МИНОБРНАУКИ РФ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ТУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра «Проектирование механизмов и деталей машин»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению лабораторных и практических занятий

по дисциплине

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Уровень профессионального образования: высшее образование – бакалавриат

Направление (специальность) подготовки: 27.03.02 Управление качеством

Профиль (специализация) подготовки: Управление качеством в производственно-технологических системах

Квалификация (степень) выпускника: бакалавр

Образовательная программа: программа академического бакалавриата

Форма обучения: очная, заочная

Тула 2020

Методические указания к лабораторным и практическим занятиям составлены *доцентом М.Н. Кирьяновой* и обсуждены на заседании кафедры «Проектирование механизмов и деталей машин» *Политехнического института,* протокол № 1 от 31.08.2020 г.

и.о. Зав. кафедрой **_____ С.П. Судаков**

Содержание

Стр.
Введение……..…3
1. Раздел I……....4
1.1. Кинематический анализ механизмов ……...….....4
1.2. Прикладная динамика машин……..……...14
1.3. Анализ движения машинного агрегата….....…...34
1.4. Контрольно-обучающие вопросы……41
2. Раздел I……...51
2.1. Заклепочные соединения.....51
2.2 Сварные соединения.....57
2.3 Резьбовые соединения.....68
2.4 Шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения. 80
2.5 Прочие виды соединений.....88
2.6 Ременные передачи.....97
2.7 Цилиндрические зубчатые передачи.....102
2.8 Червячные передачи.....104
2.9 Прочие виды передач.....105
2.10 Валы и оси.....114
2.11 Подшипники качения.....118
2.12 Муфты.....125
Приложение.
Список рекомендуемой литературы.

Введение

Целью освоения дисциплины «Прикладная механика» являются изучение законов механики, основных методов анализа и синтеза типовых схем механизмов, основ расчета элементов машин на механическую надежность: прочность, жесткость и устойчивость, основ конструирования механизмов и деталей приборов, получение базовых знаний для последующего изучения других дисциплин.

Задачами освоения дисциплины являются:

- изучение основных законов механики, механического движения и равновесия;
- изучение типовых схем современных механизмов;
- освоение современных методов структурного, кинематического и динамического анализа и синтеза типовых механизмов;
- изучение физической сущности процессов деформирования конструкционных материалов, их механических характеристик;
- освоение методики проведения расчетов на прочность, жесткость и устойчивость типовых элементов машин;
- изучение типовых конструкций деталей и узлов приборов и освоение основ методов их конструирования.

РАЗДЕЛ I

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Пример 1

1.1 Структурной схемой называется схема, указывающая стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение. Структурная схема изображается по заданию. Например, схема поперечно-строгального станка (рис.1.1)

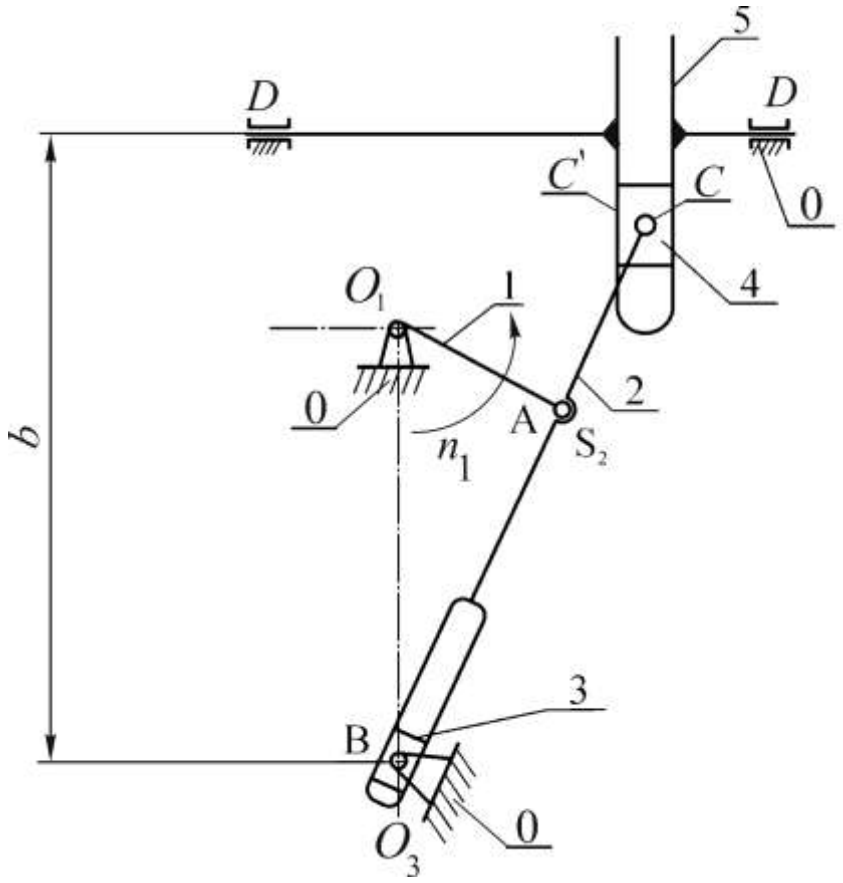


Рис. 1.1. Структурная схема шарнирно-рычажного механизма

поперечно-строгального станка

1.2 Звено – это деталь или несколько деталей, жестко связанных между собой и движущихся в механизме как одно целое.

Подвижные звенья обозначены на рис. 1.1 цифрами 1…5, неподвижное звено (стойка) цифрой 0. Подвижные звенья: 1 - кривошип, совершающий вращение вокруг точки O_1 с постоянной частотой n_1; 2 – кулиса, совершающая плоскопараллельное движение; 3 – камень, вращающийся вокруг точки O_3; 4 – камень, движущийся поступательно; 5 – ползун, движущийся возвратно-поступательно. Входным звеном является кривошип 1, соединенный с приводом. Выходным звеном – ползун 5, с которым связан режущий инструмент поперечно-строгального станка. Механизм предназначен для

преобразования вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное перемещение ползуна.

1.3 Кинематическая пара – это соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. В данном механизме 7 кинематических пар. Все они являются низшими (их элементы – поверхности), высшие КП отсутствуют.

В данном механизме это кинематические пары:

Обозначение	O_1	A	B	O_3	C	C′	D
Соединяемые звенья	0-1	1-2	2-3	3-0	2-4	4-5	5-0
Класс	5	5	5	5	5	5	5
Вид	Вращ.	Вращ.	Пост.	Вращ.	Вращ.	Пост.	Пост.

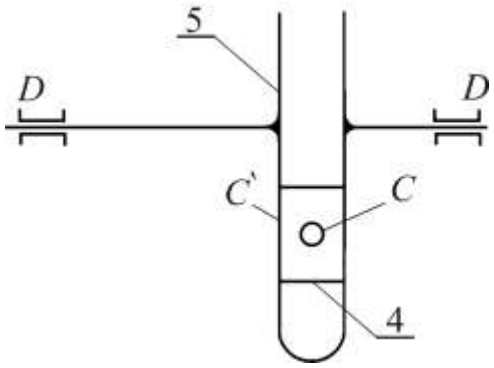
1.4 Число степеней свободы плоского механизма определим по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_н - p_в,$$

где n – число подвижных звеньев, $p_н$ – число низших кинематических пар, $p_в$ – число высших кинематических пар.

В нашем механизме $p_в$=0, поэтому W = 3·5 – 2·7 = 1, то есть одна обобщенная координата определяет положение всех звеньев механизма. Следовательно, должно быть одно входное звено.

1.5 Любой механизм может быть образован путем последовательного присоединения к одному или нескольким начальным звеньям и стойке кинематических групп (групп Ассура) с нулевой сетью подвижности относительно тех звеньев, к которым группа присоединяется. Начальное звено – это звено, которому приписывается обобщенная координата. Это звено, образующее со стойкой кинематическую пару 5-го класса.



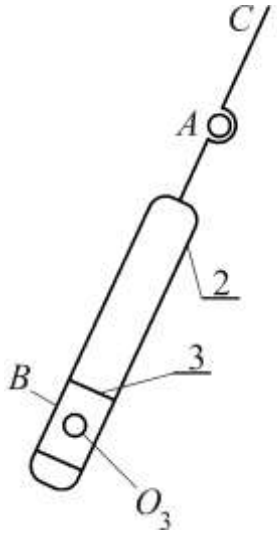


Рис. 1.2. Группа 4-5
$W = 3\cdot2 - 2\cdot3=0.$
Класс 2-ой,
порядок 2-ой.

Рис. 1.3. Группа 2-3
$W = 3\cdot1 - 2\cdot1=1$
Класс 2-ой,
порядок 2-ой.

Рис.1.4.
Начальное звено
Класс 1-ый,
порядок 1-ый

Структурная группа не изменяет числа степеней свободы механизма, к которому она присоединяется, то есть $W = 3n - 2p_н = 0$, откуда $p_н = 3n/2$. Последнее условие выполняется, если $n =$ 2,4,6…, а $p_н = 3,6,9$ …. Самая простая структурная группа состоит из двух звеньев и трех кинематических пар ($n = 2$; $p_н = 3$). Это группа называется группой II класса, 2-го порядка. Порядок группы определяется числом свободных кинематических пар, которыми она может присоединяться к механизму.

Выделим группы Ассура согласно приведенному соотношению n и $p_н$, начиная с наиболее удаленных звеньев от начального звена. Изобразим группы Ассура и начальное звено.

1.6. Предложенный механизм является плоским шарнирно-рычажным механизмом, имеет одну степень свободы, состоит из двух структурных групп и начального звена. Класс механизма определяется наивысшим классом, входящих в него структурных групп. Рассматриваемый механизм – 2-го класса.

1.7. Число избыточных связей определяем по формуле $q = W - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i$, где i =1…5, или для заданного механизма $q = W - 6n + 5p_5 = 1 - 6\cdot5 + 5\cdot7 = 6$.

1.8. Устраним избыточные связи, понизив классы кинематических пар. Чтобы обеспечить $q = 0$, необходимо иметь для плоского механизма соотношение

$0=1 - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3$, откуда $6n - 1 = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3$. При n =5 имеем

$$5\,p_5+4\,p_4+3\,p_3=29.$$

Вторым уравнением является условие неизменности числа кинематических пар: $p_5+p_4+p_3=7$.

Первое равенство должно быть выполнено в механизме без избыточных связей, что обеспечивается $p_5=3$, $p_4=2$, $p_3=2$ и $5\cdot3+4\cdot2+3+2=29$ или $p_5=4$, $p_4=0$, $p_3=3$ и $5\cdot4+4\cdot0+3\cdot3=29$. В обоих случаях число кинематических пар 3 + 2 + 2 = 7 и 4 + 3 = 7.

Более рациональным служит первое соотношение $p_5=3$, $p_4=2$, $p_3=2$.

При понижении класса кинематических пар следует иметь в виду: как правило не понижается класс кинематических пар, образованных подвижными звеньями со стойкой (O_1, O_3) и поступательных пар.

Понизим класс кинематических пар. Схема соответствующего механизма показана на рис. 1.5.

Примечание. **Формальное устранение избыточных связей по уравнениям не всегда гарантирует их конструктивное исполнение. Так, невозможность применения пары 4-го класса в соединении звеньев 4-5 приводит к тому, что в контуре O_1AO_3 имеется лишняя степень свободы, тогда в контуре O_1ACD появляется одна избыточная связь.**

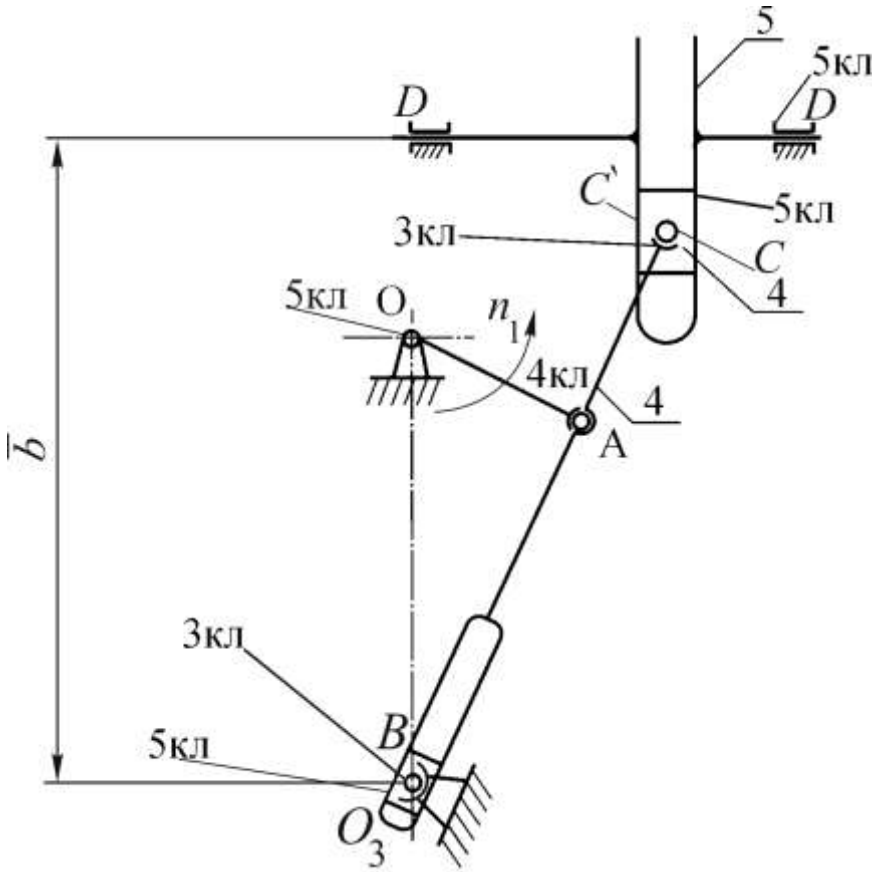


Рис. 1.5. Схема механизма поперечно-строгального станка без избыточных связей

Пример 2

1.1. Рассмотрим схему кулисного механизма брикетировочного автомата. Изобразим структурную схему (рис.1.6).

1.2. Подвижные звенья: 1 – кривошип (вращение вокруг точки O_1); 2 – камень (плоскопараллельное движение); 3 – кулиса (возвратно - вращательное движение); шатун (плоскопараллельное движение); 5 – ползун (возвратно-поступательное движение).

Подвижных звеньев $n = 5$.

Входное звено 1 – кривошип, выходное – ползун 5.

1.3 Кинематические пары.

Обозначение	O_1	A	B	O_3	C	D	D′
Соединение звеньев	0-1	1-2	2-3	3-0	3-4	4-5	5-0
Класс	5	5	5	5	5	5	5
Вид	Вращ.	Вращ.	Пост.	Вращ.	Вращ.	Вращ.	Пост.

Всего кинематических пар 7, все низшие.

1.4. $W = 3n - 2p_н - p_в$, $\mathrm{n} = 5, p_н = 7, p_в = 0$; $\mathrm{W} = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$.

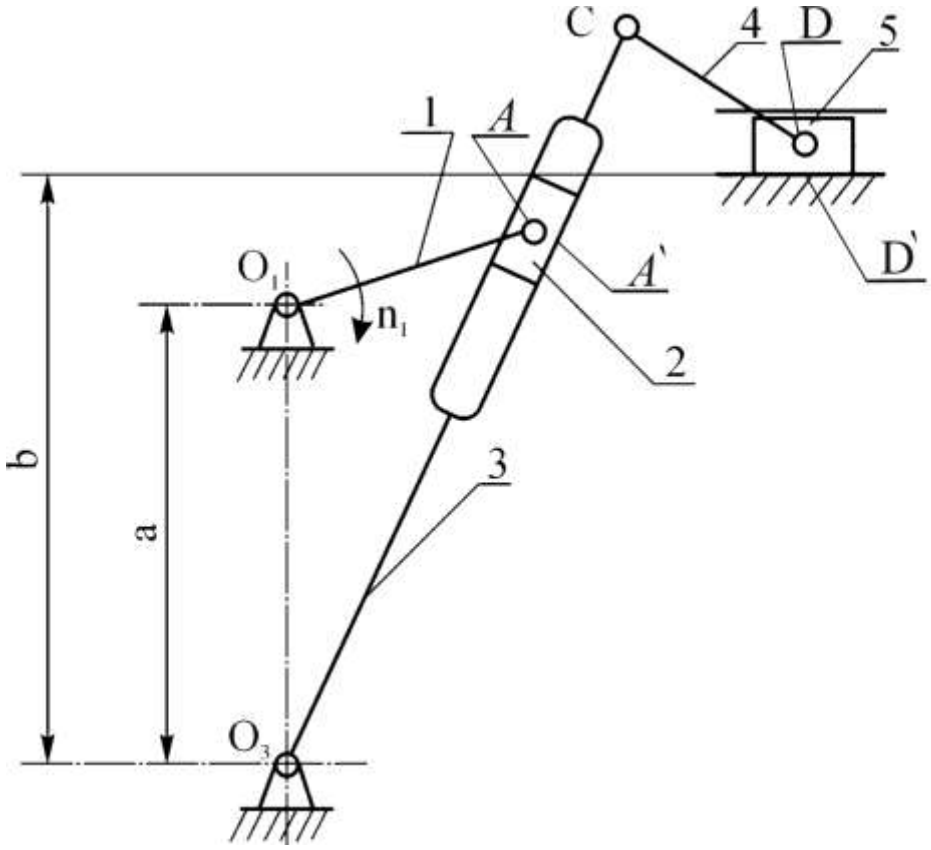


Рис. 1.6. Структурная схема механизма брикетировочного автомата

1.5. Группы Ассура и начальное звено.

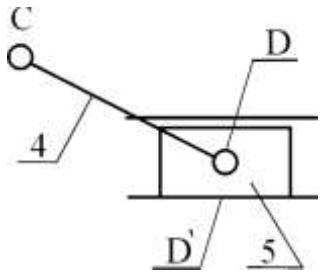


Рис. 1.7. Группа 4-5

$W=3n-2p_н=3\cdot2-2\cdot3=0.$

Класс 2-ой,

порядок – 2-ой.

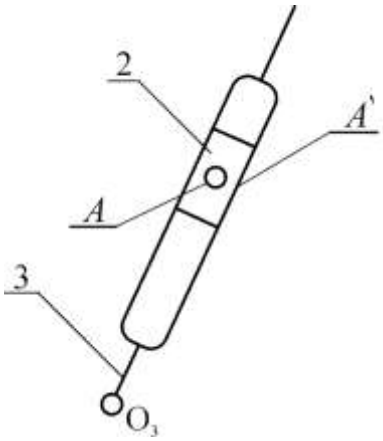


Рис. 1.8. Группа 2-3

$W=3n-2p_н=3\cdot2-2\cdot3=0.$

Класс 2-ой,

порядок – 2-ой.

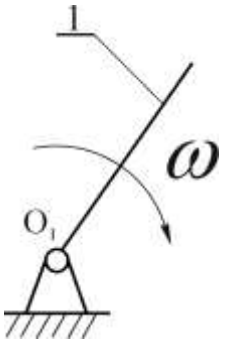


Рис.1.9 Начальное звено

$W=3n-2p_н=3\cdot2-2\cdot1=1$

Класс 1-ый,

порядок 1-ый.

1.6. Механизм шарнирно-рычажный, плоский, 2-го класса. Имеет одну степень свободы. Состоит из двух структурных групп и начального звена.

1.7. Избыточные связи: $q = W - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} ip_i$, где $i = 1 \ldots 5$, или для заданного механизма $q = W - 6n + 5p_5 = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 = 6$.

Принимаем соотношение $5\,p_5 + 4\,p_4 + 3\,p_3 = 29$, получаемое при $p_5 = 3$, $p_4 = 2$, $p_3 = 3$.

1.8. Понижаем класс кинематических пар соединений звеньев 0-3, 4-5 до 3-его; 1-2, 2-4 до 4-го. Схема механизма при $q = 0$ показана на рис. 1.10.

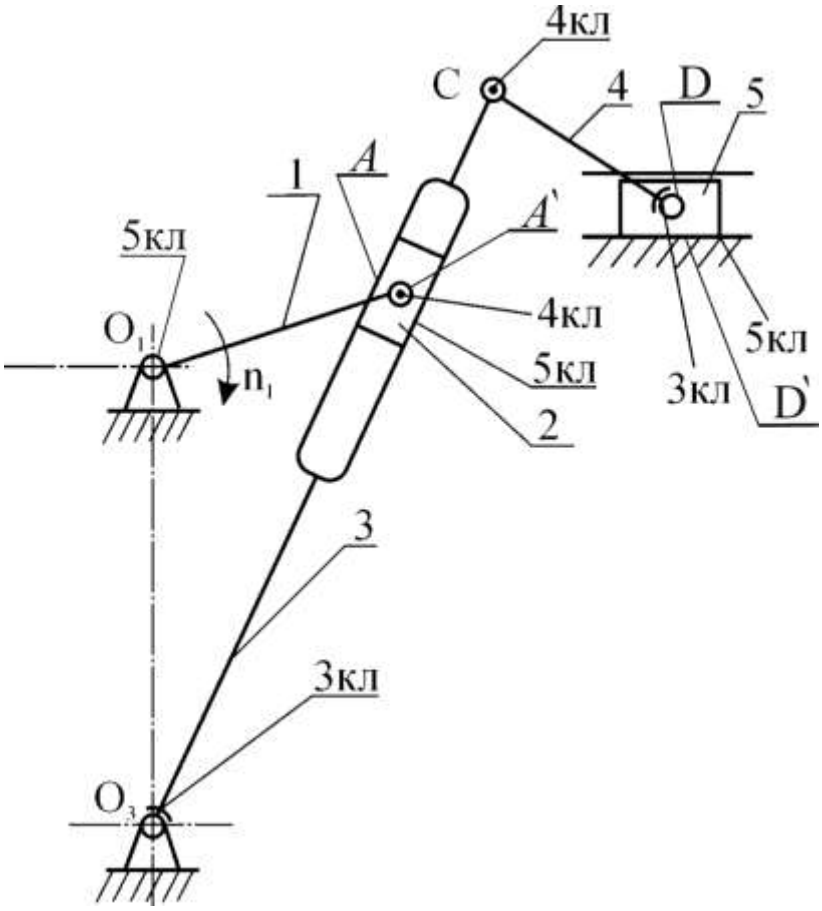


Рис. 1.10. Схема механизма брикетирования без избыточных связей

Пример 3

1.1 Схема механизма компрессора (рис.1.11).

1.2. Подвижные звенья:

1 – кривошип (вращение вокруг точки O_1); 2 – шатун (плоскопараллельное движение); 3 – коромысло (возвратно-вращательное движение); 4 – шатун (плоскопараллельное движение); 5 – ползун (возвратно-поступательное движение).

Подвижных звеньев n = 5.

Входное звено 1 – кривошип, выходное – ползун 5.

Механизм предназначен для преобразования вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна.

1.3. Кинематические пары.

Обозначение	O_1	A	B	O_3	C	D	D´
Соединение звеньев	0-1	1-2	2-3	3-0	3-4	4-5	5-0
Класс	5	5	5	5	5	5	5
Вид	Вращ.	Вращ.	Вращ.	Вращ.	Вращ.	Вращ.	Пост.

Всего кинематических пар 7, все низшие.

1.4. $W = 3n - 2p_н - p_в$, $n = 5$, $p_н = 7$, $p_в = 0$. Тогда $W = 1$.

В механизме одно ведущее звено (кривошип 1).

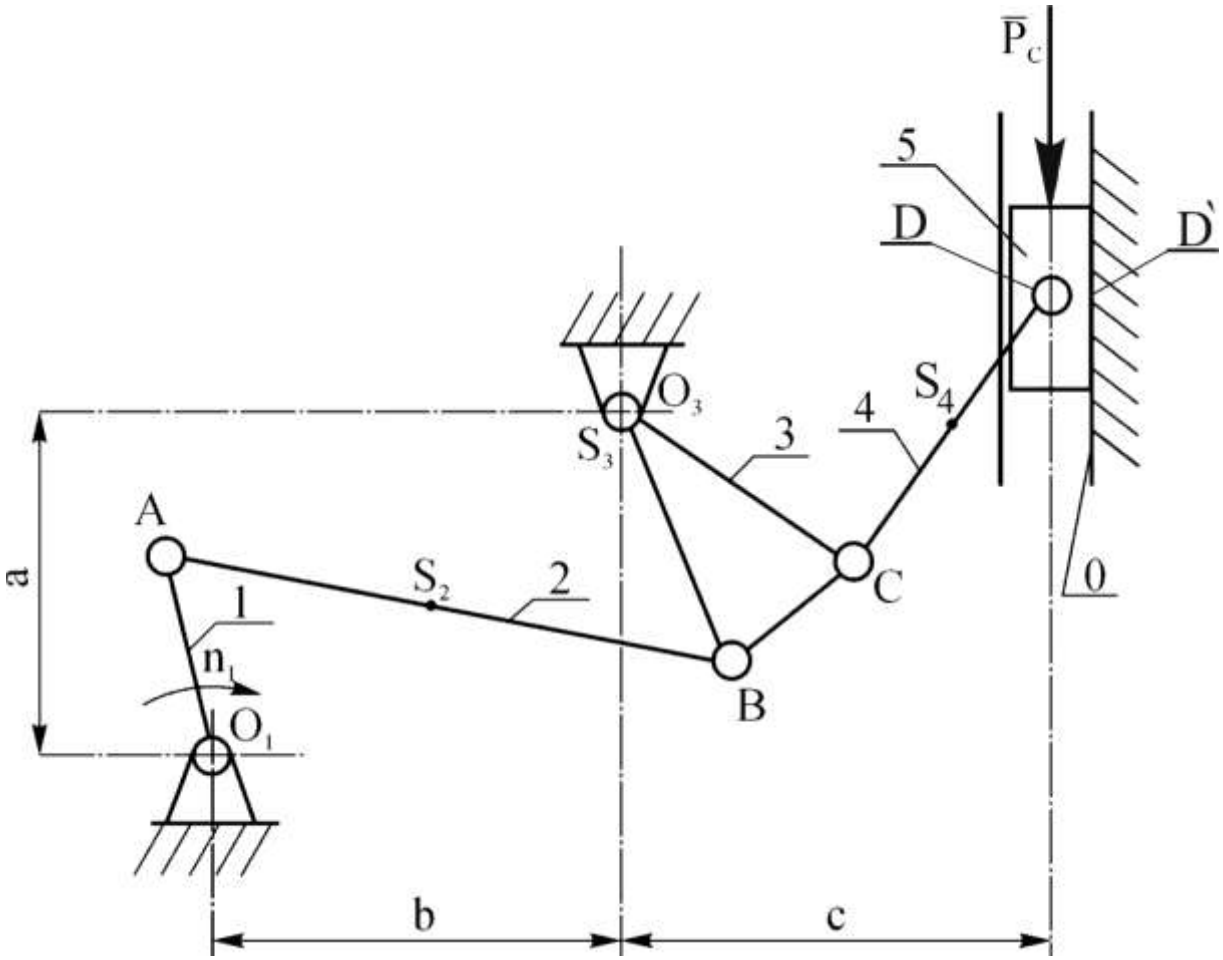
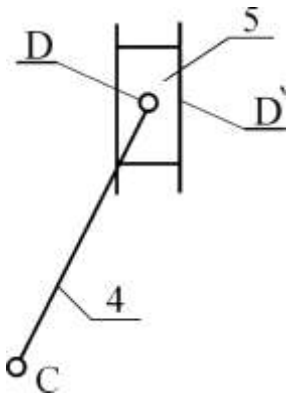
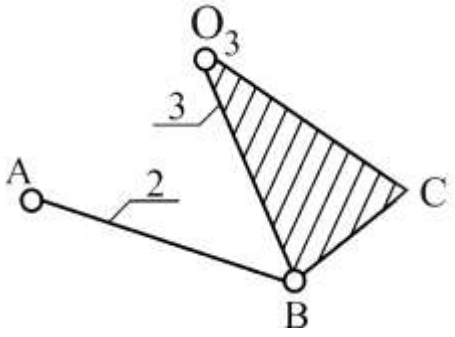


Рис. 1.11. Структурная схема механизма компрессора

1.5. Группы Асура и начальное звено.





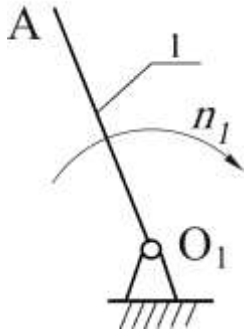


Рис. 1.12. Группа 4-5 Рис. 1.13. Группа 2-3 Рис. 1.14 Начальное звено

$W = 3n - 2p_H = 0$ $W = 3n - 2p_H = 0$ $W = 3n - 2p_H = 1$

Класс 2-ой, порядок – 2-ой. Класс 2-ой, порядок – 2-ой. Класс 1-ый, порядок 1-ый

1.5. Механизм шарнирно-рычажный, плоский, 2-го класса.

1.6. Избыточные связи $q = W\text{-}6n+5p_5=1\text{-}6\cdot5+5\cdot7=6$.

1.7. Принимаем соотношение $5p_5+4p_4+3p_3=29$, получаемое при $p_5=3$, $p_4=2$, $p_3=2$. Понижаем класс кинематических пар, например, соединений звеньев 4-5, 2-3 до 3-его, 1-2, 3-4 – до 4-го. Получаем схему механизма (рис. 1.15).

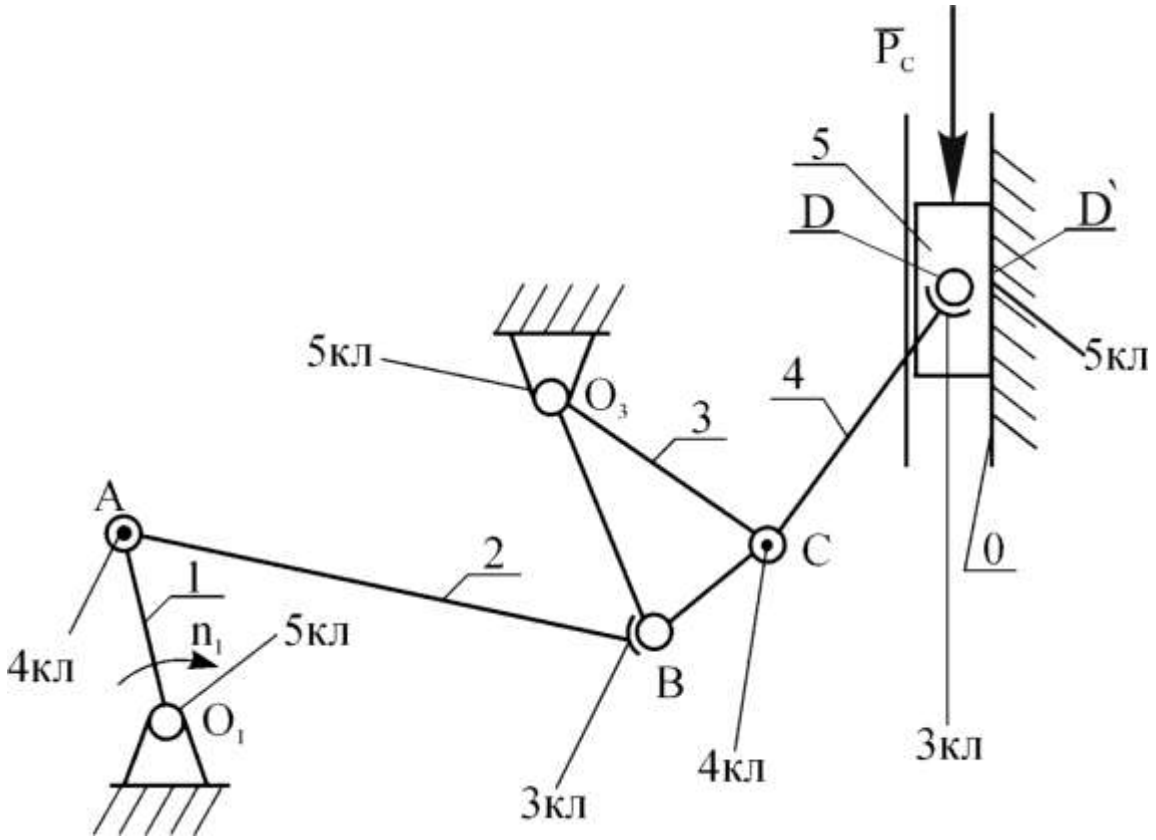


Рис. 1.15. Схема механизма компрессора без избыточных связей

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Задачи и методы

Под кинематическим исследованием механизмов понимают изучение движений звеньев механизма без учета их масс и сил, действующих на эти звенья. Для выполнения кинематического исследования должны быть заданы схема и размеры механизма, а также законы движения его ведущих звеньев. В результате исследования по заданному закону движения ведущих звеньев определяются положения, угловые скорости и ускорения ведомых звеньев, а также перемещения, скорости и ускорения их отдельных точек (центров кинематических пар, центров масс и т. д). Рассмотрим вначале два простых движения твердого тела.

Поступательным движением твердого тела называется такое движение, при котором любая прямая, неизменно связанная с телом, перемещается параллельно самой себе, оставаясь параллельно своему начальному положению (рис.2.1).

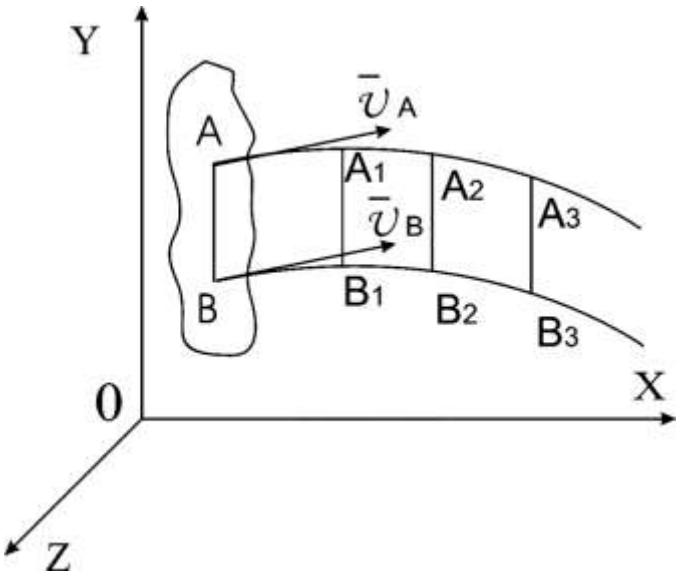


Рис.2.1. Поступательное движение

При поступательном движении все точки твердого тела описывают одинаковые траектории и в каждый момент имеют равные по модулю и направлению скорости и ускорения.

Если твердое тело движется так, что две какие-нибудь его точки остаются неподвижными, то такое **движение называется вращательным**. Неподвижная прямая, проходящая через две неподвижные точек, является осью вращения тела. Каждая точка, не лежащая на оси вращения, описывает при вращательном движении окружность, плоскость которой перпендикулярна оси вращения и центр которой лежит на этой оси (рис.2.2). Угол φ – угол поворота

тела. Отсюда уравнение движения тела $\varphi = f(t)$. Быстрота изменения угла поворота характеризуется угловой скоростью $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ [1/с]. Переход от частоты вращения n (об/мин) к угловой скорости осуществляется по формуле: $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$.

Когда угловая скорость тела постоянна ($\omega = \text{const}$), вращение – равномерное. Угол поворота равен $\varphi = \omega t$. Перемещение т.M $ds = rd\varphi$.(рис.2.2,а).

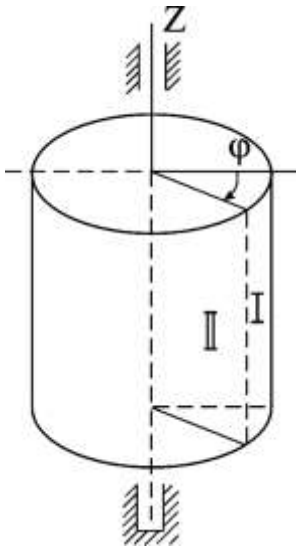


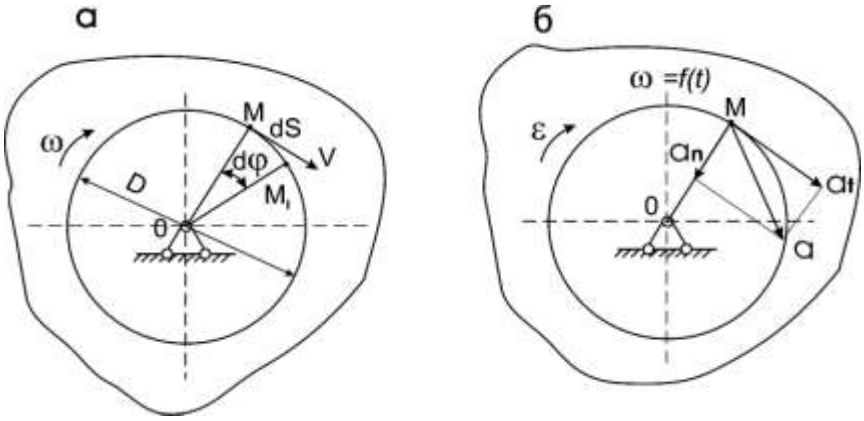
Рис.2.2. Вращательное движение

Линейная скорость т. M равна $v = \frac{ds}{dt} = r\,\omega$. Когда тело вращается неравномерно, то движение характеризуется угловым ускорением

$$\varepsilon = d\omega / dt,$$

т.е. первой производной угловой скорости по времени.

При ускоренном движении (рис.2.3,б) возникают касательное и нормальное ускорения соответственно равные



$$a_t = \frac{dv}{dt} = \frac{d(r\omega)}{dt} = r\varepsilon; \qquad a_n = \frac{v^2}{r} = \omega^2 r.$$

Рис.2.3. Вращение тела: а – равномерное, б – неравномерное

Полное ускорение равно $a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2} = \sqrt{(r\varepsilon)^2 + (r\omega^2)^2} = \mathrm{r}\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$.

Направление полного ускорения определяется углом α

$$tg\alpha = \frac{a^t}{a^n} = \frac{r\varepsilon}{r\omega^2} = \frac{\varepsilon}{\omega^2}.$$

Плоскопараллельным (или плоским) движением твердого тела называется такое движение, при котором все точки тела движутся параллельно какой-нибудь неподвижной (основной плоскости) (рис.2.4, а). Всякое движение плоской фигуры в её плоскости можно рассматривать как совокупность поступательного движения, определяемого движением произвольно выбранного полюса, и вращательного движения вокруг этого полюса.

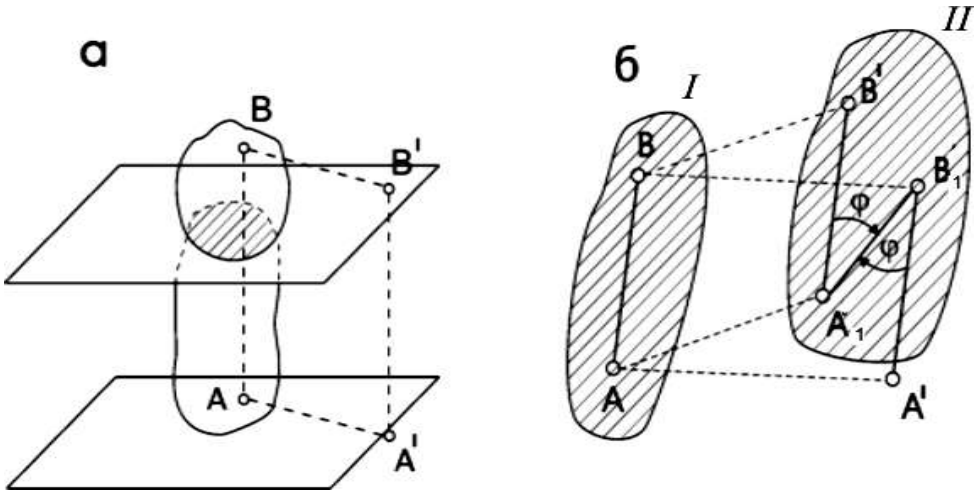


Рис.2.4. Плоскопараллельное движение

Рассмотрим перемещение плоской фигуры из положения *I* в положение *II* (рис.2.4,б). Определим положение фигуры отрезком *AB*. Этот отрезок можно

переместить из положения *I* в положение *II*. Перенеся его параллельно самому себе в положение A_1B' (фигура совершит поступательное перемещение), а затем повернув отрезок вокруг точки A_1 по часовой стрелки на угол φ (фигура совершит вращательное движение и займет положение *II*) так, чтобы точка B' заняла свое положение B_1. Можно также переместить фигуру поступательно из положения AB в положение $A'B_1$, а затем повернуть ее вокруг точки B_1 на угол φ, чтобы точка A' совпала с точкой A_1.

Поступательное перемещение зависит от выбора полюса, а величина угла поворота и направление поворота от выбора полюса не зависят.

Итак, плоскопараллельное движение можно разложить на два составляющих движения: поступательное вместе с некоторым полюсом т. *M* и вращательное вокруг этого полюса. Плоскопараллельное движение можно представить как сумму двух движений – поступательного и вращательного, то есть скорость любой точки тела равна геометрической (векторной) сумме скорости $\bar{v}_м$ движения полюса (точка *M*) и скорости вращательного движения $\bar{v}_{вм}$ вокруг полюса *M*: $\bar{v}_в = \bar{v}_м + \bar{v}_{вм}$.

Скорость вращательного движения определяется по формуле

$$v_{вм} = \omega l_{вм},$$

где ω – угловая скорость вращения; $l_{вм}$- радиус вращения точки *B* относительно полюса *M*. Скорость $\bar{v}_{вм}$ направлена перпендикулярно к радиусу вращения.

