умениями и навыками деятельности по профилю подготовки, опытом творческой и исследовательской деятельности, и направлены на формирование компетенций, предусмотренных учебным планом поданному профилю.

Видами самостоятельной работы обучающихся по дисциплине *«Средства коммуникации в учебной и профессиональной деятельности»* являются:

- самостоятельное изучение тем курса (в т.ч. рассмотрение основных категорий дисциплины, работа с литературой);

- подготовка к практическим (семинарским) занятиям (в т.ч. подготовка к выполнению практико-ориентированных заданий, подготовка реферата);
- подготовка к зачету.

В методических указаниях представлены материалы для самостоятельной работы и рекомендации по организации отдельных её видов.

ОСНОВНЫЕ КАТЕГОРИИ ДИСЦИПЛИНЫ

Тема 1. Сущность коммуникации в разных социальных сферах. Основные функции и виды коммуникации

Коммуникации
Межличностное общение
Речевые способности
Профессиональное общение

Тема 2. Специфика вербальной и невербальной коммуникации

Вербальная коммуникация
Невербальная коммуникация

Тема 3. Эффективное общение

Эффективное общение
Обратная связь
Стиль слушания

Тема 4. Основные коммуникативные барьеры и пути их преодоления в межличностном общении. Стили поведения в конфликтной ситуации

Конфликт
Барьер речи

Тема 5. Виды и формы взаимодействия студентов в условиях образовательной организации

Группа
Коллектив
Групповое давление
Феномен группомыслия
Феномен подчинения авторитету
Обособление
Диктат
Подчинение
Вызов
Выгода
Соперничество
Сотрудничество
Взаимодействие
Взаимопонимание

Тема 6. Формы, методы, технологии самопрезентации

Самопрезентация
Публичное выступление

САМООРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ С ЛИТЕРАТУРОЙ

Самостоятельное изучение тем курса осуществляется на основе списка рекомендуемой литературы к дисциплине. При работе с книгой необходимо научиться правильно ее читать, вести записи. Самостоятельная работа с учебными и научными изданиями профессиональной и общекультурной тематики – это важнейшее условие формирования научного способа познания.

Основные приемы работы с литературой можно свести к следующим:

- составить перечень книг, с которыми следует познакомиться;
- перечень должен быть систематизированным;
- обязательно выписывать все выходные данные по каждой книге (при написании курсовых и выпускных квалификационных работ это позволит экономить время);

- определить, какие книги (или какие главы книг) следует прочитать более внимательно, а какие – просто просмотреть;

- при составлении перечней литературы следует посоветоваться с преподавателями, которые помогут сориентироваться, на что стоит обратить большее внимание, а на что вообще не стоит тратить время;

- все прочитанные монографии, учебники и научные статьи следует конспектировать, но это не означает, что надо конспектировать «все подряд»: можно выписывать кратко основные идеи автора и иногда приводить наиболее яркие и показательные цитаты (с указанием страниц);

- если книга – собственная, то допускается делать на полях книги краткие пометки или же в конце книги, на пустых страницах просто сделать свой «предметный указатель», где отмечаются наиболее интересные мысли и обязательно указываются страницы в тексте автора;

- следует выработать способность «воспринимать» сложные тексты; для этого лучший прием – научиться «читать медленно», когда понятно каждое прочитанное слово (а если слово незнакомое, то либо с помощью словаря, либо с помощью преподавателя обязательно его узнать). Таким образом, чтение текста является частью познавательной деятельности. Ее цель – извлечение из текста необходимой информации.

От того, насколько осознанна читающим собственная внутренняя установка при обращении к печатному слову (найти нужные сведения, усвоить информацию полностью или частично, критически проанализировать материал и т.п.) во многом зависит эффективность осуществляемого действия. Грамотная работа с книгой, особенно если речь идет о научной литературе, предполагает соблюдение ряда правил, для овладения которыми необходимо настойчиво учиться. Это серьезный, кропотливый труд. Прежде всего, при такой работе невозможен формальный, поверхностный подход. Не механическое заучивание, не простое накопление цитат, выдержек, а сознательное усвоение прочитанного, осмысление его, стремление дойти до сути – вот главное правило. Другое правило – соблюдение при работе над книгой определенной последовательности. Вначале следует ознакомиться с оглавлением, содержанием предисловия или введения. Это дает общую ориентировку, представление о структуре и вопросах, которые рассматриваются в книге.

Следующий этап – чтение. Первый раз целесообразно прочитать книгу с начала до конца, чтобы получить о ней цельное представление. При повторном чтении происходит постепенное глубокое осмысление каждой главы, критического материала и позитивного изложения; выделение основных идей, системы аргументов, наиболее ярких примеров и т.д. Непременным правилом чтения должно быть выяснение незнакомых слов, терминов, выражений, неизвестных имен, названий. Студентам с этой целью рекомендуется заводить специальные тетради или блокноты. Важная роль в связи с этим принадлежит библиографической подготовке студентов. Она включает в себя умение активно, быстро пользоваться научным аппаратом книги, справочными изданиями, каталогами, умение вести поиск необходимой информации, обрабатывать и систематизировать ее.

Выделяют четыре основные установки в чтении текста:

- информационно-поисковая (задача – найти, выделить искомую информацию);

- усваивающая (усилия читателя направлены на то, чтобы как можно полнее осознать и запомнить, как сами сведения, излагаемые автором, так и всю логику его рассуждений);

- аналитико-критическая (читатель стремится критически осмыслить материал, проанализировав его, определив свое отношение к нему);

- творческая (создает у читателя готовность в том или ином виде – как отправной пункт для своих рассуждений, как образ для действия по аналогии и т.п. – использовать суждения автора, ход его мыслей, результат наблюдения, разработанную методику, дополнить их, подвергнуть новой проверке).

С наличием различных установок обращения к тексту связано существование и нескольких видов чтения:

- библиографическое – просматривание карточек каталога, рекомендательных списков, сводных списков журналов и статей за год и т.п.;

- просмотрное – используется для поиска материалов, содержащих нужную информацию, обычно к нему прибегают сразу после работы со списками литературы и каталогами, в результате такого просмотра читатель устанавливает, какие из источников будут использованы в дальнейшей работе;

- ознакомительное – подразумевает сплошное, достаточно подробное прочтение отобранных статей, глав, отдельных страниц; цель – познакомиться с характером информации, узнать, какие вопросы вынесены автором на рассмотрение, провести сортировку материала;

- изучающее – предполагает доскональное освоение материала; в ходе такого чтения проявляется доверие читателя к автору, готовность принять изложенную информацию, реализуется установка на предельно полное понимание материала;

- аналитико-критическое и творческое чтение – два вида чтения близкие между собой тем, что участвуют в решении исследовательских задач.

Первый из них предполагает направленный критический анализ, как самой информации, так и способов ее получения и подачи автором; второе –

поиск тех суждений, фактов, по которым, или, в связи с которыми, читатель считает нужным высказать собственные мысли.

Из всех рассмотренных видов чтения основным для студентов является изучающее – именно оно позволяет в работе с учебной и научной литературой накапливать знания в различных областях. Вот почему именно этот вид чтения в рамках образовательной деятельности должен быть освоен в первую очередь. Кроме того, при овладении данным видом чтения формируются основные приемы, повышающие эффективность работы с текстом. Научная методика работы с литературой предусматривает также ведение записи прочитанного. Это позволяет привести в систему знания, полученные при чтении, сосредоточить внимание на главных положениях, зафиксировать, закрепить их в памяти, а при необходимости вновь обратиться к ним.

Основные виды систематизированной записи прочитанного:

Аннотирование – предельно краткое связное описание просмотренной или прочитанной книги (статьи), ее содержания, источников, характера и назначения.

Планирование – краткая логическая организация текста, раскрывающая содержание и структуру изучаемого материала.

Тезирование – лаконичное воспроизведение основных утверждений автора без привлечения фактического материала.

Цитирование – дословное выписывание из текста выдержек, извлечений, наиболее существенно отражающих ту или иную мысль автора.

Конспектирование – краткое и последовательное изложение содержания прочитанного. Конспект – сложный способ изложения содержания книги или статьи в логической последовательности. Конспект аккумулирует в себе предыдущие виды записи, позволяет всесторонне охватить содержание книги, статьи. Поэтому умение составлять план, тезисы, делать выписки и другие записи определяет и технологию составления конспекта.

Как правильно составлять конспект? Внимательно прочитайте текст. Уточните в справочной литературе непонятные слова. При записи не забудьте вынести справочные данные на поля конспекта. Выделите главное, составьте план, представляющий собой перечень заголовков, подзаголовков, вопросов, последовательно раскрываемых затем в конспекте. Это первый элемент конспекта. Вторым элементом конспекта являются тезисы. Тезис - это кратко сформулированное положение. Для лучшего усвоения и запоминания материала следует записывать тезисы своими словами. Тезисы, выдвигаемые в конспекте, нужно доказывать. Поэтому третий элемент конспекта - основные доводы, доказывающие истинность рассматриваемого тезиса. В конспекте могут быть положения и примеры. Законспектируйте материал, четко следуя пунктам плана. При конспектировании старайтесь выразить мысль своими словами. Записи следует вести четко, ясно. Грамотно записывайте цитаты. Цитируя, учитывайте лаконичность, значимость мысли. При оформлении конспекта необходимо стремиться к емкости каждого предложения. Мысли автора книги следует излагать кратко, заботясь о стиле и выразительности написанного. Число дополнительных элементов конспекта должно быть

логически обоснованным, записи должны распределяться в определенной последовательности, отвечающей логической структуре произведения. Для уточнения и дополнения необходимо оставлять поля.

Конспектирование –наиболее сложный этап работы. Овладение навыками конспектирования требует от студента целеустремленности, повседневной самостоятельной работы. Конспект ускоряет повторение материала, экономит время при повторном, после определенного перерыва, обращении к уже знакомой работе. Учитывая индивидуальные особенности каждого студента, можно дать лишь некоторые, наиболее оправдавшие себя общие правила, с которыми преподаватель и обязан познакомить студентов:

1. Главное в конспекте не объем, а содержание. В нем должны быть отражены основные принципиальные положения источника, то новое, что внес его автор, основные методологические положения работы. Умение излагать мысли автора сжато, кратко и собственными словами приходит с опытом и знаниями. Но их накоплению помогает соблюдение одного важного правила – не торопиться записывать при первом же чтении, вносить в конспект лишь то, что стало ясным.

2. Форма ведения конспекта может быть самой разнообразной, она может изменяться, совершенствоваться. Но начинаться конспект всегда должен с указания полного наименования работы, фамилии автора, года и места издания; цитаты берутся в кавычки с обязательной ссылкой на страницу книги.

3. Конспект не должен быть «слепым», безликим, состоящим из сплошного текста. Особо важные места, яркие примеры выделяются цветным подчеркиванием, взятием в рамочку, оттенением, пометками на полях специальными знаками, чтобы можно было быстро найти нужное положение. Дополнительные материалы из других источников можно давать на полях, где записываются свои суждения, мысли, появившиеся уже после составления конспекта.

ПОДГОТОВКА К ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫМ ЗАДАНИЯМ

Практико-ориентированные задания выступают средством формирования у студентов системы интегрированных умений и навыков, необходимых для освоения профессиональных компетенций. Это могут быть ситуации, требующие применения умений и навыков, специфичных для соответствующего профиля обучения (знания содержания предмета), ситуации, требующие организации деятельности, выбора её оптимальной структуры личностно-ориентированных ситуаций (нахождение нестандартного способа решения).

Кроме этого, они выступают средством формирования у студентов умений определять, разрабатывать и применять оптимальные методы решения профессиональных задач. Они строятся на основе ситуаций, возникающих на различных уровнях осуществления практики и формулируются в виде производственных поручений (заданий).

Под практико-ориентированными заданиями понимают задачи из окружающей действительности, связанные с формированием практических навыков, необходимых в повседневной жизни, в том числе с использованием элементов производственных процессов.

Цель практико-ориентированных заданий – приобретение умений и навыков практической деятельности по изучаемой дисциплине.

Задачи практико-ориентированных заданий:

- закрепление, углубление, расширение и детализация знаний студентов при решении конкретных задач;
- развитие познавательных способностей, самостоятельности мышления, творческой активности;
- овладение новыми методами и методиками изучения конкретной учебной дисциплины;
- обучение приемам решения практических задач;
- выработка способности логического осмысления полученных знаний для выполнения заданий;
- обеспечение рационального сочетания коллективной и индивидуальной форм обучения.

Важными отличительными особенностями практико-ориентированных задания от стандартных задач (предметных, межпредметных, прикладных) являются:

- значимость (познавательная, профессиональная, общекультурная, социальная) получаемого результата, что обеспечивает познавательную мотивацию обучающегося;
- условие задания сформулировано как сюжет, ситуация или проблема, для разрешения которой необходимо использовать знания из разных разделов основного предмета, из другого предмета или из жизни, на которые нет явного указания в тексте задания;

- информация и данные в задании могут быть представлены в различной форме (рисунок, таблица, схема, диаграмма, график и т.д.), что потребует распознавания объектов;

- указание (явное или неявное) области применения результата, полученного при решении задания.

Кроме выделенных четырех характеристик, практико-ориентированные задания имеют следующие:

1. по структуре эти задания – нестандартные, т.е. в структуре задания не все его компоненты полностью определены;

2. наличие избыточных, недостающих или противоречивых данных в условии задания, что приводит к объемной формулировке условия;

3. наличие нескольких способов решения (различная степень рациональности), причем данные способы могут быть неизвестны учащимся, и их потребуется сконструировать.

При выполнении практико-ориентированных заданий следует руководствоваться следующими общими рекомендациями:

- для выполнения практико-ориентированного задания необходимо внимательно прочитать задание, повторить лекционный материал по соответствующей теме, изучить рекомендуемую литературу, в т.ч. дополнительную;

- выполнение практико-ориентированного задания включает постановку задачи, выбор способа решения задания, разработку алгоритма практических действий, программы, рекомендаций, сценария и т. п.;

- если практико-ориентированное задание выдается по вариантам, то получить номер варианта исходных данных у преподавателя; если нет вариантов, то нужно подобрать исходные данные самостоятельно, используя различные источники информации;

- для выполнения практико-ориентированного задания может использоваться метод малых групп. Работа в малых группах предполагает решение определенных образовательных задач в рамках небольших групп с последующим обсуждением полученных результатов. Этот метод развивает навыки сотрудничества, достижения компромиссного решения, аналитические способности.

ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННЫЕ ЗАДАНИЯ

1. Организуйте коллективную сетевую деятельность.

Методические указания:

Под организацией **коллективной сетевой деятельности** понимают совместные действия нескольких пользователей в сети электронных коммуникаций, направленные на получение информации. Участники совместной сетевой деятельности могут быть объединены общими целями, интересами, что позволяет им обмениваться мнениями, суждениями, а также совершать действия с различными объектами, такими как фотографии, программы, записи, статьи, представленными в цифровом виде.

Подобное взаимодействие может заключаться в различных его видах, таких как:

- - общение;
- - обмен данными;
- - организация трудовой деятельности;
- - совместное времяпрепровождение за сетевыми развлечениями.

Рассмотрим каждый из них. Одним из примеров организации **общения** в сети Интернет могут служить популярные на сегодняшний день сообщества **Livejournal** (www.livejournal.ru), **Facebook** (www.facebook.com), **Twitter** (<http://twitter.com>) и др.

По своей сути это социальные сети, которые работают в режиме реального времени, позволяя участникам взаимодействовать друг с другом. Так, социальная сеть Livejournal (Живой журнал) предоставляет возможность публиковать свои и комментировать чужие записи, вести коллективные блоги («сообщества»), получать оперативную информацию, хранить фотографии и видеоролики, добавлять в друзья других пользователей и следить за их записями в «ленте друзей» и др.

Facebook позволяет создать профиль с фотографией и информацией о себе, приглашать друзей, обмениваться с ними сообщениями, изменять свой статус, оставлять сообщения на своей и чужой «стенах», загружать фотографии и видеозаписи, создавать группы (сообщества по интересам).

Система Twitter позволяет пользователям отправлять короткие текстовые заметки, используя web-интерфейс, sms-сообщения, средства мгновенного обмена сообщениями (например, Windows Live Messenger), сторонние программы-клиенты. Отличительной особенностью Твиттера является публичная доступность размещенных сообщений, что роднит его с **блогами** (онлайн-дневник, содержимое которого, представляет собой регулярно обновляемые записи — **посты**).

Другим способом общения, безусловно, является **электронная почта**. Принципы создания ящика электронной почты подробно рассматривались в практикуме параграфа 2.12. При всех своих плюсах электронная почта не позволяет организовать двусторонний оперативный диалог, максимально приближенный к обычному разговору. Отправив письмо, человек уверен, что оно оперативно будет доставлено в ящик адресата, но будет ли получен быстрый ответ? Кроме того, переписка может растянуться, что сводит к минимуму решение возможных актуальных проблем человека в настоящий момент времени.

Именно поэтому возникла необходимость в самостоятельном классе программ, которые выполняли бы две основные задачи:

1. Показать, находится ли собеседник в данный момент в сети Интернет, готов ли он общаться.
2. Отправить собеседнику короткое сообщение и тут же получить от него ответ.

Такие программы получили название IMS (англ. Instant Messengers Service — служба мгновенных сообщений). Часто такие программы называют **интернет-пейджерами**. В качестве примера подобных программ можно привести Windows Live Messenger, Yahoo!Messenger, ICQ.

Так, программа Windows Live Messenger является одним из компонентов Windows Live — набора сетевых служб от компании Microsoft. Ранее мы познакомились с такими его модулями, как Семейная безопасность и Киностудия. Доступ к Messenger можно получить по адресу <http://download.ru.msn.com/wl/messenger>, либо через кнопку **Пуск** на своем персональном компьютере (предварительно установив основные компоненты службы Windows Live).

В настоящее время произошла интеграция Messenger и программы Skype, функции которой будут рассмотрены позже.

Чтобы начать «разговор», достаточно выполнить двойной щелчок мыши на имени собеседника и ввести сообщение в соответствующее окно. Если друга нет на месте, можно оставить ему сообщение, и он увидит его, когда снова войдет в программу.

Коммуникацию в реальном масштабе времени возможно осуществить с помощью **чатов** (англ. Chatter — болтать). Если ваш компьютер оснащен видеокамерой, вы сможете начать видеочат. Одной из наиболее интересных особенностей видео-чата в Messenger является то, что он позволяет делать через Интернет все, что ранее можно было делать только при личном общении. Например, можно легко обмениваться фотографиями и видеть, как собеседник реагирует на них.

Теперь рассмотрим, каким образом можно организовать коллективную сетевую деятельность, связанную с **обменом данными**. Сразу отметим, что для передачи или открытия доступа к файлам в локальной сети используются стандартные возможности операционной системы компьютера. Для этого достаточно в настройках определенной директории открыть общий доступ на чтение или запись другими пользователями сети.

В настоящее время популярнейшим способом обмена данными является размещение файлов на различных видеохостингах и в социальных сетях. **Хостинг** — это услуга по предоставлению вычислительных мощностей для размещения информации на сервере, постоянно находящемся в сети Интернет. Для размещения видеофайлов, как правило, используются такие крупные видеохостинги, как YouTube (www.youtube.com), Rutube (<http://mtube.ru>). Социальные сети, например Одноклассники (www.odnoklassniki.ru), ВКонтакте (<http://vk.com>) и др., также можно использовать для размещения видеоматериалов.

Хранение, обмен файлов возможно организовать и с помощью облачных сервисов, таких как Яндекс.Диск, SkyDrive, iCloud и т.д. Перечислим ряд достоинств подобного способа организации работы:

- не требуется денежных вложений - сервисы бесплатны;
- возможность резервного хранения данных;
- доступность информации из любой точки мира с разных устройств, подключенных к Интернету;
- пользователь самостоятельно определяет доступность к файлам другим людям;
- большой размер облачного хранилища (7-10 Гб);
- информация не привязана к одному компьютеру;
- доступ к файлам, хранящимся на устройствах с разными аппаратными платформами (Windows, Android, iOS).

В качестве примера рассмотрим работу с программой Яндекс.Диск, которую предварительно следует установить на свой компьютер с адреса <http://disk.yandex.ru/download>. После инсталляции программы на вашем устройстве создается папка Яндекс.Диск, в которой будет находиться ряд папок, таких как Документы, Музыка, Корзина. Теперь, после того как мы добавим, изменим или удалим файл в папке Яндекс.Диск на своем компьютере, то же самое автоматически произойдет на серверах Яндекс, т. е. происходит процесс синхронизации.

Поделиться файлом с друзьями через web-интерфейс можно, выполнив следующие действия:

1. Зайти в свой почтовый ящик на сервисе Яндекс.

2. Выполнив команду **Файлы/Документы**, выделить нужный файл из списка.

3. Установить переключатель на панели предпросмотра в положение **Публичный** и нажать на одну из кнопок, расположенных ниже, что гарантирует публикацию ссылки на файл в одной из социальных сетей (ВКонтакте, Facebook и т.д.) либо отправку по электронной почте (рис. 1).



Рис. 1. Ссылка на файл

Другой возможностью публикации ссылки на файл - получение ее через ОС Windows. В этом случае порядок действий следующий:

- 1. Открыть папку Яндекс.Диск.
- 2. Выполнить щелчок правой кнопкой мыши на нужном файле.
- 3. В контекстном меню выбрать пункт **Яндекс.Диск: Скопировать публичную ссылку**.

Теперь в буфере обмена находится ссылка на файл, например, <http://yadi.Sk/d/91nV8FjiOYnX>, с которой вы можете поделиться со своими друзьями.

Перейдем к описанию организации **трудовой деятельности** как способа совместного сетевого взаимодействия. Она может выглядеть самой разной, от простого общения в видеоконференциях, заканчивая использованием серьезных корпоративных решений для управления рабочим процессом в компании. Примерами таких решений являются:

1. 1С-Битрикс: Корпоративный Портал (<http://www.lc-bitrix.ru/products/intranet/>) — система управления внутренним информационным ресурсом компании для коллективной работы над задачами, проектами и документами.
2. Мегаллан (www.megaplan.ru) — онлайн-сервис для управления бизнесом.
3. TeamLab (www.teamlab.com/ru) — многофункциональный онлайн-сервис для совместной работы, управления документами и проектами.
4. BaseCamp (<http://basecamp.com>) — онлайн-инструмент для управления проектами, совместной работы и постановки задач по проектам.

Рассмотрим эти решения на примере облачного сервиса **Мегаллан**, который относится к модели **SaaS** (англ. Software as a service — программное обеспечение как услуга). В рамках модели SaaS заказчики платят не за владение программным обеспечением как таковым, а за его аренду (т. е. за его использование через web-интерфейс). Таким образом, в отличие от классической схемы лицензирования программного обеспечения заказчик несет сравнительно небольшие периодические затраты (от 150 до 400 руб./мес.), и ему не требуется инвестировать значительные средства в приобретение ПО и аппаратной платформы для его развертывания, а затем поддерживать его работоспособность.

Используя на предприятии Мегаллан, можно получить множество современных эффективных средств управления персоналом компании, в частности:

- выстроить иерархическую структуру предприятия, прояснить уровни подчинения, сделать связи сотрудников внутри предприятия логичными и понятными каждому;
- система управления персоналом на предприятии позволит каждому руководителю контролировать деятельность своих подчиненных в режиме реального времени. Кроме того,

можно получать актуальную информацию, даже не находясь в офисе — для этого достаточно иметь доступ в Интернет;

- получить возможность обмениваться документами, выкладывать в общий доступ бизнес-планы, презентации, проекты и распоряжения, ускоряя обмен информацией внутри предприятия;

- системы обмена сообщениями и корпоративный форум делают общение, как деловое, так и личное, более живым и эффективным. Кроме того, выходящая по ходу исполнения задачи, зафиксированные в Мегаплане, позволяют анализировать ход работы над проектом.

Зарегистрировавшись на вышеуказанном сайте, вы получите бесплатный доступ для знакомства с сервисом Мегаплан. Из трех решений предлагаемых компанией, а именно Совместная работа, Учет клиентов и Бизнес-менеджер, выберите первое — **Совместная работа**. Такой выбор дает возможность эффективно управлять проектами, задачами и людьми. Выбрав модуль **Сотрудники**, добавьте несколько сотрудников, заполнив их личные карточки. Много информации в карточки заносить необязательно, их всегда можно отредактировать, при этом не забывая нажимать на кнопку **Сохранить**. Заполненный модуль **Сотрудники** представлен на рис. 2.



Рис. 2. Модуль Сотрудники

Заполнив базу сотрудников, отметив все необходимые сведения в картотеке, вы получаете автоматизированную систему управления персоналом компании, которая более оперативно, чем любой менеджер по кадрам, будет оповещать вас обо всех изменениях, напоминать о днях рождения, давать доступ к картотеке и персональным сообщениям.

Теперь создайте отделы своей виртуальной организации. Для этого, находясь в модуле **Сотрудники**, выберите блок **Структура**, а в нем ссылку **Добавить отдел**. Чтобы добавить сотрудника в отдел, его надо перетащить мышью из списка **Нераспределенные**. После этого следует установить связь «Начальник-Подчиненный», используя ссылки **Начальники**, **Подчиненные**. Подобная ситуация представлена на рис. 3.

Красные стрелки на схеме обозначают вашу подчиненность, а зеленые — сотрудники подчиняются вам.

Для того чтобы организовать взаимодействие в команде, выберите модуль **Задачи** и поставьте перед каждым сотрудником задачу, указав сроки ее выполнения. Сотрудник может принять или отклонить задачу, делегировать ее своему подчиненному, комментировать задачу, оперировать списком своих задач (распечатывать, сортировать по признакам). Он может даже провалить задачу — и это немедленно станет известно всем, кто с ней связан.

Используя модуль **Документы**, попробуйте создать несколько текстовых документов (их объем не может превышать 300 Мб). Также имеется возможность импортировать имеющиеся документы, которые Мегаплан будет сортировать по типам: текстовые

документы, презентации, PDF-файлы, таблицы, изображения и др. Таким образом, можно хранить общие для всей компании договоры, банки, анкеты и другие важные файлы.



Рис. 3 Организационная структура предприятия

Модуль **Обсуждение** представляет собой корпоративный форум, в рамках которого можно рассматривать любые вопросы. Обсуждение тем может происходить в нескольких уже созданных разделах, а именно Новости, Отдых, Работа. Подобная ситуация представлена на рис. 4.

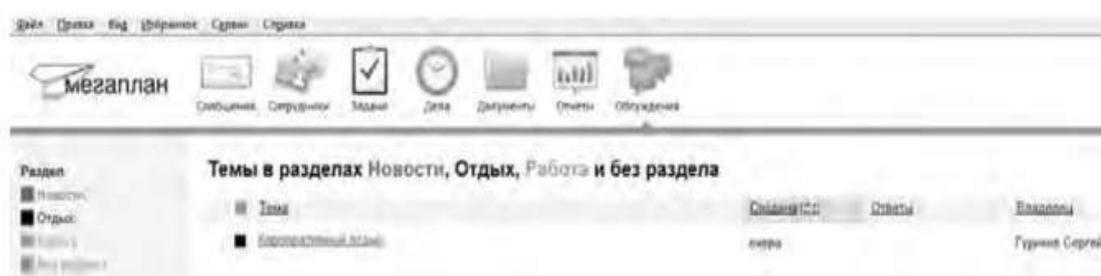


Рис. 4.Создание темы в модуле Обсуждение

Создайте несколько тем, воспользовавшись кнопкой **Добавить**. Обратите внимание на то, что вы можете ограничить просмотр обсуждаемых тем отдельным сотрудникам и группам. Корпоративный форум делает общение внутри компании более открытым. Возможность общения онлайн между сотрудниками, встреча которых могла бы и не произойти в реальной жизни, развивает неформальные отношения, вследствие которых совместная работа над проектами становится более комфортной. Работа над проектом, созданным в виртуальной среде, существенно упрощается за счет системы обмена сообщениями (модуль **Сообщения**), совместной работы, обработки файлов, находящихся в общем доступе.

Итак, освоение базовых функциональных операций в процессе работы с Мегалланом происходит очень быстро. С учетом того, что бесплатная версия продукта позволяет зарегистрировать трех пользователей, можно организовать сетевое взаимодействие, создав учебное предприятие и тем самым, усовершенствовать навыки взаимодействия исполнителей и руководителей в рабочем процессе.

Совместное времяпрепровождение за сетевыми развлечениями — последний вид сетевого взаимодействия, рассматриваемого нами. Сетевыми развлечениями в основном являются компьютерные игры. Вид взаимодействия в играх может быть различным: игроки могут соперничать друг с другом, могут быть в команде, а в некоторых играх возможны оба

вида взаимодействия. Соперничество может выражаться как напрямую, например игра в шахматы, так и в таблице рейтингов в какой-нибудь браузерной игре.

Существует особый жанр игр MMORPG (англ. Massive Multiplayer Online Role-playing Game, массовая многопользовательская онлайн ролевая игра) — разновидность онлайн ролевых игр, позволяющая тысячам людей одновременно играть в изменяющемся виртуальном мире через Интернет. Сообщество любителей игр в жанре MMORPG зарегистрировано в сети Интернет по адресу www.mmorpg.su.

Подобные игры, как правило, построены на технологии «клиент-сервер», но есть разновидности, где в качестве клиента выступает обычный браузер. Игрок в такой игре представляется своим **аватаром** — виртуальным представлением его игрового персонажа. Создатели игры поддерживают существование игрового мира, в котором происходит действие игры и который населен ее персонажами.

Когда геймеры попадают в игровой мир, они могут в нем выполнять различные действия вместе с другими игроками со всего мира. Разработчики MMORPG поддерживают и постоянно развивают свои миры, добавляя новые возможности и доступные действия для того, чтобы «гарантировать» интерес игроков. Яркими представителями подобного рода игр на сегодняшний день являются EverQuest, World of Warcraft, Anarchy Online, Asheron's Call, Everquest II, Guild Wars, Ragnarok Online, Silkroad Online, The Matrix Online, City of Heroes.

Задания:

а)Создайте свой аккаунт (если вы его не имеете) в одной из социальных сетей, например Livejournal или Facebook. Выполните скриншоты своего блога. Результат отправьте на электронную почту преподавателя.

б)Используя программу Windows Live Messenger, добавьте в друзья (по предварительной договоренности) своего преподавателя и свяжитесь с ним в режиме реального времени либо оставьте ему сообщение.

в)Установите на свой компьютер программу Яндекс.Диск. Предоставьте доступ к нескольким файлам своему преподавателю.

г)Создайте учебное предприятие, используя облачный сервис Мегатлан. Заполните информацией все имеющиеся в программе модули. Установите связи между отделами. Пригласите нескольких своих друзей в проект. Продемонстрируйте результат преподавателю, открыв ему доступ.

д)Напишите краткий отчет о результатах своей работы по созданию виртуального предприятия, указав в нем этапы его создания, результаты совместной сетевой деятельности.

е)Являетесь ли вы участником какой-либо игры в жанре MMORPG? Если да, расскажите об основных правилах той игры, в которой вы участвуете. Каким образом происходит ваше взаимодействие в ней с друзьями?

3. Организация форумов

Методические указания

В настоящее время перед каждым образовательным учреждением стоит задача формирования открытой информационной образовательной среды. Эффективным механизмом является использование коммуникационных возможностей сети Интернет. В частности, организация на сайтах или в информационных системах образовательных учреждений форумов (дискуссий).

Форум — это web-страница, созданная на основе клиент-серверной технологии для организации общения пользователей сети Интернет. Концепция форума основана на создании разделов, внутри которых происходит обсуждение различных тем в форме сообщений. От чата форум отличается тем, что общение может происходить не в реальном времени. Таким образом, человек имеет возможность подумать над своим ответом или над создаваемой темой.

По методу формирования набора тем форумы бывают:

- **тематические.** В рамках таких форумов пользователи обсуждают предварительно опубликованную статью, новость СМИ и т.д. Обсуждение происходит в одной или нескольких темах;

- **проблемные.** Для обсуждения предлагается ряд проблемных вопросов (тем). Обсуждение каждой проблемы происходит в своей ветке. Чаще всего в подобных типах форумов пользователь не имеет права создавать новую тему;

- **постоянно действующие форумы.** Форумы поддержки (помощи). По такому принципу строятся форумы технической поддержки, различные консультации и пр. Чаще всего это форумы с динамическим списком тем, где простые участники могут создавать новую тему в рамках тематики форума.