Из сказанного следует, что движение плоской фигуры в её плоскости будет определено, если для каждого момента времени известны значения функций

$$x = f_1(t),\ y = f_2(t) \text{ и } \varphi = f_3(t).$$

Примером плоскопараллельного движения является движение шатуна кривошипно-ползунного и четырехзвенного механизмов.

Основная задача кинематики в случае сложного движения состоит в том, чтобы, зная относительное и переносное движение точки, найти её абсолютное движение и определить траекторию, скорость и ускорение в этом движении.

Различают относительную, переносную и абсолютные скорости и ускорения точки. Абсолютная скорость $\bar{v}_a$ и абсолютное ускорение $\bar{a}_a$ точки вызваны движением относительно неподвижной системы отсчета. Относительная скорость $\bar{v}_r$ и относительное ускорение $\bar{a}_r$ обусловлены движением по отношению к подвижной системе координат. Согласно теореме о сложении скоростей имеем, что абсолютная скорость точки равна

геометрической сумме её переносной $\bar{v}_e$ и относительной $\bar{v}_r$ скоростей. Эту теорему называют правилом параллелограмма или треугольника скоростей. Абсолютное движение точки (или тела) можно назвать также сложным или результирующим движением, как результат сложения относительного и переносного движения.

$$\bar{v}_a = \bar{v}_e + \bar{v}_r .$$

Абсолютное ускорение при переносном вращательном движении определяется зависимостью

$$\bar{a}_a = \bar{a}_e + \bar{a}_r + 2(\bar{\omega}_e \times \bar{v}_r)$$

Здесь $\bar{a}^{\kappa} = 2(\omega_e \times v_r)$ – поворотное ускорение точки (ускорение Кориолиса).

При поступательном переносном движении ускорение Кориолиса равно нулю и

$$\bar{a}_a = \bar{a}_e + \bar{a}_r .$$

При плоском движении направление ускорения Кориолиса определяется поворотом вектора относительной скорости на 90^0 в направлении переносного вращения. Действительно, в общем случае три вектора v_r, ω_e и $\bar{a}^{\kappa}$ взаимно перпендикулярны. Если $\bar{\omega}_e \perp \bar{v}_r$ то $\sin(\omega_e \times v_r) = 1$, тогда

$a_c = \mathbf{2}\omega_e v_r$ **.**

2.2. Свойства планов скоростей и ускорений

1.Векторы, выходящие из полюсов планов (скоростей и ускорений) соответствуют масштабным отрезкам абсолютных скоростей и ускорений

соответствующих точек. Концы этих векторов обозначаются в планах скоростей – *а, в, с,* в планах ускорений – $a'в'c'$ и носят название вершин планов.

2.Отрезки, соединяющие вершины планов соответствуют относительным скоростям (ускорениям.).

3.Одоименные отрезки и фигуры на схеме механизма и на планах скоростей (ускорений) пропорциональны, подобны и повернуты соответственно на углы 90° (план скоростей) и 180° – μ (план ускорений), где

μ = arctg $|\frac{\varepsilon}{\omega^2}|$.

4.Точки, скорости (ускорения) которых равны нулю, располагаются в полюсе плана скоростей (ускорений).

2.3. Примеры построения планов положений

Покажем кинематическую схему заданного механизма в соответствии с заданными размерами и (начальным) углом φ_1 положения кривошипа. Принимаем масштабный коэффициент построения схемы механизма таким, чтобы она разместилась на отведенном поле чертежа. Следует учитывать расстояния между наиболее удаленными точками схемы механизма по вертикали и горизонтали. Построение планов скоростей и ускорений начинаем со звеньев, закон движения которых известен.

Пример 1

Схема поперечно-строгального станка (см. рис.1.4). Исходные данные: $l_{O_1O_3} = 0{,}22м,\ \ l_{O_1A} = 0{,}12м,\ \ l_{AC} = 0{,}3м,\ \ b = 0{,}5м$.

Масштаб построения будет определять размер b. Находим $\mu_l = b/\bar{b}$ м/мм, где b – истинный (заданный) размер в м, $\bar{b}$ – выбранный масштабный отрезок в мм. Принимаем $\bar{b}$=100 мм. Получаем масштабный коэффициент плана положений $\mu_l = \dfrac{0{,}5}{100} = 5 \cdot 10^{-3}$ м/мм. Размеры остальных звеньев в мм равны

$O_1O_3 = l_{O_1O_3} / \mu_l = 44$ мм; $O_1A = l_{O_1A} / \mu_l = 24$ мм; $AC = l_{AC} / \mu_l = 60$ мм.

Изображаем в масштабе схему механизма (рис. 2.5).

Отмечаем положение неподвижных точек O_1, O_3 и направление движения ползуна 5. На окружности $r = l_{O_1A} = 24$ мм отмечаем точку A, определяемую заданным углом $\varphi_1 = 30^0$, отсчитываемым от горизонтального положения кривошипа. Находим положение точки C, отложив от точки A на продолжении прямой O_3A расстояние $AC = 60$ мм. Через точку C проводим вертикальную прямую до пересечения с линией хода ползуна (штока) и находим точку S_5.

Пример 2

Схема брикетировочного автомата (рис. 1.6). Исходные данные:

a=0,23 м, b=0,41 м, $l_{O_1A} = 0{,}08$ м, $l_{CD} = 0{,}14$ м, $l_{CO_3} = 0{,}42$ м.

Находим масштабный коэффициент по наибольшему звену l_{CO_3}, принимая

$CO_3 = 84$ мм, получим $\mu_l = \dfrac{0{,}42}{84} = 5 \cdot 10^{-3}\ \dfrac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Определяем размеры других звеньев в масштабе:

$$\bar{a} = 46 \text{ мм}, \ \bar{b} = 82 \text{ мм}, \ O_1A = 16 \text{ мм}, \ \text{CD} = 28 \text{ мм}, \ CO_3 = 84 \text{ мм}.$$

Отмечаем положение неподвижных точек O_1, O_3 (рис.2.8) и направление движения ползуна 5 параллельно оси O_1X. Проводим окружность радиусом O_1A и находим на ней положение точки A в соответствии с заданным углом $\varphi_1 = 30^\circ$. Через точки O_3 и A проводим прямую и находим положение точки C. Радиусом $r = CD = 28$ мм, из точки С делаем засечку на направлении движения ползуна 5 и получаем точку D.

Пример 3

Схема компрессора (рис.1.11). Исходные данные:

$$l_{O_1A} = 22 \text{ мм}, \ l_{AB} = 66 \text{ мм}, \ l_{BO_3} = l_{CO_3} = 50 \text{ мм}, \ l_{CD} = 80 \text{ мм}, \ a = 80 \text{ м}.$$

$b = c = 0{,}6$ м. Находим μ по размер $b + c = 1{,}2$ м.

Получаем $\mu = 1{,}2/120 = 0{,}01$ м/мм, приняв $\bar{b} + \bar{c} = 120$ мм. Вычисляем

$O_1A = 22$ мм, $AB = 66$ мм, $BO_3 = CO_3 = 50$ мм, $CD = 80$ мм, $a = 80$ мм.

Выполняем построение схемы механизма. Отмечаем положение неподвижных точек O_1, O_3 и направление движения ползуна. Проводим окружность радиусом $r = l_{O_1A}$ и находим точку A по углу $\varphi_1 = 100^\circ$. Из точки O_3 проводим дугу радиусом $r = 50$ мм, на которой из точки A радиусом r = 66 мм делаем засечку и определяем положение точки В. Затем строим равнобедренный треугольник O_3BC и из точки C радиусом r = 100 мм делаем засечку на направлении движения ползуна. Находим положение точки D.

2.4.Примеры построения планов скоростей

Пример 1

Схема механизма, построенного описанным выше методом, показана на рис. 2.5, а соответствующий план скоростей изображен на рис. 2.6.

Пусть задано n_1=100 об/мин, тогда угловая скорость кривошипа $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi 100/30 = 10{,}46\ 1/c$.

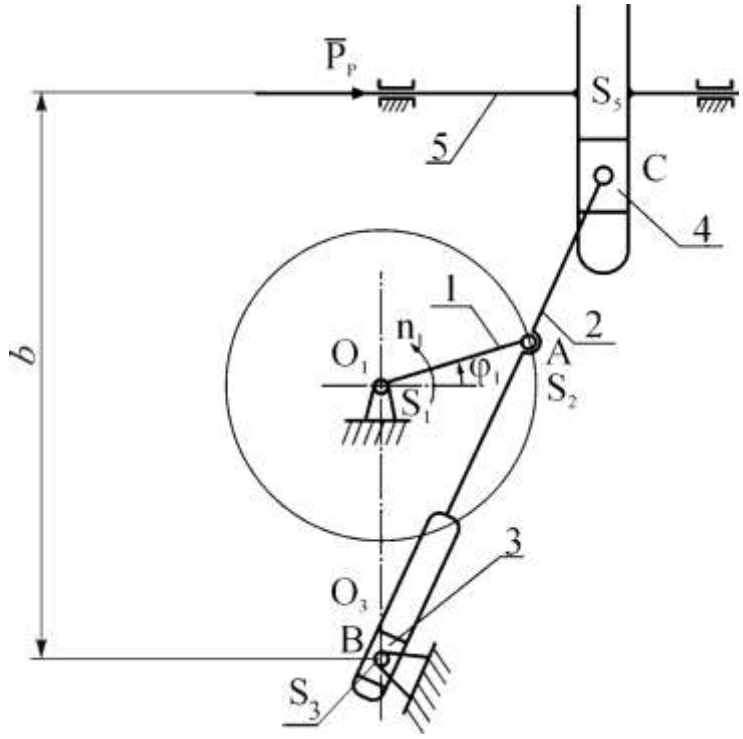


Рис. 2.5. Схема механизма

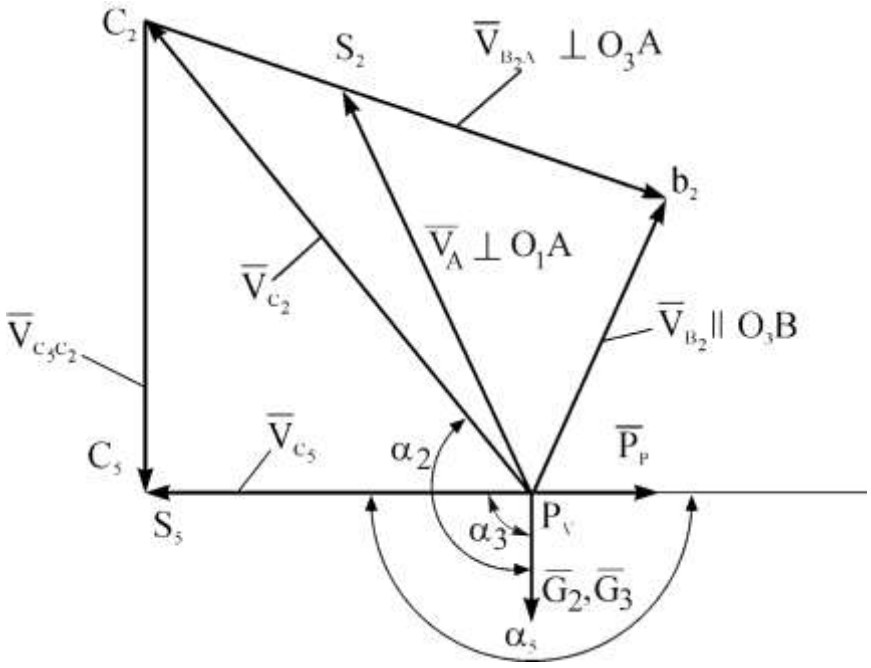


Рис. 2.6 План скоростей для поперечно-строгательного станка

Скорость точки A, принадлежащей одновременно первому и второму звену, $v_{A_1} = v_{A_2} = v_A = \omega_1 l_{0_1 A} = 10{,}46 \cdot 0{,}12 = 1{,}25$ м/с. Задаемся длиной вектора $p_v a = 62{,}5$ мм, тогда масштабный коэффициент плана скоростей равен $\mu_v = \frac{v_A}{p_v a} = \frac{1{,}25}{62{,}5} = 0{,}02 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$.

Рекомендуется принимать $p_v a$ таким, чтобы μ_v содержал одну значащую цифру: 1,2 и 5 с нулями, тогда все вычисления можно выполнять устно, не используя вычислительную технику. Из произвольно выбранной точки p_v (полюса плана скоростей) проводим отрезок $p_v a$ перпендикулярно положению кривошипа O_1A в направлении угловой скорости (рис. 2.6). Для скорости точки B_2 векторные уравнения имеют вид:

$$\bar{v}_{B_2} = \bar{v}_A + \bar{v}_{B_2 A}\ ; \quad \bar{v}_{B_2} = \bar{v}_{B_O} + \bar{v}_{B_2 B_0}; \quad \bar{v}_{B_0} = 0$$

$$\text{или } \bar{v}_{B_2} = \underset{\parallel \text{BA}}{\bar{v}_A} + \underset{\perp \text{BA}}{\bar{v}_{B_2 A}}\ .$$

Здесь $\bar{v}_{B_0}$ – скорость неподвижной точки, $\bar{v}_{B_2 B_0}$ – скорость точки B_2 относительно неподвижной точки B_0, то есть скорость в абсолютном движении, $\bar{v}_{B_2 A}$ - скорость в относительном движении звена 2.

Решая последнее уравнение графически (через точку a провести прямую, перпендикулярную звену BC – направление вектора $\bar{v}_{B_2 A}$, а через точку p_v – прямую, параллельную звену BC – направление вектора $\bar{v}_{B_2 B_0}$), получим точку b_2. Отрезок $p_v b_2$ соответствует скорости $\bar{v}_{B_2} = \bar{v}_{B_2 B_0}$.

Скорость точки С можно определить, пользуясь свойством пропорциональности одноименных отрезков на плане положений механизма и на плане скоростей:

$$\frac{BA}{AC} = \frac{\overline{b_2 a}}{\overline{ac_2}}; \quad \overline{ac_2} = \overline{b_2 a}\frac{AC}{BA} = 35 \cdot \frac{64}{50} = 44{,}8 \text{ мм}$$

AC и AB измеряемые на плане механизма, а $\overline{b_2 a}$ – на плане скоростей.

На продолжении отрезка $\overline{b_2 a}$ откладываем $\overline{ac_2} = 44{,}8$ мм и получаем точку c_2.

Для скорости точки C_5 пятого звена векторные уравнения имеют вид:

$$\bar{v}_{C_5} = \bar{v}_{C_0} + \bar{v}_{C_5 C_0}; \quad \bar{v}_{C_5} = \bar{v}_{C_{2,4}} + \bar{v}_{C_5 C_{2,4}}$$

$$\parallel \text{x} \qquad \parallel \text{y}$$

Решаем это уравнение графически. Из точки C_2 проводим прямую, перпендикулярную направлению движения штока 5, а из полюса p_v – прямую, параллельную собственному движению. Получаем точку c_5. Отрезок $p_v c_5$ соответствует в масштабе μ_v скорости точки C_3. Скорости центров масс S_2, S_5 равны скоростям соответственно точек A и C_5. Точки, скорости которых равны нулю, на плане скоростей находятся в полюсе p_v.

Определяем величины скоростей.

$$v_{B_2} = \overline{p_v b_2} \cdot \mu_v = 45 \cdot 0{,}02 = 0{,}9 \text{ м/с};$$

$$v_{C_2} = \overline{p_v c_2} \cdot \mu_v = 70 \cdot 0{,}02 = 1{,}4 \text{ м/с}; \qquad v_{C_5} = v_{S_5} = \overline{p_v S_5} \cdot \mu_v = 43 \cdot 0{,}02 = 0{,}86 \text{ м/с};$$

$$v_{B_2 A} = \overline{ab_2} \cdot \mu_v = 38 \cdot 0{,}02 = 0{,}76 \text{ м/с},$$

где $\overline{p_v b_2}$, $\overline{p_v c_2}$, $\overline{p_v S_5}$, $\overline{ab_2}$ - отрезки в мм, снятые с плана скоростей.

Находим угловую скорость звена 2:

$$\omega_2 = v_{B_2 A} / l_{BA} = 0{,}76 / 38 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 4{,}0 \ 1/c,$$

которая направлена против часовой стрелки.

Примечание: Приведенные выше значения отрезков в мм при вычислении скоростей, могут изменится после размножении пособия.

Пример 2

Схема механизма брикетировочного автомата построена на рис. 2.7, а план скоростей и ускорений соответственно на рис. 2.8 и рис.2.12.

Задано: n_1=40 об/мин. Угловая скорость кривошипа

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi \cdot 40 / 30 = 4{,}18 \ 1/c.$$

Построение планов начинаем с определения скоростей (ускорений) точек закон движения которых известен. Скорость точки $A_{1,2}$, принадлежит одновременно 1 и 2 звену камню равна

$$v_{A_1} = v_{A_2} = v_{A_{12}} = \omega_1 l_{0_1 A} = 4{,}18 \cdot 0{,}08 = 0{,}33 \text{м/с}$$

Задаемся длиной вектора $p_v a_{1,2} = 66$ мм и вычисляем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_v = v_{A_{1,2}} / \overline{p_v a_{12}} = 0{,}33 / 66 = 5 \cdot 10^{-3} \ \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Из произвольно выбранной на чертеже точки p_v (полюс плана скоростей) проводим линию перпендикулярно положению кривошипа O_1A (рис. 2.8) в направлении вращения кривошипа и откладываем на ней отрезок 66 мм.

Составляем векторные уравнения для определения скоростей других точек. В абсолютном движении траектория т. А есть окружность радиуса $l_{0_1 A}$ и может быть получена сложением переносного (вращение кулисы 3) и относительного (перемещения ползуна 2 вдоль кулисы движений (рис.2.9). На рисунке дуга *AA`* – траектория абсолютного движения, дуга *AA′* при вращении кулисы – траектория переносного движения, перемещение по прямой *A′A″* вдоль кулисы – относительное движение. Таким образом, из точки *A* в абсолютном движении попадаем в точку *A″* выполняя два движения: поворачивая кулису и перемещая ползун вдоль неё.

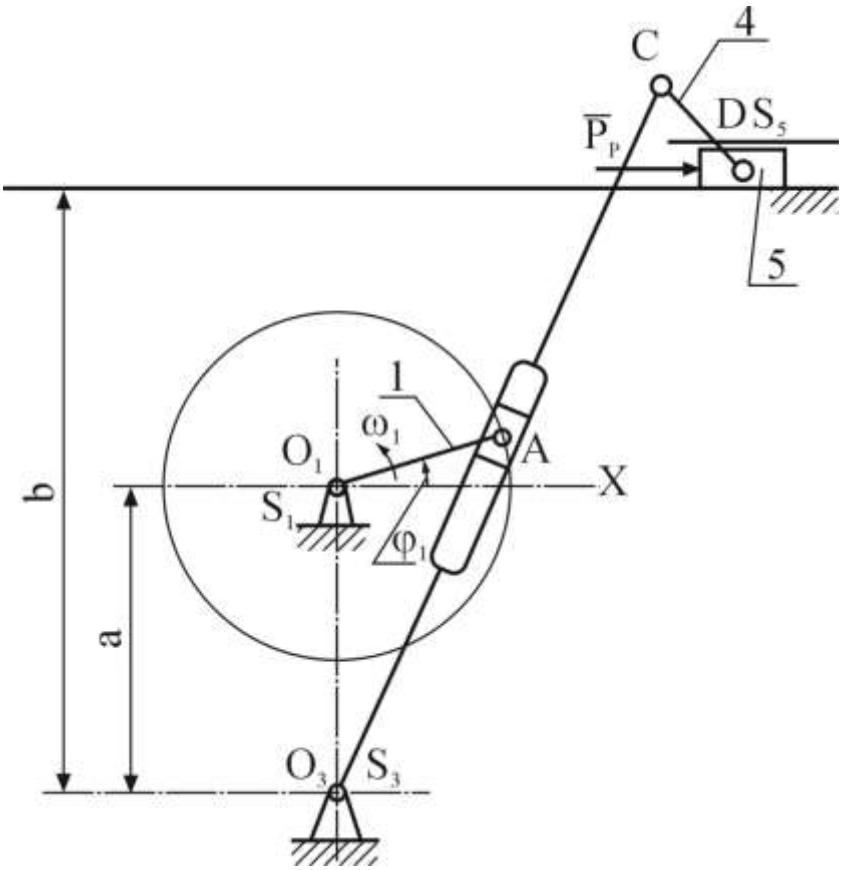


Рис. 2.7. Схема механизма брикетировочного автомата

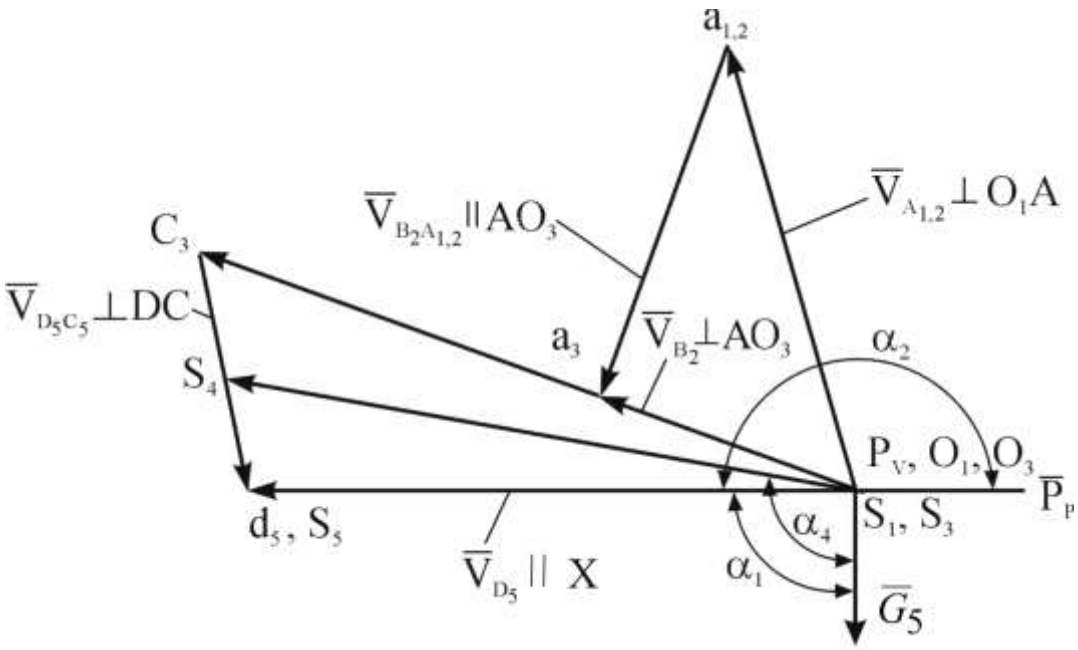


Рис. 2.8 План скоростей механизма брикетировочного автомата

Запишем уравнения

$$\bar{v}_{A_{1,2}} = \bar{v}_{A_3} + \bar{v}_{A_{1,2}A_3}; \qquad \bar{v}_{A_2} = v_{0_3} + \bar{v}_{A_2 0_3}; \qquad \bar{v}_{0_3} = 0.$$

$$\perp O_3A \quad \| O_3A$$

Здесь $\bar{v}_{0_3}$ – скорость неподвижной точки, равная нулю; $\bar{v}_{A_3 0_3}$ – скорость точки A_3 относительно O_3; $\bar{v}_{A_{1,2}A_3}$ – скорость точки $A_{1,2}$ в относительном движении по отношению к A_3.

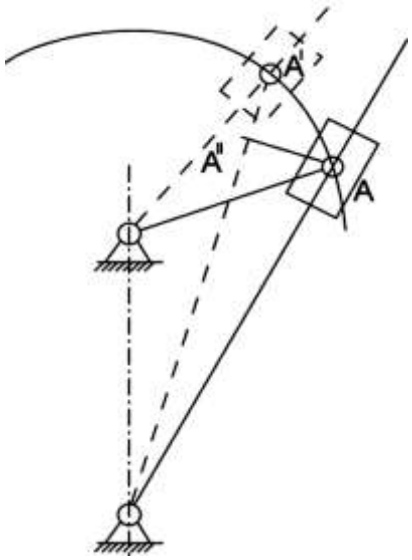


Рис.2.9. Сложение движений

Векторные уравнения решаем графически (рис. 2.8) Через полюс p_v проводим направление $\bar{v}_{A_3}$ перпендикулярно AO_3, а через конец вектора $\bar{v}_{A_{1,2}}$ проводим прямую, параллельную AO_3. Пересечение определяет

положение точки a_3 – конец вектора $\bar{v}_{A_3} = \bar{v}_{A_3 0_3}$. Скорость точки C можно определить, используя свойство пропорциональности одноименных отрезков,

а именно: $$\frac{\overline{p_v a_3}}{\overline{p_v c_3}} = \frac{O_3 A}{O_3 C}; \quad \overline{p_v c_3} = \overline{p_v a_3}\frac{O_3 C}{O_3 A} \text{ мм}.$$

Откладываем на продолжение $\overline{p_v a_3}$ отрезок $p_v c_3$ и находим точку C_3.

Для скорости точки D векторное уравнение имеет вид

$$\bar{v}_D = v_C + v_{DC}; \qquad \bar{v}_{D_5} = \bar{v}_{D_0} + \bar{v}_{D_5 D_0};$$

$$\parallel X \qquad \perp CD$$

Решаем это уравнение графически (рис. 2.8). Через полюс p_v проводим направление скорости параллельно оси X. Через точку c_3 проводим направление относительной скорости $\bar{v}_{D_5 C_5} \perp CD$. Пересечение этих прямых дает точку d, с которой будет совпадать точка s_5, а точка s_4 по свойству пропорциональности лежит на середине вектора относительной скорости $\bar{v}_{D_5 C_3}$. Точки, скорость которых равна нулю, на плане скоростей находятся в полюсе p_v.

Определяем величины линейных скоростей точек звеньев механизма:

$$v_{A_3} = \overline{p_v a_3} \cdot \mu_v = 26 \cdot 0{,}005 = 0{,}13 \text{ м/с};$$

$$v_{A_1 A_2} = \overline{a_3 a}\ \mu_v = 36 \cdot 0{,}005 = 0{,}18 \text{ м/с};$$

$$v_{C_3} = \overline{p_v c_3} \cdot \mu_v = 67 \cdot 0{,}005 = 0{,}335 \text{ м/с};$$

$$v_{S_4} = \overline{p_v s_4} \cdot \mu_v = 62 \cdot 0{,}005 = 0{,}31 \text{ м/с};$$

$$v_{DC} = \overline{d_5 c_3}\ \mu_v = 23 \cdot 0{,}005 = 0{,}115 \text{ м/с};$$

$$v_{S_5} = v_D = \overline{p_v d_5}\ \mu_v = 58 \cdot 0{,}005 = 0{,}29 \text{ м/с}.$$

и угловых скоростей:

$$\omega_3 = v_{C_3} / l_{0_3 C} = 0{,}335/0{,}42 = 0{,}798 \text{ 1/с};$$

$$\omega_4 = v_{DC} / l_{DC} = 8{,}58/0{,}14 = 0{,}821 \text{ 1/с}.$$

Пример 3

Схема механизма компрессора показана на рис. 2.10, а план скоростей изображен на рис. 2.11.

Задано: n_1=60 об/мин. Угловая скорость

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi \cdot 60 / 30 = 6{,}28 \, м/с.$$

Скорость точки A, принадлежащей звеньям 1,2:

$$v_A = \omega_1 l_{0_1 A} = 6{,}28 \cdot 0{,}22 = 1{,}38 \text{ м/с}.$$

Задаемся длиной вектора $\overline{p_v a} = 69$ мм и находим

$$\mu_v = v_A / \overline{p_v a} = 1{,}38/69 = 0{,}02 \text{м/(с} \cdot \text{мм)}.$$

Из выбранной точки p_v (полюс плана скоростей) проводим отрезок перпендикулярно положению кривошипа O_1A (рис. 2.11) в направлении ω_1. Для точки B, принадлежащей одновременно двум звеньям 2 и 3, векторное уравнение запишем:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_{0_3} + \bar{v}_{B0_3}; \quad \bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$$

или

$$\underset{\perp 0_3 B}{\bar{v}_B} = \bar{v}_A + \underset{\perp BA}{\bar{v}_{BA}}$$

Решаем это уравнение графически (рис. 2.13). Через точку a проводим прямую, перпендикулярную звену AB, а из полюса – прямую, перпендикулярную O_3B. Пересечение прямых определяет положение точки b. Точка с принадлежит 3-ему звену (треугольник BO_3C). Такой же треугольник (подобный) построим на плане скоростей $b0_3c$. Векторные уравнения для определения скорости точки D будут

$$\bar{v}_{D_5} = \bar{v}_{D_0} + \bar{v}_{D_5 D_0}; \quad \underset{\parallel 0_1 y}{\bar{v}_{D_5}} = \bar{v}_C + \underset{\perp DC}{\bar{v}_{DC}}, \quad \bar{v}_{D_0} = 0 \quad \text{или}$$

Из точки с проводим прямую, перпендикулярную DC, а через полюс – прямую, параллельную оси y. Пересечение определяет точку d. Скорости центров масс S_2, S_4 находим по свойству пропорциональности. Концы векторов расположены в середине векторов. Точки, скорости которых равны нулю, находятся в полюсе. Скорости точек и угловые скорости звеньев определяем аналогично 2-му примеру.

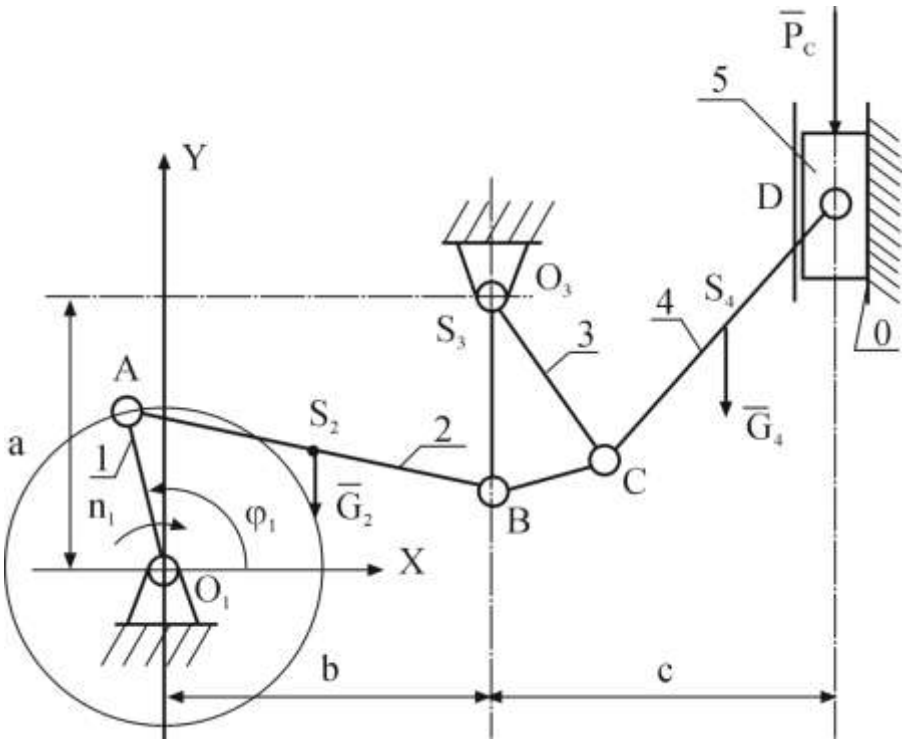


Рис. 2.10. Схема механизма

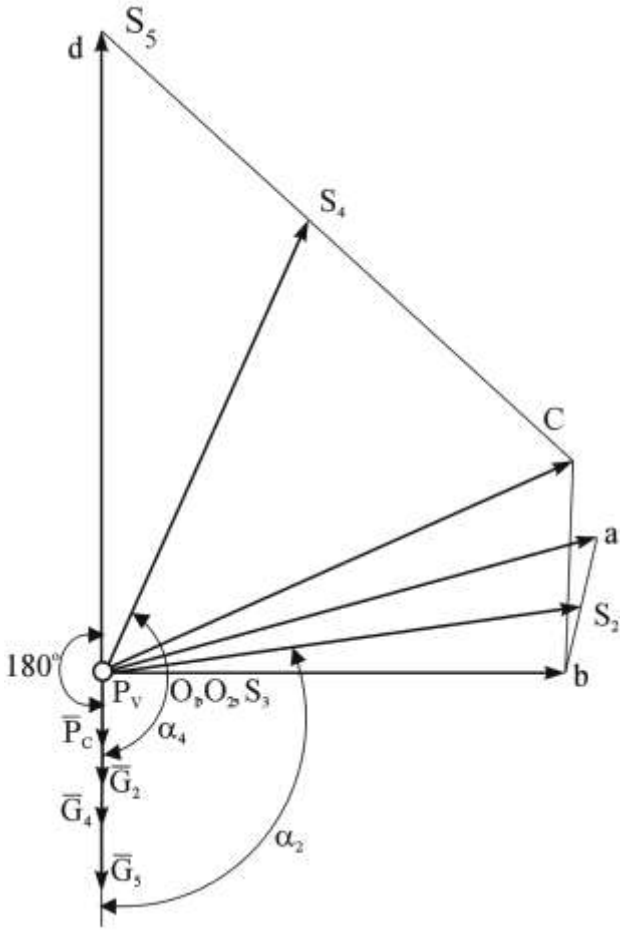


Рис. 2.11. План скоростей

2.5. Примеры построения планов ускорений

Построение плана ускорений рассмотрим на примере брикетировочного автомата (схемы кулисного механизма) и компрессора (механизм без кулисных пар).

Брикетировочный автомат (рис. 2.7)**.** Точка *A* одновременно принадлежит звеньям 1,2 и 3. Ускорение точки $\bar{a}_A = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^t$. Начальное звено (1) – кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, поэтому составляющая a_A^t= 0, и $a_A = a_A^n = \omega^2 l_{0_1 A}$= 4,18²·0,08 = 1,4 м/с². Масштабный коэффициент плана ускорений $\mu_a = \frac{a_A}{\overline{\pi a}}$. Задаем $\overline{\pi a}$= 70 мм, тогда $\mu_a = \frac{1{,}4}{70}$ = 0,02 (м/с²)/ мм.

Из произвольно выбранной точки на чертеже (π – полюс плана) откладываем нормальную составляющую $a_A^n \parallel l_{0_1 A}$ в виде 70 мм, направленную к центру вращения кривошипа 0_1 (рис.2.12). Составляем векторные уравнения для определения ускорений других точек. Ускорения точки *A,* принадлежащей первому и второму звену (камню) будут равны $a_{A_1} = a_{A_2} = a_{A_1 A_2}$.

Поскольку переносное движение вращательное, имеем следующее векторное уравнение

$$\bar{a}_{A_{1,2}} = \bar{a}_{A_3}^n + \bar{a}_{A_3}^t + \bar{a}_{\mathrm{A}_{1,2},\mathrm{A}_3} + \bar{a}^{\kappa} \quad , \qquad (*)$$

где $\bar{a}_{A3}^n$, $\bar{a}_{A3}^t$, – соответственно нормальная и тангенциальная составляющие переносного движения для точки $A_{1,2}$, которое является абсолютным для точки A_3 (рис.2.10). Ускорение $a_{A_3}^n = v_{\mathrm{A}_3}^2 / l_{0_3 A}$, а $2(\omega_e \times v_r) = a^{\kappa}$ – поворотное ускорение точки A_3 (ускорение Кориолиса). Угловая скорость переносного движения $\omega_e = \omega_3$, а относительная скорость $v_r = v_{A_{1,2} A_3}$. Направление вектора a^{κ} можно определить, если $\bar{v}_{\mathrm{A}_{1,2},\mathrm{A}_3}$ повернуть на 90⁰ по направлению угловой скорости $\omega_e = \omega_3$.

Согласно уравнению (*) строим вектор a_c, перпендикулярно положению кулисы O_3A и входящим в конец вектора $\bar{a}_{A_{1,2}}$. Через начало вектора

a^{κ} проводим направление $\bar{a}_{A_{1,2},A_3} \| O_3A$. Далее из полюса π проводим вектор $\bar{a}^n_{A_3} \| O_3A$ в направлении к т. O_3, а из его конца направление вектора $\bar{a}^t_{A3} \perp O_3A$ до пересечения с направлением $\bar{a}_{A_{1,2},A_3}$. Пересечение определяет положение точки a_3.

Положение точки c' на плане ускорений находим, как и при построении плана скоростей, по свойству подобия из условия

$$\frac{\overline{\pi a'_3}}{\overline{\pi c'_3}} = \frac{O_3A}{O_3C}; \quad \overline{\pi c_3} = \overline{\pi a_3}\frac{O_3C}{O_3A} \text{ мм}.$$

Для определения вектора ускорения точки d' запишем уравнения:

$$\bar{a}_D = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{D_x}; \qquad \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}^n_{DC} + \bar{a}^t_{DC}.$$

$$\| \text{xx} \qquad\qquad \| \text{DC} \quad \perp \text{DC}$$

Здесь $a_{D_0} = 0$. Решаем последние векторные уравнения. Из точки c′ проводим величину вектора $\bar{a}^n_{DC} \|$ DC. Конец вектора обозначим через n′ и через эту точку проводим направление $\bar{a}^t_{DC} \perp$DC до пересечения с направлением xx. Получаем точку d' конец вектора π d' Модуль вектора $\mathrm{I}\bar{a}^n_{DC} = \mathrm{I}(v^2_{DC}/l_{DC})/\mu_a$ в мм.

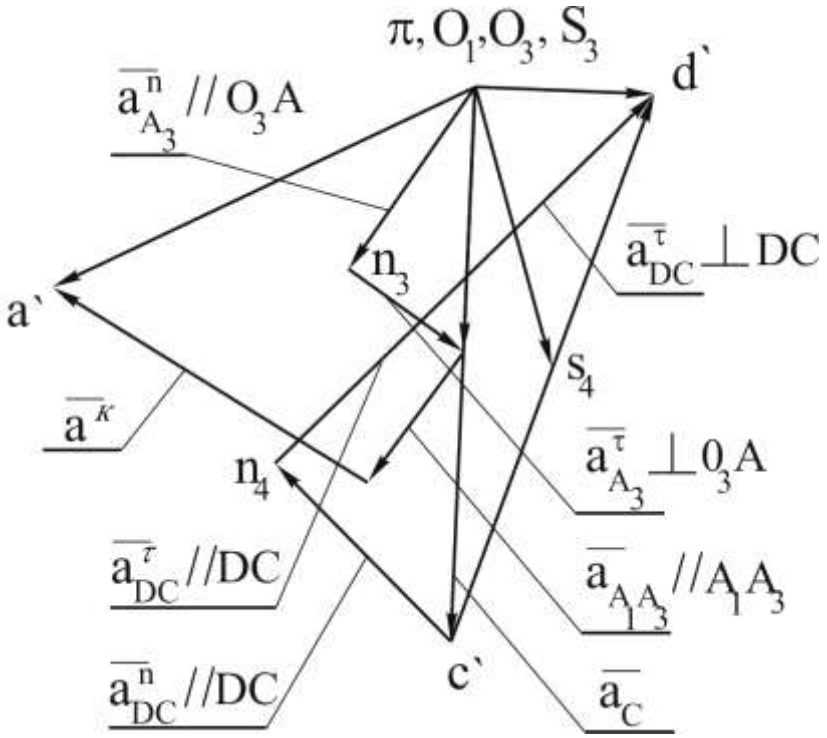


Рис.2.12. План ускорений механизма брикетировочного автомата

Рассмотрим построение плана ускорений для механизма компрессора (рис.2.10).

Начинаем с вычисления ускорения точки *A*, принадлежащей одновременно звеньям 1,2.

Для принятых исходных данных $a_A^n = \omega_1^2 l_{0_1 A} = 6{,}28^2 \cdot 0{,}22 = 8{,}7$ м/с^2.

Выбираем $\mu_a = \dfrac{a_A}{\bar{a}_A}$. Задаем $\bar{a}_A$= 87 мм, т.е. μ_a= 0,1 (м/с^2)/ мм.

Из произвольно выбранной точки на чертеже (π – полюс плана) откладываем нормальную составляющую $a_A^n \parallel l_{0_1 A}$ величиной 87 мм, направленную к центру вращения кривошипа 0_1 (рис.2.13). Конец вектора обозначим a. Составляем векторные уравнения для определения ускорений других точек. Ускорения точки *A,* принадлежащей первому и второму звену (камню) будут равны $a_{A_1} = a_{A_2} = a_{A_1 A_2} = a_A$.

Для определения ускорения точки *B* запишем векторные уравнения движения этой точки относительно 0_3 и относительно точки *A*. Имеем

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{0_3} + \bar{a}_{B0_3}^n + \bar{a}_{B0_3}^t \; ; \qquad \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t .$$

Используя план скоростей (рис.2.10), вычисляем составляющие:

$\bar{a}_{B0_3}^n = \dfrac{(\bar{v}_B \cdot \mu_v)^2}{l_{B0_3} \cdot \mu_a}$ мм, или $\bar{a}_{B0_3}^n = \dfrac{\omega_3^2 l_{BO_3}}{\mu_a}$ мм. Аналогично

$\bar{a}_{BA}^n = \dfrac{(\bar{v}_{BA} \cdot \mu_v)^2}{l_{BA} \cdot \mu_a}$ мм. Находим положение конца вектора b на плане ускорений. Из полюса π проводим вектор $\bar{a}_{B0_3}^n \parallel O_3B$ (конец вектора обозначаем n_1) и через него направление вектора $\bar{a}_{B0_3}^t \perp O_3B$. Далее из конца вектора a строим вектор $\bar{a}_{BA}^n \parallel AB$ (конец вектора n_2) и через его конец проводим направление вектора $\bar{a}_{BA}^t \perp BA$ до пересечения с направлением вектора $\bar{a}_{B0_3}^t$. Точка пересечения и будет точка b конец вектора $\bar{a}_{B0_3}$ = $\bar{a}_{B0_3}^n + \bar{a}_{B0_3}^t$. Вектор $\bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t$ избражен отрезком на плане ускорений ab, в середине которого располагается точка s_2, конец вектора укорения центра масс шатуна. Положение точки c находим, используя свойство

подобия. Треугольник BO_3C на плане положений механизма должен быть подобен и сходственно расположен соответствующему треугольнику на плане ускорений $b0_3c$.