Форумы функционируют согласно определенным правилам, которые определяют администраторы и модераторы. **Администратор форума** следит за порядком во всех разделах, контролирует общение на ресурсе и соблюдение правил сайта. **Модератор форума** чаще всего следит за порядком в конкретном разделе, имеет более узкие права, чем администратор. Его основная задача — увеличивать популярность форума, количество участников и число интересных обсуждений. Дополнительные задачи:

- стимулировать появление новых интересных тем;
- стимулировать общение на форуме;
- не допускать конфликтных ситуаций на форуме, а в случае их возникновения — уметь найти выход из сложной ситуации;
- при появлении в темах **спама** (рассылка коммерческой и иной рекламы или иных видов сообщений (информации) лицам, не выразившим желания их получать) немедленно сообщать об этом администратору сайта;
- следить за культурой сетевого общения.

Для каждого конкретного форума администратором могут быть созданы свои правила, но в целом их можно свести к следующим:

1. На форумах приветствуется поддержание дискуссии, обмен опытом, предоставление интересной информации, полезных ссылок.

2. Не нужно вести разговор на «вольные» темы и размещать бессодержательные (малосодержательные) или повторяющиеся сообщения. Под бессодержательными (малосодержательными) понимаются, в частности, сообщения, содержащие исключительно или преимущественно эмоции (одобрение, возмущение и т. д.).

3. Желательно проверять грамотность сообщений (например, редактором Microsoft Word) — ошибки затрудняют понимание вопроса или ответа и могут раздражать участников обсуждения.

4. Длинные сообщения желательно разбивать на абзацы пустыми строчками, чтобы их было удобно читать.

5. Запрещается размещать заведомо ложную информацию.

6. Не рекомендуется публиковать сообщения, не соответствующие обсуждаемой теме, в том числе личные разговоры в ветках форума.

7. Не следует писать сообщения сплошными заглавными буквами, так как это эквивалентно повышению тона, а также латинскими буквами. При этом сообщение считается нарушающим данное правило, если такого рода текстом набрано более трети всего сообщения.

8. Участники форума не должны нарушать общепринятые нормы и правила поведения. Исключено употребление грубых слов и ненормативной лексики, выражение расистских, непристойных, оскорбительных или угрожающих высказываний, нарушений законодательства в области авторского права или сохранности конфиденциальной информации.

9. Запрещено публично обсуждать нелегальное использование (в том числе взлом) программного обеспечения, систем безопасности, а также публикацию паролей, серийных номеров и адреса (ссылки), по которым можно найти что-либо из вышеназванного.

10. Не следует размещать в форумах, а также рассылать через личные сообщения коммерческую рекламу и спам.

Для создания форумов используется ряд программных решений, написанных на языке PHP (англ. Hypertext Preprocessor — предпроцессор гипертекста) и используемых для ведения своей базы данных сервер MySQL. К их числу относятся **Invision Power Board** (www.invisionpower.com), **vBulletin** (www.vbulletin.com), **PHP Bulletin Board** (www.phpbb.com), **Simple Machines Forum** (www.simplemachines.org) и ряд других. Однако создать «движок форума» с помощью перечисленного программного обеспечения начинающему пользователю будет весьма непросто, поскольку и сами программы, и документация к ним написаны на английском языке.

Попробовать свои силы для создания тематического форума можно с использованием российских web-сервисов, предлагающих свои услуги в этом направлении. Остановим свой выбор на сервисе Forum2x2 (www.forum2x2.ru), который предлагает создание и хостинг форумов. Forum2x2 позволяет создать форум бесплатно, всего за несколько секунд и без всяких технических знаний, а после — мгновенно начать общение. Интерфейс форума является наглядным, простым в использовании и легко настраивается.

Определим следующую задачу — создать форум своего учебного заведения. Находясь на сайте сервиса Forum2x2, выберем кнопку **Создать бесплатный форум**. Пользователю будет предложено выбрать одну из четырех версий создания форумов: Phpbb3, Phpbb2, IPB и Punbb. Их краткая характеристика будет представлена в соответствующих вкладках. Воспользуемся самым простым из них - **Punbb**, который предоставляет только базовые опции web-форума, а следовательно, является оптимальным по скорости и простоте использования. Далее нам предстоит выполнить три простых шага:

1. Выбрать графический стиль форума.
2. Ввести название форума, его интернет-адрес, свой адрес электронной почты, пароль.
3. Прочитать информацию о недопустимом содержании создаваемого форума.

На этом создание форума можно считать завершенным. На рис. 5 представлен один из возможных примеров созданного форума.



Рис. 5 Внешний вид созданного форума

В своем электронном почтовом ящике вы обнаружите письмо от администрации сервиса Forum2x2, в котором будут даны несколько полезных советов для успешного начала работы форума, в частности:

- - поместить в форум несколько сообщений, чтобы задать тон обсуждения;
- - внести личный аспект в стиль оформления форума, подобрав цвета и шрифты;

- - сообщить по электронной почте друзьям о новом форуме и пригласить их поучаствовать в форуме;
- - поместить ссылки на форум на других сайтах, форумах и в поисковых системах.

Для администрирования вновь созданного форума необходимо ввести имя пользователя (Admin) и пароль, который вы выбрали при создании форума. После этого вы получаете доступ к ссылке **Панель администратора**, расположенной внизу страницы, которая имеет несколько вкладок (рис. 6).



Рис. 6. Вкладки Панели администратора

Вкладка **Главная** отображает информацию по статистике созданных сообщений, количеству пользователей и тем. Здесь же можно воспользоваться практическими советами по повышению посещаемости созданного форума. Попробуйте пригласить на созданный форум своих друзей, знакомых, с помощью ссылки **Адреса Email**, вводя в соответствующее поле их электронные адреса. Максимальное число приглашений, отправляемых за один раз, — десять.

Вкладка **Общие настройки** позволяет сконфигурировать форум в соответствии с личными целями администратора. В частности, можно изменить название сайта, его описание, определить конфигурацию защиты форума, определить E-mail администратора.

С помощью раздела **Категории и форумы** создайте свои форумы, определите порядок их вывода с помощью соответствующих кнопок (**Сдвинуть вверх**, **Сдвинуть вниз**). **Категория** представляет собой совокупность форумов, объединенных общей тематикой. Один из возможных примеров создания форумов приведен на рис. 7.

Сделанные изменения доступны для просмотра после нажатия на кнопку **Просмотр форума**. Находясь на вкладке **Общие настройки**, перейдите в раздел **Раскрутка форума** и выберите пункт **Поисковые системы**. Введите информацию для ваших мета-тегов, чтобы улучшить позицию вашего форума в поисковых системах. **Мета-теги** — это невидимые коды, используемые поисковиками для индексации и позиционирования вашего форума. Зарегистрируйте ваш форум в основных поисковых системах: Yandex, Google, Rambler.

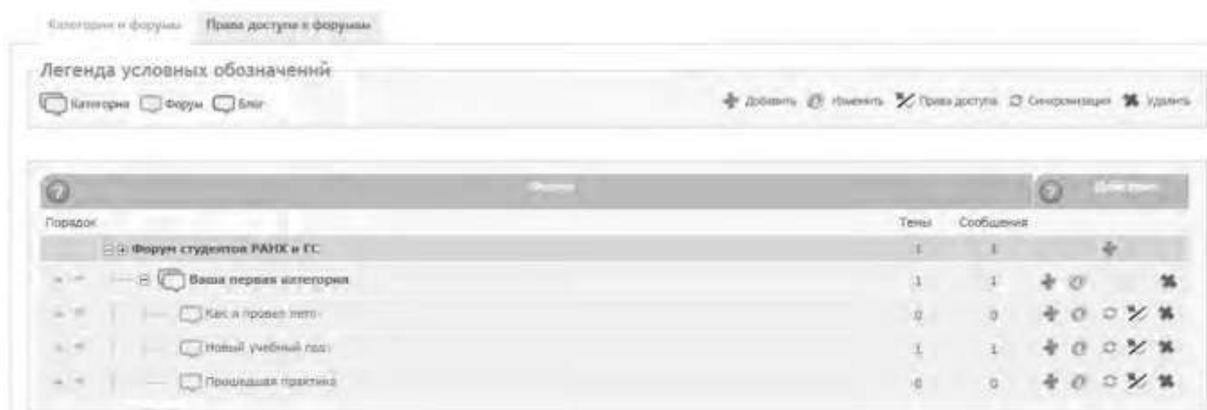


Рис. 7. Структура форумов

Используя вкладку **Оформление**, поэкспериментируйте с различными стилями для того, чтобы повысить привлекательность форума. Здесь же можно поменять версию «движка» форума.

Будучи администратором вашего форума, вы являетесь его единственным полноправным хозяином и полностью контролируете его. С помощью вкладки **Пользователи & Группы** создайте группу модераторов, ответственных за соблюдение установленных вами правил (правил орфографии, правил поведения на форуме и т.д.).

Перейдите на вкладку **Модули**. Здесь вы можете добавить к вашему форуму такие модули, как портал, календарь, галерея, чат или листы персонажей. Выберите ссылку **Портал**. Появится информация о том, что портал не установлен. Нажмите ссылку — установить. Внешний вид созданного портала представлен на рис. 8.



Рис. 8. Созданный портал

На вкладке **Модули** попробуйте поработать с виджетами (гаджетами) форума, из которых и состоит портал. **Виджет** — это элемент интерфейса, предназначенный для облегчения доступа к информации.

Добавьте/удалите стандартные виджеты форума (Поиск, Календарь, Новости, Последние темы, Самые активные пользователи и др.), отслеживая изменения нажатием кнопки **Просмотр портала**. Оставьте наиболее удачный, с вашей точки зрения, вариант.

Итак, мы приобрели первоначальные практические навыки создания собственного форума и выполнили действия, направленные на увеличение его посещаемости. Кроме того, необходимо создать ссылку на форум с главной страницы сайта учебного заведения. Следует отметить, что, для того чтобы созданный форум не оставался в статичном виде, необходима большая работа администратора, модераторов по его поддержанию.

Альтернативным способом организации форумов является их развертывание в информационной системе учебного заведения. На современном отечественном рынке автоматизированных информационных систем управления учебным процессом представлено достаточно большое количество решений. Свой выбор остановим на ИС ModEUS (<http://modeus.krf.ane.ru/index.php>), которая разработана с учетом специфики российского образования и обеспечивает автоматизацию учебного процесса, в том числе и дистантного (учет учебного процесса, его планирование и публикация, подготовка отчетной документации).

После регистрации в системе ModEUS, нужно выбрать ссылку **Дискуссии**. Вы можете организовать дискуссию (форум) по любому из находящихся в системе курсов, щелкнув мышью по его названию.

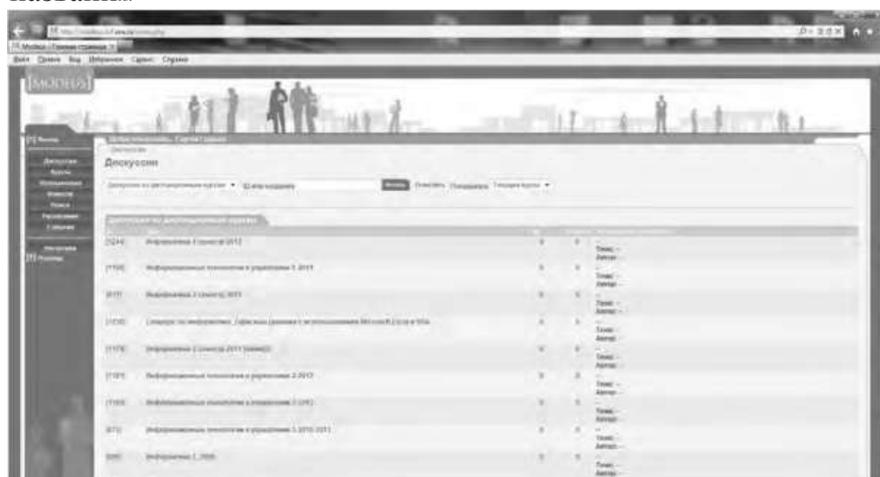


Рис. 9. Страница Дискуссии в ИС ModEUS

Создадим новую тему, нажав одноименную кнопку. Впишем в соответствующие поля название темы и вопрос, предлагаемый для обсуждения. Подобная ситуация представлена на рис. 437. Кроме того, мы имеем возможность прикрепить текстовый файл объемом не более 16 Мб, например список вопросов к экзамену.

После нажатия на кнопку **Создать** тема дискуссии отображается в системе (рис. 10), и любой из студентов может принять участие в ее обсуждении.

Таким образом, можно определить преимущества создания форума в информационной системе учебного заведения:

- - отсутствует необходимость иметь практические навыки работы по созданию web-страниц;
- - нет необходимости заботиться о раскрутке форума - студенты и преподаватели постоянно работают в системе.

В то же время есть и ряд недостатков, в частности:

- - форум доступен исключительно для студентов и преподавателей учебного заведения, в котором функционирует информационная система;
- - стандартизированный типовой интерфейс для всех выполняемых функций;
- - нет возможности организовать дискуссию на вольную тему.



Рис. 10 Создание новой темы



Рис. 11. Создана тема для дискуссии

Использование тестирующих систем в локальной сети образовательного учреждения

Теперь познакомимся с возможностями ИС ModEUS для **организации тестирования студентов в локальной сети образовательного учреждения**. Использование тестирования как наиболее объективного метода оценки качества образования широко используется в учебных заведениях России. Полнота охвата проверкой требований к уровню подготовки студентов предполагает методику конструирования тестовых заданий закрытого и открытого типа. К тестовым заданиям **закрытого типа** относятся задания, предполагающие выбор верного ответа из предложенных вопросов. Тестовые задания **открытого типа** требуют конструирования ответов с кратким и развернутым ответом. И тот, и другой тип заданий успешно реализуются в ИС ModEUS.

Прежде чем создать тестовое задание, необходимо зайти в один из учебных курсов, находящихся в репозитории (хранилище данных), нажав кнопку **Курсы** в главном меню. Под «курсом» в ИС ModEUS понимается дисциплина, находящаяся в учебном плане.

Найдем в списке **Занятия курса** требуемое занятие и нажмем ссылку **Список заданий**, находящуюся справа от поля **Тип**. Для того чтобы добавить задание в занятие, нажмем кнопку **Добавить**. Подобная ситуация представлена на рис. 11.

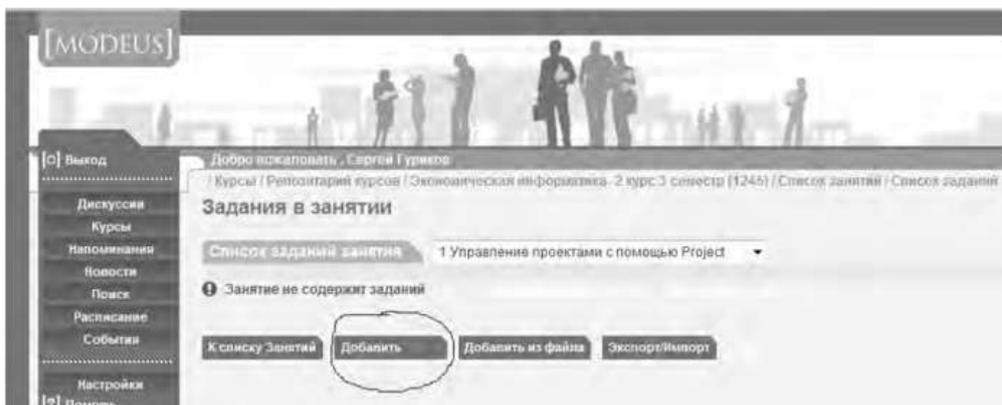


Рис.12. Добавление задания

Тип задания можно выбрать из раскрывающегося списка (рис. 12), кроме того, можно дать название новому заданию, установить балл и выбрать количество попыток сдачи.