Запишем векторные ускорения для определения ускорения точки D, имеем

$\bar{a}_D = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{D,D_0}$ и $\bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}^n_{D,C} + \bar{a}^t_{D,C}$. Величина вектора $\bar{a}^n_{D,C} = \dfrac{(\bar{v}_{D,C} \cdot \mu_v)^2}{l_{DC}}$ мм. $\bar{a}_{D_0} = 0$, а вектор $\bar{a}_{D,D_0}$ представляет ускорение вдоль направляющих, т.е. абсолютное ускорение точки D, $\bar{a}_D = \bar{a}_{D,D_0}$

Проводим через полюс π вертикальную прямую, направление вектора $\bar{a}_D = \bar{a}_{D,D_0}$. Из конца вектора a_C, точки c проводим величину вектора $\bar{a}^n_{D,C} \| DC$ и из его конца (точка n_3) проводим $\perp DC$ прямую до пересечения с направлением вектора $\bar{a}_D$. Точка пересечения будет конец вектора d. Сумма векторов $\bar{a}^n_{D,C} + \bar{a}^t_{D,C} = \bar{a}_{D,C}$. Точка s_4 в силу свойства подобия будет лежать на середине отрезка cd плана усорений. Соединив его с полюсом, получим вектор, отображающий ускорение центра масс шатуна $\bar{a}_{S_4}$.

Определяем величины и направления линейных и угловых ускорений звеньев механизма.

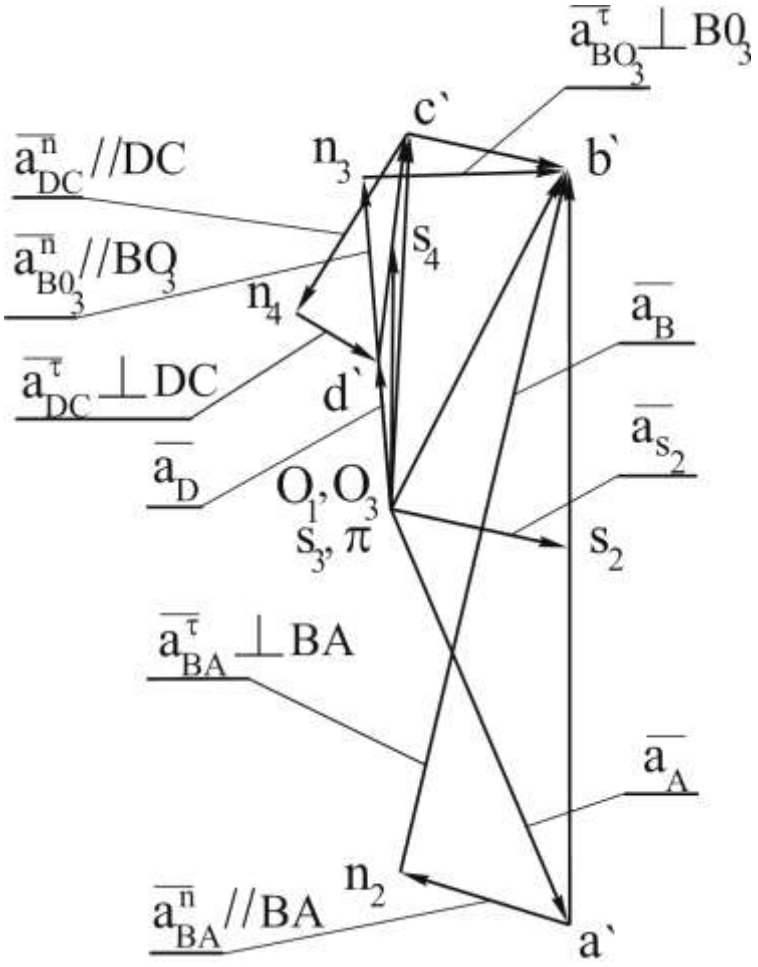


Рис.2.13. План ускорений механизма компрессора

Измеряем величины векторов в мм на плане ускорений и умножаем на масштабный коэффициент плана, получаем значения в м/с^2. Итак имеем

$$a^t_{B0_3} = \bar{a}^t_{B0_3} \cdot \mu_a \ (\text{м/с}^2);$$

$$a^t_{BA} = \bar{a}^t_{BA} \cdot \mu_a (\text{м/с}^2);$$

$$a_B = \bar{a}_B \cdot \mu_a (\text{м/с}^2);$$

$$a_C = \bar{a}_C \cdot \mu_a \ (\text{м/с}^2);$$

$$a^t_{D,C} = \bar{a}^t_{D,C} \cdot \mu_a \ (\text{м/с}^2);$$

$$a_D = \bar{a}_D \cdot \mu_a (\text{м/с}^2);$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a^t_{BA}}{l_{BA}};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a^t_{B0_3}}{l_{B0_3}};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a^t_{DC}}{l_{DC}};$$

Направление угловых ускорений определяется направлением тангенциальных ускорений. Ускорения ε_2, ε_3 направлены против часовой стрелки, ε_4 – по часовой стрелки.

3. ПРИКЛАДНАЯ ДИНАМИКА МАШИН

3.1. Силовой расчет механизма

Основной целью прикладной динамики машин является установление взаимосвязями между силами, действующими в машине, массами движущихся её частей и кинематическими параметрами.

Все действующие нагрузки на звенья машины (рис.3.1) удобно разделить на следующие группы:

– движущая сила $F_{дв}$ или момент $M_{дв}$, приложенные к ведущему звену машины со стороны двигателя. Работа этих нагрузок всегда положительна $A_{дв} = \int_0^s F_{дв} \cdot ds \cdot \cos\alpha_1 > 0$;

– сила F_c или момент M_c силы полезного сопротивления, приложенные к ведомому звену. Работа этой силы всегда отрицательна

$$A_c = \int_0^s F_c \cdot ds \cdot \cos\alpha_2 < 0;$$

– силы тяжести звеньев G_i . Работа сил тяжести за один цикл движения машины равна нулю. Внутри цикла работа принимает попеременно положительное и отрицательное значение, а поэтому силы тяжести могут проявлять себя как движущие силы, так и силы сопротивления;

– силы трения $F_{тр}$ и моменты сил трения $M_{тр}$ в подвижных соединениях механизма. Работа сил трения всегда отрицательна. Поэтому они, главным образом, являются силами вредного сопротивления;

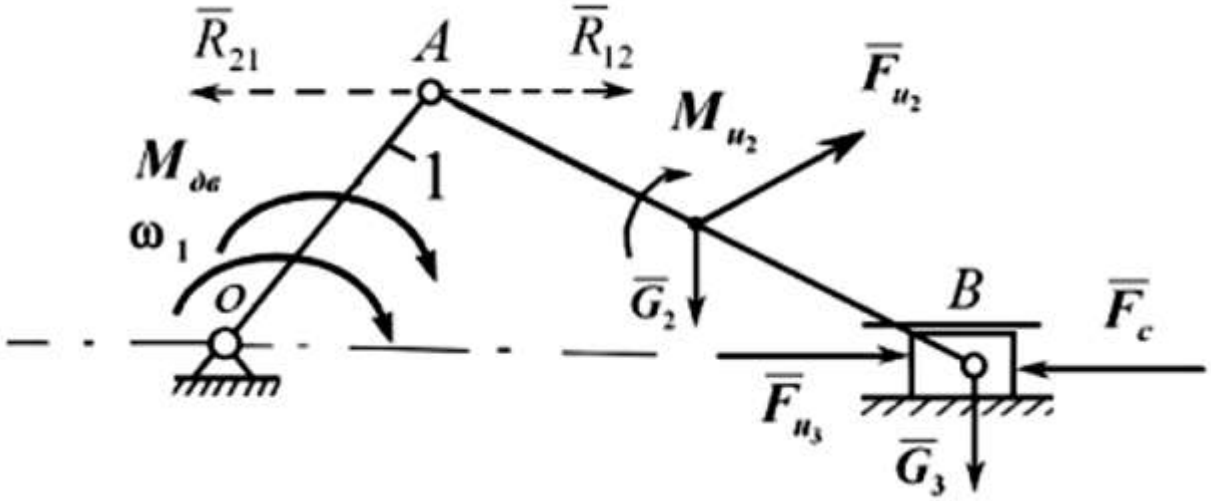


Рис.3.1. Нагрузки на звенья машины

– силы $F_{ин}$ и моменты сил инерции $M_{ин}$. Они возникают при переменном движении звеньев;

– силы реакции R_{ij}, с которыми звенья в подвижных соединениях воздействуют друг на друга. Эти силы действуют попарно $\overline{R}_{ij} = -\overline{R}_{ji}$, суммарная их работа всегда будет равна нулю. Реакции являются быстро меняющимися силами. От их величины зависит конструкция звеньев и геометрические элементы подвижных соединений.

Если машина находится в состоянии покоя, то все приложенные к ней силы находятся в равновесии. При движении равновесие нарушается. Однако условие равновесия сил при движении легко формализуется, если применить метод кинетостатики. В его основе лежит принцип Даламбера – Лагранжа, который можно сформулировать следующим образом: *«Если ко всем внешними силами, действующим на машину как на связанную механическую систему звеньев, добавить главные векторы и моменты сил инерции подвижных звеньев, то получим уравновешенную систему сил, позволяющую определять неизвестные реакции связей».*

Статически определимой группой звеньев, для которой число уравнений равно числу неизвестных, является группа Ассура. Расчленяя механизм на группы Ассура, используя принцип освобождаемости от связей, можно определить все неизвестные силы и проверить работоспособность механизма. Законы изменения движущей силы или силы полезного сопротивления при проектировании задаются.

Порядок силового расчета следующий. Выделяют группы Ассура. Прикладывают к звеньям групп Ассура все силы и моменты сил в соответствии с принципом Даламбера – Лагранжа, включая реакции в КП на основе принципа освобождаемости от связи. Из уравнений статики для каждого звена группы находятся неизвестные составляющие для векторов сил. Последовательно рассматривая все группы Асура, переходят к силовому расчету начального звена. Определяется реакция в соединении начального звена со стойкой при наличии действия со стороны привода: уравновешивающей силы, когда движение передается через зубчатую передачу, или уравновешивающего момента, если начальное звено вращается через муфту.

3.2. Определение сил и моментов сил инерции

В динамических расчетах главный вектор сил инерции и главный момент в случае сложного движения звена определяется по формулам

$$\overline{F}_{ин} = -m\overline{a}_S; \qquad (3.1)$$

$$M_{ин} = -J_S \cdot \varepsilon, \qquad (3.2)$$

где m – масса звена; $\overline{a}_S$ - вектор ускорения центра масс; J_s – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, перпендикулярно плоскости движения; ε – угловое ускорение звена.

Для вычисления сил инерции надо определить ускорения a_s и ε или из плана скоростей, или аналитически.

В частных случаях движения звеньев (поступательное или вращательное) остается или только главный вектор сил инерции, или главный момент сил. Аналитически силы инерции в плоском движении определяются как: $\overline{F}_{ин_x} = -m\ddot{x}_S$; $\overline{F}_{ин_y} = -m\ddot{y}_S$; $M_{ин} = -J_s\varepsilon$.

3.3. Величина и направление реакций

В плоских механизмах звенья могут образовывать низшие (вращательные и поступательные пары) и высшие кинематические пары, у которых касание элементов происходит либо в точке, либо по линии. Во вращательной паре без учета силы трения (рис.3.2,а) давление на цилиндрическую поверхность распределено по определенному закону, зависящему от степени приработанности поверхностей, смазки и т. д. Если силами трения пренебречь, то равнодействующая их проходит через центр шарнира О. Величина и направление силы R_{ij} неизвестны и должны быть определены из кинематического расчета. В идеальной поступательной паре (рис.3.2,б) реакция R_{ij} нормальна к направляющим, но величина и точка приложения её неизвестны. Таким образом, в низших парах при наличии плоской системы сил, действующих на звенья механизма, необходимо иметь два уравнения, что совпадает с числом условий связи, накладываемых кинематической парой плоского механизма.

В высшей кинематической паре (рис.3.2,в) реакция нормальна к поверхности. Определению подлежит только её величина. И здесь число уравнений, которые нужно составить для определения реакций, совпадает с числом условий связи, накладываемых кинематической парой.

Если число звеньев в группе – n , то для них можно составить $3n$

уравнений равновесия. При соединении звеньев только кинематическими парами 5 класса число неизвестных реакций будет равно $2p_5$. Каждую силу можно определить в том случае, если число уравнений равновесия равно числу неизвестных компонентов сил, т.е. условием статической определимости групп звеньев при действии на них плоской системы сил является равенство

$$3n - 2p_5 = 0.$$

Это условие совпадает с условием, которому удовлетворяют группы звеньев, именуемые группами Ассура.

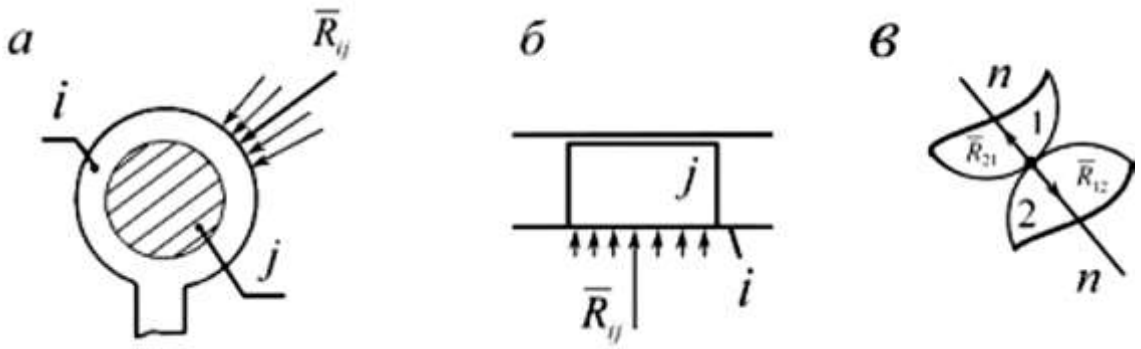


Рис.3.2. Реакции в кинематических парах

3.4. Пример определения реакций в механизме

Рассмотрим пример определения реакций в кинематических парах кривошипно-ползунного механизма (рис.3.3). Предварительно строим планы скоростей и ускорений в соответствующих масштабах. Выделим в механизме двухповодковую группу Ассура (звенья 2-3) и начальное звено 1. К группе Ассура приложим последовательно все внешние силы, силы и моменты сил инерции и реакции со стороны отброшенных звеньев и реакции в связанных кинематических парах. Внешние силы: силы тяжести $\overline{G_2}$ и $\overline{G_3}$ прикладываем в центрах масс (точки s_2 и s_3), силу технологического сопротивления $\overline{P_c}$ прикладываем к ведомому звену 3 (ползуну). Силы и моменты сил инерции вычисляются по формулам (3.1) и (3.2).

Составим сумму моментов сил, действующих на 2-е звено (рис.3.4,а):

$$\sum m(\overline{F}) = -R_{1,2}^{\tau} l_{AB} + G_2 h_2 - M_{u_2} - F_{u2} h_1 = 0,$$

откуда находим величину реакции $\overline{R}_{1,2}^{\tau}$. Направление её мы задали (рис.3.4,а). Если при расчете $\overline{R}_{1,2}^{t}$ получаем со знаком (–), то это направление учитывается, когда решается векторное уравнение $(\times\times)$. Плечи сил h

измеряются с чертежа в мм и умножаются на масштабный коэффициент μ_l, l_{AB} - длина звена в м.

Запишем векторные уравнения сил, действующих на 2-е и 3-е звенья, а затем их суммируем. Имеем

$$\sum(\overline{F}_{2зв.}) = \overline{R}^{n}_{1,2} + \overline{R}^{\tau}_{1,2} + \overline{G}_2 + F_{u_2} + \overline{R}_{3,2} = 0,$$

$$\sum(\overline{F}_{3зв.}) = \overline{G}_3 + F_{u_3} + \overline{P}_c + \overline{R}_{0,3} + \overline{R}_{2,3} = 0,$$

$$\overline{R}_{2,3} = -\overline{R}_{3,2}.$$

$$\overline{R}^{n}_{1,2} + \overline{R}^{\tau}_{1,2} + \overline{G}_2 + F_{u_2} + \overline{G}_3 + F_{u_3} + \overline{P}_c + \overline{R}_{0,3} = 0 \quad (\times\times)$$

В последнем уравнении содержится две неизвестные: величины $\overline{R}^{\tau}_{1,2}$ и $\overline{R}_{0,3}$, которые можно определить, решая последнее векторное уравнение графически. Для этого строится план сил (рис.3.4,б).

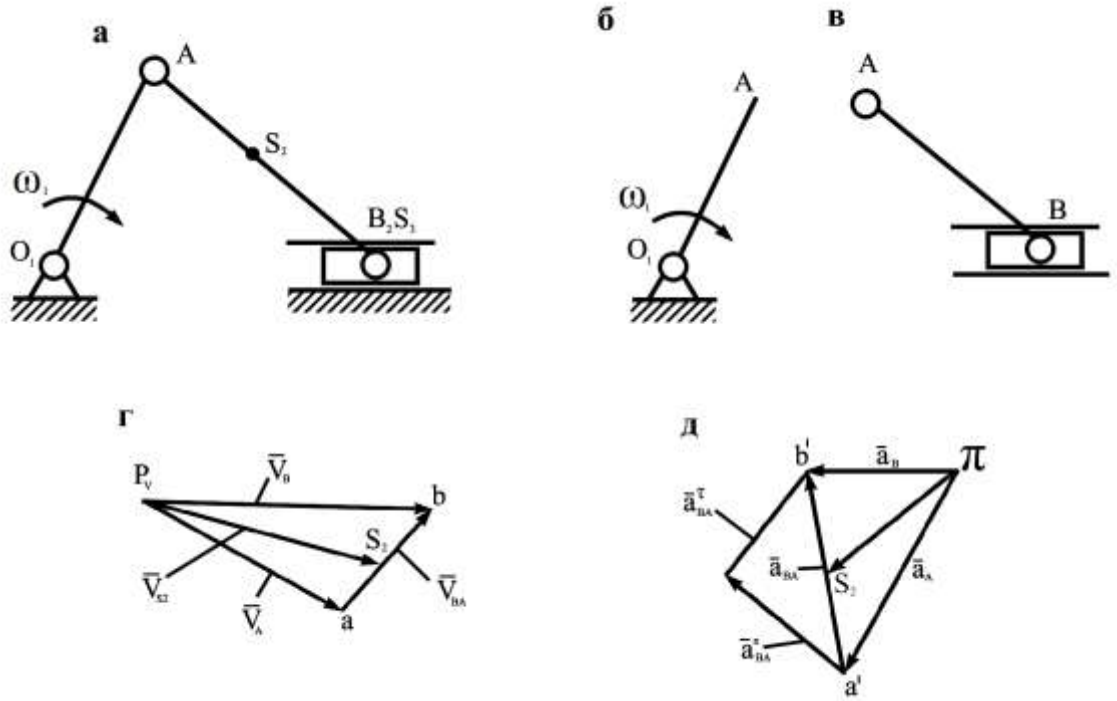
Уравновешивающую силу, приложенную к зубчатому колесу, жестко связанному с начальным звеном, (рис.3.5,а) найдем, рассматривая его равновесие. Приложим все силы: реакцию $\overline{R}_{2,1}$ в точке *A*, реакцию $\overline{R}_{0,1}$ в точке O_1 и уравновешивающую силу $\overline{R}_{ур}$ в полюсе *P* зацепления зубчатых колес 1 и 2, направленную по линии зацепления *N* – *N*. Плечо действия этой силы относительно т.O_1 равно радиусу основной окружности 1-го колеса $r_в = r_1 \cdot \cos\alpha = (mz_1/2) \cdot \cos 20^o$.

Составим сумму моментов сил, действующих на начальное звено относительно точки O_1 .

$$\sum m_{O_1}(\overline{F}_1) = -P_{ур} r_b + R_{21} h = 0$$

Отсюда находим $P_{ур}$. Запишем векторную сумму сил для первого звена $\overline{R}_{2,1} + \overline{P}_{ур} + \overline{G}_1 + \overline{R}_{0,1} = 0$ (рис.3.5,б) и из векторного многоугольника определяем реакцию $\overline{R}_{0,1}$.

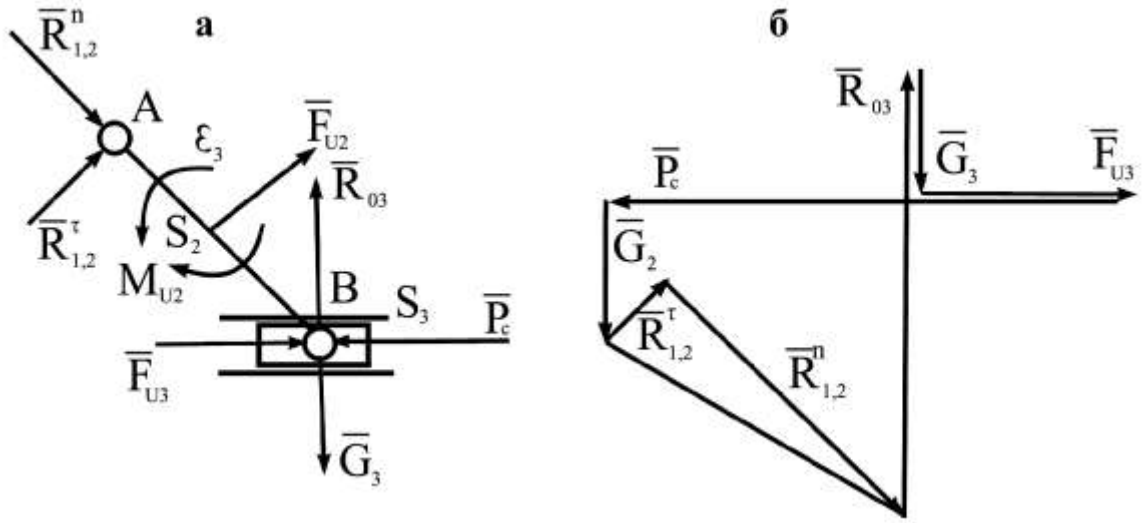
Когда начальное звено приводится в движение от привода через муфту, то уравновешивающий момент $M_{ур}$ (рис.3.6, а) равен $M_{ур}= R_{2,1} \cdot h_R$, а реакция в опоре $\overline{R}_{0,1}$ находится из решения векторного уравнения (рис.3.6,б)



$\overline{R}_{2,1} + \overline{G}_1 + \overline{R}_{0,1}=0.$

Рис.3.3. Кривошипно-ползунный механизм

а – схема механизма, б – начальное звено, в – группа Ассура,



г – план скоростей, д – план ускорений

Рис.3.4. Кинетостатика группы Ассура

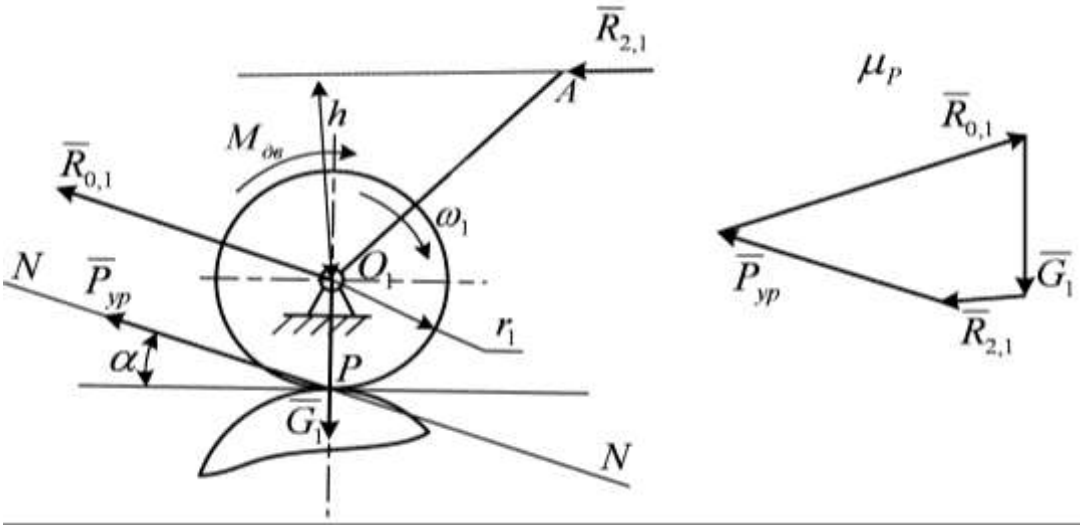


Рис.3.5. К определению уравновешивающей силы

а *б*

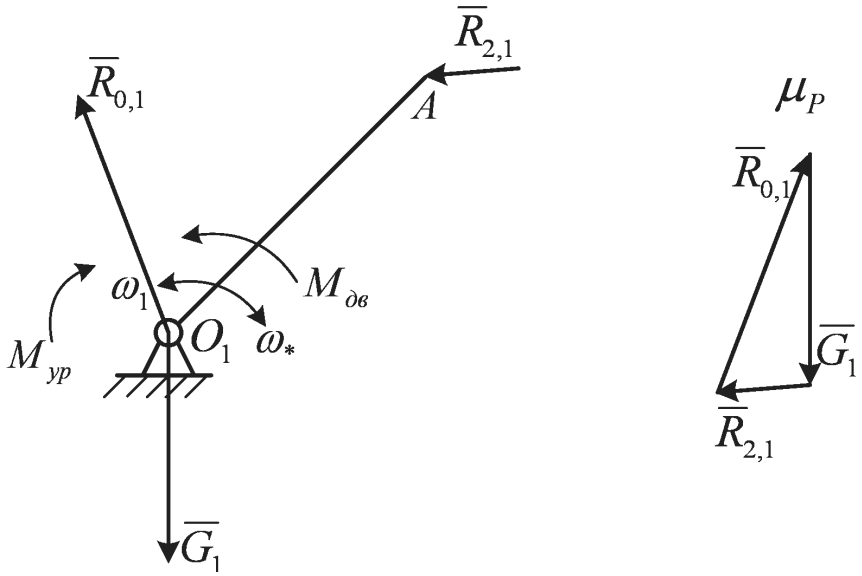


Рис.3.6. К определению уравновешивающего момента

4. Анализ движения машинного агрегата

Цель динамического анализа – определение истинного закона движения начального звена.

4.1. Динамическая модель машинного агрегата

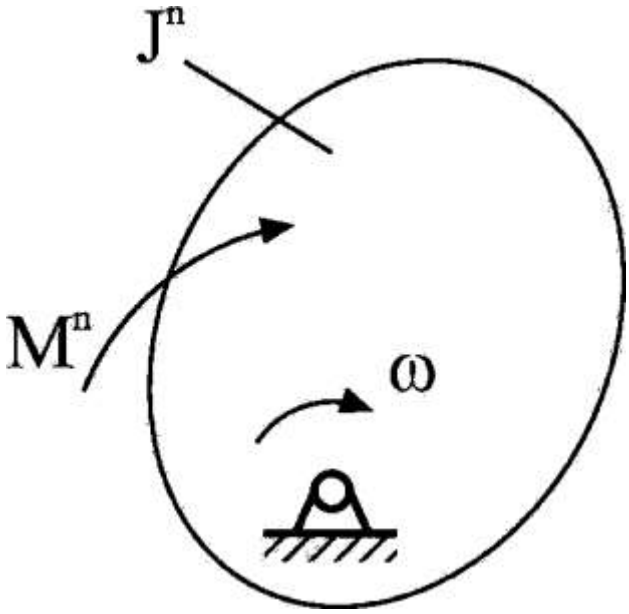


Рис. 4.1. Динамическая модель

Для упрощения решения задачи реальную схему машины заменяют динамической моделью. Простейшей моделью с одной степенью свободы с недеформированными звеньями и приводом от кривошипа является одномассовая система (рис. 4.1), обладающая некоторой условной массой, кинетическая энергия которой в любом положении звена приведения равна кинетической энергии всего механизма: $T^n = J^n \omega_1^2 / 2 = \sum T_i$ и нагружают фиктивным моментом, мощность которого равна сумме мощностей, развиваемых всеми силами, действующими в механизме $N^n = M^n \omega_1 = \sum N_i$. Здесь обозначено: J^n – момент инерции приведенной массы относительно оси вращения; M^n – приведенный момент всех внешних сил; $M^n = M^n_д - M^n_C$; $M^n_д$– приведенный момент движущих сил, Нм; M^n_C– приведенный момент сил сопротивления; Нм.

4.2. Виды уравнений движения машинного агрегата

Уравнения движения модели зависят от типа машины, вида выполняемого ею технологического процесса, типа двигателя. Всего возможно 9 видов уравнений:

$$J^{np} = const \begin{cases} T_{\text{Д}} = const, \quad T_{\text{С}} = const; \\ T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(\varphi), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(\varphi); \\ T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(\omega), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(\omega); \\ T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(t), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(t); \\ T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(\omega), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(\varphi). \end{cases}$$

$$J^{np} = J^{np}(\varphi) \begin{cases} T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(\varphi), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(\varphi); \\ T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(\omega), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(\varphi); \\ T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(\varphi), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(t); \\ T_{\text{Д}} = T_{\text{Д}}(t), \quad T_{\text{С}} = T_{\text{С}}(t). \end{cases}$$

Пример 1 (рис. 2.5)

Найдем значения приведенных параметров $J^{\text{п}}$ и $M^{\text{п}}$ для данного положения механизма, полагая, что динамическая модель соответствует рис.4.1. Задано $m_2, m_5, J_{S_1}, J_{S_2}, P_{\text{р}}$.

4.2. Запишем условие равенства кинетических энергий.

$$J^n \omega_1^2 / 2 = J_{S1} \omega_1^2 / 2 + m_2 v_{S_2}^2 / 2 + J_{S_2} \omega_2^2 / 2 + m_5 v_{C_5}^2 / 2, \text{ откуда}$$

$$J^n = J_{S1} + m_2 \frac{v_{S_2}^2}{\omega_1^2} + J_{S_2} \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} + m_5 \frac{v_{C_5}^2}{\omega_1^2}$$

4.3. Для определения M_c^n запишем равенство мощностей

$$M_{\text{с}}^{\text{п}} \cdot \omega_1 = G_2 V_{S_2} \cos(\overline{G_2} \overline{V_{S_2}}) + G_5 V_{S_2} \cos(\overline{G_5} \overline{V_{S_5}}) + P_p V_{C_5} \cos(\overline{P_p} \overline{V_{C_5}}).$$

Для определения углов в последнем выражении прикладываем вектора $\overline{P_P}$ и $\overline{G}$ в полюсе плана скоростей (рис. 2.6).

Поскольку $(\overline{G_2} \overline{v_{S_2}})$=$\alpha_2$=150°, cos150°= – 0,866, $(\overline{G_5} \overline{v_{S_5}}) = \alpha_3$=90°, $(\overline{P_p} \overline{v_{C_5}}) = \alpha_5 = 180^o$, получаем формулу для вычисления приведенного момента

$$M_c^n = G_2 \frac{v_{s_2}}{\omega_1} (\cos\alpha_2) + P_p \frac{v_{c_5}}{\omega_1} (\cos\alpha_5)$$

4.4 Для одномассовой динамической модели уравнение движения в форме интеграла энергии запишем:

$$\frac{J_k^n \omega_k^2}{2} - \frac{J_0^n \omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi_k} (M_Д^n - M_C^n) \cdot d\varphi,$$

где φ – обобщенная координата, J_0^n, ω_0 – приведенный момент инерции и угловая скорость звена приведения при $\varphi = \varphi_0$., $J_к^n, \omega_к$ – при угле $\varphi = \varphi_к$.

В дифференциальной форме уравнение движения для динамической модели на рис. 4.1. запишем как:

$$J^n \varepsilon + 0{,}5(dJ^n / d\varphi)\omega_1^2 = M^n$$

или

$$\varepsilon = \frac{M^n - 0{,}5(dJ^n / d\varphi)\omega_1^2}{J^n},$$

где $\varepsilon = \dfrac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение звена приведения (в нашем примере – кривошип).

Пример 2 *(рис.2.7)*

4.2. Задано: m_5, J_{S_1} J_{S_3} ,$P_р$. Запишем равенство энергий:

$$J^n \omega_1^2 / 2 = J_{s1}\omega_1^2 / 2 + J_{s3}\omega_3^2 \big/ 2 + m_5 v_{C_5}^2 / 2,$$

или

$$J^n = J_{s1} + J_{s3}\frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} + m_5 \frac{v_{C_5}^2}{\omega_1^2}.$$

4.3 Равенство мощностей:

$$\mathrm{M}_c^n \cdot \omega_1 = G_5 v_{s_5} \cos(\overline{G_5}\,\overline{v_{s_5}}) + P_p v_{c_5} \cos(\overline{P_p}\,\overline{v_{c_5}})$$

Углы измеряем на плане скоростей (рис.2.8):

$\overline{G_5}\,\overline{v_{s_5}} = \alpha_1 = 90°$; $\overline{P_p}\,\overline{v_{c_5}} = \alpha_2 = 180°$.

Тогда $M^n = -P_p v_{c_5} / \omega_1$

4.4 Этот пункт по выполнению аналогичен примеру 1.

Пример 3 *(рис.2.10)*

Задано: m_2, m_4, m_5, J_{S_2}, J_{S_3}, J_{S_4}, J_M, P_c.

Принимаем условно, что маховик с моментом инерции J_M установлен на валу кривошипа.

4.2. Запишем равенство кинетических энергий:

$$J^n\omega_1^2/2 = J_M\omega_1^2/2 + m_2 v_{S_2}^2/2 + J_{S_2}\omega_2^2/2 +$$
$$+ J_{S_3}\omega_3^2/2 + m_4 v_{S_4}^2/2 + J_{S_4}\omega_4^2/2 + m_5 v_{S_5}^2/2$$

или

$$J^n = J_M + m_2\frac{v_{S_2}^2}{\omega_1^2} + J_{S_2}\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} + J_{S_3}\frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} + m_4\frac{v_{S_4}^2}{\omega_1^2} + J_{S_4}\frac{\omega_4^2}{\omega_1^2} + m_5\frac{v_{S_5}^2}{\omega_1^2}$$

4.3. Равенство мощностей:

$$M^n\omega_1 = G_2 v_{S_2}\cos(\overline{G_2}\,\overline{v_{S_2}}) + G_4 v_{S_4}\cos(\overline{G_4}\,\overline{v_{S_4}}) +$$
$$+ G_5 v_{S_5}\cos(\overline{G_5}\,\overline{v_{S_5}}) + P_5 v_D\cos(\overline{P_5}\,\overline{V_D}).$$

С учетом рис.2.10 и соответствующих значений углов α_2, α_4, $(\overline{P}_c\overline{v}_{c_5})$=180°, $(\overline{P_5}\,\overline{v_{c_5}})$=180° имеем

$$M^n = G_2 v_{S_2}\cos\alpha_2/\omega_1 + G_4 v_{S_4}\cos\alpha_4/\omega_1 - G_5 v_{S_5}/\omega_1 - P_c v_D/\omega_1.$$

4.4. Раздел аналогичен соответствующему разделу примера 1.

5. Контрольно-обучающие вопросы

5.1. Структура механизмов

1. Что такое звено?
2. Как называют неподвижное звено?
3. Как называют подвижное соединение звеньев?
4. Сколько неподвижных звеньев может входить в состав механизма?
5. Как называется звено, которому задается движение, преобразуемое механизмом в заданное движение других звеньев?
6. Как называется звено, совершающее движение, для осуществления которого предназначен механизм?
7. Укажите минимальное число промежуточных звеньев, необходимое для образования стержневого механизма.
8. Как называется звено стержневого механизма, которое входит во вращательную пару со стойкой и совершает полный оборот?
9. Как называется звено, образующее поступательную пару со стойкой?
10. Какое движение совершает кривошип?
11. Какое движение совершает коромысло?
12. Какое движение совершает шатун?
13. Какое движение совершает ползун?
14. Какое замыкание элементов кинематической пары (КП) может использоваться при соединении звеньев?
15. Какое замыкание реализуется в сферической КП?
16. Какое замыкание реализуется во вращательной КП?
17. Какие КП входят в состав стержневого механизма?
18. Чему равна степень подвижности структурной группы Ассура?
19. В каких границах находится класс КП?
20. Укажите класс вращательной КП.
21. Укажите класс поступательной КП.
22. Укажите класс винтовой КП.
23. Укажите класс КП «шар-плоскость».
24. Что называется числом степеней свободы механизма?
25. По какой формуле рассчитывается степень подвижности плоского механизма?
26. По какой формуле рассчитывается степень подвижности пространственного механизма?
27. Что необходимо сделать для устранения избыточных связей?
28. Будет ли механизм с избыточными связями неработоспособным?

29. Какие механизмов различают по виду используемых КП?
30. Что такое элементы КП?
31. Какие элементы имеют высшие КП?
32. Какие элементы имеют низшие КП?
33. Какие элементы КП в кинематической паре 3-его класса?
34. Соединяет ли КП подвижное звено со стойкой?
35. Назначение КП.
36. Какие КП более надежные – высшие или низшие?
37. В каких КП – высших или низших – потери на трение меньше?
38. В каких КП (высших или низших) наименьший износ соприкасающихся поверхностей?
39. Какие КП используются в точных ненагруженных механизмах?
40. Какие КП рекомендуется применять при передаче значительных усилий?
41. Что называется кинематической цепью (КЦ)?
42. Виды КЦ.
43. Что такое механизм?
44. Каков класс механизма шарнирного четырехзвенника?
45. Как определяется порядок группы Ассура?
46. Как определить класс группы Ассура?
47. Как определить класс механизма?
48. Как устранить избыточные связи в механизме?
49. Принцип образования плоских замкнутых механизмов по Ассуру.
50. Какой класс имеет начальное звено?

Ответы

1. Деталь или группа деталей, жестко связанные между собой. **2.** Стойка. **3**. Кинематическая пара. **4**. Одно. **5.**Входное. **6.**Выходное. **7**. Одно. **8.** Кривошип. **9**. Ползун. **10**. Вращательное. **11.** Возвратно-вращательное (колебательное). **12.** Плоскопараллельное. **13.** Возвратно-поступательное. **14.** Силовое, геометрическое. **15.** Геометрическое. **16.** Геометрическое. **17**. Низшие **18**. Нулю. **19.** 1…5. **20**. 5-ый. **21**. 5-ый. **22**. 5-ый. **23**. 1-ый. **24**. Число обобщенных координат. **25**. $W_П = 3n – 2p_Н - p_В$. **26.** $W = 6n – 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$. **27.** Понизить класс КП. **28.**Да. **29.** С низшими и высшими КП. **30**. Поверхности, линии и точки, по которым происходит соприкосновение звеньев, входящих в КП. **31**.Линии, точки. **32**.Поверхности.**33**.Поверхности. **34**. Да. **35**. Подвижное соединение звеньев. **36.** Низшие. **37**. В высших. **38.** В низших. **39**. Высшие. **40**. Низшие. **41.** Система звеньев, связанная

посредством КП. **42**. Пространственные и плоские, простые и сложные, замкнутые и незамкнутые. **43**.Кинематическая цепь с неподвижным звеном, число степеней которой равно числу обобщенных координат, характеризующих положение цепи относительно стойки. **44.** 2-ой. **45.** Количеством КП, с помощью которых она присоединяется в механизме. **46**. Определяется числом КП, заключенных в простейшем замкнутом контуре групп Ассура. **47**. По наивысшему классу группы Ассура. **48.** Понизить класс КП. **49**. Путем присоединением к начальному звену и стойке групп звеньев с нулевой степенью подвижности. **50**. Первый.

5.2. Кинематика механизмов

1. Как вычисляется масштабный коэффициент плана положений схемы механизма?
2. С какой точки механизма начинается построение планов скоростей и ускорений?
3. Что такое план скоростей для конкретного положения механизма?
4. Преимущества и недостатки планов скоростей (ускорений) по сравнению с другими методами
5. Как вычисляется масштабный коэффициент построения плана скоростей?
6. На какой теореме основано построение планов скоростей?
7. Записать скорость тела через скорости переносного и относительного движений
8. Свойства пропорциональности и подобия при построении планов скоростей (ускорений).
9. Записать векторные уравнения для построения планов скоростей ползуна кривошипно-ползунного механизма.
10. Записать векторные уравнения для определения скорости точки, принадлежащей шатуну и коромыслу шарнирного четырехзвенника.
11. Как определить скорость (ускорение) центра масс шатуна в шарнирно-рычажном механизме?
12. Как вычислить угловую скорость звена по плану скоростей?
13. Как вычислить угловое ускорение звена по плану ускорений?
14. В каких единицах измеряются линейные скорости и ускорения?
15. В каких единицах измеряются угловые скорости и ускорения?
16. Как определить нормальную составляющую ускорения по плану скоростей?

17. Записать векторное уравнение для ускорения точки при его сложном движении, когда переносное движение поступательное.
18. Записать векторное уравнение для ускорения точки при его сложном движении, когда переносное движение вращательное.
19. Как вычислить модуль Кориолисова ускорения, если известен план скоростей?
20. Как определить направление Кориолисова ускорения, если известен план скоростей?

Ответы

1.Максимальный размер l звена механизма в м, отнесенный а выбранному его масштабному изображению $\bar{l}$ в мм, т.е. отношение $l/\bar{l}$ [м/мм]. **2**. С точки звена механизма, закон движения которого известен. **3.** Векторный многоугольник, в котором вектора, выходящие из одной точки (полюса) изображают в выбранном масштабе абсолютные скорости (ускорения), а концы абсолютных векторов соединяют отрезки, изображающие вектора относительных скоростей (ускорений). **4.** Преимущества: возможность наблюдать одновременно соотношения скоростей всех точек звеньев механизма; недостатки: невозможность определить закон изменения скорости во времени и неточность. **5.** Отношение действительной скорости точки v в м/с к векторному её изображению $\bar{v}$ в мм, т.е. отношение $\frac{v}{\bar{v}}$ [$\frac{м/с}{мм}$]. **6.** По теореме сложения скоростей в абсолютном движении. **7**. $v_a = v_e + v_r$. **8.** Одноименные отрезки и фигуры на схеме механизма и на планах скоростей (ускорений) пропорциональны и подобны. **9**. $\bar{v}_B = \bar{v}_{B_0} + \bar{v}_{B,B_0}$, $\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$. **10**. $\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$, $\bar{v}_B = \bar{v}_{0_3} + \bar{v}_{B0_3}$. **11**. В силу свойства пропорциональности конец вектора, изображающего скорость (ускорение) центра масс звена механизма, расположен на середине соответствующего отрезка. **12**. Нужно измерить масштабный отрезок скорости соответствующего звена на плане скоростей в мм, умножить на масштабный коэффициент скорости и разделить на длину звена: например $\frac{\bar{v}_{BA} \cdot \mu_v}{l_{BA}}$ [с$^{-1}$]. **13.** Нужно вектор изображающий тангенциальную составляющую относительного ускорения умножить на масштабный коэффициент плана ускорений и разделить на длину звена, т.е. $\frac{a^t_{BA} \cdot \mu_a}{l_{BA}}$. **14**. Скорость в м/с, ускорение в м/с^2.

15. Угловая скорость в $с^{-1}$, угловое ускорение в $с^{-2}$. **16**.Используя зависимость: $\bar{a}_{BA}^{n} = \frac{(\bar{v}_{BA} \cdot \mu_v)^2}{l_{BA} \cdot \mu_L}$ [мм]. **17**. $\overline{w_a} = \overline{w_e} + \overline{w_r}$. **18**. $\overline{w_a} = \overline{w_e} + \overline{w_r} + \overline{w_k}$ **19.** $w_k = 2\omega v_r \sin\alpha$. **20.** Нужно повернуть вектор относительной скорости $\bar{v}_r$, перпендикулярный вектору $\bar{\omega}$, на угол 90^0 в направлении переносного движения.

5.3. Анализ движения машинного агрегата

1. Что изучает динамика механизмов и машин?
2. При каком режиме движения машины работа движущих сил больше работы сил сопротивления?
3. При каком режиме машины работа движущих сил меньше работы сил сопротивления?
4. При каком режиме машины работа движущих сил за цикл равна работе сил сопротивления?
5. Что такое динамическая модель машины?
6. Какие требования предъявляются к динамической модели машины?
7. Какие динамические параметры определяют динамическую модель машины?
8. Как вычислить кинетическую энергию тела массой m, движущегося поступательно со скоростью v?
9. Как вычислить кинетическую энергию вращающегося со скоростью ω тела, момент инерции которого J?
10. Как определяется кинетическая энергия тела, совершающего плоскопараллельное движение?
11. Как определить мощность силы?
12. Как определить мощность момента?
13. Что является условием приведения сил в машине?
14. Что является условием приведения масс в машине?
15. Записать теорему об изменении кинетической энергии.
16. Записать уравнение движения машины в интегральной форме при поступательном движении звена приведения.
17. Записать уравнение движения машины в интегральной форме при вращательном движении звена приведения.
18. Записать уравнение движения машины в дифференциальной форме.

19. Что значит решить уравнение движения машины?
20. За счет чего можно снизить колебания угловой скорости машины?
21. Что такое маховик и каково его назначение?
22. На каком валу машины устанавливается маховик с целью уменьшения его размеров и массы?
23. Изменится ли закон $\omega = f(t)$ движения начального звена машины при изменении момента инерции маховика, установленного в машине?
24. Какой параметр определяет неравномерность движения машины, записать его выражение?
25. При каких значениях коэффициента неравномерности δ динамические параметры машины лучше?

Ответы

1. Движение машины с учетом всех внешних действующих сил и масс звеньев. **2**. При режиме разгона. **3.** При режиме торможения. **4**. При режиме установившегося движения. **5**.Динамическая модель машины эквивалентна по динамическим параметрам реальной машине. **6**. Быть адекватной реальной машине и не быть сложной. **7**. Приведенная масса и приведенная сила (приведенный момент). **8.** $\frac{mv^2}{2}$. **9**. $\frac{J\omega^2}{2}$. **10**. $\frac{mv^2}{2}+\frac{J\omega^2}{2}$. **11**. $Fv\cos\alpha$. **12.** $M\omega$. **13**. Равенство мощностей. **14**. Равенство кинетических энергий. **15**. $T_{кон.} - T_{нач.} = \sum A$. **16**. $\frac{m_n v_A^2}{2} - \frac{m_{n_0} v_0^2}{2} = \int_{s_0}^{s} F_n ds \cos(\overline{F}\,\overline{V}_A)$. **17**. $\frac{J_n \omega_1^2}{2} - \frac{J_{n_0}\omega_{1_0}^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_n d\varphi$.

18. $\varepsilon = \frac{M_n - \frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_n}{d\varphi}}{J_n}$. **19.** Определить зависимость $\omega = f(t)$ для начального (начальных) звеньев. **20.** За счет установки маховика в приводе машины. **21.** Тело цилиндрической формы, большого момента инерции, устанавливаемое на валу привода машины для снижений колебаний угловой скорости начального звена. **22**. На быстроходном валу привода. **23**. Изменится.

24. Коэффициент неравномерности хода машины $\delta = \dfrac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}$.

25. При меньших значениях.

РАЗДЕЛ II

2.1 Неразъемные соединения. Заклепочные соединения

1.1. Определить диаметр и количество заклепок в соединении в стык с двумя накладками (рис.1.1), а также проверить прочность полос на растяжение по ослабленному сечению, если нагрузка $P = 320000$н приложена статически. Полосы и накладки изготовлены из стали Ст. 3, заклепки – из стали Ст. 2, отверстия сверленые.

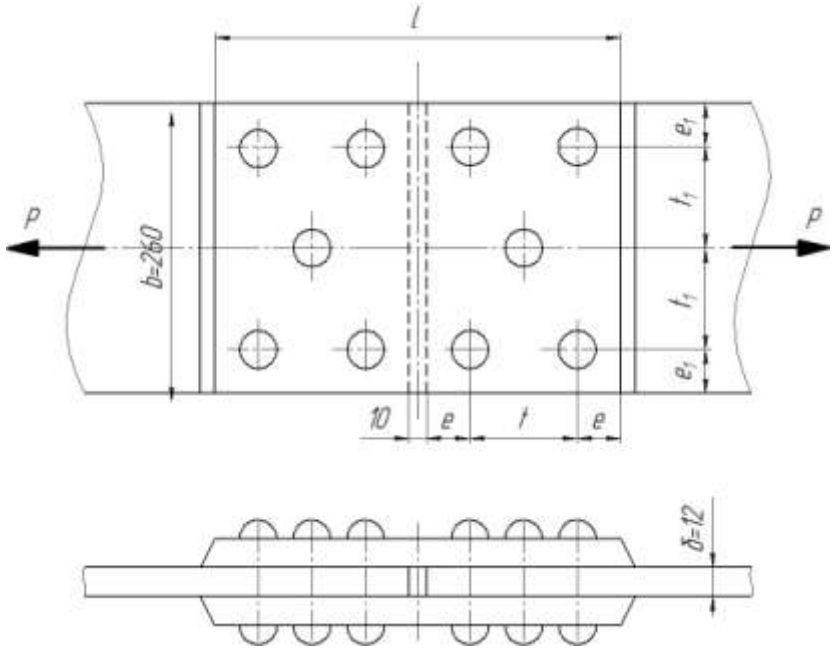


Рис. 1.1. Заклепочное соединение встык с двумя накладками.

Решение.

1. По существующей рекомендации диаметр заклепок $d \approx 2\delta$; принимаем диаметр $d = 22$мм; диаметр отверстий $d_o = 23$мм.

2. Заклепки двухсрезные, поэтому допускаемое усилие на заклепку определяем из условия прочности на смятие; допускаемое напряжение на смятие заклепки из стали Ст. 2 $\sigma_{см} = 280$н/мм^2.

$$P_{зак} = d_o \delta \sigma_{см} = 23*12*280 = 77280н.$$

3. Требуемое количество заклепок из расчета на смятие

$$z = \frac{P}{P_{зак}} = \frac{320000}{77280} = 4{,}15.$$

Принимаем $z = 5$.

4. Проверка заклепок на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{P}{\frac{\pi d_o^{\,2}}{4} * 2 * z} = \frac{4*320000}{\pi * 23^2 * 2 * 5} = 77\,\text{н/мм}^2 \langle\ \bar{\tau}_{ср} = 100-140\text{н/мм}^2$$

- напряжение среза ниже допускаемого.

5. Поперек полосы можно поставить заклепки в три ряда. Расстояние от края полосы до первой заклепки $\ell_1 = 1{,}6d \approx 40\,\text{мм}$.

Расстояние между рядами заклепок $t_1 = 90\,\text{мм}$. Для уменьшения размеров накладок заклепки в продольном направлении размещаем на минимальных расстояниях:

$\ell = 1{,}5d = 35$ мм; $t = 3d = 70$ мм.

Зазор между стыкуемыми полосами $10\,\text{мм}$, общая длина накладок

$l = 10 + 4*35 + 2*70 = 290\,\text{мм}.$

6. Напряжение в листах по ослабленному отверстиями сечению. Площадь нетто $F_{нетто} = b\delta - d_o\delta * 2 = 26*1.2 - 2.3*1.2*2 = 2568\text{мм}^2$;

$$\sigma_p = \frac{P}{F_{нетто}} = \frac{320000}{2568} = 124{,}5\,\text{н/мм}^2 \langle\ \bar{\sigma}_p = 1600\,\text{н/мм}^2$$

- напряжение по ослабленному сечению ниже допускаемого.

1.2. Определить диаметр и число заклепок, крепящих равнобокий уголок $90\times90\times8$ к косынке толщиной $\delta = 8$ мм, а также указать размещение заклепок, если уголок воспринимает усилие $P = 108\,\text{кн}$ (рис. 1.2). Материал уголка, косынки и заклепок – сталь Ст.3, отверстия сверленые (допускаемые напряжения: $\bar{\sigma}_p = 160\,\text{н/мм}^2$, $\bar{\tau}_{ср} = 140\,\text{н/мм}^2$, $\bar{\sigma}_{см} = 320\,\text{н/мм}^2$). Проверить также напряжение в уголке по ослабленному сечению.

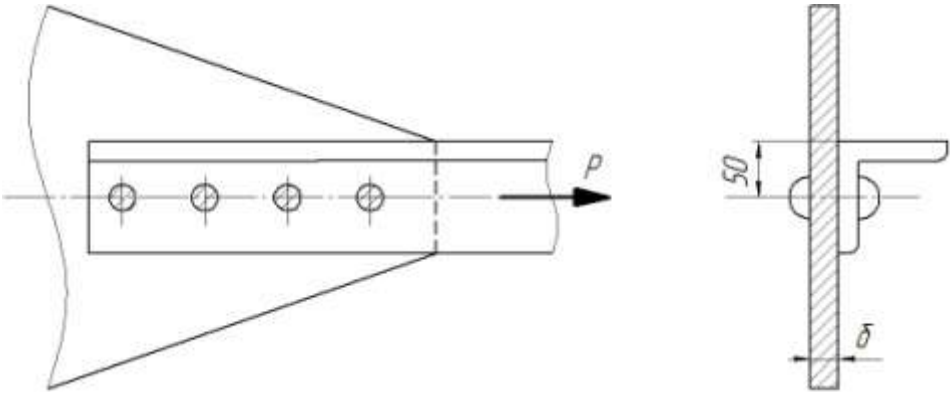


Рис. 1.2. Крепление уголка к косынке заклепками.

Ответ: $d = 16$ мм; $z = 4$.

1.3 Проверить на прочность заклепочное соединение, изображенное на рис. 1.3. Диаметр поставленных заклепок $d_o = 25$ мм. Растягивающая нагрузка $P = 250$ кн. Материал балок, уголков и заклепок – сталь Ст. 3. Все ли заклепки соединения работают в одинаковых условиях?

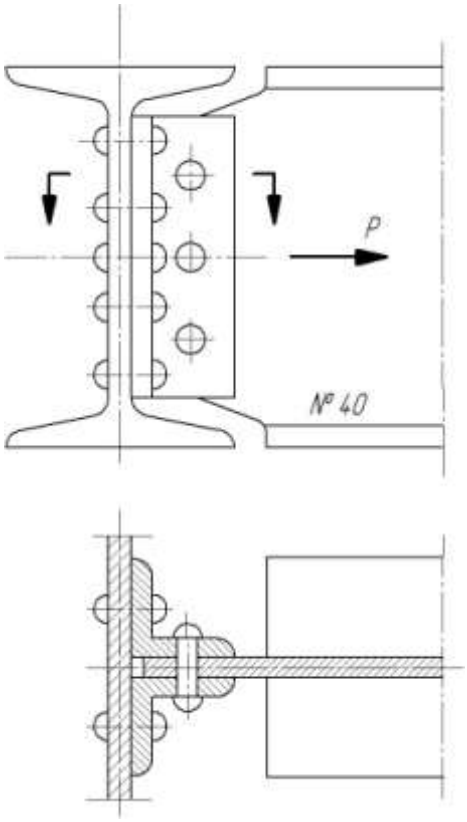


Рис. 1.3. Соединение заклепками балок одного размера.

1.4. Определить диаметр заклепок, крепящих рукоятку рычага (рис.1.4,а), приняв допускаемые напряжения $\bar{\tau}_{ср} = 140$ н/мм^2 и $\bar{\sigma}_{см} = 280$ н/мм^2.

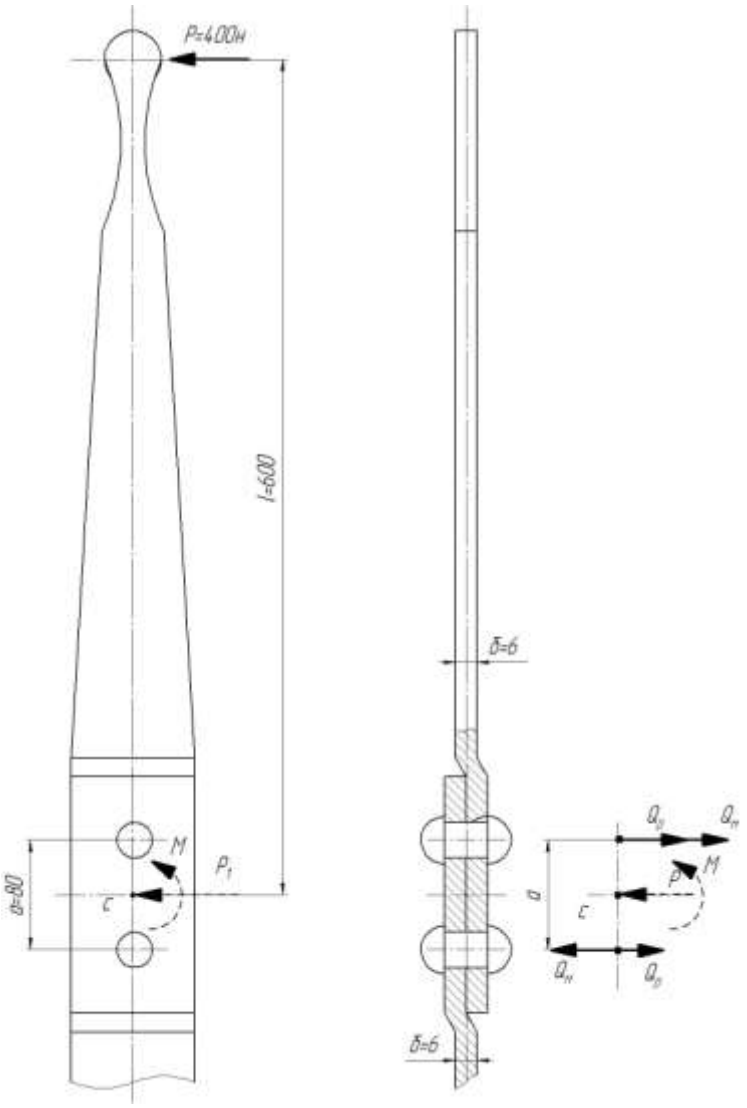


Рис. 1.4. Крепление рукоятки рычага с помощью заклепок.

Решение.

1. По правилам статики приводим силу P к центру тяжести заклепочного соединения (точке С); в результате получаем силу $P_1 = P$ и момент $M = P*l$.

2. Силу P_1 уравновешивают две силы Q_P (рис.1.4,б) $Q_P = \frac{P_1}{2} = \frac{P}{2}$.

3. Момент М уравновешивает момент пары сил Q_M (направление этой пары – по часовой стрелке – противоположно направлению момента M): $Q_M * a = M = Pl$, откуда $Q_M = \frac{Pl}{a}$.

4. Наиболее нагруженной оказалась верхняя заклепка, где силы Q_P и Q_M суммируются (см. рис. 1.4,б). Равнодействующая этих сил $Q = Q_P + Q_M = \frac{P}{2} + \frac{Pl}{a} = P\left(\frac{1}{2} + \frac{l}{a}\right); Q = 400\left(\frac{1}{2} + \frac{600}{80}\right) = 3200н.$

5. Диаметр отверстий под заклепки по условию среза $d_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{\tau}_{ср}}} = \sqrt{\frac{4*3200}{\pi*140}} = 5{,}4мм$

6. Диаметр отверстий под заклепки по условию смятия $d_o = \frac{Q}{\delta \bar{\sigma}_{см}} = \frac{3200}{6*280} = 1.9мм.$

7. Принимаем диаметр заклепок $d = 5мм$, диаметр отверстий под заклепки $d_o = 5.5мм.$ Нижняя заклепка будет работать со значительным запасом.

1.5. Определить диаметр заклепок, соединяющих два швеллера (рис. 1.5), если горизонтальный швеллер воспринимает нагрузку $N = 20000$ н. Материал заклепок – сталь Ст. 2, материал швеллеров – сталь Ст. 3, отверстия сверленые. Расстояния между заклепками выбрать самостоятельно.

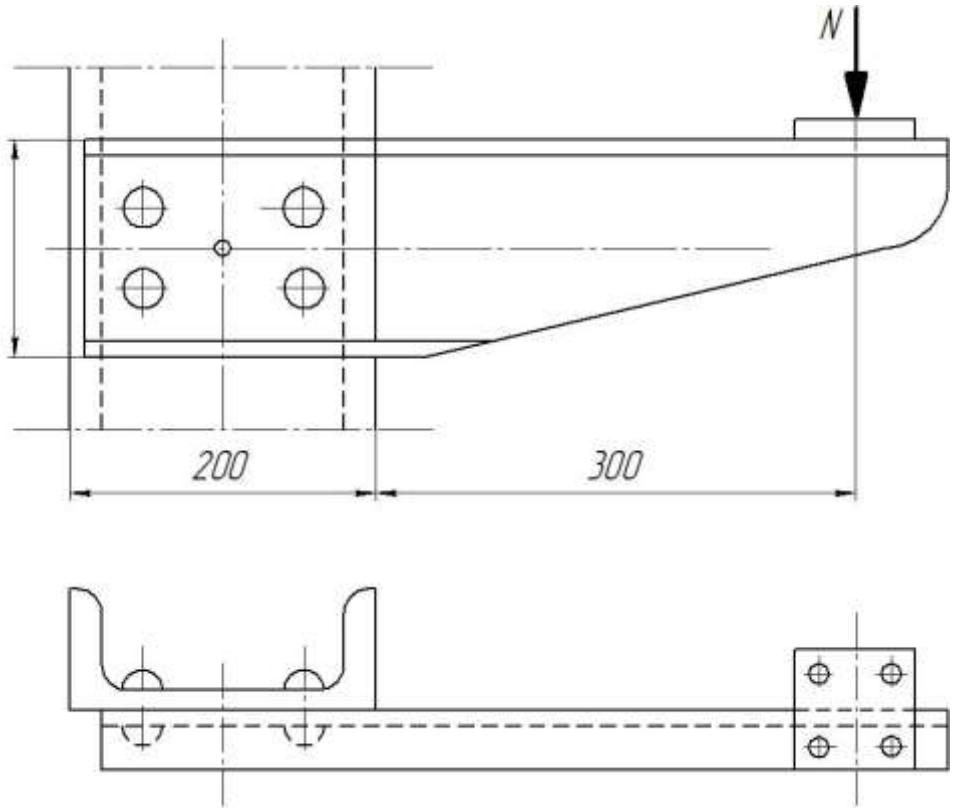


Рис. 1.5. Кронштейн на заклепках.

1.6. Проверить прочность заклепочного соединения горизонтального стержня, состоящего из двух уголков $75\times75\times10$, к вертикальной колонне, состоящей также из двух уголков $100\times75\times10$ (рис. 1.6); осевая нагрузка на стержень изменяется от $N_{\max}=160000$ н до $N_{\min}=-70000$ н. Определить число заклепок z, если толщина косынки $\delta=12$ мм; диаметр отверстий под заклепки $d_o=17$ мм, отверстия сверленые; материал уголков, косынки и заклепок – сталь Ст. 3.

Указание. При знакопеременной нагрузке допускаемые напряжения (см. задачу 1.2) должны быть уменьшены путем умножения на коэффициент $\gamma=\dfrac{1}{1-\dfrac{1}{3}\dfrac{N_{\min}}{N_{\max}}}$, где $N_{\min}$ и $N_{\max}$ подставляют с их знаками.

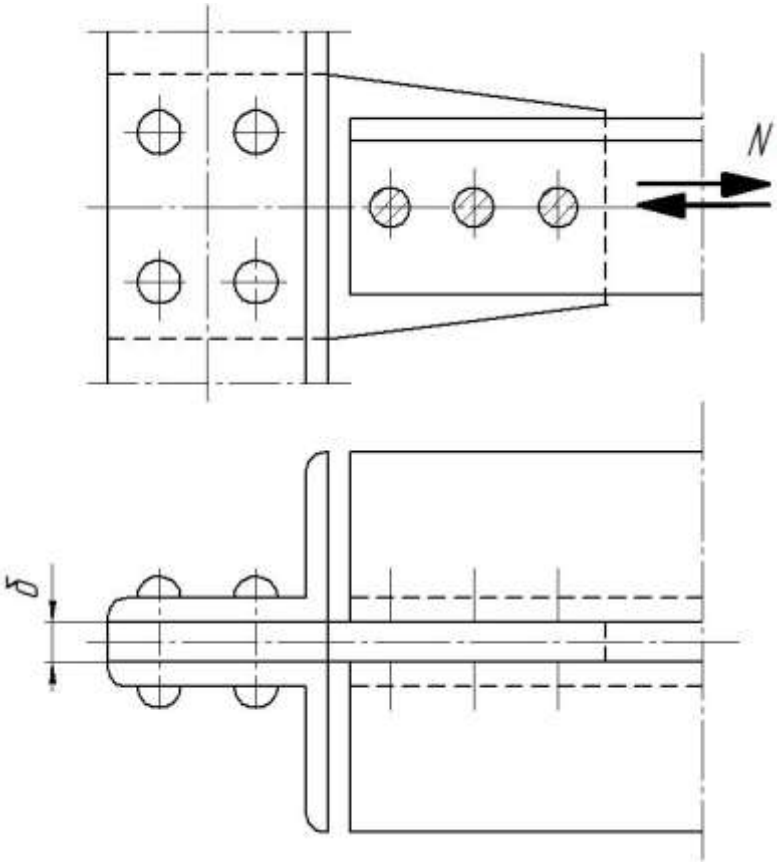


Рис. 1.6. Клепаный узел металлоконструкции.

1.7. Из расчета заклепок на срез определить диаметр заклепки d_0, если нагрузка $F = 120$ кн, число заклепок $z = 8$, допускаемое напряжение среза $\tau_{ср} = 100$ МПа (рис. 1.7).

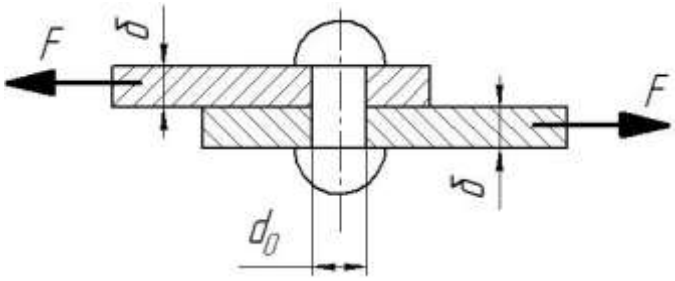


Рис.1.7. Расчет заклепок на срез и смятие.

1.8. Из расчета заклепок на смятие определить диаметр заклепки d_0, если нагрузка $F = 10$ кн, число заклепок $z = 3$, толщина листов $\delta = 3$ мм допускаемое напряжение смятия $\sigma_{см} = 154$ МПа (рис. 1.7).

2.2 Сварные соединения.

1.9. Определить, исходя из условий прочности, какую силу P можно приложить к двум листам стали Ст. 3, соединенным между собой комбинированными сварными валиковыми (угловыми) швами (рис. 1.9), если: катет шва $k = 8$ мм, толщина листов $\delta = 10$ мм, длина нахлестки $l = 5\delta$, а отношение $l / b = 0{,}4$. Длина прорезного шва $l_1 = 45$ мм. Сварка выполнена вручную электродом марки Э34 (см. табл. 1).

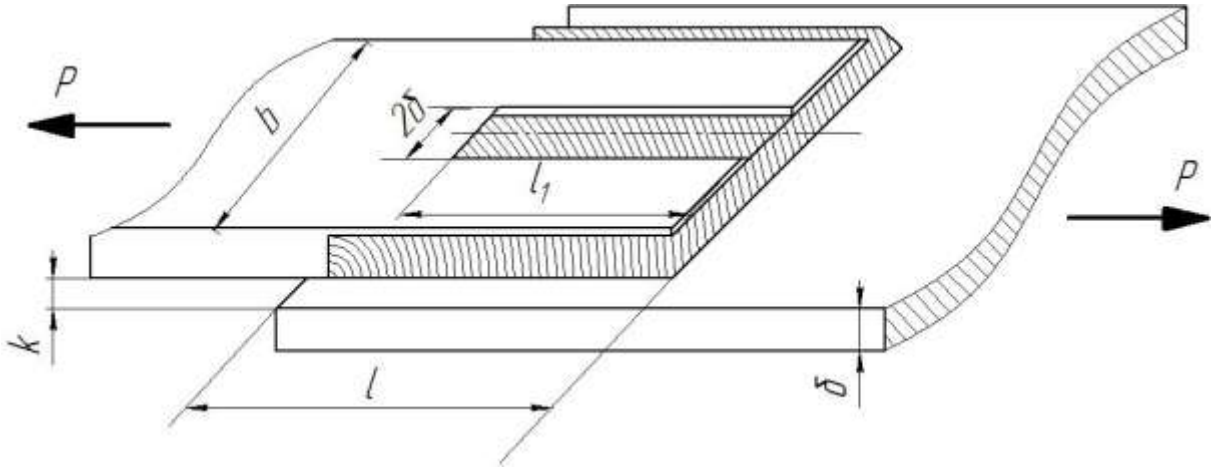


Рис. 1.9. Комбинированный шов.

Ответ: 164000 н.

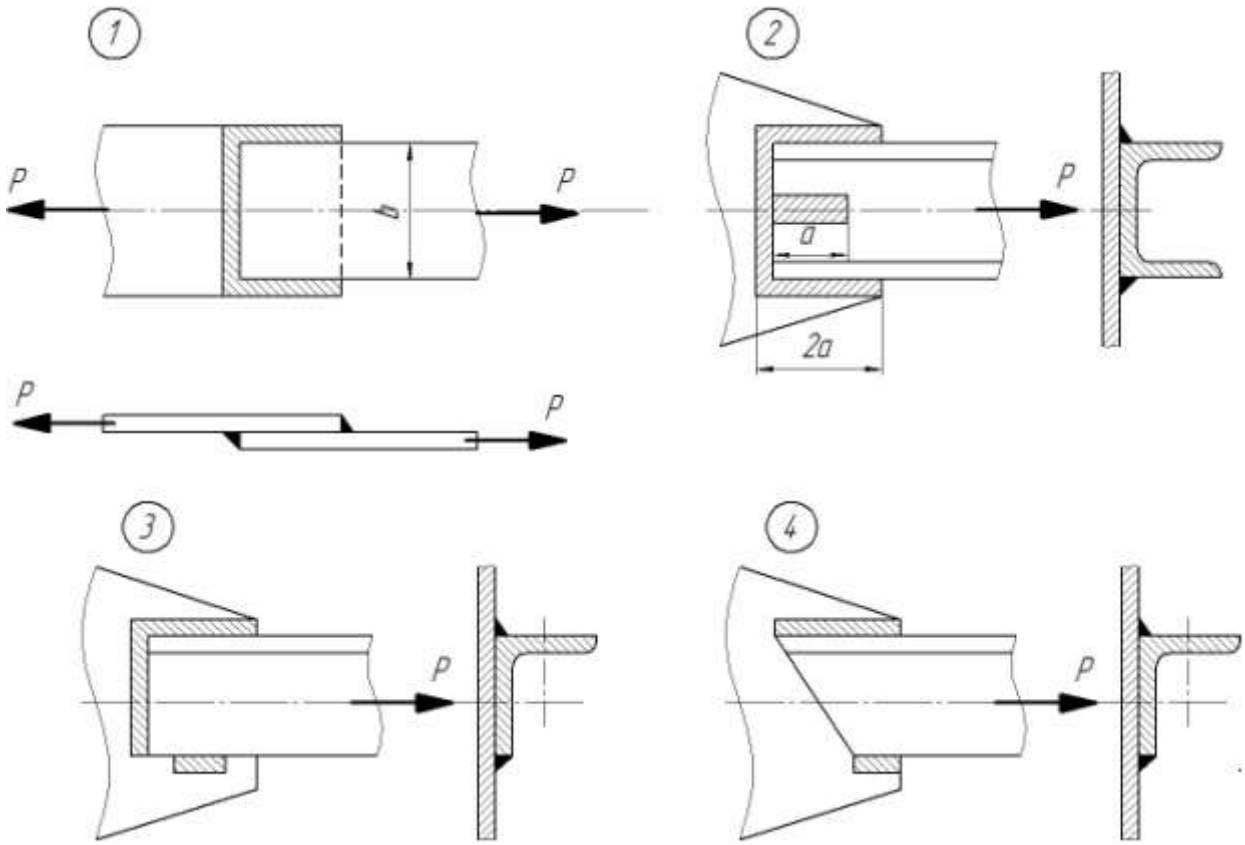


Рис. 1.10. Варианты сварных соединений металлоконструкций.

1.10. Определить размеры поперечных сечений свариваемых элементов шириной $b = 80$ мм, а также длины и катеты сварных швов, если на сварные соединения (рис. 1.10) действует растягивающая статическая нагрузка $P = 58$ кн.. В расчетах принять $\sigma_{р}^{-} = 157$ н/мм^2 и $\tau'_{ср}^{-} = 0.6\ \sigma_{р}^{-}$.

1.11. Консольная балка соединена с колонной в тавр двумя угловыми швами (рис. 1.11). Сварка выполнена вручную электродами Э42. Определить допускаемую величину силы P, исходя из прочности сварных швов, имеющих катеты $k = 6$ мм. Допускаемое напряжение для материала балки $\sigma_{р}^{-} = 140$ н/мм^2.

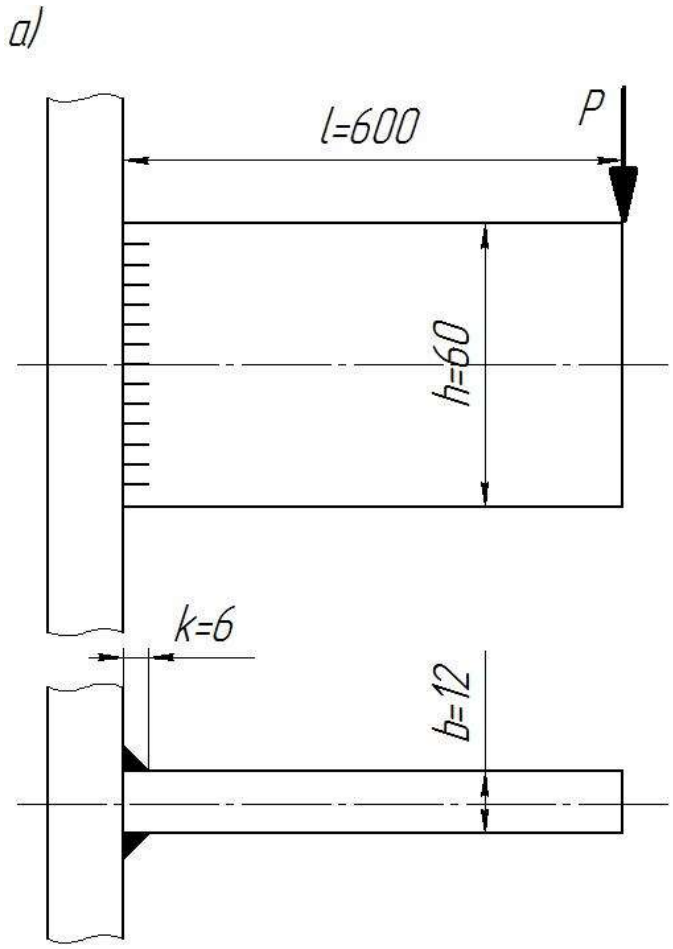


Рис. 1.11. Крепление балки к колоне в тавр.

Решение.

1.Угловые швы рассчитывают на срез. Допускаемое напряжение для угловых швов (см. табл. 1) $\tau'_{ср} = 0.6\,\sigma_{р} = 0{,}6*140 = 84$ н/мм^2.

2.Считают что в наиболее нагруженных крайних точках швов возникают касательные напряжения от момента $M = P*l$ и от поперечной силы $Q = P$. По условной методике производят геометрическое суммирование этих напряжений.

Тогда условие прочности:

$$\tau' = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_Q^2} = \sqrt{\left(\frac{Pl}{W'}\right)^2 + \left(\frac{P}{F'}\right)^2} \le \tau'_{ср},$$

где расчетный момент и расчетную площадь сварных швов определяют по их биссекторному сечению:

$$W' = 2*0.7\frac{kh^2}{6} = \frac{1.4*6*60^2}{6} = 5040 \text{ мм}^3;$$

$F' = 2*0.7kh = 1.4*6*60 = 504$ мм^2.

Подставим найденные значения в условие прочности:

$\sqrt{\left(\frac{P*600}{5040}\right)^2 + \left(\frac{P}{504}\right)^2} \le \tau'_{ср} = 84$ н/мм^2, откуда допускаемое значение нагрузки $P = 695$ н.

1.12. Как изменится величина допускаемой силы P (см. задачу 1.11), если соединение выполнить стыковыми швами с подготовкой кромок и глубоким проплавлением (рис. 1.11)?

Указания:

1.Влияние поперечной силы не учитывать.

2.Условие прочности стыковых швов:

$\sigma'_p = \frac{M}{W'} \le \sigma'_p$, где момент сопротивления W' принимают равным моменту сопротивления балки $W' = \frac{bh^2}{6}$.

Ответ: $P = 1510$ н.

1.13. Определить длину l и катет сварного шва, которым кронштейн приварен к плите (рис. 1.12), если нагрузка на него переменная: $P = 10000 - 50000$ н, а толщина листов $\delta = 8$ мм. Материал кронштейна – сталь Ст. 2. Сварка ручная электродом Э42 (см. табл. 1).

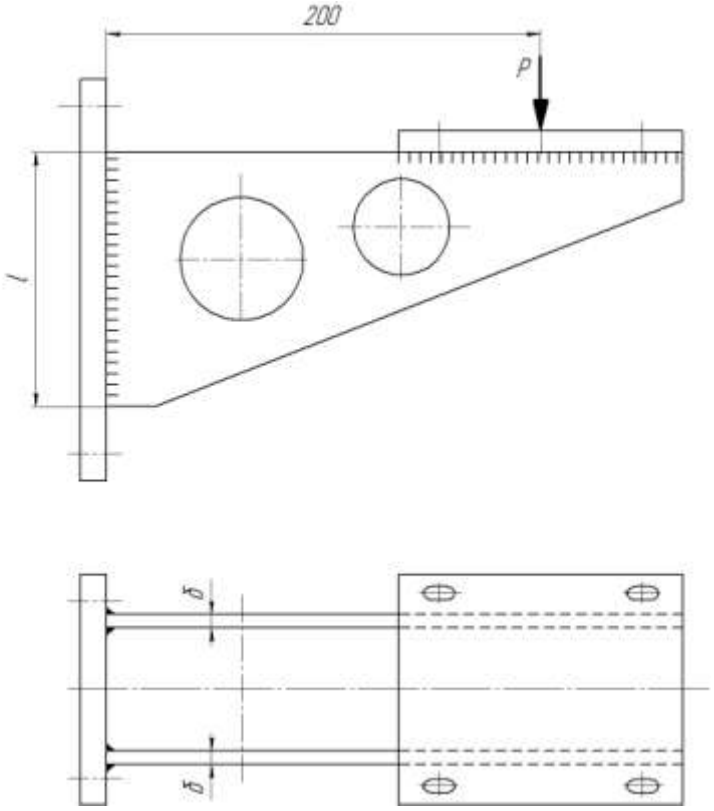


Рис. 1.12. Сварной кронштейн.

1.14. Определить необходимую длину сварных швов у обода и ступицы шкива плоскоременного привода (рис. 1.13), передающего вращающий момент $M = 3000$ н*см, если: наружный диаметр шкива $D = 250$ мм; диаметр ступицы $D_{\text{ст}} = 112$ мм; диаметр обода $D_{\text{об}} = D - 2\delta$, где $\delta = 7$ мм; катеты швов $k = 5$ мм. Материал шкива – сталь Ст. 3. Сварка ручная электродами Э34. В каких случаях сварной шов на ободе шкива должен быть прерывистым и в каких сплошным?

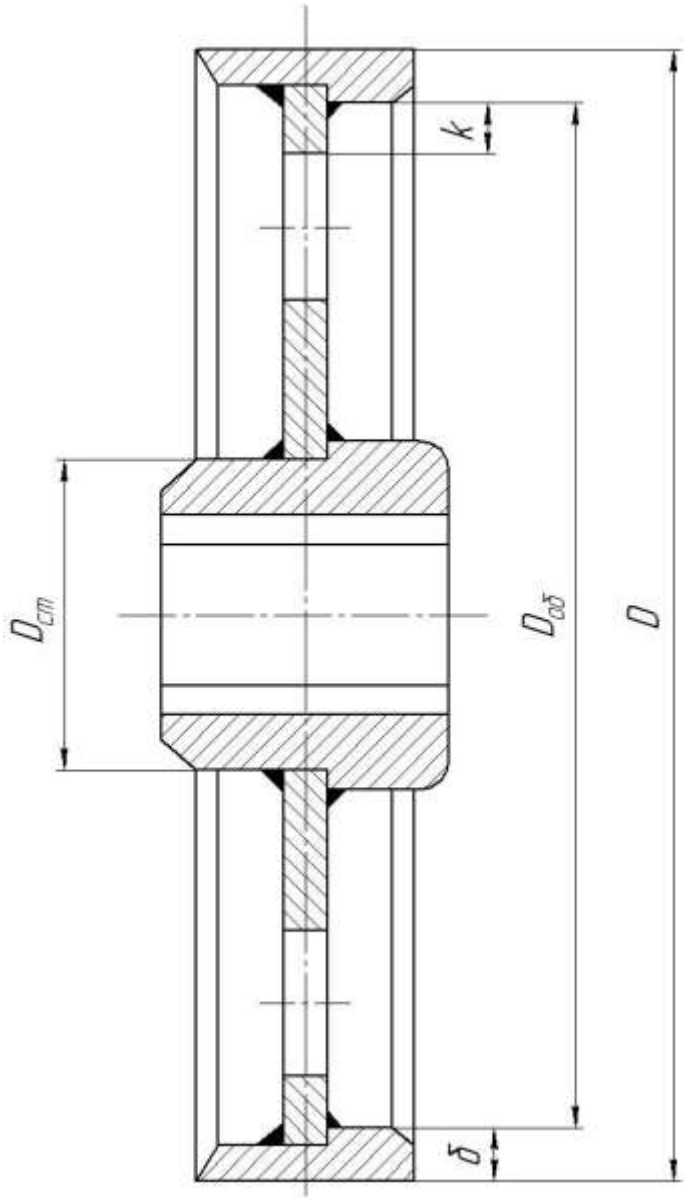


Рис. 1.13. Сварной стальной шкив.