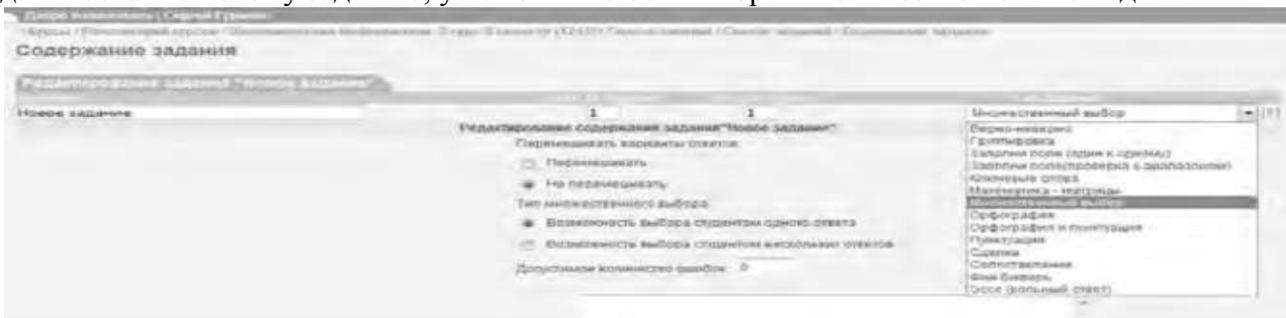


Рис.13. Выбор типа задания

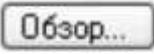
Рассмотрим несколько примеров формирования вопросов закрытого и открытого типа в ИС ModeUS.

Тестовое задание со множественным выбором верных ответов (закрытый тип). Данный тип задания дает вам возможность задать вопрос и варианты ответов на него, из которых обучающийся должен выбрать верный (рис. 14). Правильным может быть один или несколько вариантов. Для того чтобы наполнить задание, выполните следующие действия:

- - в опции **Перемешивать варианты ответов** поставьте метку в поле **Перемешивать**, если вы хотите, чтобы указанные вами варианты ответов выводились на экран в различном порядке, поставьте метку в поле **Не перемешивать**, если варианты ответов должны выводиться всегда в одинаковом порядке;
- - в опции **Тип множественного выбора** поставьте метку в поле **Возможность выбора студентом одного ответа**, если обучающийся из предложенных вариантов ответов может выбрать только один верный, поставьте метку в поле **Возможность выбора студентом нескольких ответов**, если обучающийся может выбрать несколько верных ответов;
 - - введите текст задания в поле **Текст задания**;
 - - в случае если в задании присутствует приложение, укажите путь к этому приложению, нажав на кнопку **Обзор...** и указав путь к файлу на жестком или сетевом диске. Приложением может быть документ любого формата, например изображение;
 - - введите тексты вариантов ответов в соответствующие поля;
 - - для добавления нового поля под вариант ответа нажмите на кнопку



- каждый вариант ответа может быть дополнен приложением. Для добавления к варианту ответа приложения укажите путь к нему в поле **Добавить приложение**, нажав на

кнопку  и указав путь к файлу на жестком

или сетевом диске;

- установите флажки напротив одного или нескольких правильных вариантов ответа;

- нажмите на кнопку **Зафиксировать** для сохранения задания в базе данных;

- нажмите на кнопку **Сохранить и добавить новое**; чтобы сохранить задание и сразу

перейти к составлению нового задания.

Название	Балл за задание	Попыток сдачи	Тип задания
Задание б	1	1	Множественный выбор

Редактирование содержания задания "Задание б"

Перемешивать варианты ответов:

Перемешивать

Не перемешивать

Тип множественного выбора:

Возможность выбора студентом одного ответа

Возможность выбора студентом нескольких ответов

Текст задания:

На каком уровне семиуровневой модели ISO происходит передача кадра данных между узлами. В качестве адресов используются MAC-адреса

Добавить приложение: Обзор...

Варианты ответов:

1 физический уровень

Добавить приложение: Обзор...

2 канальный уровень

Добавить приложение: Обзор...

3 сетевой уровень

Добавить приложение: Обзор...

4 транспортный уровень

Добавить приложение: Обзор...

5 сеансовый уровень

Добавить приложение: Обзор...

6 уровень представления

Добавить приложение: Обзор...

7 прикладной уровень

Добавить приложение: Обзор...

Добавить ответ

Рис. 14. Создание задания со множественным выбором верных ответов

Тестовое задание с добавлением слова (открытый тип). Данный тип задания (рис. 15) дает вам возможность задать вопрос, на который обучающийся должен ответить, введя ответ с клавиатуры в виде текста, цифры, слова, математической формулы и т.д. Для того чтобы наполнить задание, выполните следующие действия:

- - введите текст задания в поле **Текст задания**;
- - текст задания может представлять собой текст или текст в сочетании с

приложением. Чтобы добавить приложение (изображение или документ), нажмите на кнопку **Обзор...**, находящуюся под полем **Текст задания**, и укажите путь к файлу на жестком или сетевом диске;

- - в поле **Вопрос** введите вопрос, на который должен ответить обучающийся;
 - - в поле **Ответ** укажите правильный ответ;
- в пределах одного задания вы можете задать обучающемуся несколько вопросов. Для

добавления вопроса нажмите на кнопку **Добавить вопрос**;

- нажмите на кнопку **Зафиксировать** для сохранения задания в базе данных;

- нажмите на кнопку **Сохранить и добавить новое**, чтобы сохранить задание и сразу перейти к составлению нового задания.

Рис. 15 Создание задания с добавлением слова

Кроме рассмотренных типов заданий, в ИС ModEUS существует и ряд других, в частности:

Верно - неверно. Данный тип задания предоставляет возможность обучающемуся выбрать один из вариантов ответа («верно» или «неверно») на поставленный вопрос.

Группировка. В данном типе задания обучающемуся необходимо распределить заданный список понятий по группам.

Заполни поле (проверка с диапазоном). Данный тип задания дает возможность задать вопрос, на который обучающийся должен ответить, введя с клавиатуры числовой ответ.

Сопоставление. Проверяется способность обучающихся сопоставить понятия по указанному принципу.

Эссе. Обучающийся отвечает в свободной форме на поставленный преподавателем вопрос. Вопрос может быть представлен в виде текста или любого другого документа.

Следует отметить, что в ИС ModEUS можно задать количество вопросов, время на проведение тестовых заданий, а также **мощность теста**. Мощность определяет количество заданий, которые будут предложены студенту для выполнения. Например, если в группе заданий десять вариантов заданий, а мощность группы равна пяти, то студенту будут предложены для выполнения пять заданий из десяти. После проведения тестирования в

информационной системе происходит автоматическое формирование оценок на основании выполненных студентами заданий.

Итак, мы завершили рассмотрение возможностей информационной системы, работающей в локальной сети учебного заведения для организации форумов и проведения тестирования студентов.

Настройка видео web-сессий

В настоящее время миллионы пользователей во всем мире используют видеосвязь с помощью сети Интернет для общения друг с другом. Достоинства такого способа общения очевидны: есть возможность слышать и визуально наблюдать собеседника, находящегося, возможно, за тысячи километров. Для обеспечения полноценной видеосвязи для захвата и воспроизведения видео и звука могут использоваться как встроенные в компьютер камера, микрофон или динамик, так и внешние устройства, такие как web-камера, головная гарнитура, а также следует обеспечить высокоскоростной доступ к Интернету.

Взаимодействие собеседников при организации видео web-сессий возможно в нескольких направлениях: видеоконференция и видеотелефония.

1. Видеоконференция — это технология интерактивного взаимодействия двух и более человек, при которой между ними происходит обмен информацией в режиме реального времени. Существует нескольких видов видеоконференций:

- **симметричная (групповая)** видеоконференция позволяет проводить сеансы показа презентаций или рабочего стола;
- **асимметричная** видеоконференция используется для дистанционного образования. Позволяет собрать в конференции множество участников таким образом, что все они будут видеть и слышать одного ведущего, он, в свою очередь, всех участников одновременно;
- **селекторное видеосовещание** — рассчитано на взаимодействие большой группы участников, при котором пользователи имеют возможность активно обсуждать действия при чрезвычайных ситуациях, оперативно решать текущие вопросы.

Для эффективной организации проведения web-конференций, маркетинговых презентаций, онлайн-обучения, совещаний и любых других видов онлайн-встреч существует ряд программных решений. В качестве примера можно привести программы Mirapolis Virtual Room (<http://virtualroom.ru/>), ВидеоМост (www.videomost.com), TrueConf Online (<http://trueconf.ru/>) и др.

2. Видеотелефония — реализуется посредством сеанса видеосвязи между двумя пользователями, во время которого они могут видеть и слышать друг друга, обмениваться сообщениями и файлами, вместе работать над документами и при этом находиться в разных местах в комфортной для себя обстановке.

Для того чтобы общаться с близкими и друзьями, можно бесплатно совершать видеозвонки с помощью таких программ, как Skype (<http://www.Skype.com/intl/ru/get-skype>), Mail.ru Агент (<http://agent.mail.ru>) и ряд других.

Для того чтобы проверить наличие встроенной web-камеры на компьютере, достаточно войти в меню **Пуск**, выбрать **Компьютер**, щелкнуть на нем правой кнопкой мыши и в контекстно-зависимом меню нажать пункт **Свойства**. Далее следует выбрать пункт меню **Диспетчер устройств**, а в нем пункт **Устройства обработки изображений**. Наличие в нем устройства, например, USB 2.0 Camera свидетельствует о наличии web-камеры.

Кроме того, в документации к компьютеру (Руководство пользователя) или другому устройству должны быть приведены сведения об установленных в систему устройствах и, в частности, инструкция по использованию встроенной камеры и программному обеспечению, отвечающему за данное устройство.

Одной из таких популярных утилит является ArcSoft WebCam Companion — пакет приложений для взаимодействия с web-камерой, который позволяет захватывать, редактировать изображения и записывать видео. Самостоятельно проведите ее установку,

воспользовавшись web-адресом <http://arcsoft-webcam-companion.en.softonic.com>. После установки данной программы на компьютер ее можно запустить на выполнение командой **Пуск/Все программы/ArcSoft WebCam Companion/WebCam Companion**. Интерфейс программы представлен несколькими разделами: **Захват**, **Маска**, **Забавная рамка**, **Правка**, **Монитор**, **Другие приложения** (рис. 16).



Рис. 16. Пункты меню программы ArcSoft WebCam Companion

Выберем значок **Захват**, а в нем пункт меню **Параметры web-камеры**. Откроется окно, представленное на рис. 17.

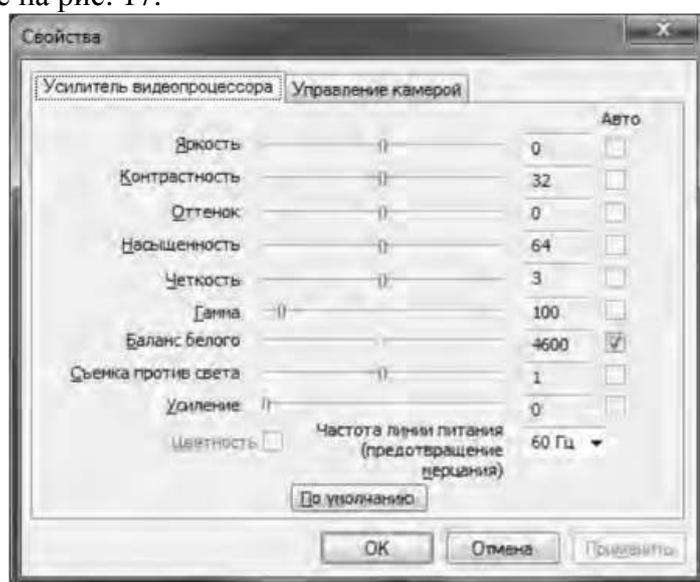


Рис. 17. Окно Свойства web-камеры

Как видно из рис. 17, в данном окне можно изменить основные параметры настройки web-камеры, одновременно наблюдая за результатом на экране. При желании настройки можно вернуть в исходное состояние, нажав на кнопку **По умолчанию**.

Теперь поговорим о том, как организовать web-сессию в такой популярной программе, как Skype. Ее большим преимуществом является такой факт, что звонки между абонентами являются бесплатными. Однако, если вы делаете звонок на мобильный или стационарный телефон, вам потребуется позаботиться о том, чтобы на вашем счете были деньги. Положить деньги на оплату разговоров в Skype вы можете с использованием такого сервиса, как Яндекс.Деньги (<https://money.yandex.ru/>).

Инсталлируйте программу Skype, воспользовавшись ее адресом в сети Интернет <http://www.skype.com/intl/ru/get-skype>. После установки программа становится доступной после выполнения команды **Пуск/Все программы/ Skype/Skype**. В окне регистрации введите свой логин и пароль. Обратите внимание на то, что если вы установите флажок в пункте **Автоматическая авторизация при запуске Skype**, то вам не придется каждый раз вводить свои данные.

Добавьте своих друзей, родственников в список контактов, воспользовавшись командой **Контакты/Добавить контакт**. Вам нужно ввести фамилию, имя знакомого, его контактный телефон, адрес электронной почты. В результате ваши контакты будут располагаться в группе **Контакты** и будут видны при каждом запуске программы.

Выполним настройку web-камеры. Последовательно нажмем **Инструменты/Настройки/Настройки видео**. Появится окно, представленное на рис. 18.

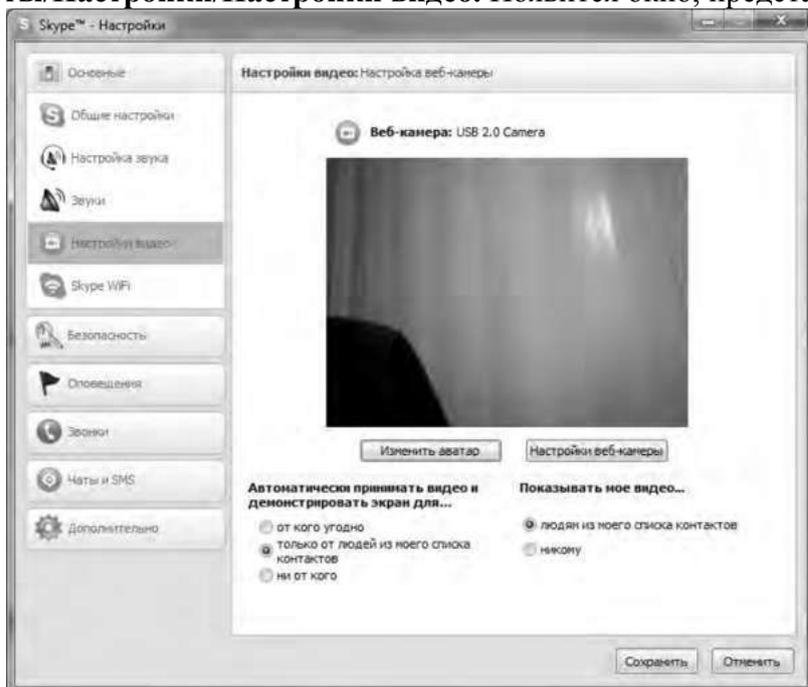


Рис.18. Окно Настройки

Если вы видите изображение - камера настроена и готова к работе. В противном случае, Skype выведет об этом текстовое сообщение. Теперь перейдем в меню **Настройка звука**. Проверьте, что поставлен флажок в опции **Разрешить автоматическую настройку микрофона**. Скажите несколько слов вслух, уровень громкости звука в опции **Громкость** должен изменяться. Окончательно проверить сделанные настройки можно с помощью контрольного звонка. Для этого, находясь в меню **Настройка звука**, выберите пункт **Сделать контрольный звонок в Skype**. В ходе контрольного звонка вы сможете сделать запись своего голоса в течение десяти секунд, а затем прослушать его. Если этот эксперимент окончится удачно, значит, все настройки выполнены правильно и программа готова к работе.

Теперь, когда мы завершили работу с настройками программы, можно попробовать сделать видеозвонок. Для этого необходимо совершить следующие действия:

1. Войти в программу Skype.
2. В группе **Контакты** щелчком мыши выбрать абонента. Во время звонка он должен быть в сети, о чем будет свидетельствовать соответствующий значок в программе Skype.
3. Нажать кнопку **Видеозвонок**.

Через несколько секунд соединение будет установлено и вы можете начать разговор, в процессе которого вы будете видеть и слышать своего собеседника. Подобная ситуация представлена на рис. 19.



Рис. 19 Сеанс связи установлен

Если во время разговоров у вас возникают неполадки со звуком, такие как сильный фоновый шум, эхо, задержка звука, «механический» звук или пропадание слов, следует убедиться в следующем:

1. Использует ли собеседник последнюю версию программы Skype? Информацию о версии программы можно получить, выполнив команду **По- мощь/О Skype**.
2. Нет ли рядом с микрофоном источников шума?
3. Не расположен ли микрофон рядом с динамиками?
4. Достаточно ли высокая скорость соединения?