Ответ: $l_{об} \approx 45$ мм, $l_{ст} \approx 96$ мм.

1.15. Проверить прочность швов, соединяющих диск с ободом и диск со ступицей сварного шкива (рис. 1.14), передающего мощность $N = 156$ квт при угловой скорости $n = 180$ об/мин. Материал обода и ступицы – сталь 35. Материал диска и ребер – сталь Ст. 3. Сварка полуавтоматическая под слоем флюса, катет шва $k = 5$ мм. Основные размеры шкива даны на чертеже.

Указание. При расчете принять, что в передаче момента участвуют 1/3 периметра сварных швов.

Ответ: 1) у обода $\tau'_{ср} = 6.8$ н/мм^2; 2) у ступицы $\tau'_{ср} = 69.6$ н/мм^2.

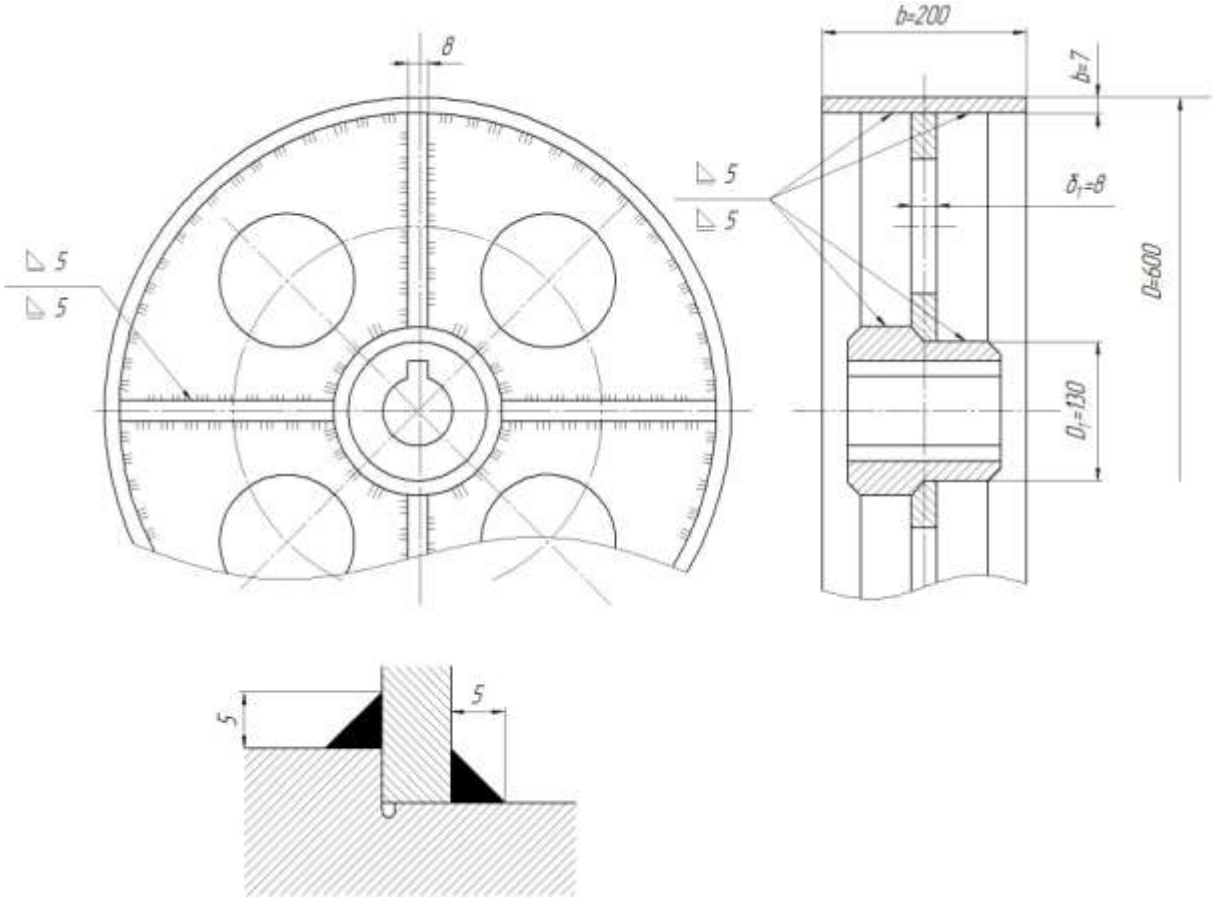


Рис. 1.14. Сварной шкив.

1.16. Определить катет сварных швов 1и 2 (рис. 1.15) у ступицы барабана ленточного транспортера, если вращающий момент на барабане $M = 1200$ н*м и изменяется по отнулевому (пульсирующему) циклу. Материал диска и ступицы – сталь Ст. 3. Сварка выполнена вручную электродами Э42А.

Ответ: $k = 5$ мм.

1.17. Проверить прочность сварных швов обода и ступицы клиноременного шкива (рис. 1.16), передающего окружное усилие $P = 588$н. Ступица, диск и ребра изготовлены из стали Ст. 3, обод из стали 35. Сварка выполнена вручную электродами Э42 (см. табл. 1). Катет швов $k = 6$ мм.

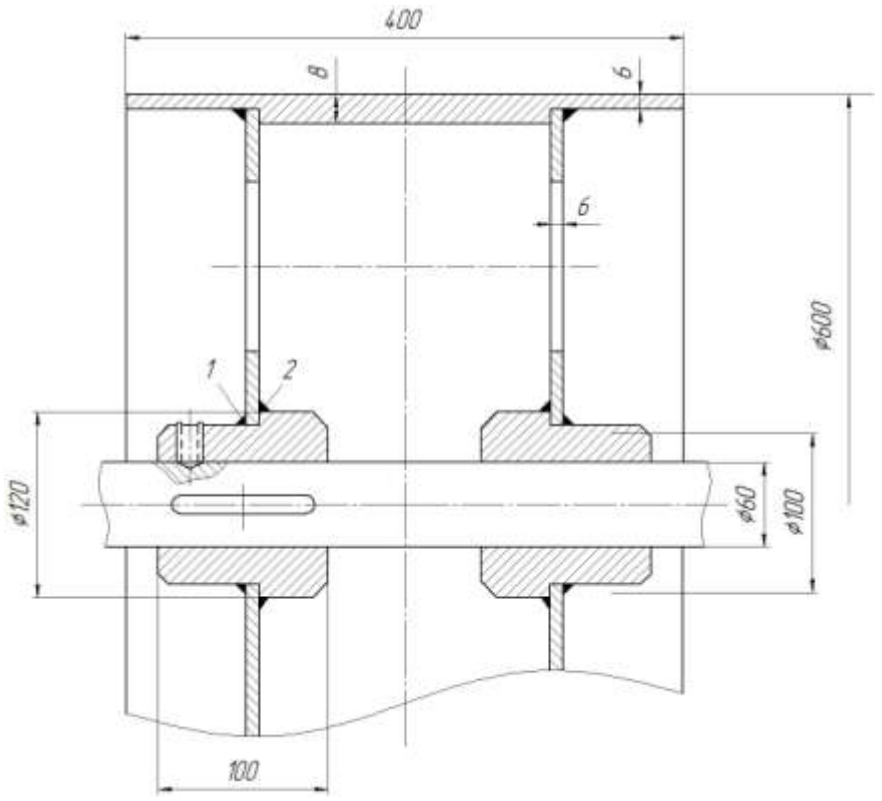


Рис. 1.15. Сварной барабан.

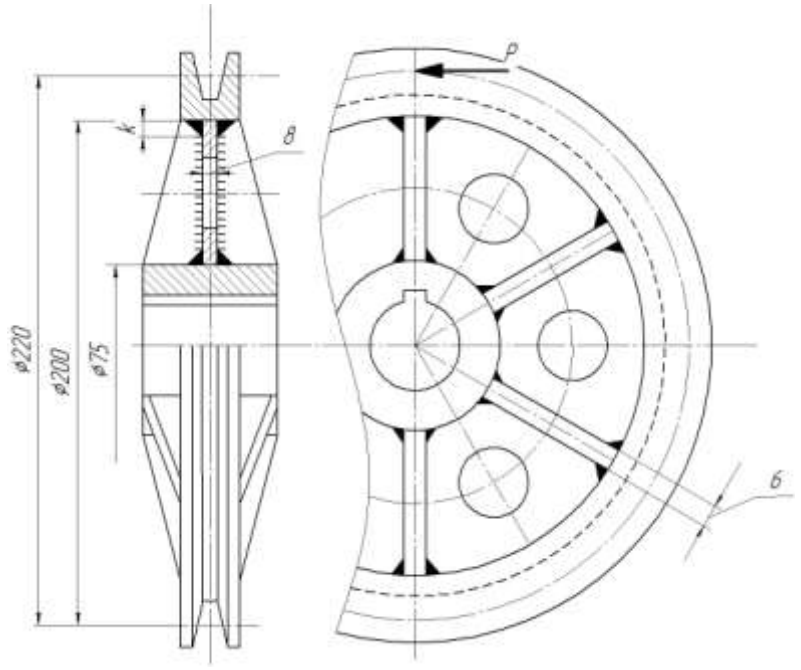


Рис. 1.16. Клиноременный шкив.

1.18. Проверить прочность сварных угловых швов плоского приварного фланца (рис. 1.17,а). Материал свариваемых деталей сталь Ст. 3. Сварка

выполнена вручную электродами Э34. Катеты швов $k = 7$ мм. $Q_б$ - суммарная сила, действующая по окружности центров болтов.

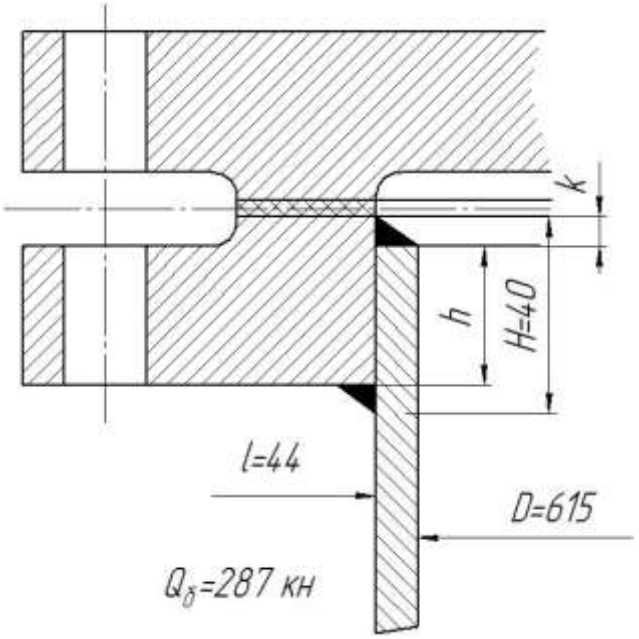


Рис. 1.17а. Крепление плоского приварного фланца.

Решение.

1.Допускаемое напряжение для угловых швов (см. табл. 1) $\tau'_{ср} = 0.5\,\sigma_{р} = 0.5*160 = 80$ н/мм^2.

2.Принято считать, что в наиболее нагруженных точках сварных швов возникают касательные напряжения от момента $M = Q_б l$ и от срезающей силы $Q_б$.

3.Фланец вместе со шкивами мысленно разрезаем, распрямляем и рассчитываем как консольную балку.

4. Вычисляем момент сопротивления распрямленных сварных швов и их площадь по биссекторному сечению (рис. 1.17,б):

$$W' = 0.7\frac{1}{\left(\frac{H}{2}\right)} = 0.7\frac{\frac{\pi DH^3}{12} - \frac{\pi Dh^3}{12}}{\left(\frac{H}{2}\right)} = \frac{0.7\pi D}{6H}\left(H^3 - h^3\right) = \frac{0.7\pi * 615}{6*40}\left(40^3 - 26^3\right) =$$

$= 261*10^3$ мм^3;

где $h = H - 2k = 40 - 2*7 = 26$ мм;

$F' = 2*0.7\pi Dk = 1.4\pi*615*7 = 18.9*10^3$ мм^2.

5.Касательные напряжения от момента

$$\tau_M = \frac{Q_б l}{W'} = \frac{287*10^3*44}{261*10^3} = 48.4 \text{ н/мм}^2.$$

Касательные напряжения от срезающей силы

$$\tau_Q = \frac{Q_б}{F'} = \frac{287*10^3}{18.9*10^3} = 15.2 \text{ н/мм}^2.$$

6.Условное расчетное напряжение $\tau' = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_Q^2} = 50.6$ н/мм^2, что меньше $\tau'_{ср}$; следовательно прочность обеспечена.

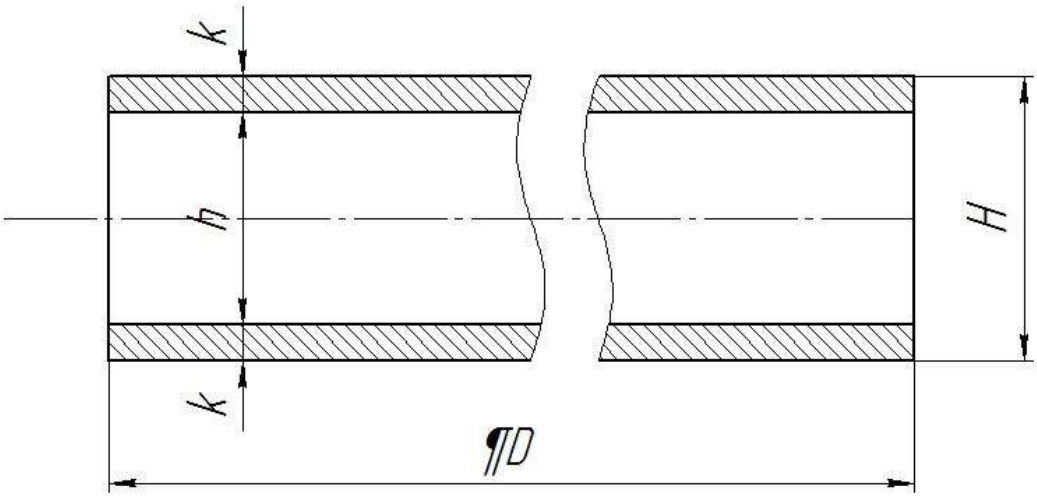


Рис. 1.17б. Крепление плоского приварного фланца.

1.19. Определить напряжения в сварных швах 1 и 2 (рис. 1.18) фланцевого соединения, если: растягивающее трубу усилие воспринимает группа болтов фланца $Q_б = 9200$ н, наружный диаметр трубы $D_н = 100$ мм, $l = 40$ мм, $H = 35$ мм, $h = 21$ мм, катет сварного шва $k = 7$ мм. Материал трубы и фланца – сталь Ст. 3. Сварка выполнена вручную электродами Э42 (см. табл. 1).

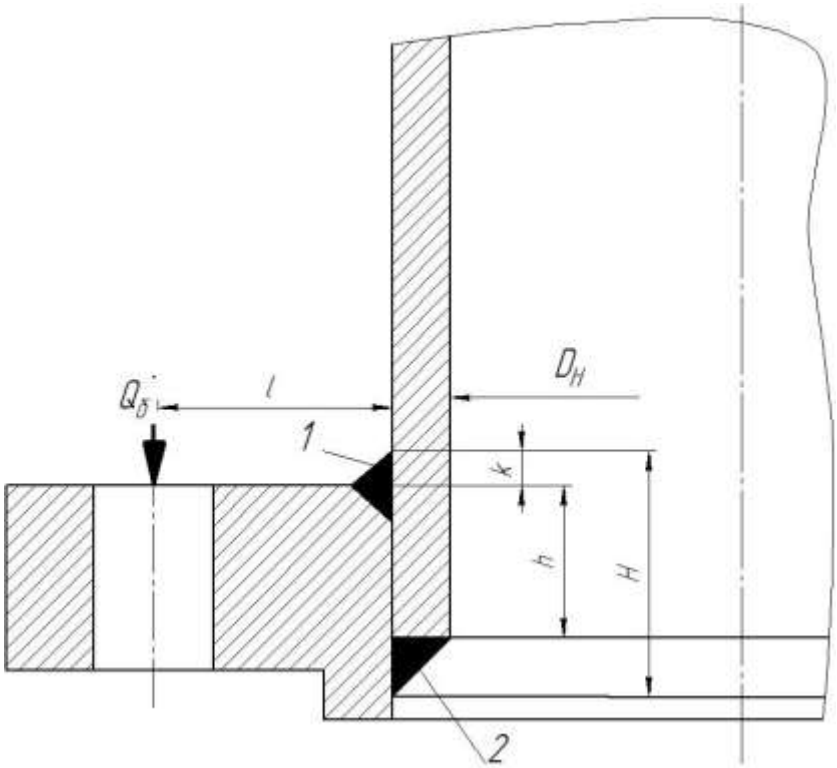


Рис. 1.18. Приварной фланец труб.

1.20. Определить напряжение в сварном соединении трубы с плитой, выполненном путем обварки по контуру валиковым швом с катетом $k = 5$ мм (рис. 1.19). Труба нагружена моментом $M_1 = 180$ н*м, вызывающим изгиб, и моментом $M_2 = 220$ н*м, плоскость действия которого перпендикулярна к продольной оси трубы. Диаметр трубы $d = 40$ мм. Материал трубы и плиты – сталь Ст. 3. Сварка выполнена вручную электродами Э34 (см. табл. 1).

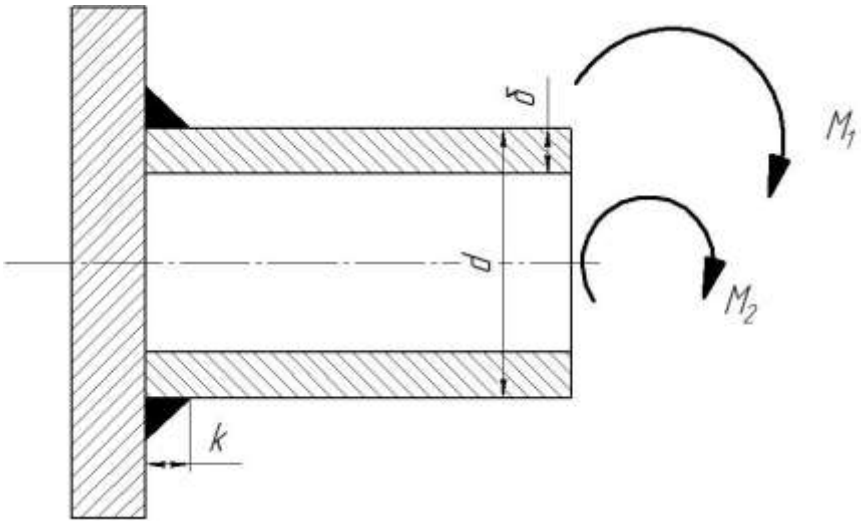
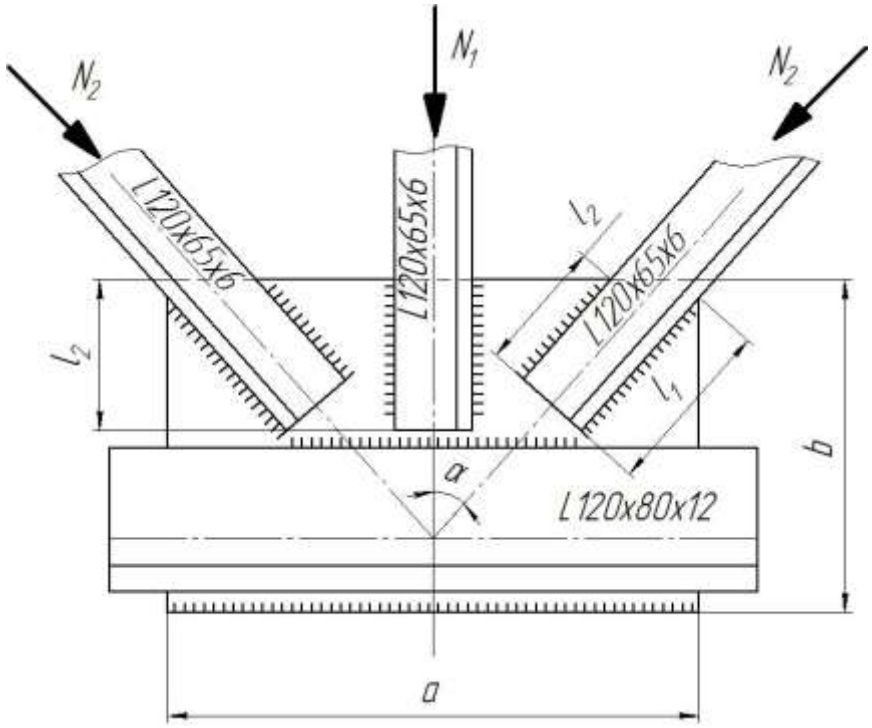


Рис. 1.19. Приварка трубы к плите.

1.21. Найти длину сварных фланговых швов в месте приварки стержней к плите, если в стержнях, сходящихся в узле фермы, возникают продольные

сжимающие силы $N_1 = 90$ кн и $N_2 = 55$ кн (рис.1.20). Каждый стержень представляет собой равнобокий уголок, а катеты швов $k = 6$ мм. Материал стержней и плиты – сталь Ст. 3. Сварка выполнена вручную электродами Э42 (см. табл. 1). С учетом принятой длины фланговых швов и поперечных размеров стержней определить размеры a и b прямоугольной плиты. Если боковые стержни наклонены под углом $45°$.



2.3 Резьбовые соединения.

2.1. Определить углы подъема λ при одном и том же наружном диаметре $d = 60$ мм однозаходных резьб:

а) метрической с крупным шагом;

б) трапециидальной с шагом $S = 8$ мм;

в) упорной с шагом $S = 8$ мм.

Решение.

1.Резьба метрическая с крупным шагом: $d = 60$ мм; $d_2 = 56.428$ мм; $S = 5.5$ мм, где d_2-средний диаметр резьбы;

$$tg\lambda = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{5.5}{3.14 * 56.428} = 0.0311,\ \lambda = 1°48'.$$

2.Резьба трапециидальная:

$d = 60$ мм; $d_2 = d - 0.5S = 60 - 0.5*8 = 56$ мм;

$$tg\lambda = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{8}{3.14*56} = 0.045,\ \lambda = 2°36'.$$

3. Резьба упорная:

$d = 60$ мм; $d_2 = d - 0.75S = 60 - 0.75*8 = 54$ мм;

$$tg\lambda = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{8}{3.14*54} = 0.045,\ \lambda = 2°43'.$$

2.2. Определить угол подъема трехзаходной трапециидальной резьбы, если наружный диаметр резьбы $d = 110$ мм, шаг резьбы $S = 20$ мм.

Решение.

1.Средний диаметр резьбы

$d_2 = d - 0.5S = 110 - 0.5*20 = 100$ мм.

2.Угол подъема

$$tg\lambda = \frac{aS}{\pi d_2} = \frac{3*20}{3.14*100} = 0.191$$

($a = 3$ - число заходов резьбы), $\lambda = 10°50'$.

2.3. Определить диаметр болта потолочной проушины для груза $P = 20000$ н (рис. 2.3) при допускаемом напряжении на растяжение $\sigma_{\text{р}}^{-} = 80$ н/мм^2.

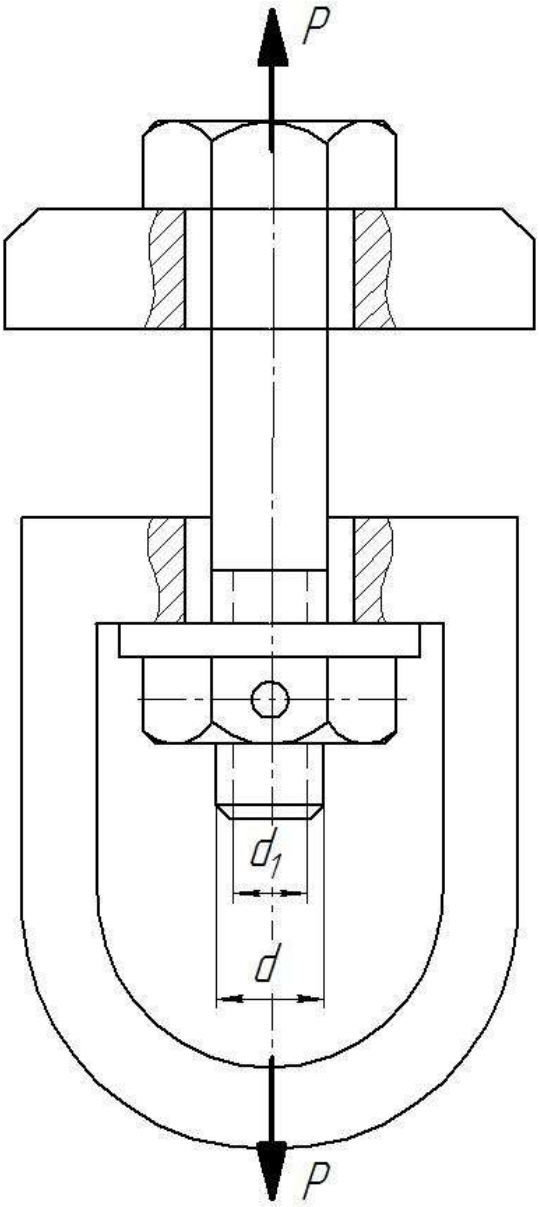


Рис. 2.3. Болт с проушиной

Решение.

Необходимая площадь поперечного сечения нарезанной части болта определяется из условия прочности на растяжение:

$$\sigma_р = \frac{P}{F_1} \le [\sigma]_р, \text{ откуда } F_1 = \frac{P}{[\sigma]_р} = \frac{20000}{80} = 2.5 \text{ см}^2 = 250 \text{ мм}^2.$$

По табл. 4 принимаем болт у которого $F_1 = 292$ мм^2, $d_1 = 19.294$ мм, $d = 22$ мм, $S = 2.5$ мм, т.е. болт с резьбой М22.

2.4. Определить диаметр нарезной части тяги настенного поворотного крана (рис.2.4) грузоподъемностью $Q = 20$ кн. Вес фермы крана не учитывать. Значение допускаемого напряжения взять из задачи 2.3.

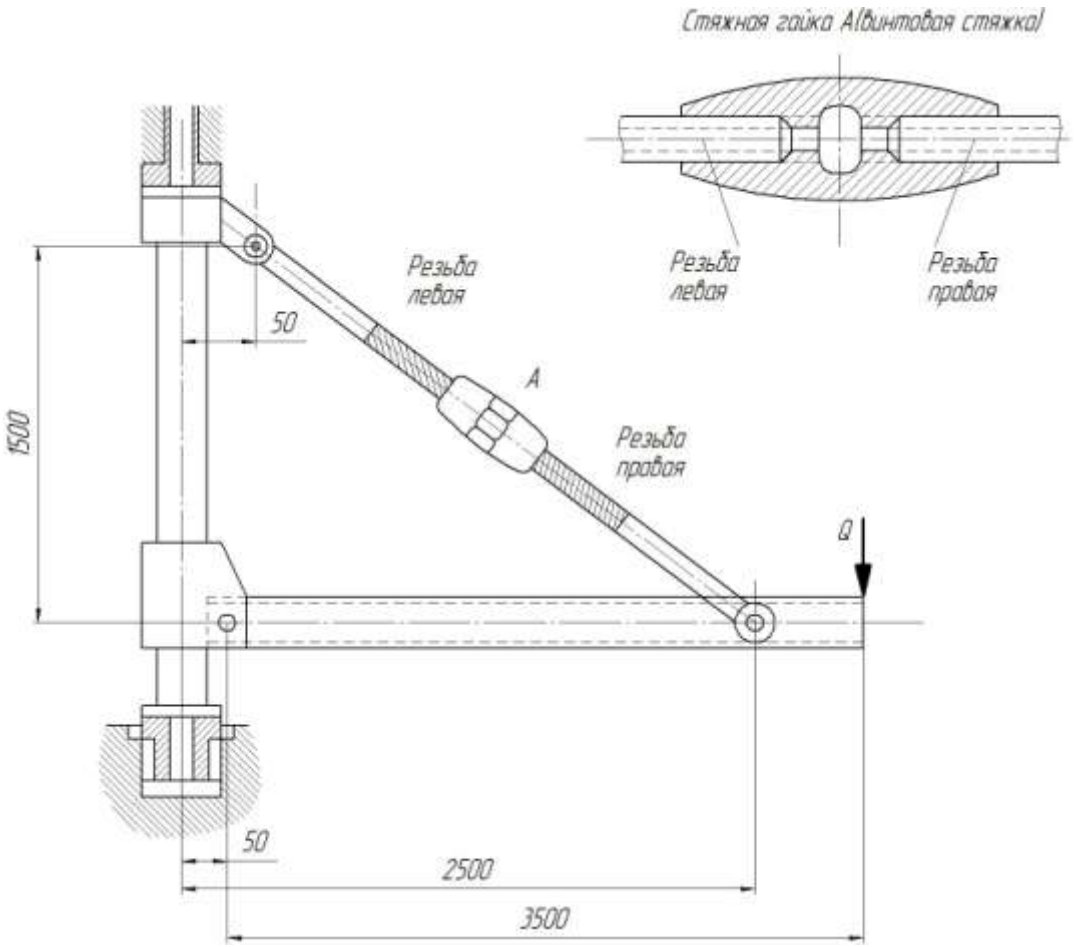


Рис. 2. 4. Схема фермы настенного поворотного крана

2.5. Определить величину осевого усилия для каждого из болтов с резьбой M8, M20, M24 и M36 (рис.2.5). затягиваемых ключами нормальной длины $L = 15d$, если усилие рабочего на ключе $P_к = 100$ н. Расчетная длина ключа $L_1 = 0.7L$.

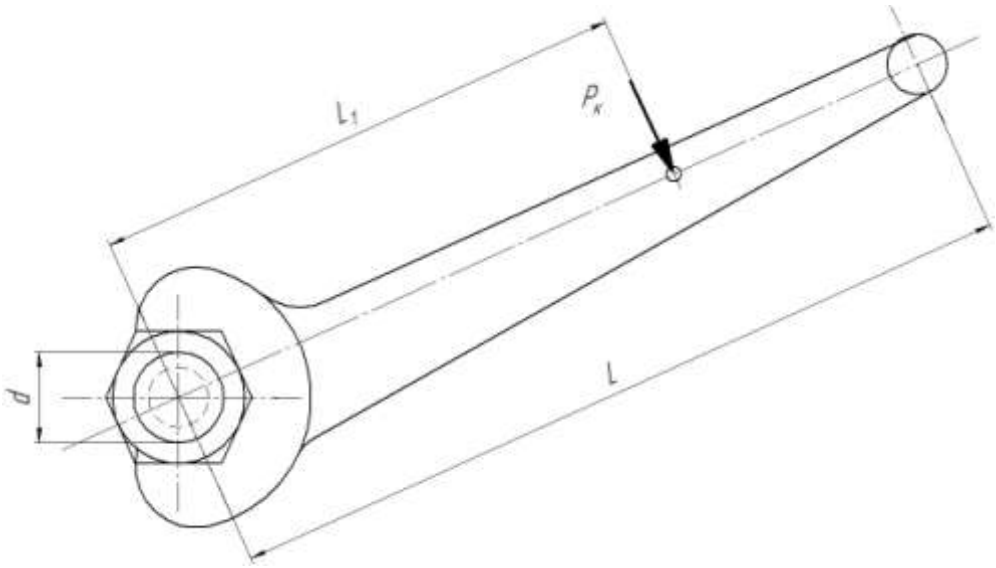


Рис. 2.5. Гаечный ключ

2.6. Определить диаметр болтов, крепящих кронштейн к колоне (рис.2.6,а) и поставленных в отверстия с зазором. Материал болтов – сталь Ст.3; затяжка болтов не контролируется. Коэффициент трения на стыке $f = 0.15$. Нагрузка $P = 1$ кн.

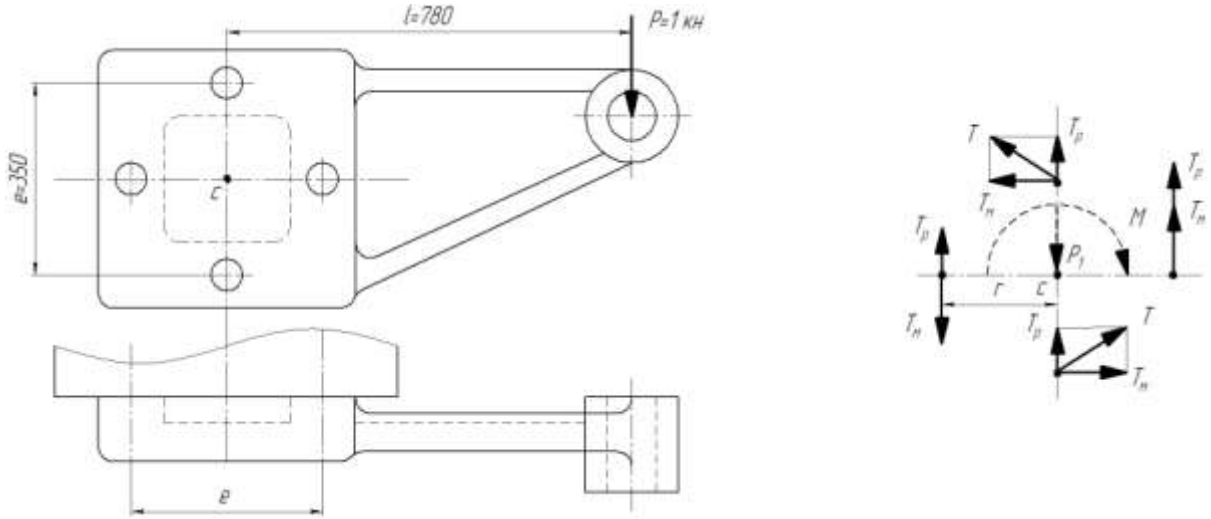


Рис. 2.6. Крепление кронштейна к колонне

Решение.

1. По правилам статики приводим силу P, действующую на кронштейн, к центру тяжести болтового соединения (точка C); в результате получаем силу $P_1 = P$ и момент $M = Pl$ (рис. 2.2,б); они действуют в плоскости стыка и должны быть уравновешены силами трения, вызванными затяжкой болтов. Примем условно, что точки приложения равнодействующих сил трения совпадают с центрами тяжести болтовых отверстий кронштейна.

2. Момент M уравновешивается моментами двух пар сил $T_{\text{м}}$ (см. рис. 2.6,б), направление каждой из которых совпадает с касательными к окружности радиуса $r = \dfrac{e}{2}$:

$$M = Pl = 2T_{\text{м}}e, \text{ откуда } T_{\text{м}} \frac{Pl}{2e}.$$

3. Сила P_1 уравновешивается четырьмя силами $T_{\text{р}}$,

$$P_1 = P = 4T_{\text{р}}, \text{ откуда } T_{\text{р}} = \frac{P}{4}.$$

4. Наибольшая сила трения

$T_{max} = T_м + T_р = \frac{Pl}{2e} + \frac{P}{4} = \frac{P}{2}\left(\frac{l}{e} + 0.5\right)$ должна быть обеспечена затяжкой правого болта. С учетом увеличения затяжки на 20% (запас против сдвига деталей) имеем

$$V = 1.2\frac{T_{max}}{f} = \frac{1.2P}{2f}\left(\frac{l}{e} + 0.5\right) = \frac{0.6*1}{0.15}\left(\frac{780}{350} + 0.5\right) = 11.3 \text{ кн.}$$

5. По табл. 3 принимаем болты с резьбой М12, для которых допускаемая осевая нагрузка равна 12,2 кн.

2.7. Определить диаметр болтов для крепления кронштейна (см. задачу 2.6) при ином размещении болтов (рис.2.7, а).

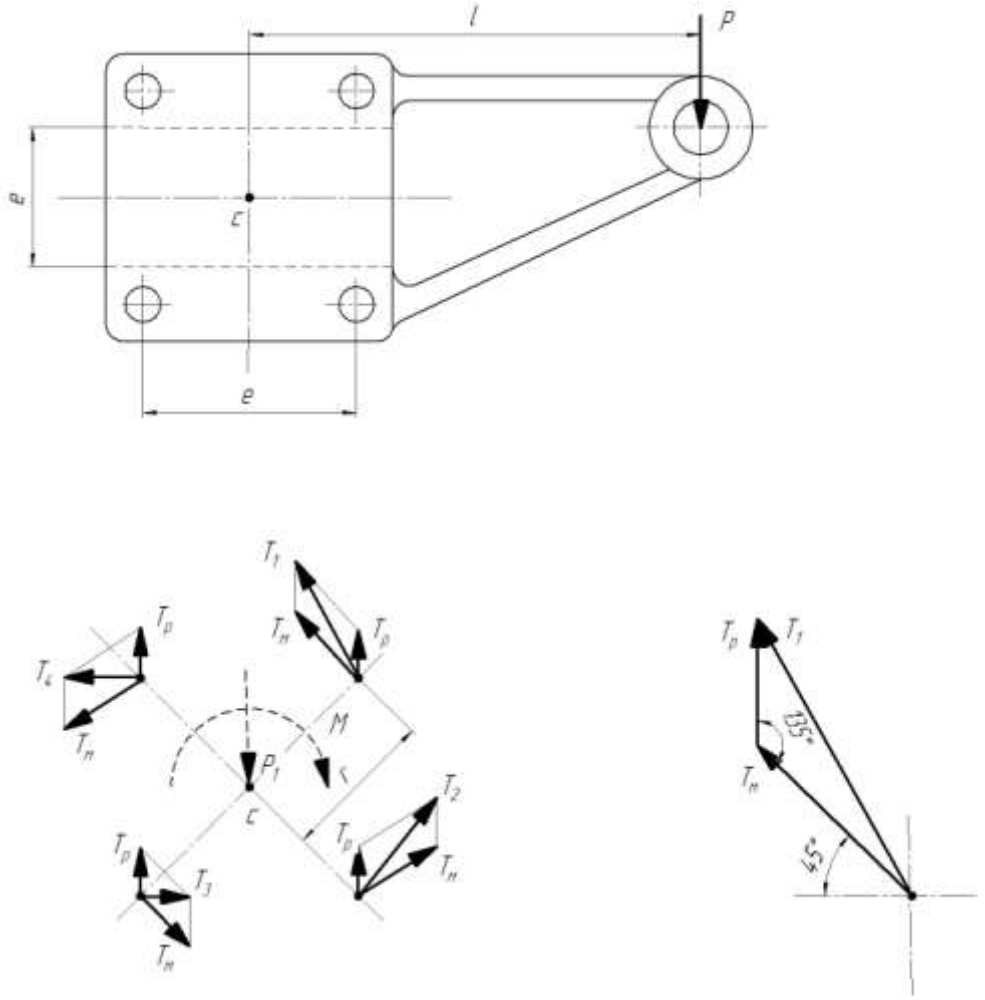


Рис. 2.7. Крепление кронштейна к колонне.

Указание. Приведение силы P к центру тяжести стыка и направления сил трения, уравновешивающих момент и сдвигающую силу, показаны на рис. 2.7, б.

На рис. 2.7, в показано суммирование сил трения для болта, затяжка которого должна быть максимальной.

Ответ: М18.

2.8. Определить допускаемую величину момента, передаваемого фланцевой муфтой, состоящей из двух полумуфт (рис. 2.8), соединенных четырьмя болтами, из которых два с резьбой М10 поставлены в отверстия с зазором, а два с резьбой М10 поставлены без зазора в отверстия из-под развертки. Диаметр окружности, на которой расположены болты, $D_{\text{о}} = 110$ мм; диаметр валов $d = 36$ мм. Материал болтов – сталь Ст. 3 с пределом текучести $\sigma_{\text{т}} = 220$ н/мм^2. Коэффициент трения на стыке полумуфт $f = 0.15$.

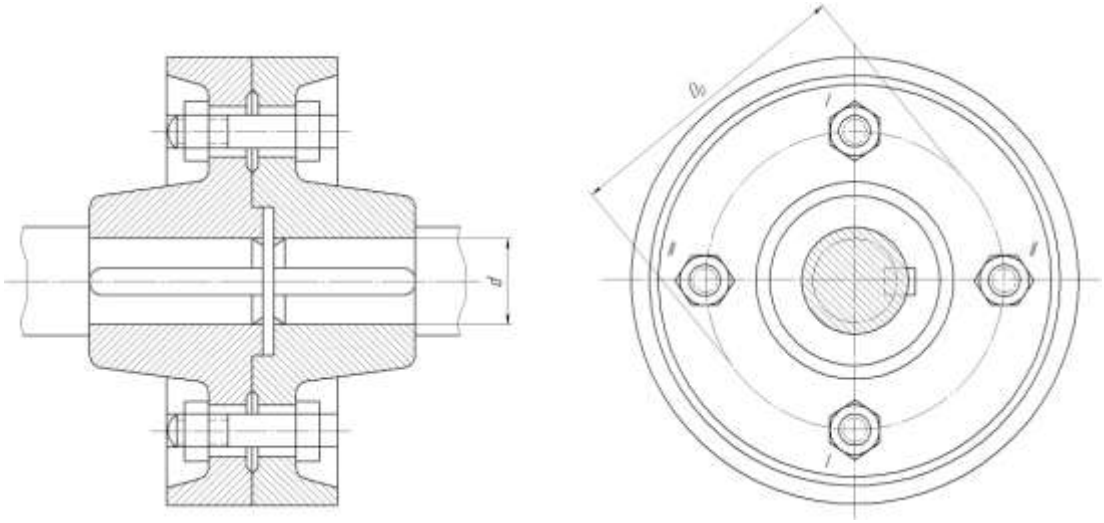


Рис. 2.8.

Решение.

1. Два болта I, поставленные с зазором, работают на растяжение и кручение от затяжки, необходимой для обеспечения момента трения на стыке полумуфт. Считаем силу затяжки равной допускаемой осевой нагрузке (см. табл. 3) $V = 2.4$ кн.

2. Допускаемая величина момента, передаваемого за счет сил трения,

$$M_{\text{т}} = V f \frac{D_o}{2} z = 2400 * 0.15 \frac{110}{2} 2 = 39.6 * 10^3 \text{ н} * \text{мм} = 39{,}6 \text{ н} * \text{м}.$$

3. Два болта II, поставленные без зазора, работают на срез от поперечной силы, равной передаваемому окружному усилию. Диаметр ненарезанной части стержня болта с резьбой М10 $d_{\text{б}} = 11$ мм. Рекомендуемое

допускаемое напряжение на срез $\tau_{ср} = 0.25\sigma_т = 0.25*220 = 55$ н/мм^2.

4. Допускаемая величина момента, передаваемая болтами, поставленными без зазора,

$$M_Б = \frac{\pi d_o^2}{4}\tau_{ср}\frac{D_o}{2}z = \frac{\pi*11^2}{4}55\frac{110}{2}2 = 575*10^3 \text{ н*мм} = 575 \text{ н*м}.5.$$

Расчетный допускаемый момент определим по условной методике:

$$M_р = M_т + M_Б = 39.6 + 575 \approx 615 \text{ н*м}.$$

2.9. Рассчитать на прочность болты фланцевого соединения двух валов (рис. 2.9), предающих мощность $N = 80$ квт при угловой скорости $n = 300$ об/мин. Число болтов $z = 4$. Материал болтов – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_т = 360$ н/мм^2. Коэффициент трения $f = 0.15$.

Задачу решить в двух вариантах:

а) болты поставлены с зазором;

б) болты поставлены в отверстие с натягом и работают на срез.

Указание. Диаметр вала d определить из условия прочности его на кручение при допускаемом напряжении $\tau_к = 30$ н/мм^2. Размеры фланцев: $D = 2.2d;\ d_o = 0.8d;\ s = 0.3d;\ D_o = 1.6d$.

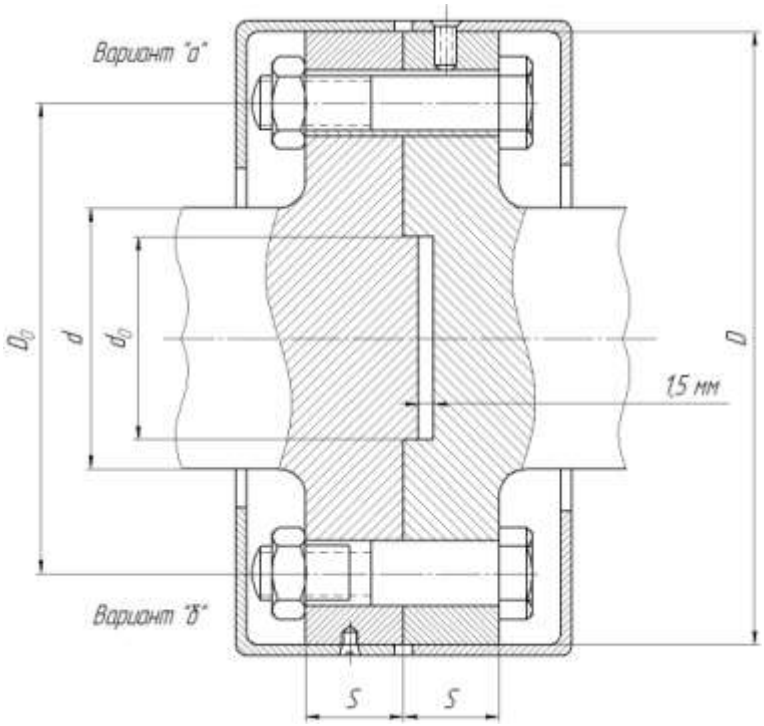


Рис. 2.9. Два варианта установки болтов при фланцевом соединении валов

2.10. Проверить правильность выбора диаметра болтов, крепящих кронштейн к бетонному основанию (рис. 2.10).

Кронштейн нагружен силой $P = 10000$ н, направленной под углом $\alpha = 15°$ к горизонту. Допускаемое удельное давление между кронштейном и бетоном $\bar{\sigma}_{см} = 1.2$ н/мм^2. Болты М14. Размеры кронштейна: $l_1 = l_3 = 0.46$ м; $l_2 = 0.3$ м; $l_4 = 0.2$ м; $b = 20$ мм; $l_5 = 0.38$ м; $l_6 = 0.1$ м.

2.11. Рассчитать болты для крепления редуктора к плите (рис. 2.11) по следующим данным: а) мощность электродвигателя $N_э = 4.5$ квт; б) угловая скорость звездочки $n_{зв} = 80$ об/мин; в) вес редуктора с электродвигателем $G = 1600$ н; г) давление на вал, создаваемое натяжением цепи, $P_1 = 1.15P$, где P - окружное усилие звездочки; д) необходимые размеры для расчета:

$D_{зв} = 0.18$ м; $a = 0.4$ м; $b = 0.55$ м; $c = 0.11$ м; $d = 0.25$ м; $h = 0.2$ м; $a_1 = 0.05$ м; $l = 0.45$ м; $\alpha = 30°$.

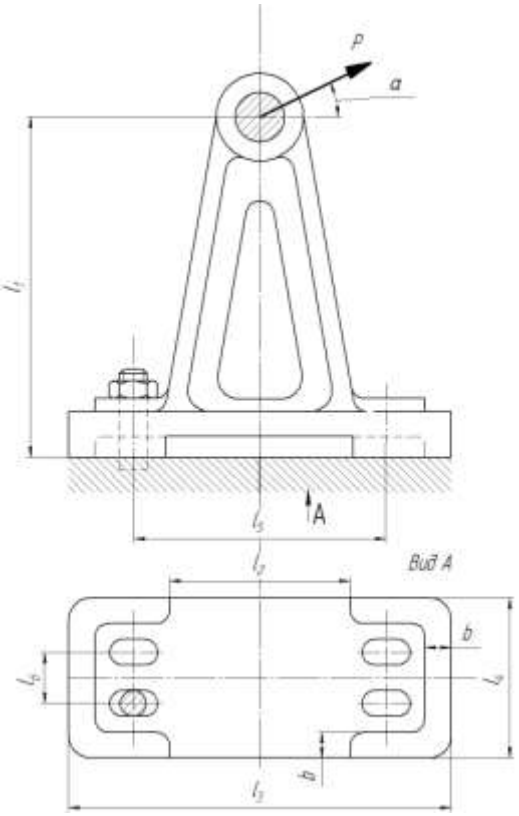


Рис. 2.10. Схема кронштейна с креплением четырьмя болтами

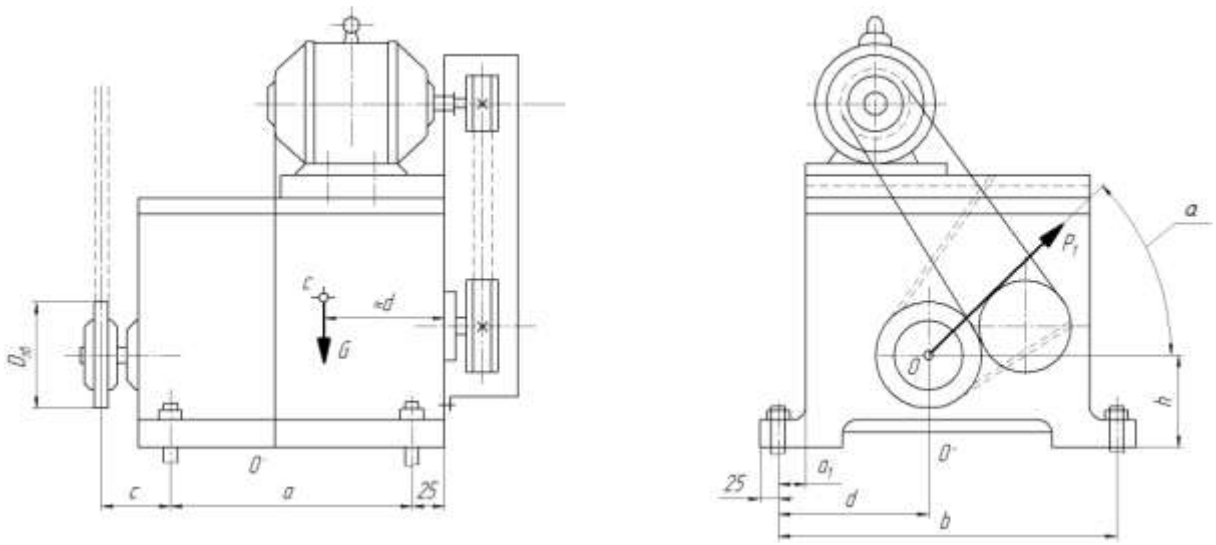


Рис. 2.11. Схема крепления редуктора.

2.12. Определить величину R, которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки до появления в стержне болта М8 напряжений, равных пределу текучести. Длина ручки стандартного ключа $L = 15d$; коэффициент трения в резьбе и на торце гайки принять $f = 0.15$. Материалом болта задаться.

2.13. Определить напряжение в болте М10, которое возникает при затягивании гайки ключом $L = 15d$. Усилие рабочего приложенное к ключу $R = 100$ н, коэффициент прения в резьбе и на торце гайки $f = 0.15$.

2.14. Болт М16 затянут с таким усилием, при котором в стержне появилось напряжение растяжения, равное пределу текучести материала болта ($\sigma_т = 240$ МПа). Определить величины напряжения смятия $\sigma_{см}$ и среза $\tau_{ср}$ в резьбе болта.

2.15. Определить силу затяжки и напряжение, которое возникает при затягивании гайки ключом ($L \approx 15d$) в болте М16; к ключу приложено усилие $R = 120$ н, коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0.1$.

2.16. Определить К.П.Д. пары болт – гайка для резьбы М8×1 и М30×1, коэффициент трения $f = 0.15$.

2.17. Болт М20 затягивают гаечным ключом, длина которого $L = 14d$. Сила рабочего на конце ключа $F_р = 160$ н. Определить силу затяжки болта $F_о$, если коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0.15$.

2.18. Винтовая стяжка имеет правую и левую метрическую резьбу с крупным шагом. Определить диаметр резьбы если максимальная осевая нагрузка $F = 20$ кн. Материал – сталь Ст.3. нагрузка постоянная.

2.19. Болт нагружен только внешней растягивающей силой F (без начальной затяжки). Определить диаметр резьбы болта для крепления скобы. Нагрузка статическая $F = 17$ кн. Материал болта – сталь Ст.3. допускающее напряжение при растяжении болта $\sigma_{р} = 0.6\sigma_{т}$.

2.20. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке (рис. 2.20).

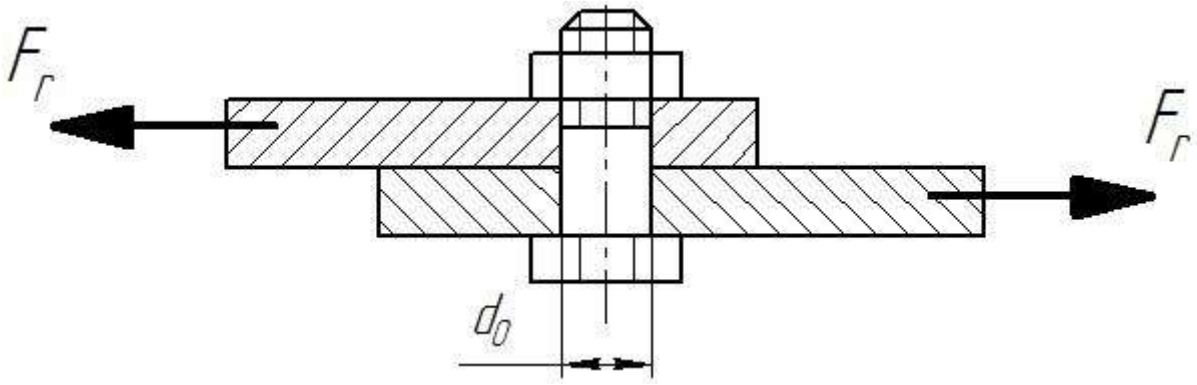


Рис. 2.20. Болтовое соединение, нагруженное внешними сдвигающими силами.

Стальные полосы, растянутые силой $F = 2.8$ кн, крепятся при помощи 2-х болтов, выполненных из стали Ст.3. Определить диаметр болтов, нагрузка постоянная, затяжка неконтролируемая, коэффициент трения $f = 0.16$. Коэффициент запаса по сдвигу листов $K = 1.6$.

2.21. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 2.21) при передаваемой муфтой мощности $N = 40$ кВт, с частотой вращения $n = 100$ об/мин, диаметром окружности центров болтов $D_о = 240$ мм, числом болтов $Z = 6$, коэффициентом трения между полумуфтами $f = 0.2$, при постоянной нагрузке. Расчет выполнить для болтов, установленных с зазором.

2.22. По условиям примера 2.21 рассчитать болты, установленные без зазора.

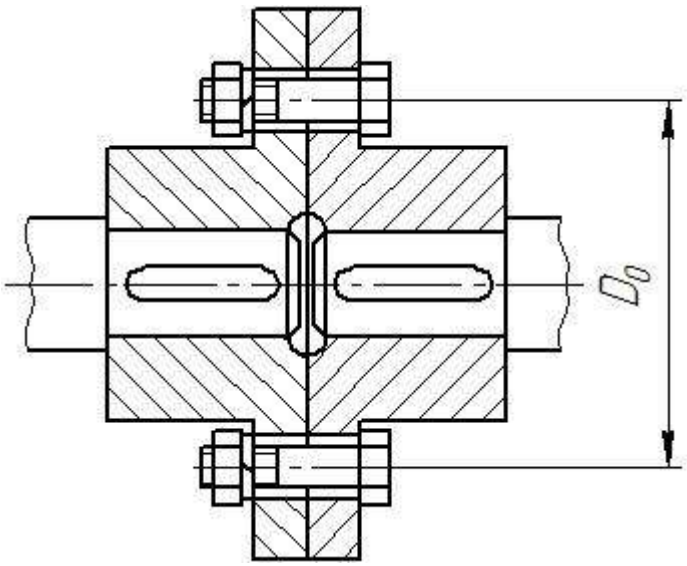


Рис. 2.21. Фланцевая муфта.

2.23. Венец червячного колеса соединен с колесным центром чистыми болтами, поставленными без зазора. Напряжение среза в болтах $\tau_{ср} = 70$ МПа, диаметр окружности центров болтов $D_о = 270$ мм, диаметр болтов $d = 13$ мм. Определить величину крутящего момента, передаваемого червячным колесом, $Z = 8$.

2.24. Рассчитать винты кольца крепления стекла в смотровом окне вакуум – камеры (рис. 2.24). По условию герметичности общее усилие прижатия кольца должно составлять $F = 8$ кн; число витков $Z = 6$; материал сталь 40Х. Винты после создания необходимой силы затяжки в процессе работы дополнительной нагрузке не подвергаются.

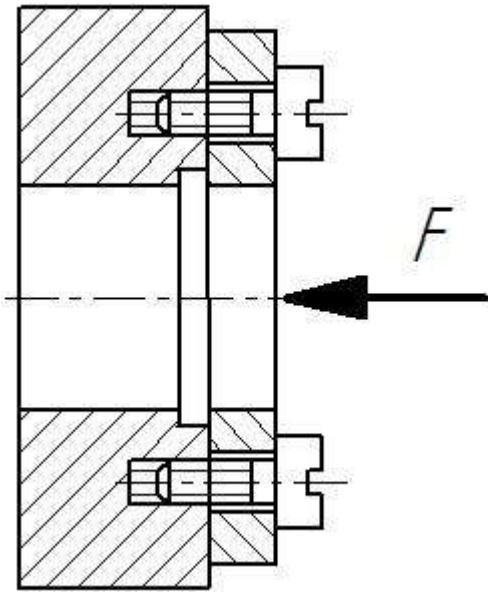


Рис. 2.24. Смотровое окно вакуум – камеры.

2.25. Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внешней осевой растягивающей силой. Расчетная нагрузка болта с учетом влияния кручения при затяжке определяется так:

$$F_{\text{расч}} = 1.3F_{\text{о}} + \chi F = 1.3K_{\text{зат}}\left(1-\chi\right) + \chi F,$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент запаса предварительной затяжки: $K_{\text{зат}} = 1.25...2$ – при постоянной нагрузке; $K_{\text{зат}} = 2...4$ – при переменной нагрузке; F – внешняя растягивающая нагрузка на один болт; x - коэффициент внешней нагрузки: $\chi = 0.4...0.5$ – для соединения стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (асбест, паронит, резина и др.); $\chi = 0.2...0.3$ – для стальных и чугунных деталей без упругих прокладок.

2.26. Крышку газового резервуара крепят шпильками М12, выполненными из Ст.45. Материл прокладок – асбест. Максимальная сила давления газа на крышку $F_{max} = 38$ кн. Возможны небольшие колебания давления газа резервуара. Определить число шпилек Z.

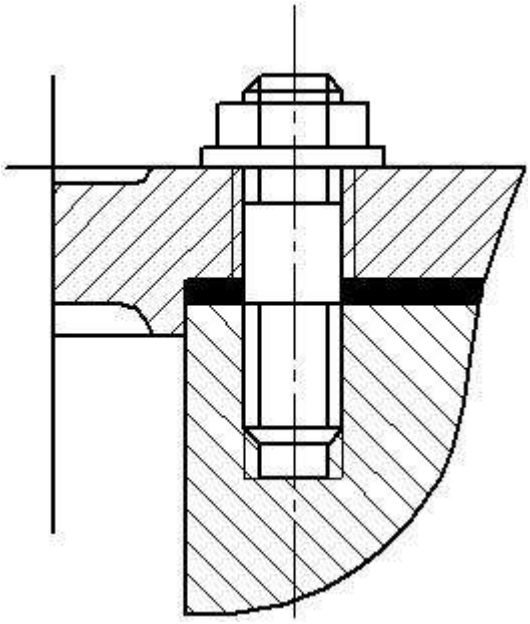


Рис. 2.26. Крышка газового резервуара.

3. Шпоночные и шлицевые соединения

3.1. На конце вала $d = 38$ мм электродвигателя мощностью $N = 28$ квт при угловой скорости $n = 1460$ мм (рис 3.1). Выполнить проверочный расчет шпонки, крепящей на валу силуминовый шкив.

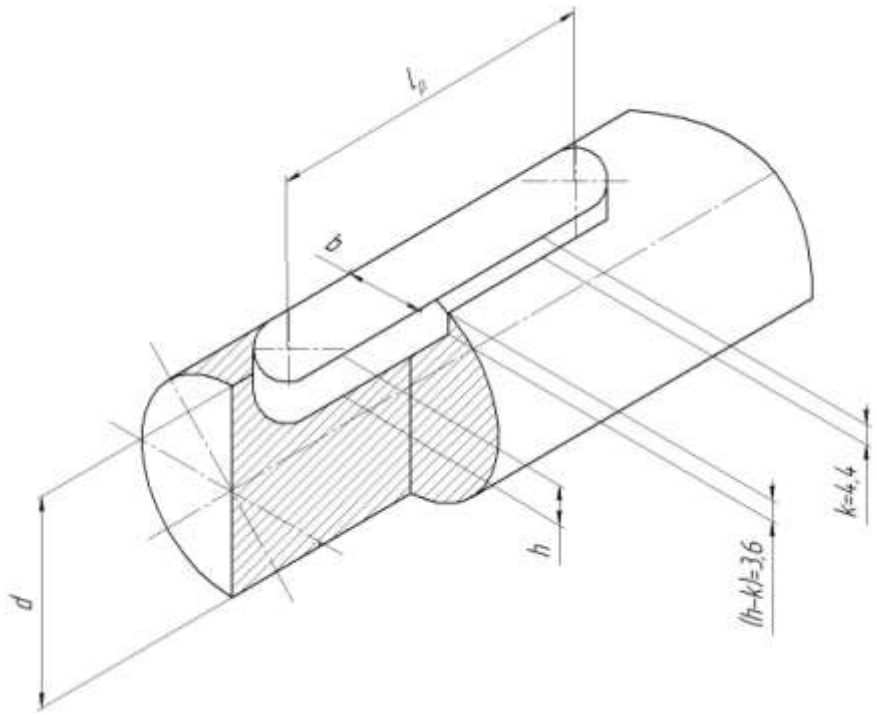


Рис. 3.1. Врезная призматическая шпонка со скругленными торцами.

Решение

1.Передаваемый момент [12]

$$M = 97500\frac{N}{n} = 97500\frac{28}{1460} = 18700 \text{ н} * \text{см}$$

2.Окружное усилие $P = \dfrac{M}{\frac{d}{2}} = \dfrac{2*1870}{3.8} = 9850$ н.

3.Напряжение смятия на боковой поверхности шпонки в месте ее соприкосновения с силуминовой ступицей шкива

$\sigma_{см} = \dfrac{P}{Kl_р} = \dfrac{985}{0.44*4.0-1.2} = 38.6$ н/мм^2, что меньше допускаемого напряжения на смятие для силумина $[\sigma]_{см} = 50$ н/мм^2.

Рабочая длина шпонки $l_р = l - b$.

4.Напряжение смятия на боковой поверхности шпонки в месте ее соприкосновения с валом $\sigma_{см} = \dfrac{P}{K \cdot l_р} = \dfrac{985}{0.36*5.8} = 47.1$ н/мм^2, что значительно меньше допускаемых напряжений на смятие для стальных деталей.

5.Напряжение среза шпонки $\tau_{ср} = \frac{P}{bl_р} = \frac{985}{1.2*5.8} = 14.1$ н/мм^2.Для материала шпонки $\bar{\tau}_{ср} = 60$ н/мм^2, следовательно, шпонка выбрана с запасом.

3.2. Подобрать призматическую шпонку со скругленными торцами, с помощью которой передается момент от стальной шестерни к валу (рис. 3.2), а также определить допускаемую величину передаваемого вращающего момента по условию прочности шпоночного соединения, если допускаемое напряжение смятия при стальной ступице $\bar{\sigma}_{см} = 150$ н/мм^2, а допускаемое напряжение среза для шпонки $\bar{\tau}_{ср} = 90$ н/мм^2.

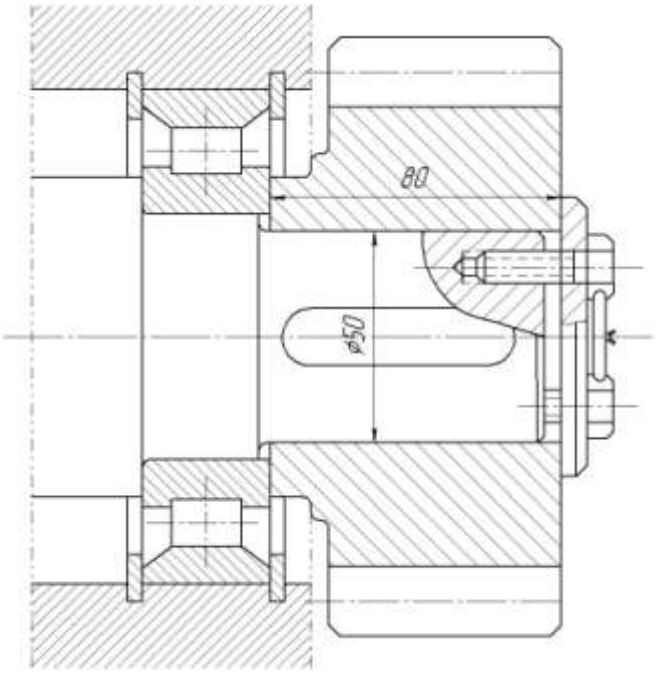


Рис. 3.2. Крепление шестерни на валу.

Решение.

1. Для вала имеющего диаметр $d = 50$ мм, рекомендованы размеры сечения шпонки $b \times h = 16 \times 10$ мм; принимаем исполнение 2, при котором $K = 4.7$ мм. (шестерня стальная).

2. Принемаем длину шпонки на 10 мм меньше ступицы из ряда, приведенного в табл. 6, - $l = 70$ мм.

3. Допускаемый момент, исходя из условия прочности шпоночного соединения на смятие,

$$M_1 = \frac{\sigma_{см} K l_р d}{2} = \frac{150 * 4.7 * 10 - 16 * 50}{2} = 950 * 10^3 \text{ н} * \text{мм} = 950 \text{ н} * \text{м}.$$ Допускаемый момент, исходя из условия прочности шпонки на срез,

$$M_2 = \frac{\tau_{ср} b l_р d}{2} = \frac{90 * 16 * 10 - 16 * 50}{2} = 1950 * 10^3 \text{ н} * \text{мм} = 1950 \text{ н} * \text{м}.$$

Таким образом, окончательно принимаем допускаемый момент $M = 950$ н*м.

3.3. Подобрать и проверить призматическую шпонку для прямозубого стального колеса, закрепленного на валу диаметром 50 мм и передающего момент 1500 н*м, если длина ступицы колеса $l_{ст} = 160$ мм.

Ответ: Размеры шпонки:

$b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $l = 150$ мм; $\sigma_{см} = 1110$ кГ/см^2.

3.4. Проверить сегментную шпонку, с помощью которой зубчатое колесо крепится на валу диаметром $d = 30$ мм (рис. 3.4), на срез, а соединение на смятие, если: мощность, передаваемая валом, $N = 2.7$ квт; угловая скорость вала $n = 735$ об/мин. Материал ступицы – СЧ12-28, материал шпонки – сталь 30. Нагрузка спокойная.

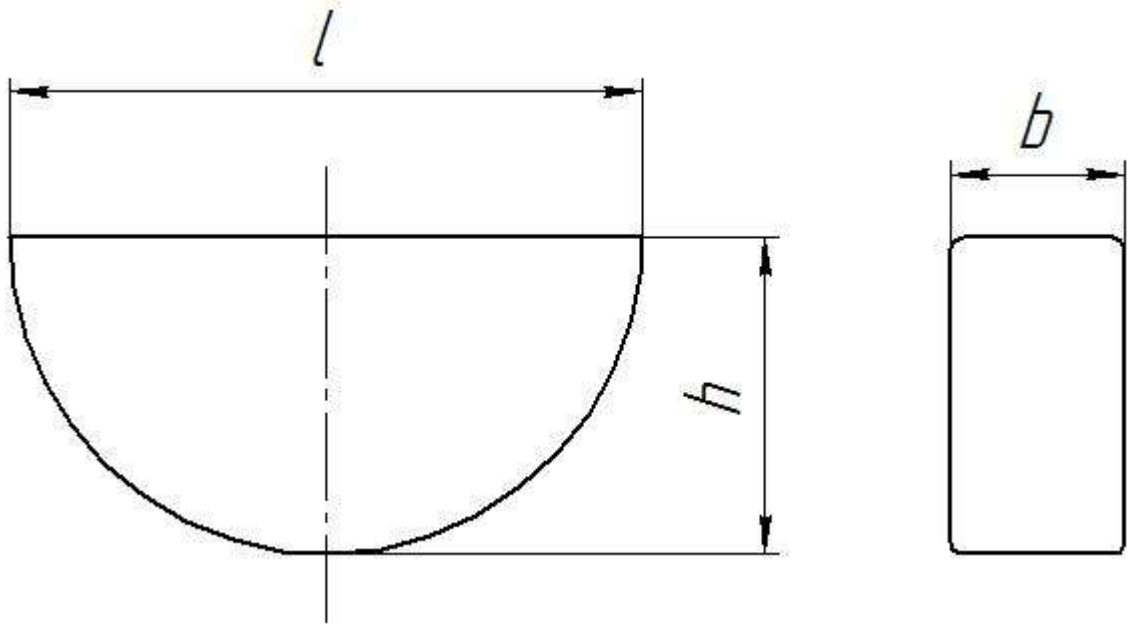


Рис.3.4. Сегментная шпонка.

Решение.

1. Для вала диаметром 30 мм принимаем размеры шпонки (табл. 7): толщина $b = 8$ мм, высота $h = 13$ мм, длинна $l = 31.4$ мм и высота соприкасания со ступицей $K = 3.5$ мм (исполнение 1).

2. Момент, передаваемый с помощью шпонки,

$$M = 97500\frac{N}{n} = 97500\frac{2.7}{735} = 35800 \text{ н} * \text{мм}.$$

3. Проверка шпонки на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M}{dbl} = \frac{2*358}{3*0.8*3.14} = 9.5 \text{ н/мм}^2.$$

3. Проверка соединения на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M}{dKl} = \frac{2*358}{3*0.35*3.14} = 21{,}7 \text{ н/мм}^2.$$

Полученные значения напряжений значительно ниже допускаемых. Следовательно, шпоночное соединение работает с большим запасом.

3.5. Подобрать размеры сегментарной шпонки для вала диаметром 50 мм при длине ступицы 60 мм, с которым соединено зубчатое колесо, передающее момент 400 н*м (см. рис. 3.5). Колесо, вал и шпонка изготовлены из стали 45.

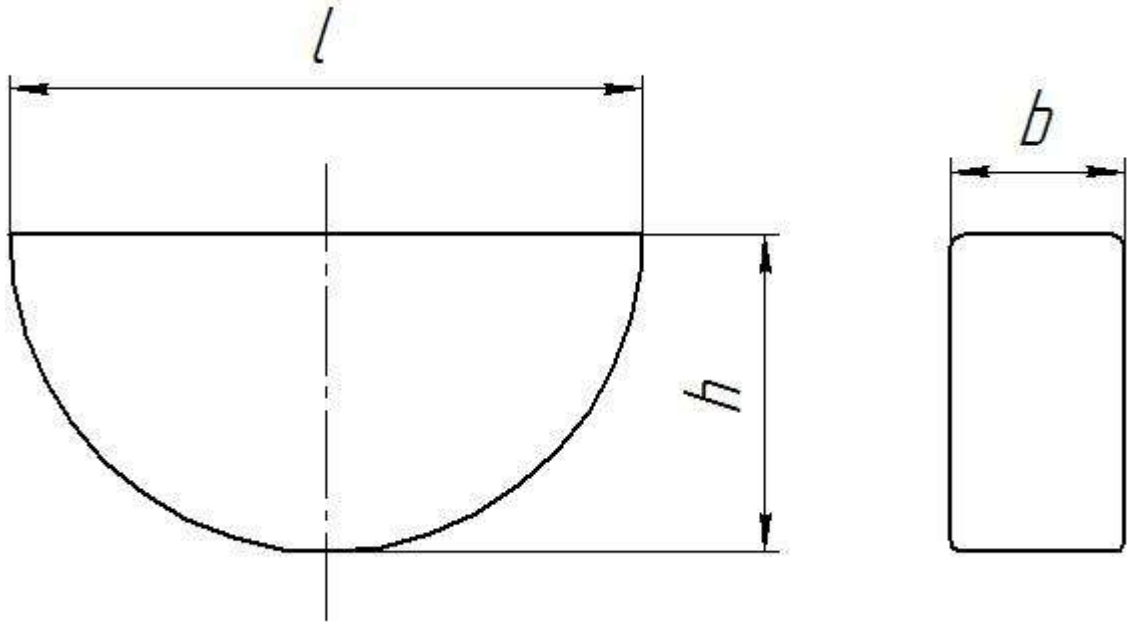


Рис.3.5. Сегментная шпонка.

Ответ: Размеры шпонки $b \times h \times l = 12 \times 19 \times 59.1$ мм.

3.6. Подобрать и проверить сегментарные шпонки, с помощью которых

шкив передает момент $M = 500$ н*м полому валу, если наружный диаметр вала $d = 40$ мм, толщина стенки вала $\delta = 12$ мм. Допускаемые напряжения принять: $\bar{\tau}_{ср} = 90$ н/мм^2 и $\bar{\sigma}_{см} = 150$ н/мм^2.

Решение.

1. Для вала диаметром $d = 40$ мм размеры шпонок могут быть (табл. 7): толщина $b = 8$ мм, а высота h от 10 до 17 мм. Так как стенка вала $\delta = 12$ мм, то выбираем шпонку высотой $h \prec \delta$.

Принимаем: $b = 8$ мм; $h = 10$ мм; $l = 24.5$ мм и $K = 3.5$ мм.

2. Это шпоночное соединение может передать момент:

по условию прочности на смятие

$$M_1 = \bar{\sigma}_{см} Kl \frac{d}{2} = 150 * 3.5 * 24.5 \frac{40}{2} = 258 * 10^3 \text{ н*мм};$$

по условию прочности на срез

$$M_2 = \bar{\tau}_{ср} bl \frac{d}{2} = 90 * 8 * 24.5 \frac{40}{2} = 352 * 10^3 \text{ н*мм}.$$

3. Так как шпонка $b \times h \times l = 8 \times 10 \times 24.5$ мм может передать момент 258 н*м, устанавливаем по длине ступицы две шпонки, которые могут передать момент 516 н*м (рис. 3.6)

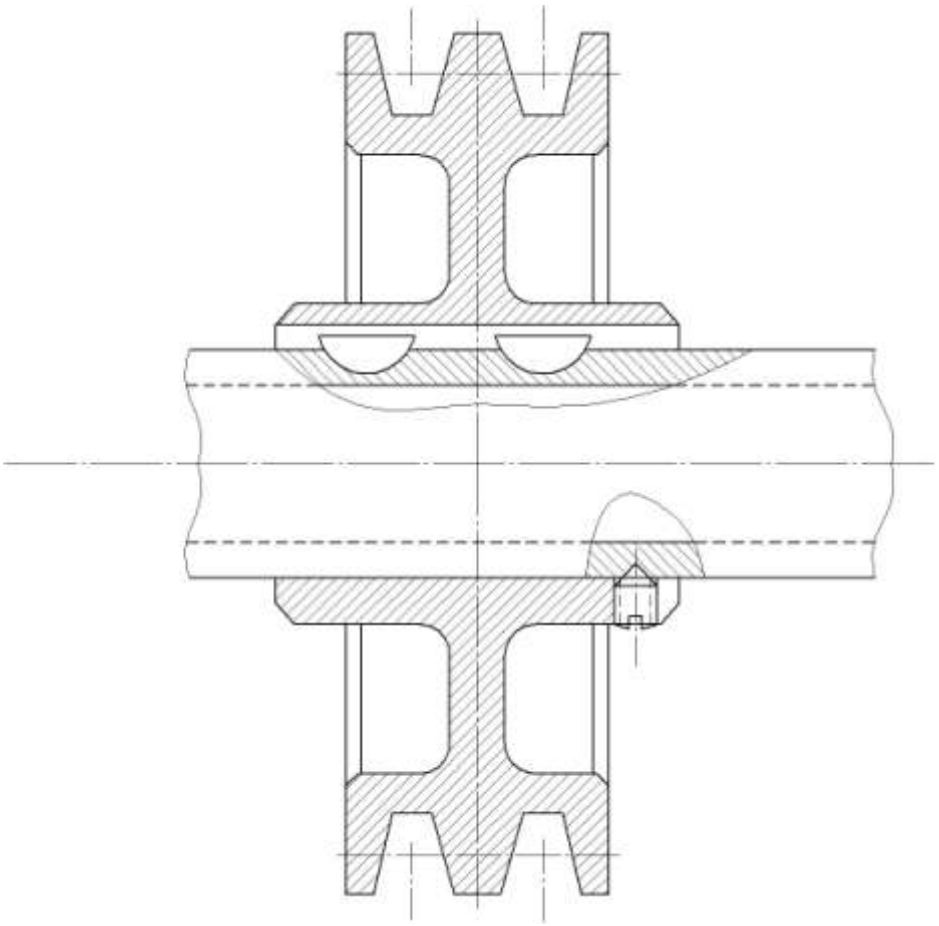


Рис. 3.6. Шкив на двух сегментных шпонках.

3.7. Цилиндрическое зубчатое колесо закреплено призматической шпонкой на валу редуктора диаметрам $d = 40$ мм. Вал (ст.50) передает вращающий момент $M = 400$ н/м. Материал шпонки – ст. 45, материал зубчатого колеса – Ст.40Х. Длина ступицы $l_1 = 53$ мм. Режим работы редуктора средний. Подобрать шпонку по СТ СЭВ 189-75 и проверить на прочность.

3.8. Определить предельный вращающий момент, который может передать призматическая шпонка размером $20 \times 12 \times 110$ (СТ СЭВ 189-75). Шпонка изготовлена из Ст.45 и фиксирует зубчатое колесо на валу редуктора. Диаметр вала $d = 70$ мм. Материал ступицы – чугун, материал вала Ст.50. Режим работы средний.

3.9. Определить длину стандартной призматической шпонки, передающей вращающий момент с вала на шестерню. Диаметр вала (Ст. 50) $d = 40$ мм. Материал шестерни – чугун. Передаваемый момент $M = 290 * 10^3$ н/мм. Нагрузка постоянная.

3.10. Подобрать сегментную шпонку для крепления втулочной муфты на валу диаметром $d = 40$ мм и проверить ее на срез и смятие. Передаваемая мощность $P = 2$ кВт. частота вращения вала 1140 $с^{-1}$. Режим работы средний. материалы: муфта – Ст.40Х; шпонка – ст.45; вал – Ст.50.

3.11. Два вала диаметром $d = 25$ мм соединены муфтой с помощью сегментных шпонок. Материал муфты – Ст.40х. Нагрузка спокойная. Определить допускаемую величину передаваемого вращающего момента из условия прочности шпоночного соединения.

3.12. Чугунный шкив клиноременной передачи соединен с валом $d = 50$ мм клиновой врезной шпонкой. Длина ступицы $l_{ст} = 70$ мм. Материалы: шпонка – Ст.5, вал – Ст.40х. Коэффициент трения $f = 0.17$; $\sigma_{см} = 150$ МПа – для материала шпонки ; расчетный диаметр шкива $D_{ср} = 360$ мм ; окружная сила $F_t = 3$ кн. (Подобрать шпонку и найти предельный вращающий момент, который она может передать).

3.13. Для вала $d = 40$ мм, передающего вращающий момент необходимо подобрать размеры призматической, сегментной, клиновой шпонок и определить предельный момент, который могут передать эти шпонки.

Принять рабочую длину каждой шпонки $l = 50$ мм; $f = 0.16$;

$\sigma_{см} = 150$ МПа. Расчетный момент определить при $\tau = 25$ МПа.

3.14. Подобрать и проверить на прочность подвижное шлицевое соединение вторичного вала коробки передач автомобиля. Вращающий момент $M = 0.4$ кн*м. Расчет выполнить для двух случаев: шлицевое соединение прямобочное, $d = 28$ мм; $D = 32$ мм; шлицевое соединение эвольвентное, $D = 35$ мм.

Материал – Ст.45,термообработка - улучшение. Длина ступицы шестерни $l = 55$ мм. Условия эксплуатации средние, перемещение втулки без нагрузки.

2.5 Прочие соединения

3.15. Определить диаметр просеченного штифта, закрепляющего конец пружины, если: наибольшая нагрузка на пружину P, глубина заделки штифта t, длина его консоли h. Материал плиты - стальное литье марки 45Л (рис. 3.15,а).

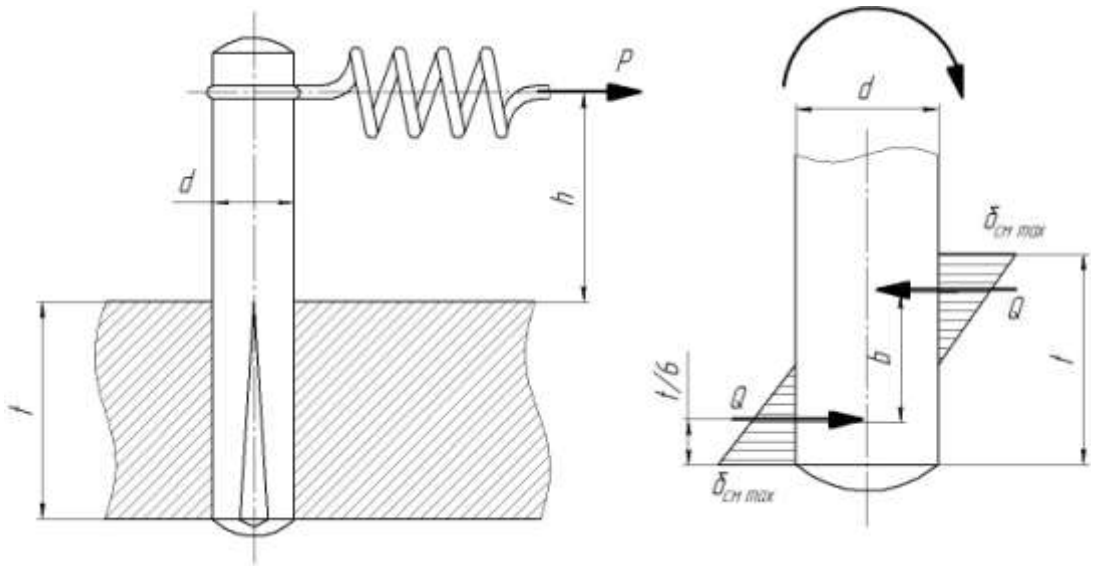


Рис. 3.15. Соединение просеченным штифтом

Решение.