Кроме того, когда программа Skype обнаруживает неполадки во время звонка, на экране появляется сообщение с рекомендациями, которые помогут вам повысить качество связи. Необходимо выполнить эти рекомендации.

Итак, вы получили теоретические сведения и практические навыки работы с организацией видео web-сессий, которые, несомненно, будут востребованы в вашей повседневной жизни.

Задания:

а) Зарегистрируйтесь на сервисе Forum2x2. Создайте форум своего учебного заведения, выбрав одну из четырех версий создания форумов. Выполните советы для успешного начала работы своего форума, приведенные в параграфе 5.4. После завершения работы отправьте на электронную почту преподавателя ссылку на созданный вами форум.

б) Установите на свой компьютер программу Skype. Сделайте видеозвонок вашему преподавателю (по предварительной договоренности).

2. Проведите диагностику стиля делового общения.

Инструкция. С помощью этого теста вы можете оценить свой стиль делового общения. Вам предложено 80 утверждений. Из каждой пары выберите одно — то, которое, как вы считаете, наиболее соответствует вашему поведению. Обратите внимание па то, что ни одна пара не должна быть пропущена. Тест построен таким образом, что ни одно из приведенных ниже утверждений не является ошибочным.

1. Я люблю действовать.
2. Я работаю над решением проблем систематическим образом.
3. Я считаю, что работа в командах более эффективна, чем на индивидуальной основе.
4. Мне очень нравятся различные нововведения.
5. Я больше интересуюсь будущим, чем прошлым.
6. Я очень люблю работать с людьми.
7. Я люблю принимать участие в хорошо организованных встречах.
8. Для меня очень важными являются окончательные сроки.

9. Я против откладываний и проволочек.
10. Я считаю, что новые идеи должны быть проверены прежде, чем они будут применяться на практике.
11. Я очень люблю взаимодействовать с другими людьми. Это меня стимулирует и вдохновляет.
12. Я всегда стараюсь искать новые возможности.
13. Я сам люблю устанавливать цели, планы и т.п.
14. Если я что-либо начинаю, то доделываю это до конца.
15. Обычно и стараюсь понять эмоциональные реакции других.
16. Я создаю проблемы другим людям.
17. Я надеюсь получить реакцию других на свое поведение.
18. Я нахожу, что действия, основанные на принципе «шаг за шагом», являются очень эффективными.
19. Я думаю, что хорошо могу понимать поведение и мысли других.
20. Я люблю творческое решение проблем.
21. Я все время строю планы на будущее.
22. Я восприимчив к нуждам других.
23. Хорошее планирование — ключ к успеху.
24. Меня раздражает слишком подробный анализ.
25. Я остаюсь невозмутимым, если на меня оказывают давление.
26. Я очень ценю опыт.
27. Я прислушиваюсь к мнению других.
28. Говорят, что я быстро соображаю.
29. Сотрудничество является для меня ключевым словом.
30. Я использую логические методы для анализа альтернатив.
31. Я люблю, когда одновременно у меня идут разные проекты.
32. Я постоянно задаю себе вопросы.
33. Делая что-либо, я тем самым учусь.
34. Полагаю, что я руководствуюсь рассудком, а не эмоциями.
35. Я могу предсказать, как другие будут вести себя в той или иной ситуации.
36. Я не люблю вдаваться в детали.
37. Анализ всегда должен предшествовать действиям.
38. Я способен оценить климат в группе.
39. У меня есть склонность не заканчивать начатые дела.
40. Я воспринимаю себя как решительного человека.
41. Я ищу такие дела, которые бросают мне вызов.
42. Я основываю свои действия на наблюдениях и фактах.
43. Я могу открыто выразить свои чувства.
44. Я люблю формулировать и определять контуры новых проектов.
45. Я очень люблю читать.
46. Я воспринимаю себя как человека, способного интенсифицировать, организовать деятельность других.
47. Я не люблю заниматься одновременно несколькими вопросами.
48. Я люблю достигать поставленных целей.
49. Мне нравится узнавать что-либо о других людях.
50. Я люблю разнообразие.
51. Факты говорят сами за себя.
52. Я использую свое воображение, насколько это возможно.
53. Меня раздражает длительная, кропотливая работа.
54. Мой мозг никогда не перестает работать.
55. Важному решению предшествует подготовительная работа.
56. Я глубоко уверен в том, что люди нуждаются друг в друге, чтобы завершить работу.

57. Я обычно принимаю решение, особо не задумываясь.
58. Эмоции только создают проблемы.
59. Я люблю быть таким же, как другие.
60. Я не могу быстро прибавить пятнадцать к семнадцати.
61. Я примеряю свои новые идеи к людям.
62. Я верю в научный подход.
63. Я люблю, когда дело сделано.
64. Хорошие отношения необходимы.
65. Я импульсивен.
66. Я нормально воспринимаю различия в людях.
67. Общение с другими людьми значимо само по себе.
68. Люблю, когда меня интеллектуально стимулируют.
69. Я люблю организовывать что-либо.
70. Я часто перескакиваю с одного дела на другое.
71. Общение и работа совместно с другими людьми являются творческим процессом.
72. Самоактуализация является крайне важной для меня.
73. Мне очень нравится играть идеями.
74. Я не люблю попусту терять время.
75. Я люблю делать то, что у меня получается.
76. Взаимодействуя с другими, я учусь.
77. Абстракции интересны для меня.
78. Мне нравятся детали.
79. Я люблю кратко подвести итоги, прежде чем прийти к какому-либо умозаключению.
80. Я достаточно уверен в себе.

Обработка результатов.

Обведите те номера, на которые вы ответили положительно, и отметьте их в приведенной ниже таблице. Посчитайте количество баллов по каждому стилю (один положительный ответ равен 1 баллу). Тот стиль, по которому вы набрали наибольшее количество баллов (по одному стилю не может быть более 20 баллов), наиболее предпочтителен для вас. Если вы набрали одинаковое количество баллов по двум стилям, значит, они оба присущи вам.

Ключ

Стиль 1: 1, 8, 9, 13, 17, 24, 26, 31, 33, 40, 41, 48, 50, 53, 57, 63, 65, 70, 74, 79.

Стиль 2: 2, 7, 10, 14, 18, 23, 25, 30, 34, 37, 42, 47, 51, 55, 58, 62, 66, 69, 75, 78.

Стиль 3: 3, 6, 11, 15, 19, 22, 27, 29, 35, 38, 43, 46, 49, 56, 59, 64, 67, 71, 76, 80.

Стиль 4: 4, 5, 12, 16, 20, 21, 28, 32, 36, 39, 44, 45, 52, 54, 60, 61, 68, 72, 73, 77.

Интерпретация результатов

Стиль 1 — ориентация на действие. Характерно обсуждение результатов, конкретных вопросов, поведения, ответственности, опыта, достижений, решений. Люди, владеющие этим стилем, прагматичны, прямолинейны, решительны, легко переключаются с одного вопроса на другой.

Стиль 2 — ориентация на процесс. Характерно обсуждение фактов, процедурных вопросов, планирования, организации, контролирования, деталей. Человек, владеющий этим стилем, ориентирован на систематичность, последовательность, тщательность. Он честен, многословен и мало эмоционален.

Стиль 3 ориентация на людей. Характерно обсуждение человеческих нужд, мотивов, чувств, «духа работы в команде», понимания, сотрудничества. Люди этого стиля эмоциональны, чувствительны, умеют сопереживать окружающим.

Стиль 4 — ориентация на перспективу, на будущее. Людям этого стиля присуще обсуждение концепций, больших планов, нововведений, различных вопросов, новых методов, альтернатив. Они обладают хорошим воображением, полны идей, но мало реалистичны и порой их сложно понять.

Задания:

- а) На основе самодиагностики определите стиль делового общения
- б) Дайте обоснование рекомендаций по совершенствованию делового общения.

ПОДГОТОВКА РЕФЕРАТА

Общая характеристика реферата

Написание реферата практикуется в учебном процессе в целях приобретения магистрантом необходимой профессиональной подготовки, развития умения и навыков самостоятельного научного поиска: изучения литературы по выбранной теме, анализа различных источников и точек зрения, обобщения материала, выделения главного, формулирования выводов и т. п. С помощью реферата магистрант может глубже постигать наиболее сложные проблемы дисциплины, учиться лаконично излагать свои мысли, правильно оформлять работу, докладывать результаты своего труда.

Реферат является первой ступенью на пути освоения навыков проведения научно-исследовательской работы. В «Толковом словаре русского языка» дается следующее определение: **«реферат** – краткое изложение содержания книги, статьи, исследования, а также доклад с таким изложением».

Различают два вида реферата:

- *репродуктивный* – воспроизводит содержание первичного текста в форме реферата-конспекта или реферата-резюме. В реферате-конспекте содержится фактическая информация в обобщённом виде, иллюстрированный материал, различные сведения о методах исследования, результатах исследования и возможностях их применения. В реферате-резюме содержатся только основные положения данной темы;

- *продуктивный* – содержит творческое или критическое осмысление реферируемого источника и оформляются в форме реферата-доклада или реферата-обзора. В реферате-докладе, наряду с анализом информации первоисточника, дается объективная оценка проблемы, и он имеет развёрнутый характер. Реферат-обзор составляется на основе нескольких источников и в нем сопоставляются различные точки зрения по исследуемой проблеме.

Магистрант для изложения материала должен выбрать продуктивный вид реферата.

Выбор темы реферата

Магистранту предоставляется право выбора темы реферата из рекомендованного преподавателем дисциплины списка. Выбор темы должен быть осознанным и обоснованным с точки зрения познавательных интересов автора, а также полноты освещения темы в имеющейся научной литературе.

Если интересующая тема отсутствует в рекомендованном списке, то по согласованию с преподавателем магистранту предоставляется право самостоятельно предложить тему реферата, раскрывающую содержание изучаемой дисциплины. Тема не должна быть слишком общей и глобальной, так как небольшой объем работы (до 20-25 страниц без учёта приложений) не позволит раскрыть ее.

Начинать знакомство с избранной темой лучше всего с чтения обобщающих работ по данной проблеме, постепенно переходя к узкоспециальной литературе. При этом следует сразу же составлять

библиографические выходные данные используемых источников (автор, название, место и год издания, издательство, страницы).

На основе анализа прочитанного и просмотренного материала по данной теме следует составить тезисы по основным смысловым блокам, с пометками, собственными суждениями и оценками. Предварительно подобранный в литературных источниках материал может превышать необходимый объем реферата.

Формулирование цели и составление плана реферата

Выбрав тему реферата и изучив литературу, необходимо сформулировать цель работы и составить план реферата.

Цель – это осознаваемый образ предвосхищаемого результата. Возможно, формулировка цели в ходе работы будет меняться, но изначально следует ее обозначить, чтобы ориентироваться на нее в ходе исследования. Формулирование цели реферата рекомендуется осуществлять при помощи глаголов: исследовать, изучить, проанализировать, систематизировать, осветить, изложить (представления, сведения), создать, рассмотреть, обобщить и т. д.

Определяясь с целью дальнейшей работы, параллельно необходимо думать над составлением плана, при этом четко соотносить цель и план работы. Правильно построенный план помогает систематизировать материал и обеспечить последовательность его изложения.

Наиболее традиционной является следующая **структура реферата**:

Титульный лист.

Оглавление (план, содержание).

Введение.

1. (полное наименование главы).

1.1. (полное название параграфа, пункта);

1.2. (полное название параграфа, пункта).

Основная часть

2. (полное наименование главы).

2.1. (полное название параграфа, пункта);

2.2. (полное название параграфа, пункта).

Заключение (выводы).

Библиография (список использованной литературы).

Приложения (по усмотрению автора).

Титульный лист оформляется в соответствии с Приложением.

Оглавление (план, содержание) включает названия всех глав и параграфов (пунктов плана) реферата и номера страниц, указывающие их начало в тексте реферата.

Введение. В этой части реферата обосновывается актуальность выбранной темы, формулируются цель и задачи работы, указываются используемые материалы и дается их краткая характеристика с точки зрения полноты освещения избранной темы. Объем введения не должен превышать 1-1,5 страницы.

Основная часть реферата может быть представлена двумя или тремя главами, которые могут включать 2-3 параграфа (пункта).

Здесь достаточно полно и логично излагаются главные положения в используемых источниках, раскрываются все пункты плана с сохранением связи между ними и последовательности перехода от одного к другому.

Автор должен следить за тем, чтобы изложение материала точно соответствовало цели и названию главы (параграфа). Материал в реферате рекомендуется излагать своими словами, не допуская дословного переписывания из литературных источников. В тексте обязательны ссылки на первоисточники, т. е. на тех авторов, у которых взят данный материал в виде мысли, идеи, вывода, числовых данных, таблиц, графиков, иллюстраций и пр.

Работа должна быть написана грамотным литературным языком. Сокращение слов в тексте не допускается, кроме общеизвестных сокращений и аббревиатуры. Каждый раздел рекомендуется заканчивать кратким выводом.

Заключение (выводы). В этой части обобщается изложенный в основной части материал, формулируются общие выводы, указывается, что нового лично для себя вынес автор реферата из работы над ним. Выводы делаются с учетом опубликованных в литературе различных точек зрения по проблеме рассматриваемой в реферате, сопоставления их и личного мнения автора реферата. Заключение по объему не должно превышать 1,5-2 страниц.

Библиография (список использованной литературы) – здесь указывается реально использованная для написания реферата литература, периодические издания и электронные источники информации. Список составляется согласно правилам библиографического описания.

Приложения могут включать графики, таблицы, расчеты.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РЕФЕРАТА

Общие требования к оформлению реферата

Рефераты по дисциплинам магистратуры направления подготовки 38.04.02 – «Менеджмент», как правило, требуют изучения и анализа значительного объема статистического материала, формул, графиков и т. п. В силу этого особое значение приобретает правильное оформление результатов проделанной работы.

Текст реферата должен быть подготовлен в печатном виде. Исправления и поправки не допускаются. Текст работы оформляется на листах формата А4, на одной стороне листа, с полями: левое – 25 мм, верхнее – 20 мм, правое – 15 мм и нижнее – 25 мм. При компьютерном наборе шрифт должен быть таким: тип шрифта Times New Roman, кегль 14, междустрочный интервал 1,5.

Рекомендуемый объем реферата – не менее 20 страниц. Титульный лист реферата оформляется магистрантом по образцу, данному в приложении 1.

Текст реферата должен быть разбит на разделы: главы, параграфы и т. д. Очередной раздел нужно начинать с нового листа.

Все страницы реферата должны быть пронумерованы. Номер страницы ставится снизу страницы, по центру. Первой страницей является титульный лист, но на ней номер страницы не ставится.

Таблицы

Таблицы по содержанию делятся на аналитические и неаналитические. Аналитические таблицы являются результатом обработки и анализа цифровых показателей. Как правило, после таких таблиц делается обобщение, которое вводится в текст словами: «таблица позволяет сделать вывод о том, что...», «таблица позволяет заключить, что...» и т. п.

В неаналитических таблицах обычно помещаются необработанные статистические данные, необходимые лишь для информации и констатации фактов.

Таблицы размещают после первого упоминания о них в тексте таким образом, чтобы их можно было читать без поворота работы или с поворотом по часовой стрелке.

Каждая таблица должна иметь нумерационный и тематический заголовок. Тематический заголовок располагается по центру таблицы, после нумерационного, размещённого в правой стороне листа и включающего надпись «Таблица» с указанием арабскими цифрами номера таблицы. Нумерация таблиц сквозная в пределах каждой главы. Номер таблицы состоит из двух цифр: первая указывает на номер главы, вторая – на номер таблицы в главе по порядку (например: «Таблица 2.2» – это значит, что представленная таблица вторая во второй главе).

Цифры в графах таблиц должны проставляться так, чтобы разряды чисел во всей графе были расположены один под другим. В одной графе количество десятичных знаков должно быть одинаковым. Если данные отсутствуют, то в графах ставят знак тире. Округление числовых значений величин до первого, второго и т. д. десятичного знака для различных значений одного и того же наименования показателя должно быть одинаковым.

Таблицу с большим количеством строк допускается переносить на другую страницу, при этом заголовок таблицы помещают только над ее первой частью, а над переносимой частью пишут «Продолжение таблицы» или «Окончание таблицы». Если в работе несколько таблиц, то после слов «Продолжение» или «Окончание» указывают номер таблицы, а само слово «таблица» пишут сокращенно, например: «Продолжение табл. 1.1», «Окончание табл. 1.1».