1.Изгибающий момент $P*h$ уравновешивается реактивным моментом в заделке $Q*b$. Считаем, что напряжения смятия распределены по линейному закону (рис. 3.15,б). Тогда расстояние между их равнодействующими Q (расстояние между центрами тяжестей треугольников) $b=\frac{2}{3}t$.

2.Коэффициент ослабления соединения, или коэффициент надреза, для просеченного штифта при расчете на смятие:

$K=1.7$ - для стального литья,

$K=1.4$ - для низколегированных сталей.

3.Площадь смятия: $d\frac{t}{2}$; среднее напряжение смятия с учетом коэффициента ослабления: $\sigma_{\text{см ср}}=\frac{1}{2}\frac{\sigma_{\text{см}\,max}}{K}$.

Тогда, реакция

$$Q = \frac{\sigma_{\text{см}\,max}}{2K}\frac{dt}{2}.$$

3.Определим реактивный момент:

$$Qb = \frac{\sigma_{\text{см}\,max}}{6K}dt^2 = Ph.$$

5.Теперь найдем значение диаметра штифта из условия прочности на смятие:

$$d = \frac{6KPh}{t^2\,\bar{\sigma}_{\text{см}}}, \text{ где } \bar{\sigma}_{\text{см}} = 80 \text{ н/мм}^2.$$

6. При проверке просеченного штифта на изгиб также вводится коэффициент надреза $K = 1.2$. Условие прочности:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{KPh}{0.1d^3} \le \bar{\sigma}_{\text{и}}, \text{ где } \bar{\sigma}_{\text{и}} = 100 \text{ н/мм}^2.$$

3.16. Определить напряжения изгиба просеченного штифта, соединяющего тяги (рис. 3.16), и напряжения смятия на его поверхности, если: сила $P = 6000$ н, диаметр штифта $d = 25$ мм, длина головки тяги $l = 3b = 90$ мм. Материал штифта - сталь 60, материал тяг - сталь 45.

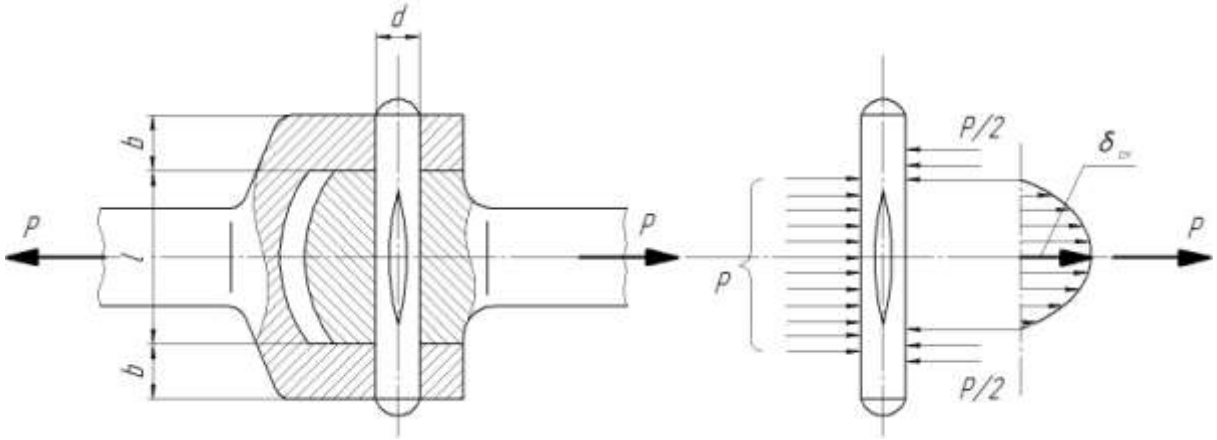


Рис. 3.16. Схема распределения нагрузки и напряжений смятия по длине штифта.

3.17. Подобрать, с проверкой на смятие проточек на валу и в корпусе, установочные кольца (рис. 3.17) по следующим данным:

а) осевая сила $A = 4000$ н;

б) диаметр вала $d = 50$ мм;

в) средняя высота выступающей части кольца $h = 5$ мм;

г) толщина кольца $\delta = 3$ мм;

д) наружный диаметр подшипника $D = 90$ мм;

е) максимальная угловая скорость вала $n_{max} = 1000$ об/мин;

ж) допускаемое напряжение смятия $[\sigma]_{см} = 120$ н/мм^2.

Дополнительно определить возможность использования колец при n_{max}, если $[dn] = 150000$мм * об/мин.

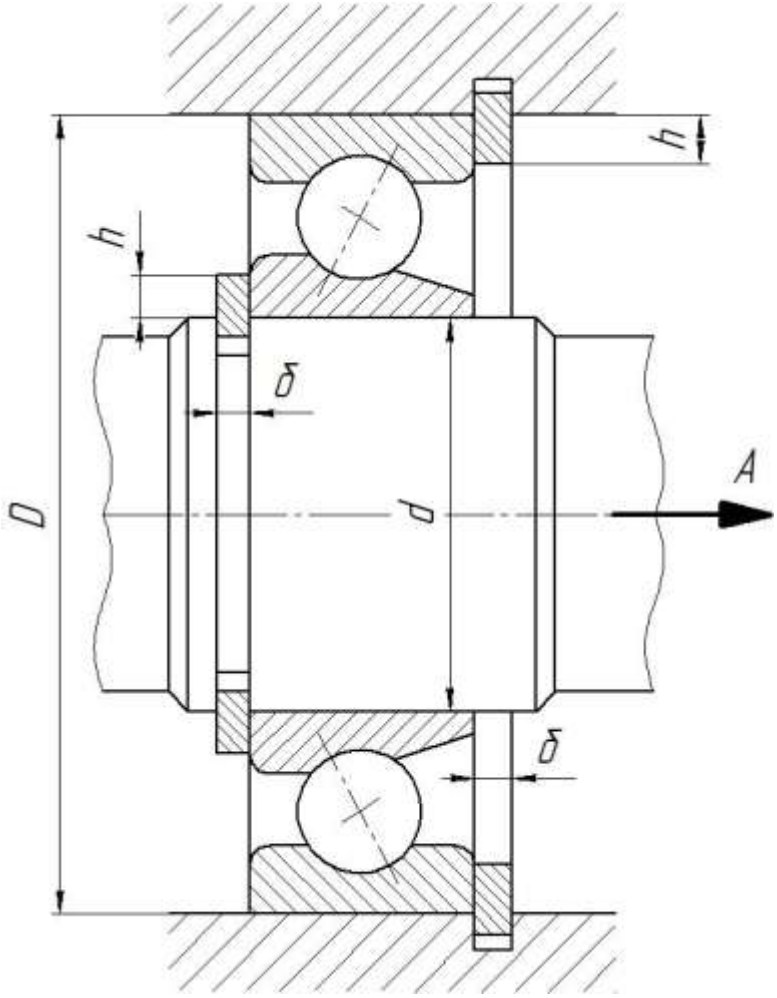


Рис. 3.17. Расчетная схема для установочных колец, фиксирующих шарикоподшипник на валу и в корпусе.

3.18. В клиновом соединении поршневого штока компрессора (рис. 3.18), работающем под переменной нагрузкой $Q = \pm 180000$ н, проверить клин, втулку и шток на смятие, а клин также на изгиб по следующим данным: а) наружный диаметр втулки $D = 0.2$ м; б) наружный диаметр штока $d_н = 0.1$ м; в) конусность штока 1:15; г) толщина клина 25 мм; д) уклон клина 1:25; е) размеры: $H = 0.2$ м; $h_1 = 65$ мм; $h_2 = 50$ мм; $s = 30$ мм.

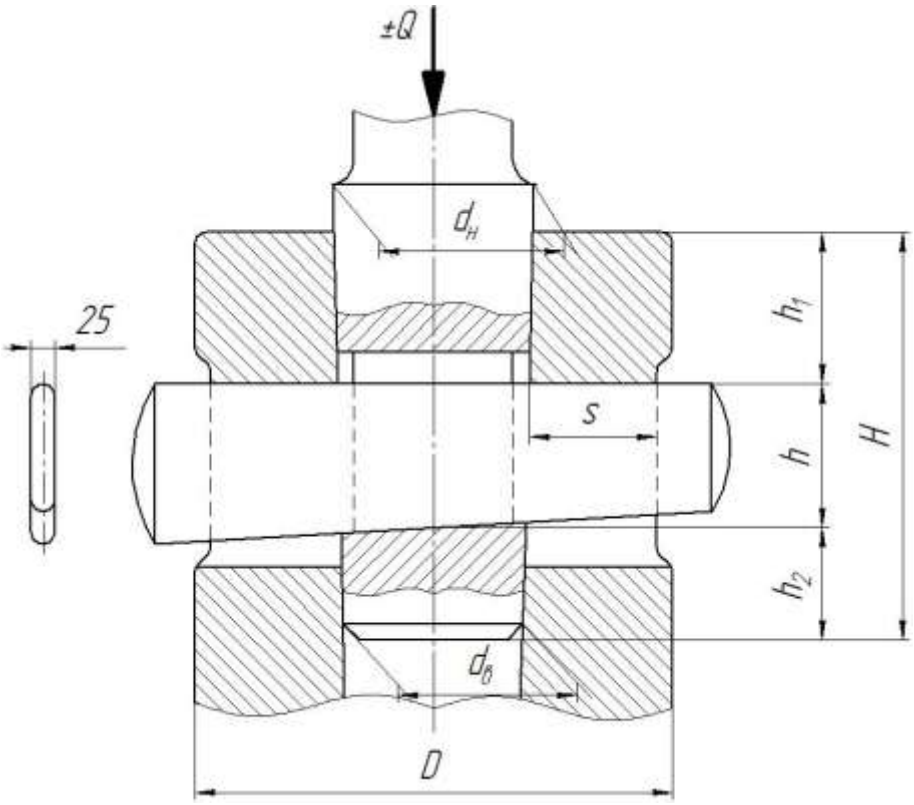


Рис.3.18. Крейцкопфное клиновое соединение

3.19. Проверить прочность штифтов диаметром $d_ш = 10$ мм втулочной муфты (рис. 3.19), соединяющей валы диаметром $d = 40$ мм и передающей момент $M = 230$ н*м. Материал штифтов - сталь Ст. 6 с пределом текучести $\sigma_т = 304$ н/мм^2.

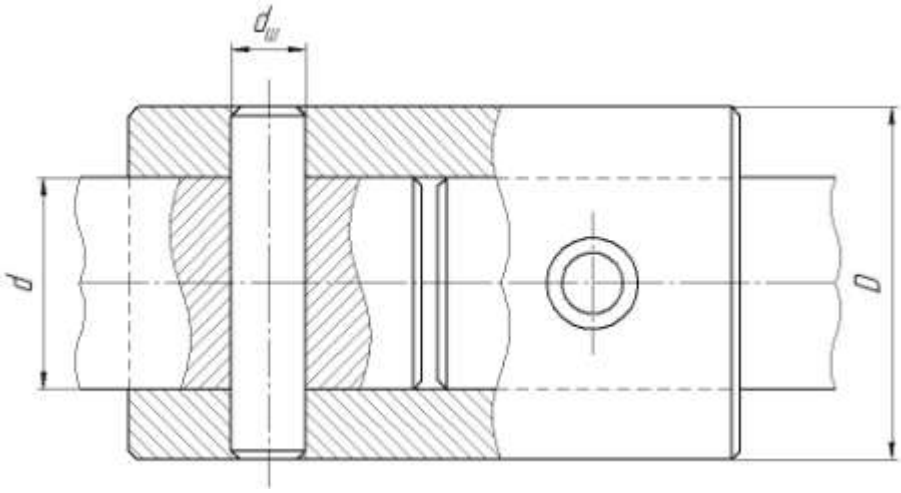


Рис 3.19. Втулочная муфта со штифтами.

Решение.

1. Штифты работают на срез по двум поверхностям:

$$\tau_{ср} = \frac{M}{\frac{d}{2}\frac{\pi d_ш^2}{4}2} = \frac{4M}{d\pi d_ш^2}; \ \tau_{ср} = \frac{4*230*10^3}{40\pi*10^2} = 73.3 \text{ н/мм}^2.$$

2. Допускаемое напряжение для штифтовых соединений принимают

$$\bar{\tau}_{ср} = 0.25\sigma_т = 0.25*304 = 76 \text{ н/мм}^2.$$

Следовательно, прочность штифтов обеспечена.

3.20. Определить напряжения смятия в соединении и напряжения среза в продольном сечении цилиндрического штифта, соединяющего ступицу червячного колеса с валом (рис. 3.20), если: передаваемый момент $M = 270$ н*м, диаметр вала $d = 45$ мм, диаметр штифта $d_ш = 12$ мм, длина штифта $l = 50$ мм.

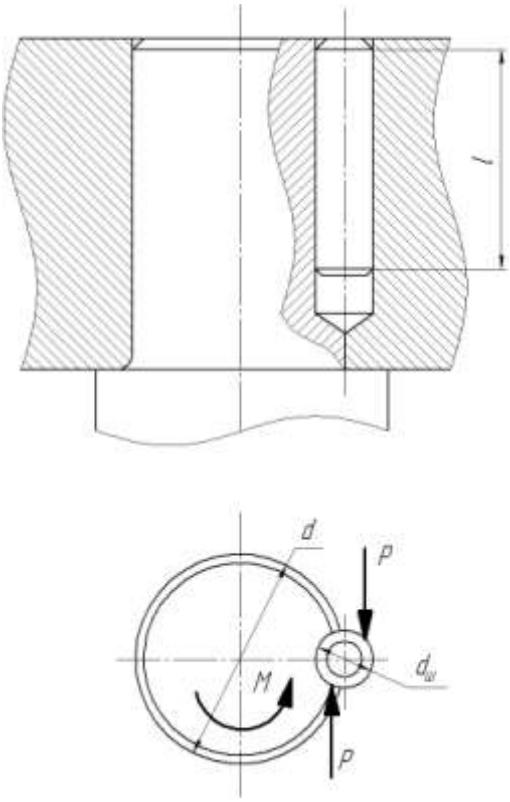


Рис. 3.20. Цилиндрический штифт, работающий как шпонка.

Решение.

1. Напряжения смятия в штифтовом соединении

$$\sigma_{см} = \frac{M}{\frac{d}{2}l\frac{d_ш}{2}} = \frac{4M}{dld_ш} = \frac{4*270*10^3}{45*50*12} = 40 \text{ н/мм}^2.$$

2. Напряжения среза в продольном сечении штифта

$$\tau_{ср} = \frac{M}{\frac{d}{2} l d_ш} = \frac{2M}{d l d_ш} = \frac{2*270*10^3}{45*50*12} = 20 \text{ н/мм}^2.$$

Штифт в указанном соединении работает как шпонка, и допускаемые напряжения принимают такими же, как в шпоночном соединении.

3.21. Определить характер посадки и усилие запрессовки, а также проверить на прочность венец прямозубого, эвольвентного (угол зацепления $\alpha = 20°$) цилиндрического колеса, изготовленного из стали 45с пределом текучести $\sigma_т = 360$ н/мм^2. Венец насажен на чугунную ступицу (СЧ15-32) посадкой с натягом (рис. 3.21). Данные для расчета: а) числа зубьев колеса $z = 40$; б) модуль зацепления $m = 5$ мм; в) диаметр вала $d_1 = 50$ мм; посадочный диаметр $d = 130$ мм; д) длина поверхности посадки $l = 40$ мм; е) коэффициент трения при запрессовке $f = 0.085$; ж) момент, передаваемый валом, $M = 50000$ н*см.

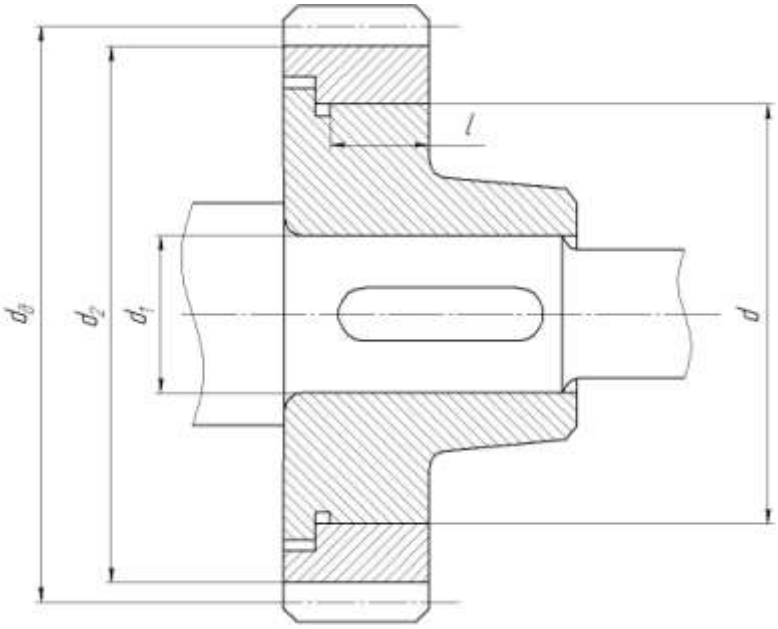


Рис. 3.21. Крепление зубчатого венца на ступице посадкой с натягом

Решение.

1. Диаметр впадин венца колеса

$d_2 = d_д - 2*1.2m = zm - 2.4 = 40*5 - 2.4*5 = 188$ мм.

2. Необходимое удельное давление на поверхности посадки при заданных условиях

$$p = \frac{2M}{f\pi d^2 l} = \frac{2*50000}{0.085*3.14*13^2*4} = 0.555 \text{ н/мм}^2.$$

3. Наименьший расчетный натяг

$$\Delta_{min} = p\left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A}\right)d,$$

где E_B и E_A - модули упругости металлов соединяемых деталей: для чугуна $E_B = 1.05*10^5$ н/мм^2 для стали $E_A = 2.1*10^5$ н/мм^2. Коэффициенты C_B и C_A определяют по формулам:

$$C_B = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_B;\ C_A == \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_A,$$

где μ_B и μ_A - коэффициенты Пуассона для металлов охватываемой и охватывающей деталей: для чугуна $\mu_B = 0.25$, для стали $\mu_A = 0.3$;

$d_1 = 5$ см - диаметр вала (внутренний диаметр охватываемой детали); $d_2 = 18.8$ см - диаметр впадин венца колеса (наружный диаметр охватывающей детали);

$$C_B = \frac{1+\left(\frac{5}{13}\right)^2}{1-\left(\frac{5}{13}\right)^2} - 0.25 = \frac{1.138}{0.862} - 0.25 = 1.07;$$

$$C_A == \frac{1+\left(\frac{13}{18.8}\right)^2}{1-\left(\frac{13}{18.8}\right)^2} + 0.3 = \frac{1.48}{0.52} + 0.3 = 3.05;$$

$$\Delta_{min} = 0.555\left(\frac{1.07}{1.05*10^5} + \frac{3.05}{2.1*10^5}\right)13 = \frac{178}{10^6} = 0.000178 \text{ см} = 2 \text{ мкм}.$$

3. Табличный натяг

$$\Delta_т = \Delta_{min} + 1.2\left(R_{z_B} + R_{z_A}\right),$$

где R_{z_B} и R_{z_A} - высоты неровностей ступицы и венца.

Так как обе детали могут быть изготовлены по 2-му классу точности, то классы чистоты поверхностей принимаем 6-й и 7-й, для которых $R_{z_B} = 10$ мкм и $R_{z_A} = 6.3$ мкм.

$\Delta_т = 2 + 1.2 \cdot 10 + 6.3 \approx 22$ мкм.

5. Наиболее близкой к подсчитанному $\Delta_т$ по наименьшему натягу является посадка $130\frac{А_3}{Пр1_3}$, для которой:

диаметр отверстия.....$130^{+0.080}$;

диаметр вала.....……..$130^{+0.185}_{+0.105}$;

наименьший натяг.....… $\Delta_{min} = 25$ мкм;

наибольший натяг.....…... $\Delta_{max} = 185$ мкм.

6. В этом случае при максимальном натяге наибольшее давление будет:

$$p_{max} = \frac{E_A \cdot \Delta_{max} - 1.2 \cdot (R_{z_A} + R_{z_B})}{d \cdot (1.07 + 3.05)} = 63.5 \text{ н/мм}^2$$

7. Наибольшее напряжение растяжения в охватывающей детали

$$\sigma = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} p_{max} = \frac{1 + \left(\frac{13}{18.8}\right)^2}{1 - \left(\frac{13}{18.8}\right)^2} 63.5 = 180 \text{ н/мм}^2.$$

8. Радиальное напряжение в опасной точке (наименьшее главное напряжение σ_3)

$\sigma_r = \sigma_3 = -p_{max} = -63.5$ н/мм^2.

Окружное напряжение в опасной точке (наибольшее главное напряжение σ_1)

$\sigma_t = \sigma_1 = 180$ н/мм^2. Эквивалентное напряжение по третьей теории прочности

$\sigma_{экв} = \sigma_1 - \sigma_3 = 180 - (-63.5) = 243.5$ н/мм^2.

Запас прочности

$n_т = \dfrac{\sigma_т}{\sigma_{экв}} = \dfrac{360}{243.5} = 1.5$, что достаточно.

9. Усилие запрессовки

$P_п = fp_{max}\pi dl = 0.085 * 63.5 * 3.14 * 130 * 40 = 88000$ н.

3.22. Выбрать необходимый характер посадки и проверить прочность на разрыв краев ступицы $d140$ мм, определив необходимое усилие запрессовки прямозубого цилиндрического стального колеса (рис. 3.22), посаженного на стальной вал $d80$ мм с натягом, равным 0,001 диаметра отверстия в колесе, и передающего момент $M = 2000$ н*м.

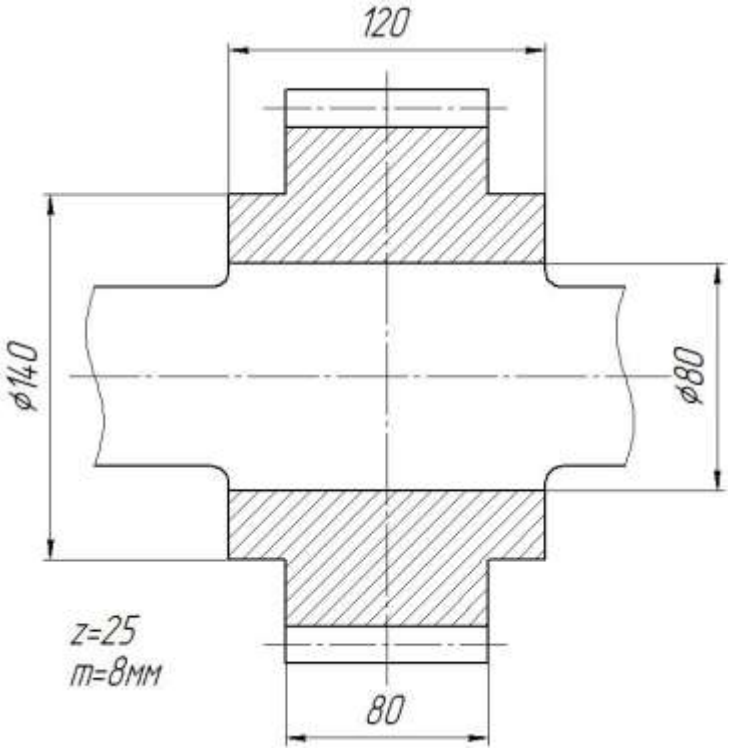


Рис. 3.22. Крепление шестерни на валу посадкой с натягом.

3.23. Для составного коленчатого вала тепловоза с деталями из стали 40 (рис. 3.23), передающего момент $M = 2*10^7$ н*см при посадочном натяге 0,3 мм. Определить соотношение между моментом трения на поверхности контакта шейки со щекой и моментом, передаваемым валом, а также проверить правильность выбора посадочного натяга. Найти усилие запрессовки и проверить напряжения в шейке от воздействия усилия запрессовки при посадке.

Отверстия щеки и посадочного участка шейки вала обработаны с шероховатостью, соответствующей высоте гребешков $6 \div 8$ мкм.

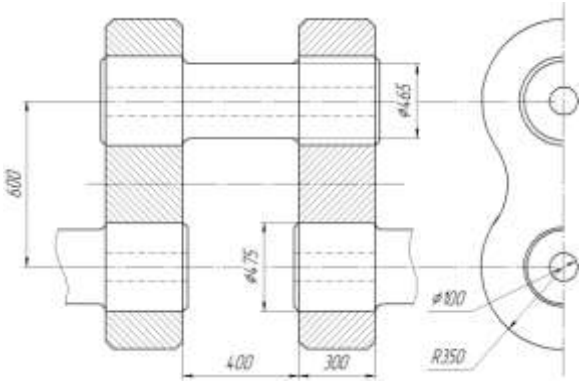


Рис. 3.23. Составной коленчатый вал.

2.6 Ременные передачи.

4.1. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Требуемая мощность электродвигателя $P_1 = 5.2$ кВт при $\omega = 300$ рад/с. передаточное число ременной передачи $u = 3$. Нагрузка близкая к постоянной, работа двухсменная.

4.2. Рассчитать открытую плоскоременную передачу по следующим данным: $P_1 = 7.5$ кВт; угловая скорость ведущего шкива $\omega = 92$ рад/с; передаточное число $u = 2.05$; угол наклона линии центров передачи к горизонту $\theta = 80°$; режим работы средний.

4.3. Рассчитать клиноременную передачу по следующим данным: $P_1 = 12.5$ кВт; $\omega_1 = 300$ рад/с; $u = 1.5$; режим работы тяжелый.

4.4. Рассчитать клиноременную передачу, установленную в системе привода от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Мощность электродвигателя $P_1 = 22$ кВт, $n_1 = 1470$ об/мин, $n_2 = 360$ об/мин. Натяжения ремня периодическое, передача горизонтальная, режим работы средний.

4.5. Рассчитать плоскоременную передачу для привода редуктора ленточного транспортера по следующим данным: окружная сила на барабане $F_t = 8$ кн, окружная скорость барабана $v = 0.6$ м/с, диаметр барабана $D_б = 500$ мм.

Условия работы: пусковая нагрузка составляет до 129% от нормальной, нагрузка постоянная, расположение межосевой линии к горизонту под углом $60°$, работа односменная.

4.6. Рассчитать плоскоременную передачу от асинхронного электродвигателя на входной вал коробки скоростей токарного станка по следующим данным $P_1 = 7.5$ кВт, $n_1 = 1455$ об/мин, $u \approx 3$. Нагрузка переменная, наклон межосевой линии к горизонту равен $80°$, натяжение ремня производится перемещением двигателя, работа двухсменная.

4.7. Рассчитать клиноременную передачу фрезерного станка. двигатель – асинхронный короткозамкнутый, мощность $P_1 = 4$ кВт, $n_1 = 1430$ об/мин; $n_2 = 475$ об/мин, межосевое расстояние принять $a = 900$ мм. Передача расположена горизонтально, рабочая нагрузка с незначительными толчками, работа двухсменная.

4.8. Рассчитать клиноременную передачу для привода коробки скоростей токарного станка по следующим данным: $P_1 = 11$ кВт, $n_1 = 2900$ об/мин, $u \approx 1.65$. Передача расположена вертикально, рабочая нагрузка равномерная, работа односменная.

4.9. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору ленточного транспортера по следующим данным: $P_1 = 7.5$ кВт, $n_1 = 970$ об/мин, $n_2 = 325$ об/мин. Нагрузка переменная, наклон межосевой линии к горизонту составляет $40°$, работа в одну смену.

4.10. Определить число клиновых ремней типа Б в приводе от электродвигателя к редуктору ленточного транспортера, если диаметр ведущего шкива $D_1 = 180$ мм, $u \approx 3$, $P_1 = 7.5$ кВт, n_1 = 970 об/мин. Нагрузка переменная, наклон межосевой линии к горизонту составляет $40°$, работа односменная.

4.11. Плоскоременная передача со шкивами $D_1 = 400$ мм и $D_2 = 1000$ мм была рассчитана при межосевом расстоянии $a = 3000$ мм. Однако в дальнейшем оказалось необходимым сократить a на 1000 мм.

Определите, как изменится длина ремня, отразится ли уменьшение а на долговечности ремня? Мощность электродвигателя $P_1 = 30$ кВт, $n_1 = 1470$ об/мин, нагрузка постоянная, работа двухсменная.

4.12. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода цепного конвейера по следующим данным: $P_1 = 4$ кВт, $n_1 = 950$ об/мин, $u \approx 2$. Нагрузка переменная, передача расположена горизонтально, работа двухсменная.

4.13. Рассчитать клиноременную передачу от эл. двигателя к редуктору тележечного конвейера, работающего в литейном цехе круглосуточно. Мощность эл. двигателя $P_1 = 2.2$ кВт, $n_1 = 950$ об/мин, $n_2 = 475$ об/мин.

4.14. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к коробке скоростей фрезерного станка при следующих условиях: $P_1 = 5.5$ кВт, $n_1 = 1445$ об/мин, $u = 5$, колебания нагрузки – умеренные, работа двухсменная.

4.15. Определить мощность, которую может передать прорезиненный ремень открытой передаче типа А толщиной $\delta = 6$ мм и шириной $b = 150$ мм, $D_1 = 180$ мм, $D_2 = 400$ мм. Межосевое расстояние - 2000 мм. Частота вращения ведущего шкива - 1470 об/мин, рабочая нагрузка с умеренными колебаниями, наклон передачи к горизонту до $60°$, работа двухсменная, привод от асинхронного электродвигателя.

4.16. Определить размеры сечения кожаного ремня открытой передачи, межосевое расстояние и длину ремня, если передаваемая мощность $P_1 = 20$ кВт, скорость ремня $v = 28$ м/с, диаметр шкивов $D_1 = 200$ мм, ведомого $D_2 = 450$ мм, рабочая нагрузка претерпевает резкие колебания. Электродвигатель – асинхронный, наклон передачи к горизонту до $60°$, передача предназначена для привода дробилки.

4.17. Определить требуемые размеры сечения прорезиненного ремня, выбрав тип его по стандарту, для следующих условий: привод к ленточному транспортеру; работа двухсменная; мощность электродвигателя $P_1 = 10$ кВт,

$\omega = 100$ рад/с; диаметр шкивов $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 450$ мм; наклон передачи к горизонту под углом $30°$, межосевое расстояние $a = 1000$ мм.

4.18. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к валу вентилятора по следующим данным: мощность эл. двигателя $P_1 = 1.5$ кВт, $n_1 = 1415$ об/мин, передаточное число $u \approx 3$, режим работы постоянный, работа круглосуточная.

4.19. Определить рабочий ресурс клиноременной передачи от электродвигателя к коробке скоростей фрезерного станка для следующих условий работы: передаваемая мощность $P_1 = 3$ кВт, $\omega_1 = 150$ рад/с, $\omega_2 = 50$ рад/с. работа двухсменная, режим работы переменный.

4.20. Определить число ремней и дать заключение о долговечности клиноременной передачи, работающей круглосуточно при постоянном режиме нагрузки, при следующих условиях: $P_1 = 11$ кВт, $n_1 = 2900$ об/мин, $u \approx 4$.

4.21. Дать заключение о долговечности клиноременной передачи от электродвигателя к редуктору привода цепного конвейера при следующих данных: тяговое усилие цепи $F_t = 10$ кн, скорость цепи $V = 0.8$ м/с, шаг цепи $t = 100$ мм, число зубьев звездочки $z = 10$. Передаточное число передачи $u \approx 8$. Работа двухсменная. Наклон передачи к горизонту под углом $30°$.

4.22. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера по следующим данным: $P_1 = 2.2$ кВт, $n_1 = 1425$ об/мин, передаточное число $u \approx 5$, нагрузка постоянная, работа односменная, передача расположена горизонтально.

4.23. Определить срок службы клиноременной передачи от двигателя внутреннего сгорания к редуктору привода насосной станции при следующих данных: $P_1 = 7.5$ кВт, $n_1 = 970$ об/мин, передаточное число $u \approx 2.5$. Передача расположена горизонтально, нагрузка постоянная, работа двухсменная.

4.24. Дать заключение о целесообразности применения клиноременной передачи в приводе ленточного транспортера от электродвигателя к редуктору. Исходные данные для расчета: передаваемая мощность $P_1 = 18.5$ кВт,

$n_1 = 1465$ об/мин, передаточное число $u \approx 3$; нагрузка постоянная. Передача расположена горизонтально, работа трехсменная.

4.25. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к центробежному насосу по следующим данным: мощность двигателя $P_1 = 1.5$ кВт, $n_1 = 935$ об/мин, передаточное число $u \approx 2$, работа двухсменная, нагрузка постоянная.

4.26. Рассчитать передачу поликлиновым ремнем к поршневому компрессору, работающему в две смены. Дано: передаваемая мощность $P_1 = 70$ кВт, частота вращения: $n_1 = 1300$ об/мин, $n_2 = 400$ об/мин.

4.27. Рассчитать зубчато-ременную передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Требуемая мощность электродвигателя $P_1 = 5.2$ кВт при $\omega = 300$ рад/с. передаточное число ременной передачи $u \approx 3$. Нагрузка близкая к постоянной, работа двухсменная.

4.28. Рассчитать передачу поликлиновым ремнем от электродвигателя к входному валу коробки скоростей токарно-револьверного станка по следующим данным: мощность электродвигателя $P_1 = 7.5$ кВт, $n_1 = 1450$ об/мин, передаточное число передачи $u \approx 2.5$. Рабочая нагрузка изменяется в значительных пределах, наклон межосевой линии к горизонту равен $80°$, работа двухсменная.

4.29. Рассчитать зубчато-ременную передачу от электродвигателя к входному валу коробки скоростей металлорежущего станка по следующим данным: передаваемая мощность $P_1 = 11$ кВт, $n_1 = 1460$ об/мин, передаточное число $u \approx 4$. Работа двухсменная, режим работы средний.

4.30. Рассчитать зубчато-ременную передачу привода швейной машины по следующим данным: мощность электродвигателя $P_1 = 0.75$ кВт, $n_1 = 2920$ об/мин, $n_2 = 730$ об/мин. Работа односменная, нагрузка близкая к постоянной.

2.7 Цилиндрический зубчатые передачи.

5.1. Определить геометрию цилиндрической прямозубой передачи без смещения при модуле $m = 2$ мм, числе зубьев шестерни $Z_1 = 25$, колеса $Z_2 = 75$, $\psi_{bd} = 0.8$.

5.2. Определить геометрию цилиндрической прямозубой передачи без смещения при модуле $m = 5$ мм, числе зубьев шестерни $Z_1 = 24$, колеса $Z_2 = 72$.

5.3. По условию задачи 5.1 определить геометрию косозубой цилиндрической передачи без смещения, угол наклона зуба $\beta = 8$.

5.4. По условию задачи 5.2 определить геометрию косозубой цилиндрической передачи без смещения, угол наклона зуба $\beta = 12$.

5.5. Определить геометрию прямозубой цилиндрической передачи без смещения при высоте зуба $h = 6.75$ мм, передаточном числе $U = 2$, межосевом расстоянии $a = 112.5$ мм.

5.6. Определить геометрию прямозубой цилиндрической передачи без смещения при высоте зуба $h = 11.25$ мм, передаточном числе $U = 3.55$, межосевом расстоянии $a = 273$ мм.

5.7. Определить геометрию косозубой цилиндрической передачи без смещения при высоте зуба $h = 4.5$ мм, передаточном числе $U = 1.4$, межосевом расстоянии $a = 60.74$ мм, угле наклона $\beta = 9$.

5.7. Определить геометрию косозубой цилиндрической передачи без смещения при высоте зуба $h = 6.19$ мм, передаточном числе $U = 4$, межосевом расстоянии $a = 191.4$ мм, угле наклона $\beta = 14$.

5.8. Определить передаточное число редуктора и указать количество ступеней в редукторе если $n_{\text{вых}} = 36$ об/мин, $n_{\text{вх}} = 720$ об/мин.

5.9. Определить передаточное число редуктора и указать количество ступеней в редукторе если $n_{\text{вых}} = 36$ об/мин, $n_{\text{вх}} = 144$ об/мин.

5.10. Определить передаточное число редуктора и указать количество ступеней в редукторе если $n_{\text{вых}} = 36$ об/мин, $n_{\text{вх}} = 1800$ об/мин.

5.11. Определить допускаемые контактные напряжения для передачи с продолжительным сроком службы если термообработка улучшенная, материал зубчатых колес сталь 45.

5.12. Определить допускаемые контактные напряжения для передачи с продолжительным сроком службы если термообработка закалка, материал зубчатых колес сталь 40х.

5.13. По условию задачи 5.11 определить допускаемые напряжения изгиба.

5.14. По условию задачи 5.12 определить допускаемые напряжения изгиба.

5.15. Определить усилия в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи при $d_1 = 20$ мм, $T_1 = 50$ Нм.

5.16. Определить усилия в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи при $d_1 = 60$ мм, $T_1 = 120$ Нм.

5.17. По условию задачи 5.15 определить усилия в зацеплении косозубой цилиндрической передачи при угле наклона зуба $\beta_0 = 8$.

5.18. По условию задачи 5.16 определить усилия в зацеплении косозубой цилиндрической передачи при угле наклона зуба $\beta_0 = 11$.

5.19. Определить межосевое расстояние и модуль косозубой цилиндрической передачи. Колеса из стали; установлены симметрично, $U = 2$, $T_1 = 40$ Нм, $\sigma_{\text{н}} = 450$ МПа.

5.20. Определить межосевое расстояние и модуль косозубой цилиндрической передачи. Колеса из стали; установлены симметрично, $U = 4$, $T_1 = 130$ Нм, $\sigma_{\text{н}} = 570$ МПа.

5.21. Определить делительный диаметр и модуль прямозубой цилиндрической передачи. Колеса стальные, установлены несимметрично, $U = 3.15$, $T_1 = 100$ Нм, $\sigma_{\text{н}} = 500$ МПа.

5.22. Определить делительный диаметр и модуль прямозубой цилиндрической передачи. Колеса стальные, установлены несимметрично, $U = 2$, $T_1 = 200$ Нм, $\sigma_{\text{н}} = 550$ МПа.

2.8 Червячные передачи.

6.1. Выбрать число заходов червяка Z_1, если $u = 8$, $u = 20$, $u = 32$.

6.2. Определить число зубьев червячного колеса Z_2, если число заходов $Z_1 = 2$, передаточное число червячной передачи $u = 20$.

6.3. Выбрать материал для изготовления венцов червячных колес при скоростях скольжения червячных колес: $V_{ск}$ до 2 м/с; $V_{ск}$ до 6 м/с; $V_{ск} > 6$ м/с.

6.4. Определить длительный диаметр червяка d_1, если $d_2 = 150$ мм; $Z_1 = 4$; $Z_2 = 30$; $q = 10$.

6.5. Определить длительный диаметр червячного колеса, если $d_1 = 40$ мм, $q = 8$, $Z_2 = 28$.

6.6. Определить силы, действующие в червячной передаче (общие выражения) и показать действие этих сил на схеме ЧП.

6.7. Определить допускаемое контактное напряжение σ_{H_2} для зубьев венца червячного колеса, изготовленного из бронзы БрОФ10-1.

6.8. Определить допускаемое изгибное напряжение σ_{F_2} для зубьев венца червячного колеса, изготовленного из бронзы БрОФ10-1 при работе одной стороной.

6.9. Определить допускаемое изгибное напряжение σ_{F_2} для зубьев венца червячного колеса, изготовленного из чугуна марки С415 при работе одной стороной.

6.10. Определить допускаемое изгибное напряжение σ_{F_2} для зубьев венца червячного колеса, изготовленного из чугуна марки С415 для реверсивной передачи.

6.11. Определить ширину обода червяного колеса b_2, если $Z_1 = 2$, $D_{a_1} = 250$ мм.

6.12. Определить длину нарезанной части червяка b_2, если $Z_1 = 2$, $Z_2 = 32$, $m = 5$ и смещение в передаче отсутствует.

6.13. Определить межосевое расстояние "a" червячной передачи, если $T_1 = 1150$ н*м, $Z_2 = 42$, $q = 8$, $\sigma_{H} = 200$ МПа, $K_{H_\beta} = 1$, $K_{H_v} = 2$.

6.14. Рассчитать червячную передачу с архимедовым червяком, если $P_1 = 7$ кВт, угловая скорость червяка $\omega_1 = 105$ рад/с, передаточное число передачи $u = 21$, срок службы ЧП 20000 час., работа ЧП непрерывная, спокойная, круглосуточная, нагрузка постоянная.

2.9 Прочие виды передач.

7.1. Определить требуемую мощность электродвигателя $N_э$, приводящего в движение машину через коническо-цилиндрическую открытую зубчатую передачу (рис. 7.1), если мощность на валу машины $N_м = 5.5$ квт, а к. п. д., учитывающий потери в паре подшипников качения, $\eta_{пк} = 0.99$.

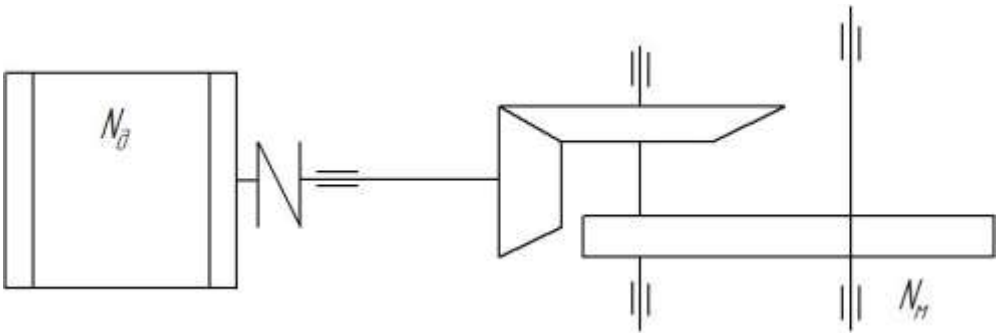


Рис. 7.1 Коническо-цилиидрическая передача

Решение.