На все таблицы в тексте курсовой работы должны быть даны ссылки с указанием их порядкового номера, например: «...в табл. 2.2».

Формулы

Формулы – это комбинации математических знаков, выражающие какие-либо предложения.

Формулы, приводимые в реферате, должны быть наглядными, а обозначения, применяемые в них, соответствовать стандартам.

Пояснения значений символов и числовых коэффициентов следует приводить непосредственно под формулой, в той последовательности, в какой они даны в формуле. Значение каждого символа и числового коэффициента дается с новой строки. Первую строку объяснения начинают со слова «где» без двоеточия после него.

Формулы и уравнения следует выделять из текста свободными строками. Если уравнение не умещается в одну строку, оно должно быть перенесено после знака равенства (=) или после знака (+), минус (–), умножения (x) и деления (:).

Формулы нумеруют арабскими цифрами в пределах всей курсовой работы (реферата) или главы. В пределах реферата используют нумерацию формул одинарную, в пределах главы – двойную. Номер указывают с правой стороны листа на уровне формулы в круглых скобках.

В тексте ссылки на формулы приводятся с указанием их порядковых номеров, например: «... в формуле (2.2)» (второй формуле второй главы).

Иллюстрации

Иллюстрации позволяют наглядно представить явление или предмет такими, какими мы их зрительно воспринимаем, но без лишних деталей и подробностей.

Основными видами иллюстраций являются схемы, диаграммы и графики.

Схема – это изображение, передающее обычно с помощью условных обозначений и без соблюдения масштаба основную идею какого-либо устройства, предмета, сооружения или процесса и показывающее взаимосвязь их главных элементов.

Диаграмма – один из способов изображения зависимости между величинами. Наибольшее распространение получили линейные, столбиковые и секторные диаграммы.

Для построения линейных диаграмм используется координатное поле. По горизонтальной оси в изображенном масштабе откладывается время или факториальные признаки, на вертикальной – показатели на определенный момент (период) времени или размеры результативного независимого признака. Вершины ординат соединяются отрезками – в результате получается ломаная линия.

На столбиковых диаграммах данные изображаются в виде прямоугольников (столбиков) одинаковой ширины, расположенных вертикально или горизонтально. Длина (высота) прямоугольников пропорциональна изображенным ими величинам.

Секторная диаграмма представляет собой круг, разделенный на секторы, величины которых пропорциональны величинам частей изображаемого явления.

График – это результат обработки числовых данных. Он представляет собой условные изображения величин и их соотношений через геометрические фигуры, точки и линии.

Количество иллюстраций в работе должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста.

Иллюстрации обозначаются словом «Рис.» и располагаются после первой ссылки на них в тексте так, чтобы их было удобно рассматривать без поворота

работы или с поворотом по часовой стрелке. Иллюстрации должны иметь номер и наименование, расположенные по центру, под ней. Иллюстрации нумеруются в пределах главы арабскими цифрами, например: «Рис. 1.1» (первый рисунок первой главы). Ссылки на иллюстрации в тексте реферата приводят с указанием их порядкового номера, например: «...на рис. 1.1».

При необходимости иллюстрации снабжаются поясняющими данными (подрисуночный текст).

Приложения

Приложение – это часть основного текста, которая имеет дополнительное (обычно справочное) значение, но, тем не менее, необходима для более полного освещения темы. По форме они могут представлять собой текст, таблицы, графики, карты. В приложении помещают вспомогательные материалы по рассматриваемой теме: инструкции, методики, положения, результаты промежуточных расчетов, типовые проекты, имеющие значительный объем, затрудняющий чтение и целостное восприятие текста. В этом случае в тексте приводятся основные выводы (результаты) и делается ссылка на приложение, содержащее соответствующую информацию. Каждое приложение должно начинаться с новой страницы. В правом верхнем углу листа пишут слово «Приложение» и указывают номер приложения. Если в реферате больше одного приложения, их нумеруют последовательно арабскими цифрами, например: «Приложение 1», «Приложение 2» и т. д.

Каждое приложение должно иметь заголовок, который помещают ниже слова «Приложение» над текстом приложения, по центру.

При ссылке на приложение в тексте реферата пишут сокращенно строчными буквами «прил.» и указывают номер приложения, например: «...в прил. 1».

Приложения оформляются как продолжение текстовой части реферата со сквозной нумерацией листов. Число страниц в приложении не лимитируется и не включается в общий объем страниц реферата.

Библиографический список

Библиографический список должен содержать перечень и описание только тех источников, которые были использованы при написании реферата.

В библиографическом списке должны быть представлены монографические издания отечественных и зарубежных авторов, материалы профессиональной периодической печати (экономических журналов, газет и еженедельников), законодательные и др. нормативно-правовые акты. При составлении списка необходимо обратить внимание на достижение оптимального соотношения между монографическими изданиями, характеризующими глубину теоретической подготовки автора, и периодикой, демонстрирующей владение современными экономическими данными.

Наиболее распространенным способом расположения наименований литературных источников является алфавитный. Работы одного автора перечисляются в алфавитном порядке их названий. Исследования на

иностранных языках помещаются в порядке латинского алфавита после исследований на русском языке.

Ниже приводятся примеры библиографических описаний использованных источников.

Статья одного, двух или трех авторов из журнала

Зотова Л. А., Еременко О. В. Инновации как объект государственного регулирования // *Экономист*. 2010. № 7. С. 17–19.

Статья из журнала, написанная более чем тремя авторами

Валютный курс и экономический рост / С. Ф. Алексахенко, А. А. Клепач, О. Ю. Осипова [и др.] // *Вопросы экономики*. 2010. № 8. С. 18–22.

Книга, написанная одним, двумя или тремя авторами

Иохин В. Я. Экономическая теория: учебник. М.: Юристъ, 2009. 178 с.

Книга, написанная более чем тремя авторами

Экономическая теория: учебник / В. Д. Камаев [и др.]. М.: ВЛАДОС, 2011. 143 с.

Сборники

Актуальные проблемы экономики и управления: сборник научных статей. Екатеринбург: УГГУ, 2010. Вып. 9. 146 с.

Статья из сборника

Данилов А. Г. Система ценообразования промышленного предприятия // *Актуальные проблемы экономики и управления: сб. научных статей*. Екатеринбург: УГГУ, 2010. Вып. 9. С. 107–113.

Статья из газеты

Крашаков А. С. Будет ли обвал рубля // *Аргументы и факты*. 2011. № 9. С. 3.

Библиографические ссылки

Библиографические ссылки требуется приводить при цитировании, заимствовании материалов из других источников, упоминании или анализе работ того или иного автора, а также при необходимости адресовать читателя к трудам, в которых рассматривался данный вопрос.

Ссылки должны быть затекстовыми, с указанием номера соответствующего источника (на который автор ссылается в работе) в соответствии с библиографическим списком и соответствующей страницы.

Пример оформления затекстовой ссылки

Ссылка в тексте: «При оценке стоимости земли необходимо учесть все возможности ее производственного использования» [17, С. 191].

В списке использованных источников:

17. *Борисов Е. Ф.* Основы экономики. М.: Юристъ, 2008. 308 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ ЗАЩИТЫ РЕФЕРАТА

Необходимо заранее подготовить тезисы выступления (план-конспект).

Порядок защиты реферата.

1. Краткое сообщение, характеризующее цель и задачи работы, ее актуальность, полученные результаты, вывод и предложения.
2. Ответы магистранта на вопросы преподавателя.
3. Отзыв руководителя-консультанта о ходе выполнения работы.

Советы магистранту:

•Готовясь к защите реферата, вы должны вспомнить материал максимально подробно, и это должно найти отражение в схеме вашего ответа. Но тут же необходимо выделить главное, что наиболее важно для понимания материала в целом, иначе вы сможете проговорить все 15-20 минут и не раскрыть существа вопроса. Особенно строго следует отбирать примеры и иллюстрации.

•Вступление должно быть очень кратким – 1-2 фразы (если вы хотите подчеркнуть при этом важность и сложность данного вопроса, то не говорите, что он сложен и важен, а покажите его сложность и важность).

•Целесообразнее вначале показать свою схему раскрытия вопроса, а уж потом ее детализировать.

•Рассказывать будет легче, если вы представите себе, что объясняете материал очень способному и хорошо подготовленному человеку, который не знает именно этого раздела, и что при этом вам обязательно нужно доказать важность данного раздела и заинтересовать в его освоении.

•Строго следите за точностью своих выражений и правильностью употребления терминов.

•Не пытайтесь рассказать побольше за счет ускорения темпа, но и не мямлите.

•Не демонстрируйте излишнего волнения и не напрашивайтесь на сочувствие.

•Будьте особенно внимательны ко всем вопросам преподавателя, к малейшим его замечаниям. И уж ни в коем случае его не перебивайте!

•Не бойтесь дополнительных вопросов – чаще всего преподаватель использует их как один из способов помочь вам или сэкономить время. Если вас прервали, а при оценке ставят в вину пропуск важной части материала, не возмущайтесь, а покажите план своего ответа, где эта часть стоит несколько позже того, на чем вы были прерваны.

•Прежде чем отвечать на дополнительный вопрос, необходимо сначала правильно его понять. Для этого нужно хотя бы немного подумать, иногда переспросить, уточнить: правильно ли вы поняли поставленный вопрос. И при ответе следует соблюдать тот же принцип экономности мышления, а не высказывать без разбора все, что вы можете сказать.

•Будьте доброжелательны и тактичны, даже если к ответу вы не готовы (это вина не преподавателя, а ваша).

ТЕМЫ РЕФЕРАТА

1. Общение как социально-психологическая категория.
2. Коммуникативная культура в деловом общении.
3. Условия общения и причины коммуникативных неудач.
4. Роль невербальных компонентов в речевом общении.
5. Речевой этикет, его основные функции и правила.
6. Причины отступлений от норм в речи, типы речевых ошибок, пути их устранения и предупреждения.
7. Деловая беседа (цели, задачи, виды, структура).
8. Особенности телефонного разговора.
9. Новые тенденции в практике русского делового письма.
10. Культура дискусивно-полемической речи. Виды споров, приемы и уловки в споре
11. Основные правила эффективного общения.
12. Личность как субъект общения. Коммуникативная компетентность личности.
13. Конфликтное поведение и причины его возникновения в деструктивном взаимодействии.
14. Деловое общение и управление им.
15. Отношения сотрудничества и конфликта в представлениях российских работников.
16. Реформы в России и проблемы общения молодого поколения и работодателей.
17. Культура речи в деловом общении.
18. Содержание закона конгруэнтности и его роль в деловом общении.
19. Этика использования средств выразительности деловой речи.
20. Особенности речевого поведения.
21. Культура устной и письменной речи делового человека в современной России.
22. Вербальные конфликтогены в практике современного российского общества.
23. Этические нормы телефонного разговора.
24. Основные тенденции развития Российской деловой культуры.
25. Характеристика манипуляций в общении.
26. Приемы, стимулирующие общение и создание доверительных отношений.
27. Правила подготовки публичного выступления.
28. Правила подготовки и проведения деловой беседы.
29. Типология конфликтных личностей и способы общения с ними.
30. Этикет и имидж делового человека.

ПОДГОТОВКА К ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ

При подготовке к зачету по дисциплине «Средства коммуникации в учебной и профессиональной деятельности» обучающемуся рекомендуется:

1. повторить пройденный материал и ответить на вопросы, используя конспект и материалы лекций. Если по каким-либо вопросам у студента недостаточно информации в лекционных материалах, то необходимо получить информацию из раздаточных материалов и/или учебников (литературы), рекомендованных для изучения дисциплины «Средства коммуникации в учебной и профессиональной деятельности».

Целесообразно также дополнить конспект лекций наиболее существенными и важными тезисами для рассматриваемого вопроса;

2. при изучении основных и дополнительных источников информации в рамках выполнения заданий на зачете особое внимание необходимо уделять схемам, рисункам, графикам и другим иллюстрациям, так как подобные графические материалы, как правило, в наглядной форме отражают главное содержание изучаемого вопроса;

3. при изучении основных и дополнительных источников информации в рамках выполнения заданий на зачете (в случаях, когда отсутствует иллюстративный материал) особое внимание необходимо обращать на наличие в тексте словосочетаний вида «во-первых», «во-вторых» и т.д., а также дефисов и перечислений (цифровых или буквенных), так как эти признаки, как правило, позволяют структурировать ответ на предложенное задание.

Подобную текстовую структуризацию материала слушатель может трансформировать в рисунки, схемы и т. п. для более краткого, наглядного и удобного восприятия (иллюстрации целесообразно отразить в конспекте лекций – это позволит оперативно и быстро найти, в случае необходимости, соответствующую информацию);

4. следует также обращать внимание при изучении материала для подготовки к зачету на словосочетания вида «таким образом», «подводя итог сказанному» и т.п., так как это признаки выражения главных мыслей и выводов по изучаемому вопросу (пункту, разделу). В отдельных случаях выводы по теме (разделу, главе) позволяют полностью построить (восстановить, воссоздать) ответ на поставленный вопрос (задание), так как содержат в себе основные мысли и тезисы для ответа.

Автор: Полянок О.В., к.пс.н., доцент

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Методические рекомендации по решению практико-ориентированных заданий	5
2 Методические указания по подготовке к опросу	9
3 Методические рекомендации по подготовке к практическим занятиям	11
4 Методические рекомендации по подготовке семинарским занятиям	13
5 Методические рекомендации по подготовке к сдаче экзаменов и зачетов	14
Заключение	17
Список использованных источников	18

ВВЕДЕНИЕ

Самостоятельная работа студентов может рассматриваться как организационная форма обучения - система педагогических условий, обеспечивающих управление учебной деятельностью студентов по освоению знаний и умений в области учебной и научной деятельности без посторонней помощи.

Самостоятельная работа студентов проводится с целью:

- систематизации и закрепления полученных теоретических знаний и практических умений студентов;
- углубления и расширения теоретических знаний;
- формирования умений использовать нормативную, правовую, справочную документацию и специальную литературу;
- развития познавательных способностей и активности студентов: творческой инициативы, самостоятельности, ответственности и организованности;
- формирования самостоятельности мышления, способностей к саморазвитию, самосовершенствованию и самореализации;
- формирования практических (общеучебных и профессиональных) умений и навыков;
- развития исследовательских умений;
- получения навыков эффективной самостоятельной профессиональной (практической и научно-теоретической) деятельности.

В учебном процессе выделяют два вида самостоятельной работы:

- аудиторная;
- внеаудиторная.

Аудиторная самостоятельная работа по дисциплине выполняется на учебных занятиях под непосредственным руководством преподавателя и по его заданию.

Внеаудиторная самостоятельная работа - планируемая учебная, учебно-исследовательская, научно-исследовательская работа студентов, выполняемая во внеаудиторное время по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия.

Самостоятельная работа, не предусмотренная образовательной программой, учебным планом и учебно-методическими материалами, раскрывающими и конкретизирующими их содержание, осуществляется студентами инициативно, с целью реализации собственных учебных и научных интересов.

Для более эффективного выполнения самостоятельной работы по дисциплине преподаватель рекомендует студентам источники и учебно-методические пособия для работы, характеризует наиболее рациональную методику самостоятельной работы, демонстрирует ранее выполненные студентами работы и т. п.

Подразумевается несколько категорий видов самостоятельной работы студентов, значительная часть которых нашла отражения в данных методических рекомендациях:

- работа с источниками литературы и официальными документами (*использование библиотечно-информационной системы*);
- выполнение заданий для самостоятельной работы в рамках учебных дисциплин (*рефераты, эссе, домашние задания, решения практико-ориентированных заданий*);

- реализация элементов научно-педагогической практики (*разработка методических материалов, тестов, тематических портфолио*);
- реализация элементов научно-исследовательской практики (*подготовка текстов докладов, участие в исследованиях*).

Особенностью организации самостоятельной работы студентов является необходимость не только подготовиться к сдаче зачета, но и собрать, обобщить, систематизировать, проанализировать информацию по темам дисциплины.

Технология организации самостоятельной работы студентов включает использование информационных и материально-технических ресурсов образовательного учреждения.

Самостоятельная работа может осуществляться индивидуально или группами студентов online и на занятиях в зависимости от цели, объема, конкретной тематики самостоятельной работы, уровня сложности, уровня умений студентов.

В качестве форм и методов контроля внеаудиторной самостоятельной работы студентов могут быть использованы обмен информационными файлами, семинарские занятия, тестирование, опрос, доклад, реферат, самоотчеты, контрольные работы, защита творческих работ и электронных презентаций и др.

Контроль результатов внеаудиторной самостоятельной работы студентов осуществляется в пределах времени, отведенного на обязательные учебные занятия по дисциплине.

1. Методические рекомендации по решению практико-ориентированных заданий

Практико-ориентированные задания - метод анализа ситуаций. Суть его заключается в том, что студентам предлагают осмыслить реальную жизненную ситуацию, описание которой одновременно отражает не только какую-либо практическую проблему, но и актуализирует определенный комплекс знаний, который необходимо усвоить при разрешении данной проблемы. При этом сама проблема не имеет однозначных решений.

Использование метода практико-ориентированного задания как образовательной технологии профессионально-ориентированного обучения представляет собой сложный процесс, плохо поддающийся алгоритмизации¹. Формально можно выделить следующие этапы:

- ознакомление студентов с текстом;
- анализ практико-ориентированного задания;
- организация обсуждения практико-ориентированного задания, дискуссии, презентации;
- оценивание участников дискуссии;
- подведение итогов дискуссии.

Ознакомление студентов с текстом практико-ориентированного задания и последующий анализ практико-ориентированного задания чаще всего осуществляются за несколько дней до его обсуждения и реализуются как самостоятельная работа студентов; при этом время, отводимое на подготовку, определяется видом практико-ориентированного задания, его объемом и сложностью.

Общая схема работы с практико-ориентированное заданием на данном этапе может быть представлена следующим образом: в первую очередь следует выявить ключевые проблемы практико-ориентированного задания и понять, какие именно из представленных данных важны для решения; войти в ситуационный контекст практико-ориентированного задания, определить, кто его главные действующие лица, отобрать факты и понятия, необходимые для анализа, понять, какие трудности могут возникнуть при решении задачи; следующим этапом является выбор метода исследования.

Знакомство с небольшими практико-ориентированного заданиями и их обсуждение может быть организовано непосредственно на занятиях. Принципиально важным в этом случае является то, чтобы часть теоретического курса, на которой базируется практико-ориентированное задание, была бы прочитана и проработана студентами.

Максимальная польза из работы над практико-ориентированного заданиями будет извлечена в том случае, если аспиранты при предварительном знакомстве с ними будут придерживаться систематического подхода к их анализу, основные шаги которого представлены ниже:

1. Выпишите из соответствующих разделов учебной дисциплины ключевые идеи, для того, чтобы освежить в памяти теоретические концепции и подходы, которые Вам предстоит использовать при анализе практико-ориентированного задания.
2. Бегло прочтите практико-ориентированное задание, чтобы составить о нем общее представление.
3. Внимательно прочтите вопросы к практико-ориентированное задание и убедитесь в том, что Вы хорошо поняли, что Вас просят сделать.
4. Вновь прочтите текст практико-ориентированного задания, внимательно фиксируя все факторы или проблемы, имеющие отношение к поставленным вопросам.
5. Прикиньте, какие идеи и концепции соотносятся с проблемами, которые Вам предлагается рассмотреть при работе с практико-ориентированное заданием.

¹ Долгоруков А. Метод case-study как современная технология профессионально -ориентированного обучения [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://evolkov.net/case/case.study.html/>

Организация обсуждения практико-ориентированного задания предполагает формулирование перед студентами вопросов, включение их в дискуссию. Вопросы обычно подготавливаются заранее и предлагают студентам вместе с текстом практико-ориентированного задания. При разборе учебной ситуации преподаватель может занимать активную или пассивную позицию, иногда он «дирижирует» разбором, а иногда ограничивается подведением итогов дискуссии.

Организация обсуждения практико-ориентированных заданий обычно основывается на двух методах. Первый из них носит название традиционного Гарвардского метода - открытая дискуссия. Альтернативным методом является метод, связанный с индивидуальным или групповым опросом, в ходе которого аспиранты делают формальную устную оценку ситуации и предлагают анализ представленного практико-ориентированного задания, свои решения и рекомендации, т.е. делают презентацию. Этот метод позволяет некоторым студентам минимизировать их учебные усилия, поскольку каждый аспирант опрашивается один-два раза за занятие. Метод развивает у студентов коммуникативные навыки, учит их четко выражать свои мысли. Однако, этот метод менее динамичен, чем Гарвардский метод. В открытой дискуссии организация и контроль участников более сложен.

Дискуссия занимает центральное место в методе. Ее целесообразно использовать в том случае, когда аспиранты обладают значительной степенью зрелости и самостоятельности мышления, умеют аргументировать, доказывать и обосновывать свою точку зрения. Важнейшей характеристикой дискуссии является уровень ее компетентности, который складывается из компетентности ее участников. Неподготовленность студентов к дискуссии делает ее формальной, превращает в процесс вытаскивания ими информации у преподавателя, а не самостоятельное ее добывание.

Особое место в организации дискуссии при обсуждении и анализе практико-ориентированного задания принадлежит использованию метода генерации идей, получившего название «мозговой атаки» или «мозгового штурма».

Метод «мозговой атаки» или «мозгового штурма» был предложен в 30-х годах прошлого столетия А. Осборном как групповой метод решения проблем. К концу XX столетия этот метод приобрел особую популярность в практике управления и обучения не только как самостоятельный метод, но и как использование в процессе деятельности с целью усиления ее продуктивности. В процессе обучения «мозговая атака» выступает в качестве важнейшего средства развития творческой активности студентов. «Мозговая атака» включает в себя три фазы.

Первая фаза представляет собой вхождение в психологическую раскованность, отказ от стереотипности, страха показаться смешным и неудачником; достигается созданием благоприятной психологической обстановки и взаимного доверия, когда идеи теряют авторство, становятся общими. Основная задача этой фазы - успокоиться и расковаться.

Вторая фаза - это собственно атака; задача этой фазы - породить поток, лавину идей. «Мозговая атака» в этой фазе осуществляется по следующим принципам:

- есть идея, - говорю, нет идеи, - не молчу;
- поощряется самое необузданное ассоциирование, чем более дикой покажется идея, тем лучше;
- количество предложенных идей должно быть как можно большим;
- высказанные идеи разрешается заимствовать и как угодно комбинировать, а также видоизменять и улучшать;
- исключается критика, можно высказывать любые мысли без боязни, что их признают плохими, критикующих лишают слова;
- не имеют никакого значения социальные статусы участников; это абсолютная демократия и одновременно авторитаризм сумасшедшей идеи;
- все идеи записываются в протокольный список идей;

- время высказываний - не более 1-2 минут.

Третья фаза представляет собой творческий анализ идей с целью поиска конструктивного решения проблемы по следующим правилам:

- анализировать все идеи без дискриминации какой-либо из них;
- найти место идее в системе и найти систему под идею;
- не умножать сущностей без надобности;
- не должна нарушаться красота и изящество полученного результата;
- должно быть принципиально новое видение;
- ищи «жемчужину в навозе».

В методе мозговая атака применяется при возникновении у группы реальных затруднений в осмыслении ситуации, является средством повышения активности студентов. В этом смысле мозговая атака представляется не как инструмент поиска новых решений, хотя и такая ее роль не исключена, а как своеобразное «подталкивание» к познавательной активности.

Презентация, или представление результатов анализа практико-ориентированного задания, выступает очень важным аспектом метода *case-study*. Умение публично представить интеллектуальный продукт, хорошо его рекламировать, показать его достоинства и возможные направления эффективного использования, а также выстоять под шквалом критики, является очень ценным интегральным качеством современного специалиста. Презентация оттачивает многие глубинные качества личности: волю, убежденность, целенаправленность, достоинство и т.п.; она вырабатывает навыки публичного общения, формирования своего собственного имиджа.

Публичная (устная) презентация предполагает представление решений практико-ориентированного задания группе, она максимально вырабатывает навыки публичной деятельности и участия в дискуссии. Устная презентация обладает свойством кратковременного воздействия на студентов и, поэтому, трудна для восприятия и запоминания. Степень подготовленности выступающего проявляется в спровоцированной им дискуссии: для этого необязательно делать все заявления очевидными и неопровержимыми. Такая подача материала при анализе практико-ориентированного задания может послужить началом дискуссии. При устной презентации необходимо учитывать эмоциональный настрой выступающего: отношение и эмоции говорящего вносят существенный вклад в сообщение. Одним из преимуществ публичной (устной) презентации является ее гибкость. Оратор может откликаться на изменения окружающей обстановки, адаптировать свой стиль и материал, чувствуя настроение аудитории.

Непубличная презентация менее эффективна, но обучающая роль ее весьма велика. Чаще всего непубличная презентация выступает в виде подготовки отчета по выполнению задания, при этом стимулируются такие качества, как умение подготовить текст, точно и аккуратно составить отчет, не допустить ошибки в расчетах и т.д. Подготовка письменного анализа практико-ориентированного задания аналогична подготовке устного, с той разницей, что письменные отчеты-презентации обычно более структурированы и детализированы. Основное правило письменного анализа практико-ориентированного задания заключается в том, чтобы избегать простого повторения информации из текста, информация должна быть представлена в переработанном виде. Самым важным при этом является собственный анализ представленного материала, его соответствующая интерпретация и сделанные предложения. Письменный отчет - презентация может сдаваться по истечении некоторого времени после устной презентации, что позволяет студентам более тщательно проанализировать всю информацию, полученную в ходе дискуссии.

Как письменная, так и устная презентация результатов анализа практико-ориентированного задания может быть групповой и индивидуальной. Отчет может быть индивидуальным или групповым в зависимости от сложности и объема задания. Индивидуальная презентация формирует ответственность, собранность, волю;

групповая - аналитические способности, умение обобщать материал, системно видеть проект.

Оценивание участников дискуссии является важнейшей проблемой обучения посредством метода практико-ориентированного задания. При этом выделяются следующие требования к оцениванию:

- объективность - создание условий, в которых бы максимально точно выявлялись знания обучаемых, предъявление к ним единых требований, справедливое отношение к каждому;
- обоснованность оценок - их аргументация;
- систематичность - важнейший психологический фактор, организующий и дисциплинирующий студентов, формирующий настойчивость и устремленность в достижении цели;
- всесторонность и оптимальность.

Оценивание участников дискуссии предполагает оценивание не столько набора определенных знаний, сколько умения студентов анализировать конкретную ситуацию, принимать решение, логически мыслить.

Следует отметить, что оценивается содержательная активность студента в дискуссии или публичной (устной) презентации, которая включает в себя следующие составляющие:

- выступление, которое характеризует попытку серьезного предварительного анализа (правильность предложений, подготовленность, аргументированность и т.д.);
- обращение внимания на определенный круг вопросов, которые требуют углубленного обсуждения;
- владение категориальным аппаратом, стремление давать определения, выявлять содержание понятий;
- демонстрация умения логически мыслить, если точки зрения, высказанные раньше, подытоживаются и приводят к логическим выводам;
- предложение альтернатив, которые раньше оставались без внимания;
- предложение определенного плана действий или плана воплощения решения;
- определение существенных элементов, которые должны учитываться при анализе практико-ориентированного задания;
- заметное участие в обработке количественных данных, проведении расчетов;
- подведение итогов обсуждения.

При оценивании анализа практико-ориентированного задания, данного студентами при непубличной (письменной) презентации учитывается:

- формулировка и анализ большинства проблем, имеющих в практико-ориентированное задание;
- формулировка собственных выводов на основании информации о практико-ориентированное задание, которые отличаются от выводов других студентов;
- демонстрация адекватных аналитических методов для обработки информации;
- соответствие приведенных в итоге анализа аргументов ранее выявленным проблемам, сделанным выводам, оценкам и использованным аналитическим методам.

2. Методические указания по подготовке к опросу

Самостоятельная работа обучающихся включает подготовку к устному или письменному опросу на семинарских занятиях. Для этого обучающийся изучает лекции, основную и дополнительную литературу, публикации, информацию из Интернет-ресурсов. Темы и вопросы к семинарским занятиям, вопросы для самоконтроля приведены в методических указаниях по разделам и доводятся до обучающихся заранее.

Письменный опрос

В соответствии с технологической картой письменный опрос является одной из форм текущего контроля успеваемости студента по данной дисциплине. При подготовке к письменному опросу студент должен внимательно изучать лекции, основную и дополнительную литературу, публикации, информацию из Интернет-ресурсов. Темы и вопросы к семинарским занятиям, вопросы для самоконтроля приведены в методических указаниях по разделам и доводятся до обучающихся заранее.

При изучении материала студент должен убедиться, что хорошо понимает основную терминологию темы, умеет ее использовать в нужном контексте. Желательно составить краткий конспект ответа на предполагаемые вопросы письменной работы, чтобы убедиться в том, что студент владеет материалом и может аргументировано, логично и грамотно письменно изложить ответ на вопрос. Следует обратить особое внимание на написание профессиональных терминов, чтобы избежать грамматических ошибок в работе. При изучении новой для студента терминологии рекомендуется изготовить карточки, которые содержат новый термин и его расшифровку, что значительно облегчит работу над материалом.

Устный опрос

Целью устного собеседования являются обобщение и закрепление изученного курса. Студентам предлагаются для освещения сквозные концептуальные проблемы. При подготовке следует использовать лекционный материал и учебную литературу. Для более глубокого постижения курса и более основательной подготовки рекомендуется познакомиться с указанной дополнительной литературой. Готовясь к семинару, студент должен, прежде всего, ознакомиться с общим планом семинарского занятия. Следует внимательно прочесть свой конспект лекции по изучаемой теме и рекомендуемую к теме семинара литературу. С незнакомыми терминами и понятиями следует ознакомиться в предлагаемом глоссарии, словаре или энциклопедии².

Критерии качества устного ответа.

1. Правильность ответа по содержанию.
2. Полнота и глубина ответа.
3. Сознательность ответа (учитывается понимание излагаемого материала).
4. Логика изложения материала (учитывается умение строить целостный, последовательный рассказ, грамотно пользоваться профессиональной терминологией).
5. Рациональность использованных приемов и способов решения поставленной учебной задачи (учитывается умение использовать наиболее прогрессивные и эффективные способы достижения цели).
6. Своевременности и эффективность использования наглядных пособий и технических средств при ответе (учитывается грамотно и с пользой применять наглядность и демонстрационный опыт при устном ответе).
7. Использование дополнительного материала (приветствуется, но не обязательно для всех студентов).

²Методические рекомендации для студентов [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://lesgaft.spb.ru/sites/default/files/u57/metod.rekomendacii_dlya_studentov_21.pdf

8. Рациональность использования времени, отведенного на задание (не одобряется затянутость выполнения задания, устного ответа во времени, с учетом индивидуальных особенностей студентов)³.

Ответ на каждый вопрос из плана семинарского занятия должен быть содержательным и аргументированным. Для этого следует использовать документы, монографическую, учебную и справочную литературу.

Для успешной подготовки к устному опросу, студент должен законспектировать рекомендуемую литературу, внимательно осмыслить лекционный материал и сделать выводы. В среднем, подготовка к устному опросу по одному семинарскому занятию занимает от 2 до 4 часов в зависимости от сложности темы и особенностей организации обучающимся своей самостоятельной работы.

³Методические рекомендации для студентов [Электронный ресурс]:
http://priab.ru/images/metod_agro/Metod_Inostran_yazyk_35.03.04_Agro_15.01.2016.pdf

3. Методические рекомендации по подготовке к практическим занятиям

На практических занятиях необходимо стремиться к самостоятельному решению задач, находя для этого более эффективные методы. При этом студентам надо приучить себя доводить решения задач до конечного «идеального» ответа. Это очень важно для будущих специалистов. Практические занятия вырабатывают навыки самостоятельной творческой работы, развивают мыслительные способности.

Практическое занятие – активная форма учебного процесса, дополняющая теоретический курс или лекционную часть учебной дисциплины и призванная помочь обучающимся освоиться в «пространстве» (тематике) дисциплины, самостоятельно прооперировать теоретическими знаниями на конкретном учебном материале.

Продолжительность одного практического занятия – от 2 до 4 академических часов. Общая доля практических занятий в учебном времени на дисциплину – от 10 до 20 процентов (при условии, что все активные формы займут в учебном времени на дисциплину от 40 до 60 процентов).

Для практического занятия в качестве темы выбирается обычно такая учебная задача, которая предполагает не существенные эвристические и аналитические напряжения и продвижения, а потребность обучающегося «потрогать» материал, опознать в конкретном то общее, о чем говорилось в лекции. Например, при рассмотрении вопросов оплаты труда, мотивации труда и проблем безработицы в России имеет смысл провести практические занятия со следующими сюжетами заданий: «Расчет заработной платы работников предприятия». «Разработка механизма мотивации труда на предприятии N». «В чем причины и особенности безработицы в России?». Последняя тема предполагает уже некоторую аналитическую составляющую. Основная задача первой из этих тем - самим посчитать заработную плату для различных групп работников на примере заданных параметров для конкретного предприятия, т. е. сделать расчеты «как на практике»; второй – дать собственный вариант мотивационной политики для предприятия, учитывая особенности данного объекта, отрасли и т.д.; третьей – опираясь на теоретические знания в области проблем занятости и безработицы, а также статистические материалы, сделать авторские выводы о видах безработицы, характерных для России, и их причинах, а также предложить меры по минимизации безработицы.

Перед проведением занятия должен быть подготовлен специальный материал – тот объект, которым обучающиеся станут оперировать, активизируя свои теоретические (общие) знания и тем самым, приобретая навыки выработки уверенных суждений и осуществления конкретных действий.

Дополнительный материал для практического занятия лучше получить у преподавателя заранее, чтобы у студентов была возможность просмотреть его и подготовить вопросы.

Условия должны быть такими, чтобы каждый мог работать самостоятельно от начала до конца. В аудитории должны быть «под рукой» необходимые справочники и тексты законов и нормативных актов по тематике занятия. Чтобы сделать практическое занятие максимально эффективным, надо заранее подготовить и изучить материал по наиболее интересным и практически важным темам.

Особенности практического занятия с использованием компьютера

Для того чтобы повысить эффективность проведения практического занятия, может использоваться компьютер по следующим направлениям:

- поиск информации в Интернете по поставленной проблеме: в этом случае преподаватель представляет обучающимся перечень рекомендуемых для посещения Интернет-сайтов;
- использование прикладных обучающих программ;
- выполнение заданий с использованием обучающимися заранее установленных преподавателем программ;

- использование программного обеспечения при проведении занятий, связанных с моделированием социально-экономических процессов.

4. Методические рекомендации по подготовке семинарским занятиям

Семинар представляет собой комплексную форму и завершающее звено в изучении определенных тем, предусмотренных программой учебной дисциплины. Комплексность данной формы занятий определяется тем, что в ходе её проведения сочетаются выступления обучающихся и преподавателя: рассмотрение обсуждаемой проблемы и анализ различных, часто дискуссионных позиций; обсуждение мнений обучающихся и разъяснение (консультация) преподавателя; углубленное изучение теории и приобретение навыков умения ее использовать в практической работе.

По своему назначению семинар, в процессе которого обсуждается та или иная научная проблема, способствует:

- углубленному изучению определенного раздела учебной дисциплины, закреплению знаний;
- отработке методологии и методических приемов познания;
- выработке аналитических способностей, умения обобщения и формулирования выводов;
- приобретению навыков использования научных знаний в практической деятельности;
- выработке умения кратко, аргументированно и ясно излагать обсуждаемые вопросы;
- осуществлению контроля преподавателя за ходом обучения.

Семинары представляет собой дискуссию в пределах обсуждаемой темы (проблемы). Дискуссия помогает участникам семинара приобрести более совершенные знания, проникнуть в суть изучаемых проблем. Выработать методологию, овладеть методами анализа социально-экономических процессов. Обсуждение должно носить творческий характер с четкой и убедительной аргументацией.

По своей структуре семинар начинается со вступительного слова преподавателя, в котором кратко излагаются место и значение обсуждаемой темы (проблемы) в данной дисциплине, напоминаются порядок и направления ее обсуждения. Конкретизируется ранее известный обучающимся план проведения занятия. После этого начинается процесс обсуждения вопросов обучающимися. Завершается занятие заключительным словом преподавателя.

Проведение семинарских занятий в рамках учебной группы (20 - 25 человек) позволяет обеспечить активное участие в обсуждении проблемы всех присутствующих.

По ходу обсуждения темы помните, что изучение теории должно быть связано с определением (выработкой) средств, путей применения теоретических положений в практической деятельности, например, при выполнении функций государственного служащего. В то же время важно не свести обсуждение научной проблемы только к пересказу случаев из практики работы, к критике имеющих место недостатков. Дискуссии имеют важное значение: учат дисциплине ума, умению выступать по существу, мыслить логически, выделяя главное, критически оценивать выступления участников семинара.

В процессе проведения семинара обучающиеся могут использовать разнообразные по своей форме и характеру пособия (от доски смелом до самых современных технических средств), демонстрируя фактический, в том числе статистический материал, убедительно подтверждающий теоретические выводы и положения. В завершение обсудите результаты работы семинара и сделайте выводы, что хорошо усвоено, а над чем следует дополнительно поработать.

В целях эффективности семинарских занятий необходима обстоятельная подготовка к их проведению. В начале семестра (учебного года) возьмите в библиотеке необходимые методические материалы для своевременной подготовки к семинарам. Во время лекций, связанных с темой семинарского занятия, следует обращать внимание на то, что необходимо дополнительно изучить при подготовке к семинару (новые официальные документы, статьи в периодических журналах, вновь вышедшие монографии и т.д.).

5. Методические рекомендации по подготовке к сдаче экзаменов и зачетов

Экзамен - одна из важнейших частей учебного процесса, имеющая огромное значение.

Во-первых, готовясь к экзамену, студент приводит в систему знания, полученные на лекциях, семинарах, практических и лабораторных занятиях, разбирается в том, что осталось непонятным, и тогда изучаемая им дисциплина может быть воспринята в полном объеме с присущей ей строгостью и логичностью, ее практической направленностью. А это чрезвычайно важно для будущего специалиста.

Во-вторых, каждый хочет быть волевым и сообразительным, выдержанным и целеустремленным, иметь хорошую память, научиться быстро находить наиболее рациональное решение в трудных ситуациях. Очевидно, что все эти качества не только украшают человека, но и делают его наиболее действенным членом коллектива. Подготовка и сдача экзамена помогают студенту глубже усвоить изучаемые дисциплины, приобрести навыки и качества, необходимые хорошему специалисту.

Конечно, успех на экзамене во многом обусловлен тем, насколько систематически и глубоко работал студент в течение семестра. Совершенно очевидно, что серьезно продумать и усвоить содержание изучаемых дисциплин за несколько дней подготовки к экзамену просто невозможно даже для очень способного студента. И, кроме того, хорошо известно, что быстро выученные на память разделы учебной дисциплины так же быстро забываются после сдачи экзамена.

При подготовке к экзамену студенты не только повторяют и дорабатывают материал дисциплины, которую они изучали в течение семестра, они обобщают полученные знания, осмысливают методологию предмета, его систему, выделяют в нем основное и главное, воспроизводят общую картину с тем, чтобы яснее понять связь между отдельными элементами дисциплины. Вся эта обобщающая работа проходит в условиях напряжения воли и сознания, при значительном отвлечении от повседневной жизни, т. е. в условиях, благоприятствующих пониманию и запоминанию.

Подготовка к экзаменам состоит в приведении в порядок своих знаний. Даже самые способные студенты не в состоянии в короткий период зачетно-экзаменационной сессии усвоить материал целого семестра, если они над ним не работали в свое время. Для тех, кто мало занимался в семестре, экзамены принесут мало пользы: что быстро пройдено, то быстро и забудется. И хотя в некоторых случаях студент может «проскочить» через экзаменационный барьер, в его подготовке останется серьезный пробел, трудно восполняемый впоследствии.

Определив назначение и роль экзаменов в процессе обучения, попытаемся на этой основе пояснить, как лучше готовиться к ним.

Экзаменам, как правило, предшествует защита курсовых работ (проектов) и сдача зачетов. К экзаменам допускаются только студенты, защитившие все курсовые работы (проекты) и сдавшие все зачеты. В вузе сдача зачетов организована так, что при систематической работе в течение семестра, своевременной и успешной сдаче всех текущих работ, предусмотренных графиком учебного процесса, большая часть зачетов не вызывает повышенной трудности у студента. Студенты, работавшие в семестре по плану, подходят к экзаменационной сессии без напряжения, без излишней затраты сил в последнюю, «зачетную» неделю.

Подготовку к экзамену следует начинать с первого дня изучения дисциплины. Как правило, на лекциях подчеркиваются наиболее важные и трудные вопросы или разделы дисциплины, требующие внимательного изучения и обдумывания. Нужно эти вопросы выделить и обязательно постараться разобраться в них, не дожидаясь экзамена, проработать их, готовясь к семинарам, практическим или лабораторным занятиям, попробовать самостоятельно решить несколько типовых задач. И если, несмотря на это, часть материала осталась неувоенной, ни в коем случае нельзя успокаиваться, надеясь на

то, что это не попадет на экзамене. Факты говорят об обратном; если те или другие вопросы учебной дисциплины не вошли в экзаменационный билет, преподаватель может их задать (и часто задает) в виде дополнительных вопросов.

Точно такое же отношение должно быть выработано к вопросам и задачам, перечисленным в программе учебной дисциплины, выдаваемой студентам в начале семестра. Обычно эти же вопросы и аналогичные задачи содержатся в экзаменационных билетах. Не следует оставлять без внимания ни одного раздела дисциплины: если не удалось в чем-то разобраться самому, нужно обратиться к товарищам; если и это не помогло выяснить какой-либо вопрос до конца, нужно обязательно задать этот вопрос преподавателю на предэкзаменационной консультации. Чрезвычайно важно приучить себя к умению самостоятельно мыслить, учиться думать, понимать суть дела. Очень полезно после проработки каждого раздела восстановить в памяти содержание изученного материала, кратко записав это на листе бумаги, создать карту памяти (умственную карту), изобразить необходимые схемы и чертежи (логико-графические схемы), например, отобразить последовательность вывода теоремы или формулы. Если этого не сделать, то большая часть материала останется не понятой, а лишь формально заученной, и при первом же вопросе экзаменатора студент убедится в том, насколько поверхностно он усвоил материал.

В период экзаменационной сессии происходит резкое изменение режима работы, отсутствует посещение занятий по расписанию. При всяком изменении режима работы очень важно скорее приспособиться к новым условиям. Поэтому нужно сразу выбрать такой режим работы, который сохранился бы в течение всей сессии, т. е. почти на месяц. Необходимо составить для себя новый распорядок дня, чередуя занятия с отдыхом. Для того чтобы сократить потерю времени на включение в работу, рабочие периоды целесообразно делать длительными, разделив день примерно на три части: с утра до обеда, с обеда до ужина и от ужина до сна.

Каждый рабочий период дня надо заканчивать отдыхом. Наилучший отдых в период экзаменационной сессии - прогулка, кратковременная пробежка или какой-либо неутомительный физический труд.

При подготовке к экзаменам основное направление дают программа учебной дисциплины и студенческий конспект, которые указывают, что наиболее важно знать и уметь делать. Основной материал должен прорабатываться по учебнику (если такой имеется) и учебным пособиям, так как конспекта далеко недостаточно для изучения дисциплины. Учебник должен быть изучен в течение семестра, а перед экзаменом сосредоточьте внимание на основных, наиболее сложных разделах. Подготовку по каждому разделу следует заканчивать восстановлением по памяти его краткого содержания в логической последовательности.

За один - два дня до экзамена назначается консультация. Если ее правильно использовать, она принесет большую пользу. Во время консультации студент имеет полную возможность получить ответ на нее и ясные ему вопросы. А для этого он должен проработать до консультации все темы дисциплины. Кроме того, преподаватель будет отвечать на вопросы других студентов, что будет для вас повторением и закреплением знаний. И еще очень важное обстоятельство: преподаватель на консультации, как правило, обращает внимание на те вопросы, по которым на предыдущих экзаменах ответы были неудовлетворительными, а также фиксирует внимание на наиболее трудных темах дисциплины. Некоторые студенты не приходят на консультации либо потому, что считают, что у них нет вопросов к преподавателю, либо полагают, что у них и так мало времени и лучше самому прочитать материал в конспекте или в учебнике. Это глубокое заблуждение. Никакая другая работа не сможет принести столь значительного эффекта накануне экзамена, как консультация преподавателя.

Но консультация не может возместить отсутствия длительной работы в течение семестра и помочь за несколько часов освоить материал, требующийся к экзамену. На консультации студент получает ответы на трудные или оставшиеся неясными вопросы и, следовательно, дорабатывается материал. Консультации рекомендуется посещать,

подготовив к ним все вопросы, вызывающие сомнения. Если студент придет на консультацию, не проработав всего материала, польза от такой консультации будет невелика.

Очень важным условием для правильного режима работы в период экзаменационной сессии является нормальный сон. Подготовка к экзамену не должна идти в ущерб сну, иначе в день экзамена не будет чувства свежести и бодрости, необходимых для хороших ответов. Вечер накануне экзамена рекомендуем закончить небольшой прогулкой.

Итак, *основные советы* для подготовки к сдаче зачетов и экзаменов состоят в следующем:

- лучшая подготовка к зачетам и экзаменам - равномерная работа в течение всего семестра;
- используйте программы учебных дисциплин - это организует вашу подготовку к зачетам и экзаменам;
- учитывайте, что для полноценного изучения учебной дисциплины необходимо время;
- составляйте планы работы во времени;
- работайте равномерно и ритмично;
- курсовые работы (проекты) желательно защищать за одну - две недели до начала зачетно-экзаменационной сессии;
- все зачеты необходимо сдавать до начала экзаменационной сессии;
- помните, что конспект не заменяет учебник и учебные пособия, а помогает выбрать из него основные вопросы и ответы;
- при подготовке наибольшее внимание и время уделяйте трудным и непонятным вопросам учебной дисциплины;
- грамотно используйте консультации;
- соблюдайте правильный режим труда и отдыха во время сессии, это сохранит работоспособность и даст хорошие результаты;
- учитесь владеть собой на зачете и экзамене;
- учитесь точно и кратко передавать свои мысли, поясняя их, если нужно, логико-графическими схемами.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Методические указания по выполнению самостоятельной работы обучающихся являются неотъемлемой частью процесса обучения в вузе. Правильная организация самостоятельной работы позволяет обучающимся развивать умения и навыки в усвоении и систематизации приобретаемых знаний, обеспечивает высокий уровень успеваемости в период обучения, способствует формированию навыков совершенствования профессионального мастерства. Также внеаудиторное время включает в себя подготовку к аудиторным занятиям и изучение отдельных тем, расширяющих и углубляющих представления обучающихся по разделам изучаемой дисциплины.

Таким образом, обучающийся используя методические указания может в достаточном объеме усвоить и успешно реализовать конкретные знания, умения, навыки и получить опыт при выполнении следующих условий:

- 1) систематическая самостоятельная работа по закреплению полученных знаний и навыков;
- 2) добросовестное выполнение заданий;
- 3) выяснение и уточнение отдельных предпосылок, умозаключений и выводов, содержащихся в учебном курсе;
- 4) сопоставление точек зрения различных авторов по затрагиваемым в учебном курсе проблемам; выявление неточностей и некорректного изложения материала в периодической и специальной литературе;
- 5) периодическое ознакомление с последними теоретическими и практическими достижениями в области управления персоналом;
- 6) проведение собственных научных и практических исследований по одной или нескольким актуальным проблемам для *HR*;
- 7) подготовка научных статей для опубликования в периодической печати, выступление на научно-практических конференциях, участие в работе студенческих научных обществ, круглых столах и диспутах по проблемам управления персоналом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Брандес М. П. Немецкий язык. Переводческое реферирование: практикум. М.: КДУ, 2008. – 368с.
2. Долгоруков А. Метод case-study как современная технология профессионально-ориентированного обучения [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://evolkov.net/case/case.study.html>
3. Методические рекомендации по написанию реферата. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.hse.spb.ru/edu/recommendations/method-referat-2005.phtml>
4. Фролова Н. А. Реферирование и аннотирование текстов по специальности: Учеб. пособие / ВолгГТУ, Волгоград, 2006. - С.5.
5. Методические рекомендации для студентов [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://lesgaft.spb.ru/sites/default/files/u57/metod.rekomendacii_dlya_studentov_21.pdf