1.К. п. д. открытых зубчатых передач:

с цилиндрическими колесами $\eta_ц = 0.93$;

с коническими колесами $\eta_к = 0.92$.

2. Требуемая мощность электродвигателя

$$N_э = \frac{N_м}{\eta_к \eta_ц \eta_{пк}^3} = \frac{5.5}{0.92 * 0.93 * 0.99^3} = 6.63 \text{ квт}.$$

7.2. Определить угловую скорость вала электродвигателя $n_э$, приводящего в движение машину через двухступенчатую цилиндрическую открытую зубчатую передачу (рис. 7.2), если угловая скорость вала машины $n_м = 16$ об/мин, а передаточные числа каждой ступени имеют значения выше средних. Найти числа зубьев зубчатых колес z_2 и z_4, если числа зубьев

шестерен $z_1 = 18$ и $z_3 = 20$.

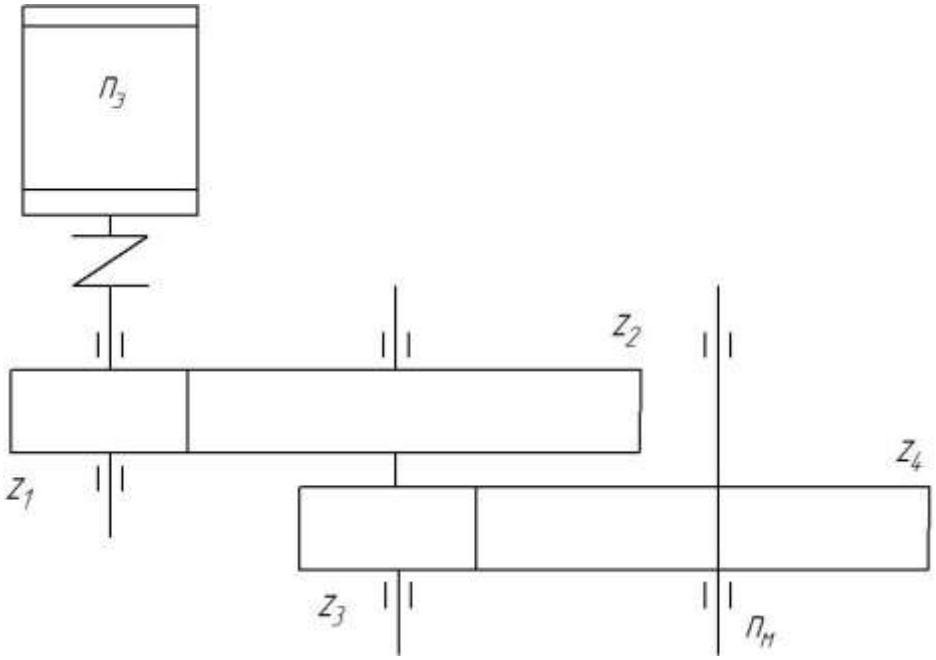


Рис. 7.2. Двухступенчатая цилиндрическая передача

Решение.

1. Примем значения передаточных чисел для открытых передач цилиндрическими колесами:

быстроходная ступень $i_Б = 12$;

тихоходная ступень $i_Т = 15$.

2. Общее передаточное число

$i = i_Б i_Т = 12 * 15 = 180$.

3. Угловая скорость вала электродвигателя

$n_э = n_м * i = 16 * 180 = 2880$ об/мин.

4. Числа зубьев зубчатых колес:

$z_2 = z_1 * i_Б = 18 * 12 = 216$;

$z_4 = z_3 * i_Т = 20 * 15 = 300$.

7.3. Какое влияние оказывает промежуточное зубчатое колесо z_2 (рис.7.3) на направление вращения ведомого вала и на величину передаточного числа, если $z_1 = 20$; $z_2 = 24$; $z_3 = 60$?

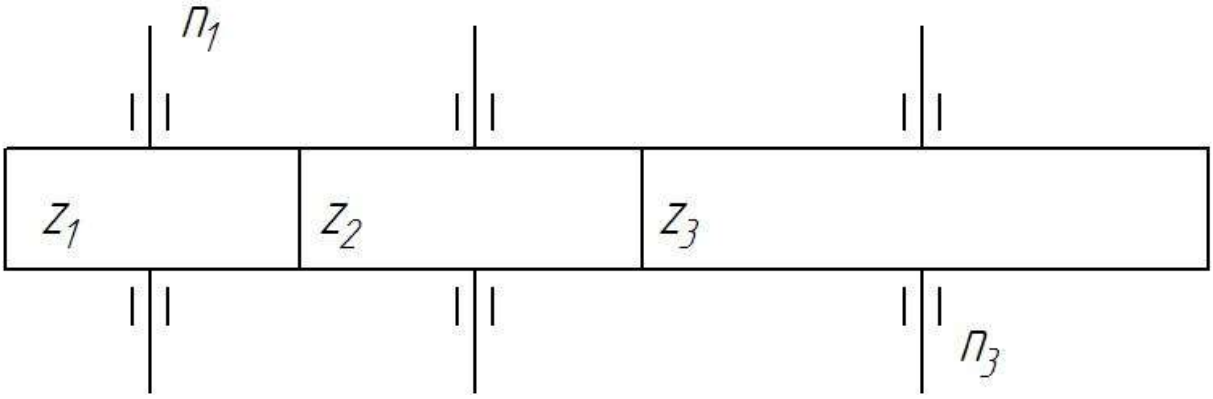


Рис. 7.3 Передача с промежуточным зубчатым колесом

Ответ: $i = 3$.

7.4. Какое влияние оказывает промежуточное зубчатое колесо z_2 (Рис.7.3.) на величину к. п. д. передачи?

Ответ: $\eta = \eta_{ц}^{2}\eta_{пк}^{3}$.

7.5. Определить величину вращающего момента, который может передать прямозубая эвольвентная шестерня при реверсивной работе, если: число ее зубьев $z = 26$; длина зуба (ширина венца шестерни) $b = 90$ мм; модуль зацепления $m = 8$ мм. Смазка зацепления консистентная. Материал шестерни - кремнемарганцовая сталь марки 35СГ , у которой $\sigma_{в} = 880$ н/мм^2. Твердость поверхности зубьев $HB\,229$.

Решение.

Поскольку шестерня работает в передаче открытого типа, допускаемый момент определяют из расчета на усталостную прочность зубьев при изгибе.

1. Определяем величину допускаемого напряжения при изгибе:

а) Предел выносливости для легированной стали

$$\sigma_{-1} \approx 0.35\sigma_{в} + (10 \div 120)\ н/мм^2 = 0.35 * 880 + 90 \approx 400\ н/мм^2.$$

б) Допускаемое напряжение при реверсивной работе

$$[\sigma_{-1и}] = \frac{\sigma_{-1}}{n\,k_{\sigma}}.$$

Твердость $HB\,229$ для кремнемарганцовой стали может быть достигнута улучшением. Для поковок улучшенных:

коэффициент запаса прочности $n = 1.4$;

коэффициент концентрации напряжений $k_\sigma = 1.6$.

$$\sigma_{-1\,и} = \frac{400}{1.4*1.6} = 180 \text{ н/мм}^2.$$

2. Допускаемый момент при длительной работе

$$M = \frac{ym^2 zb\,\sigma_{-1\,и}}{2K}.$$

Коэффициент формы зуба $y = 0.404$ при $z = 26$. Коэффициент нагрузки $K = 1.5$ в предположении несимметричного или консольного расположения шестерни. Тогда

$$M = \frac{0.404*8^2*26*90*180}{2*1.5} = 3.72*10^6 \text{ н*мм} = 3720 \text{ н*м}.$$

7.6. Подсчитать основные геометрические размеры прямозубой конической передачи по следующим данным: а) мощность на входном валу - 17 квт; б) угловая скорость входного вала - 730 об/мин; в) угловая скорость выходного вала - 200 об/мин.

7.10. Определить необходимый модуль цилиндрической металлополимерной зубчатой передачи открытого типа, передающей вращающий момент $M = 30000$ н*мм (на колесе) при: следующих исходных данных: зубья прямые, изготовлены нарезанием, материал шестерни - сталь 45 нормализованная, материал колеса – текстолит с $\sigma_в = 100$ н/мм^2 и $\sigma_т = 50$ н/мм^2 (при изгибе), угловая скорость колеса $n = 100$ об/мин, число зубьев шестерни $z_1 = 20$, передаточное число пары $i = 5$, расчетный срок службы $T = 1500$ ч, смазка периодическая, допустимый износ не более 20%, температура эксплуатации $20°C$.

Решение.

Поскольку передача открытого типа, проектный расчет ее ведется из условия прочности зубьев колеса на изгиб (методику расчета и выбор коэффициентов см. в книге [22]).

1. Определение допускаемого напряжения для пластмассы:

$$\sigma_{\text{и}}^{-} = \sigma_{\text{т}} k_t k_{\text{ц}} k_{\text{техн}} k_{\text{и}} k_{\sigma}.$$

Температурный коэффициент $k_t = 1.0$, так как передача работает при температуре $20°C$.

Коэффициент срока службы

$$k_{\text{ц}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\text{ц}}}},$$

где $N_{\text{ц}}$ - расчетное число циклов за весь срок службы;

$$N_{\text{ц}} = 60naT$$

$a = 1$- число зацеплений зуба за 1 оборот.

$$N_{\text{ц}} = 60*100*1*1500 = 0.9*10^7;\ k_{\text{ц}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{0.9*10^7}} = 1.02.$$

Технологический коэффициент $k_{\text{техн}} = 0.9$ для нарезанных зубьев.

Коэффициент частоты нагружений $k_{\text{и}} = 1$, если $an < 300$ $an = 1*100 = 100$.

Коэффициент концентрации напряжений у корня зуба $k_{\sigma} = 0.9$ для текстолита.

$$\sigma_{\text{и}}^{-} = 50*1.0*1.02*0.9*1*0.9 = 41.5 \text{ н/мм}^2.$$

2. Определение величины модуля:

$$m = \sqrt[3]{\frac{0.636MK_{\text{н}}K_{\text{изн}}}{\sigma_{\text{и}}^{-} y \psi_m z_2}}.$$

Коэффициент нагрузки $K_{\text{н}} = K_{\text{ир}} K_{\text{дин}}$; коэффициент неравномерности распределения нагрузки $K_{\text{ир}} = 1.0$ для нарезанных зубьев; коэффициент динамичности нагрузки $K_{\text{дин}} = 1.2$;

$$K_{\text{н}} = 1.0*1.2 = 1.2.$$

Коэффициент износа $K_{\text{изн}} = 1.5$ при допустимом износе 20%.

Число зубьев колеса $z_2 = 5*20 = 100$.

Коэффициент формы зуба $y = 0.163$ при $z_2 = 100$.

Коэффициент ширины зуба $\psi_m = \frac{b}{m} = 8$ (задаемся).

$$m = \sqrt[3]{\frac{0.636*30000*1.2*1.5}{41{,}5*0.163*8*100}} = 1.85 \text{ мм}$$

Принимаем модуль $m = 2$ мм.

7.11. Рассчитать передачу от электродвигателя к редуктору роликовой цепью по следующим данным:

а) мощность электродвигателя, установленного на салазках, $N_э = 2.8$ квт;

б) угловая скорость вала электродвигателя $n_э = 1420$ об/мин;

в) угловая скорость входного вала редуктора $n_1 = 450$ об/мин.

Режим работы передачи - нагрузка постоянная, работа двухсменная. Расположение передачи - горизонтальное, смазка цепи - периодическая.

Решение.

1. Передаточное число цепной передачи

$$i_ц = \frac{n_э}{n_1} = \frac{1420}{450} = 3.16.$$

2. В зависимости от передаточного числа, выбираем число зубьев малой (ведущей) звездочки $z_1 = 23$; тогда число зубьев ведомой звездочки будет $z_2 = iz_1 = 3.16 \times 23 = 73$ зуба.

3. Шаг цепи определяем или по таблице, в зависимости от угловых скоростей и числа зубьев ведущей звездочки, или по эмпирической формуле:

$$t \le \frac{4760}{\sqrt[3]{n_э^2 z_1}} = \frac{4760}{\sqrt[3]{1420^2 * 23}} = 13.2 \text{ мм}.$$

Принимаем приводную роликовую однорядную нормальную цепь ПР - 12,7 - 1800 - 2, у которой шаг $t = 12.7$ мм, разрушающая нагрузка $Q = 18000$ н и вес 1 м цепи 7,1 н.

4. Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 t n_э}{60*1000} = \frac{23*12.7*1420}{60*1000} = 6.92 \text{ м/сек};$$

максимально допустимая скорость по эмпирической формуле

$$v_{max} = 7.3\sqrt{\frac{z_1}{t}} = 7.3\sqrt{\frac{23}{12.7}} = 9.8 \text{ м/сек}.$$

5. Окружное усилие

$$P = \frac{102 * N_э}{v} = \frac{102 * 2.8}{6.92} = 413 \text{ н}.$$

6. Межосевое расстояние

$$A = 30 \div 60 * t,$$

где t шаг цепи в мм; $A = 30 \div 60 * 12.7 = 380 \div 760$ мм; примем $A = 600$ мм.

7. Необходимое число звеньев цепи

$$L_t = \frac{2A}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{A} = \frac{2 * 600}{12.7} + \frac{73 + 23}{2} + \left(\frac{73 - 23}{2 * 3.14}\right)^2 * \frac{12.7}{600} =$$

$$= 143.8,$$

округляем найденное значение до $L_t = 144$ звена.

8. Полная длина цепи

$$L = L_t t = 144 * 12.7 = 1830 \text{ мм}.$$

9. Коэффициент эксплуатации цепной передачи

$$k_э = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6,$$

где корректирующие коэффициенты учитывают:

k_1 - динамичность нагрузки; при спокойной нагрузке $k_1 = 1.0$;

k_2 - длину цепи; при $A = 30 \div 50 * t$ коэффициент $k_2 = 1.0$;

k_3 - наклон цепи к горизонту; при наклоне до $60°$, $k_3 = 1.0$;

k_4 - регулирование натяжения цепи; при наличии возможности перемещения оси ведущей звездочки, $k_4 = 1{,}0$;

k_5 - характер смазки; при периодической смазке $k_5 = 1{,}5$;

k_6 - сменность работы; при двухсменной работе $k_6 = 1{,}25$;

$$k_э = 1 * 1 * 1 * 1 * 1.5 * 1.25 = 1.87.$$

10. Расчет цепи на износ по ограничению давления в шарнирах.

Найдем проекцию опорной поверхности шарнира цепи:

$$F = C + 2s\,d = 7.75 + 3.55 * 4.45 = 502.5 \text{ мм}^2,$$

где C - расстояние между внутренними пластинами цепи (рис. 9.6); $C = 7{,}75$ мм;

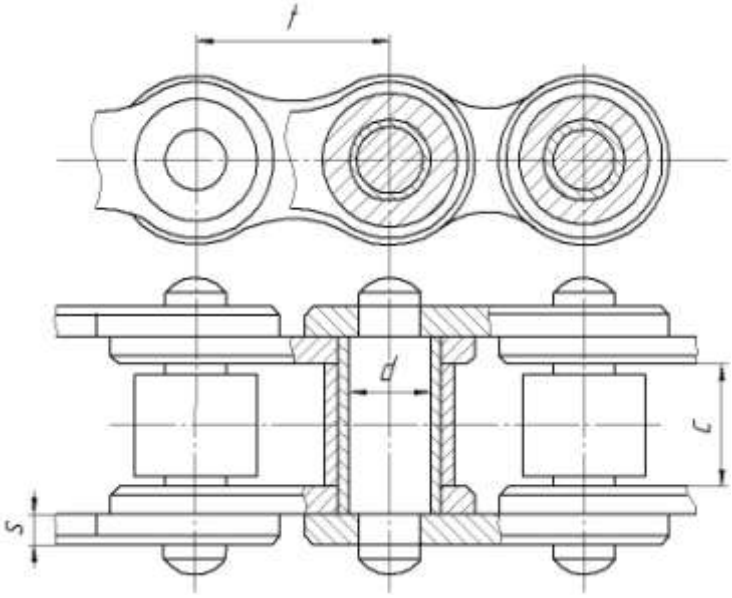


Рис. 7.11. Конструкция звеньев роликовой цепи.

$2s$ - толщина двух пластин; $2s = 3.55$ мм;

d_1 - диаметр валика; $d_1 = 4.45$ мм.

11. Давление в шарнире цепи

$$p = \frac{k_э * P}{F} = \frac{1.87 * 413}{502.5} = 14{,}7 \text{ н/мм}^2 \le [p],$$

где $[p] \approx 19.6$ н/мм^2 (см. табл. 15).

12. Проверка цепи на долговечность по числу ударов в секунду:

$$u = \frac{4 z_1 n_э}{60 L_t} = \frac{4 * 23 * 1420}{60 * 144} = 15.1 < [u],$$

где $[u] = 60$.

13. Коэффициент безопасности, или допускаемый коэффициент запаса прочности, определяем по табл. 16 в зависимости от шага цепи и угловой скорости звездочки; в данном, случае $[n] \approx 12.5$.

14. Для определения фактического коэффициента безопасности $n_ф$ необходимо определить суммарное натяжение в ведущей ветви цепи от окружного усилия P, от центробежной силы $P_ц$ и от провисания цепи P_f.

$P_{\text{сум}} = P + P_{\text{ц}} + P_f$;

а) окружное усилие было определено выше и равно $P = 413$ н;

б) натяжение цепи от центробежной силы (определяется только в том случае, если скорость цепи $v > 5$ м/сек)

$$P_{\text{ц}} = \frac{qv^2}{g} = \frac{0.71 * 6.92^2}{9.81} = 34.7 \text{ н};$$

в) натяжение цепи от провисания

$P_f = k_f qA = 6 * 0.71 * 0.6 = 25.5$ н, где $k_f = 6$ при горизонтальном расположении передачи;

г) фактический коэффициент безопасности

$n_{\text{ф}} = \dfrac{Q}{P_{\text{сум}}} = \dfrac{18000}{413 + 34.7 + 25.5} = 38$, т. е. $n_{\text{ф}} = n$, значит цепь выбрана правильно.

15. Давление цепи на вал

$Q_{\text{в}} = k_{\text{в}} P = 1.15 * 413 = 475$ н,

где $k_{\text{в}}$ - коэффициент нагружения вала цепью; при угле наклона передачи $< 40°$ и спокойной нагрузке, $k_{\text{в}} = 1.15$.

16. Диаметры делительных окружностей ведущей и ведомой звездочек:

$$d_{\text{д}_1} = \frac{t}{sin\dfrac{180°}{z_1}} = \frac{12.7}{sin\dfrac{180°}{23}} = 93.5 \text{ мм};$$

$$d_{\text{д}_2} = \frac{t}{sin\dfrac{180°}{z_2}} = \frac{12.7}{sin\dfrac{180°}{73}} = 289 \text{ мм}.$$

7.12. Выбрать приводную зубчатую цепь для двухзвездной передачи, работающей при равномерной нагрузке. Исходные данные: передаваемая мощность: $P = 13$ кВт, угловая скорость $\omega_1 = 245$ рад/с, передаточное число $u = 3{,}5$.

7.13. Определить межосевое расстояние цепной передачи и делительные диаметры звездочек, если $z_1 = 23, z_2 = 75$, $t = 15.87$ мм, а длина

цепи, выраженная в шагах, или число звеньев цепи $L_t = 129$.

Ответ: $A = 604.7$ мм; $d_{Д_1} = 116.7$ мм; $d_{Д_2} = 380$ мм.

7.14. По данным предыдущей задачи определить число ударов цепи и в секунду. Скорость цепи 6.28 м/сек.

Ответ: $u = 12.2 \frac{1}{сек} < u$.

7.15. Определить допускаемое окружное усилие $[F]$ для зубчатой цепи при $t = 25.4$ мм, $b = 55.5$ мм и $z_1 = 19$ при двух угловых скоростях малой звездочки $n_1 = 1200$ и 800 об/мин. Коэффициент эксплуатации $k_э$ принять равным единице.

Ответ: 2480 и 2980 н.

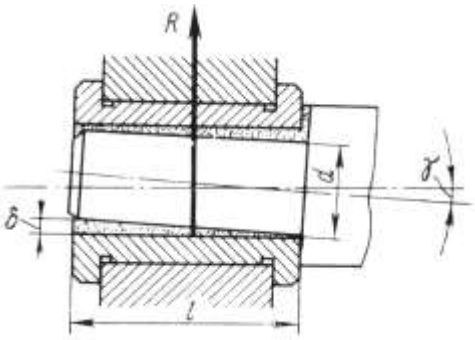
2.10 Валы и оси

8.1. Определить диаметр оси блока при действии равнодействующей сил натяжения каната $F = 15$ кн. Материал оси сталь Ст.3, требуемый коэффициент запаса прочности $n = 2$.

8.2. Определить угол закручивания вала φ_0 под зубчатым колесом. Крутящий момент $T = 550$ н*м; диаметр вала $d = 40$ мм; материал вала – сталь 50.

8.3. Определить диаметр вала из расчета на прочность по деформации кручения, крутящий момент $T = 1.5$ кн*м; материал вала – сталь 50; допускаемый угол закручивания вала на длине 1 м - $[\varphi_0] = 0{,}005$ рад/м; допускаемые напряжения кручения $[\tau_к] = 30$ МПа.

8.4. Для цапф (рис. 8.4), размеры которых указаны в таблице:



Диаметр d, мм	20	30	40	50
Длина l, мм	35	70	85	100
Реакция R, н	1500	2000	3500	6000

Рис. 8.4. Условная схема деформированной цапфы

определить: а) напряжение изгиба, б) давление на вкладыш и в) диаметральный зазор конца цапфы δ.

Указание. Проверку заданных величин производить по формулам:

а) $\frac{Rl}{2} = 0.1d^3\sigma_и$; б) $k = \frac{R}{dl}$; в) $tg\gamma = \frac{\delta}{l}$, где $\gamma = 2' \div 5'$ или $0.001 \div 0.002$ рад.

Ответ: а) 33, 26, 23.4, 24 н/мм^2; б) 2.15, 0.95, 1, 1.2 н/мм^2; в) ≈ 20 мкм, ≈ 60 мкм, ≈ 125 мкм, ≈ 116 мкм,

8.5. Определить диаметр вала турбовентилятора и проверить получающиеся углы закручивания по следующим данным: а) мощность на валу $N = 5; 8; 12; 15$ кВт; б) угловая скорость вала $n = 3000; 2400; 2000;$ 1800 об/мин; в) расстояние между опорами $l = 200; 250; 320; 400$ мм. Материал вала - сталь 45; допускаемый угол закручивания $\phi = 1/4° \div 2/3°$ на метр длины.

Указание. Расчет вести в указанном ниже порядке для одного из вариантов, пользуясь формулами:

1. Передаваемый момент

$$M = 97500\frac{N}{n} \text{ кГ} * \text{см}.$$

2. Диаметр вала

$$d = 13 * \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ см}.$$

3. Полярный момент инерции

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ см}^4.$$

4. Угол закручивания

$$\varphi = \frac{Ml}{GI_p} \text{ рад}.$$

8.6. Для соосного зубчатого редуктора определить диаметры промежуточного вала в сечениях под зубчатыми колесами, если: а) момент, передаваемый валом, $M_к = 130000$ н * мм; б) диаметры начальных окружностей колес: $d_2 = 327$ мм и

$d_3 = 67$ мм; в) размеры вала: расстояние от левой опоры до первого зацепления $a = 50$ мм, расстояние от правой опоры до второго зацепления $b = 60$ мм, расстояние между опорами $l = 230$ мм. Материал вала - сталь 45, для которой допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_и] = 70$ н/см^2.

Решение.

1. Окружные усилия в зацеплениях:

$$P_2 = \frac{2M_к}{d_2} = \frac{2*130000}{327} = 800 \text{ н};$$

$$P_3 = \frac{2M_к}{d_3} = \frac{2*130000}{67} = 3900 \text{ н}$$

2. Радиальные усилия

$$T_2 = P_2 tg\alpha = 800 tg 20° = 290 \text{ н};$$

$$T_3 = P_3 tg\alpha = 3900 tg 20° = 1420 \text{ н}.$$

3. Опорные реакции от сил T_2 и T_3 в вертикальной плоскости:

$$A_1 l - T_2 (l - a) - T_3 b = 0;$$

$$A_1 = \frac{T_2 (l - a) + T_3 b}{l} = \frac{290 (230 - 50) + 1420*60}{230} = 600 \text{ н};$$

$$B_1 = T_2 + T_3 - A_1 = 290 + 1420 - 600 = 1110 \text{ н}.$$

4. Изгибающие моменты в вертикальной плоскости (в сечениях II и III):

$$M'_B = A_1 a = 600*50 = 30000 \text{ н*мм};$$

$$M''_B = B_1 b = 1110*60 = 66600 \text{ н*мм}$$

5. Опорные реакции от сил P_2 и P_3 в горизонтальной плоскости:

$$A_2 l + P_2 (l - a) - P_3 b = 0;$$

$$A_2 = \frac{P_3 b - P_2 (l - a)}{l} = \frac{3900*60 - 800 (230 - 50)}{230} = 450 \text{ н};$$

$$B_2 = P_3 - P_2 - A_2 = 3900 - 800 - 450 = 2650 \text{ н};$$

6. Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости (в сечениях II и III):

$$M'_r = A_2 a = 450*50 = 22500 \text{ н*мм}$$

$$M''_r = B_2 b = 2650*60 = 159000 \text{ н*мм}$$

7. Изгибающие моменты:

в сечении II

$$M_{II} = \sqrt{M'^2_{\text{В}} + M'^2_r} = 37200 \text{ н} * \text{мм};$$

в сечении III

$$M_{III} = \sqrt{M''^2_{\text{В}} + M''^2_r} = 172000 \text{ н} * \text{мм}.$$

8. Приведенные моменты по третьей теории прочности:

в сечении II

$$M_{\text{пр}II} = \sqrt{M_{II}^2 + M_{\text{к}}^2} = 135000 \text{ н} * \text{мм};$$

в сечении III

$$M_{\text{пр}III} = \sqrt{M_{III}^2 + M_{\text{к}}^2} = 215000 \text{ н} * \text{мм}.$$

9. Диаметры промежуточного вала в сечениях под зубчатыми колесами:

в сечении II

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}II}}{0.1\,\sigma_{\text{и}}}} = 2.68 \text{ см} = 26.8 \text{ мм};$$

в сечении III

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}III}}{0.1\,\sigma_{\text{и}}}} = 3.1 \text{ см} = 31 \text{ мм}$$

Для компенсации ослабления вала шпоночной канавкой необходимо увеличить его диаметр на 4% и потом округлить до нормального, т. е. принять диаметры вала:

в сечении II - $d_{II} = 30$ мм,

в сечении III - $d_{III} = 35$ мм.

8.7. Определить реакции опор, построить эпюры изгибающих и крутящих моментов для вала червяка и червячного колеса по следующим данным: а) окружное усилие червяка $Q = 580$ н; б) осевое усилие червяка $P = 2850$ н; в) радиальное усилие $T = 1050$ н; т) диаметр делительного цилиндра червяка $d_{\text{дч}} = 49.5$ мм; д) диаметр делительной окружности колеса $d_{\text{дк}} = 135$ мм; е) расстояние между опорами вала червяка $L = 120$ мм ж) расстояние между опорами вала червячного колеса $l = 80$ мм.

8.8. Определить коэффициент запаса прочности в опасном сечении вала

прямозубой цилиндрической шестерни (рис. 12.6). Материал вала - сталь 50 с временным сопротивлением $\sigma_в = 600$ н/мм^2. Нормальные напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения - по отнулевому циклу. Вал передает $N = 35$ кВт при $n = 65$ об/мин. На вал действует сила натяжения цепной передачи $Q_ц = 12000$ н, направленная горизонтально так, что она увеличивает напряжения и деформации от окружной силы P.

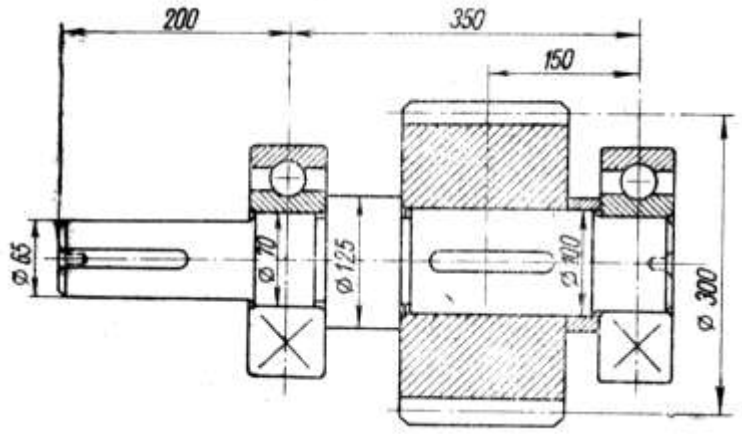


Рис. 8.8. Вал шестерни на двух шарикоподшипниках.

2.11 Подшипники качения

9.1. Подобрать и проверить подшипники вала червяка. Радиальные нагрузки на опоры $R_л = 1600$ н, $R_п = 1400$ н, в зацеплении червяка и колеса $F_а = 3700$ н. Частота вращения вала $n = 940$ об/мин, диаметр цапфы $d = 40$ мм. Температура подшипниковых узлов $85°C$. Передача используется в приводе станка, ресурс 15000 час.

9.2. Подобрать и проверить подшипники вала коробки передач. Радиальные проекции опор $R_л = 5000$ н, $R_п = 2000$ н. Диаметр цапф $d = 40$ мм, частота вращения вала $n = 1450$ об/мин. Требуемая долговечность - $L_h = 25000$ час., нагрузка спокойная, температура подшипниковых узлов $45°C$.

9.3. Подобрать и проверить шарикоподшипники для вала цилиндрического косозубого одноступенчатого редуктора. Усилия, действующие в зацеплении: $F_t = 3000$ н, $F_r = 1200$ н, $F_a = 5000$ н. Расстояние

между серединами опор $l = 100$ мм, колеса расположены симметрично. Частота вращения вала $n = 2800$ об/мин, диаметр цапфы вала $d = 45$ мм, диаметр шестерни $d_1 = 50$ мм. Ресурс 1000 час.

9.4. Подобрать и проверить радиальные и упорный подшипник крюковой подвески, диаметры цапф оси блоков $d = 30$ мм, диаметр хвостовика крюка $d_к = 45$ мм, грузоподъемность крана $Q = 50$ кн, режим работы средний.

9.5. Натяжной ролик ременной передачи установлен на двух радиальных однорядных шарикоподшипниках, расположенных на расстоянии 100 мм друг от друга. Усилие натяжения ремня $F_r = 8$ кн, приложено симметрично относительно опор. Диаметр цапф оси $d = 20$ мм, частота вращения ролика $n = 1460$ об/мин. Нагрузка спокойная желаемая долговечность $L_h = 20000$ час.. Подобрать и проверить подшипники.

9.6. Выходной вал червячного редуктора смонтирован на конических роликоподшипниках № 7210. Определить долговечность наиболее нагруженного из них по следующим данным: крутящий момент на валу $H = 900$ н*м, частота вращения $n = 30$ об/мин, число зубьев колеса $Z_2 = 41$, модуль зацепления $m = 6$ мм. Расстояние между серединами опор $l = 140$ мм. Колесо относительно опор расположено. Осевое усилие на колесе $F_a = 1960$ н.

9.7. Приводной вал ленточного конвейера установлен на подшипниках качения, помещенных каждый в отдельном корпусе и установленных на сварной раме. Сила давления на вал от натяжения ленты $F_r = 15.5$ кн, частота вращения вала $n = 42$ об/мин, диаметр цапфы $d = 70$ мм. Подобрать и проверить подшипники для этого вала, если расчетная долговечность $L_h = 8000$ час.. Барабан расположен симметрично относительно опор.

9.8. При ремонте машины предложено было заменить установленные на валу радиально-упорные шарикоподшипники 36312 роликовыми коническими 7312.Возможна ли такая замена без расточки в корпусе? Как изменится расчетная долговечность наиболее нагруженного подшипника, если опорные

реакции, $R_{Л} = 3920$ н, $R_{П} = 5400$ н внешняя осевая нагрузка $F_a = 1470$ н? Частота вращения вала $n = 650$ об/мин.

9.9. Быстроходный вал конического редуктора установлен на конических роликоподшипниках № 7209. Расстояние между серединами подшипников $l = 100$ мм, расстояние от правого подшипника до середины до середины шестерни $a = 50$ мм. Усилия в зацеплении $F_t = 1200$ н, $F_r = 410$ н, $F_a = 250$ н. Делительный диаметр шестерни $d_1 = 70$ мм, частота вращения $n = 980$ об/мин. Определить, как изменится теоретическая долговечность, если подшипники поставленные «в распор» переставить «в натяг».

9.10. Определить потребную динамическую грузоподъемность и подобрать по каталогу радиальные и упорный шарикоподшипники для вала червяка. Осевая сила в зацеплении $F_a = 5900$ н, опорные реакции $R_{Л} = 2300$ н, $R_{П} = 1700$ н. Диаметры цапф под радиальными подшипниками $d_1 = 50$ мм, упорным $d_2 = 45$ мм. Частота вращения $n = 940$ об/мин. Ресурс $L_h = 5000$ час.. Нагрузка реверсивная, спокойная.

9.11. Подобрать и проверить подшипники выходного вала одноступенчатого редуктора с косозубыми колесами. В зацеплении действуют усилия: окружное – $F_t = 3000$ н; радиальное - $F_r = 1200$ н; осевое - $F_a = 900$ н. Вал передает момент $T = 270$ мм, вращается с частотой $n = 50$ об/мин. Срок службы $L_h = 24000$ час. Нагрузка умеренные толчки.

9.12. Подобрать и проверить долговечность подшипников, на которых установлен быстроходный вал цилиндрического косозубого редуктора. Усилия, действующие в зацеплении: окружная сила $F_t = 1800$ н, радиальная - $F_r = 600$ н, осевая $F_a = 200$ н. Диаметр цапфы вала $d = 45$ мм. Срок службы $L_h = 36000$ час. Нагрузка переменная, возможны кратковременные перегрузки до 150%.

9.13. Подобрать и определить долговечность подшипников быстроходного вала конического редуктора. В зацеплении действуют усилия:

окружное - $F_t = 1200$ н; радиальное - $F_r = 400$ н; осевое - $F_a = 250$ н. Вал передает момент $T = 46$ н*м. Нагрузка постоянная.

9.14. Подобрать упорный шарикоподшипник для колонны поворотного крана, имеющей цапфу диаметром $d = 60$ мм. Грузоподъемность крана $Q = 3500$ кн. Собственная масса $G = 2500$ кг. Частота вращения крана $n = 2$ об/мин, режим работы - легкий, срок службы $L_h = 15000$ час..

9.15. Подобрать радиальный шарикоподшипник для колонны поворотного крана, имеющий диаметр цапфы в месте посадки этого подшипника. $d = 70$ мм Горизонтальные опорные реакции $R_n = R_h = 55000$ н.Режим работы крана легкий срок службы $L_h = 15000$ час., скорость поворота $n = 3$ об/мин.

9.16. Подобрать и проверить подшипник верхней опоры настенного поворотного крана, работающего при легком режиме, если диаметр цапфы колонны крана $d = 85$ мм, горизонтальная опорная реакция $R_h = 35250$ н, скорость поворота крана $n = 4$ об/мин. Срок службы подшипника $L_h = 10000$ час.

9.17. Тихоходный вал вертикального кранового редуктора типа ВК-350 установлен на двух радиальных шариковых подшипниках №209. Частота вращения вала $n = 60$ об/мин, радиальные нагрузки на опоры $R_Л = R_П = 3000$ н. Нагрузка - умеренные толчки. Определить теоретическую долговечность подшипников.

9.19. Для опор оси ходовых колес тележки мостового крана приняты роликоподшипники конические, однорядные. Подобрать и проверить их, если диаметр цапфы $d = 70$ мм. Осевая нагрузка на ось $F_a = 4500$ н, радиальная нагрузка на ось $F_r = 45000$ н, частота вращения колеса $n = 40$ об/мин. Срок службы при среднем режиме работы крана $L_h = 16000$ час..

9.19. Подобрать подшипники, на которых установлена ось грузового барабана крана, если опорные реакции $R_Л = R_П = 35$ кн, срок службы крана 20000 час., режим работы легкий.

2.12 Муфты

10.1. Определить диаметр болтов, стягивающих накладки глухой продольно - свертной муфты, если передаваемый крутящий момент $T = 375*10^3$ н*мм, допускаемое напряжения кручения $\tau_{кр} = 15$ МПа, коэффициент запаса $K = 2$, коэффициент трения $f = 0.2$, количество стягивающих болтов - 2. Допускаемое напряжение растяжения $\sigma_р = 180$ МПа

10.2. Определить диаметр штифтов глухой втулочной муфты если передаваемый ей крутящий момент $T = 1.029*10^3$ н*мм, число штифтов (на одном валу) $Z = 2$, допускаемое напряжение среза $\tau_{ср} = 140$ МПа, допускаемое напряжение кручения $\tau_{кр} = 15$ МПа.

10.3. Рассчитать глухую фланцевую муфту. Определить диаметр стягивающих болтов, если передаваемый крутящий момент $T = 18*10^5$ н*мм, диаметр окружности по центрам стягивающих болтов $D_о = 80$ мм, число болтов $Z = 4$, допускаемое напряжение среза $\tau_{ср} = 100$ МПа. Болты установлены без зазора.

10.4. Рассчитать глухую фланцевую муфту. Определить диаметр оттягивающих полумуфты болтов (установленных с зазором), если передаваемый крутящий момент $T = 1.893120$ н*мм, диаметр окружности по центрам оттягивающих болтов $D_о = 120$ мм, число болтов $Z = 4$, допускаемое напряжение среза для материала болтов $\tau_{ср} = 100$ МПа, коэффициент трения $f = 0.2$, коэффициент запаса $K = 1.3$, допускаемое напряжение растяжения $\sigma_р = 80$ МПа.

10.5. Спроектировать упругую втулочно-пальцевую муфту МУВП. Сделать расчет для пальцев на изгиб и расчет резиновых втулок на смятие, если передаваемый муфтой крутящий момент $T = 2*10^4$ н*мм, длина пальцев $L_п = 30$ мм, диаметр $d_п = 10$ мм, допускаемое напряжение для смятие резины

$\sigma_{см} = 2$ МПа. Определить радиальную нагрузку на опоры $F_м$, возникающую от несоосности соединяемых валов.

10.6. Рассчитать глухую втулочную муфту со шпонками, если передаваемый крутящий момент $T = 8*10^5$ н*мм, допускаемое напряжение кручение $\tau_{кр} = 15$ МПа, допускаемое напряжение среза, $\tau_{ср} = 120$ МПа, число шпонок на валу $Z = 1$.

10.7. Спроектировать кулачковую управляемую муфту. Рассчитать кулачки на смятие и изгиб, если диаметр окружности по центрам кулачков $D_1 = 80$ мм, передаваемый крутящий момент $T = 2*10^4$ н*мм, ширина кулачков $b = 10$ мм, высота кулачков $h = 10$ мм, допускаемое смятие на изгиб $\sigma_{см} = 45$ МПа, число кулачков $Z = 5$, допускаемое напряжение на изгиб $\sigma_и = 120$ МПа, коэффициент запаса $K = 1.5$.

10.8. Рассчитать и спроектировать фрикционную дисковую управляемую муфту. Определить усилие прижатия полумуфт Q, если наружный диаметр фрикционных дисков $D_1 = 120$ мм, внутренний диаметр фрикционных дисков $D_2 = 40$ мм, передаваемый крутящий момент $T = 1*10^5$ н*мм, коэффициент трения фрикционных дисков $f = 0.4$, коэффициент $K = 1.6$. Материал муфты - чугун по чугуну.

10.9. Выполнить эскиз фрикционной дисковой предохранительной муфты. Определить наружный диаметр фрикционных дисков D_1, если допускаемое удельное давление $p = 0.7$ МПа, усилие прижатия дисков $Q = 15*10^3$ н, внутренний диаметр фрикционных дисков $D_2 = 50$ мм.

10.10. Рассчитать и спроектировать муфту со срезным штифтом, если передаваемый крутящий момент $T = 260*10^3$ н*мм, допускаемые напряжения среза $\tau_{ср} = 60$ МПа, диаметр окружности на которой расположен срезной штифт $D_о = 100$ мм. Определить диаметр срезного штифта.

10.11. Спроектировать и рассчитать кулачково-дисковую муфту. Определить внутренний диаметр муфты D_0, если коэффициент динамичности

$K = 2$, наружный диаметр муфты $D_1 = 100$ мм, рабочая высота выступов $h = 10$ мм, допускаемое напряжение смятия $\sigma_{см} = 20$ МПа, передаваемый крутящий момент $T = 162{,}5 * 10^3$ н*мм. Определить радиальную нагрузку на опоры $F_м$ от несоосности соединяемых валов.

10.12. Определить крутящий момент передаваемый зубчатой муфтой, если коэффициент динамичности $K = 2$, делительный диаметр зубчатого венца муфты $D_0 = 100$ мм, ширина зубчатого венца $b = 20$ мм, модуль $m = 5$ мм, допускаемое напряжение смятия $\sigma_{см} = 15$ МПа, число зубьев $Z = 20$. Выполнить эскиз муфты.

10.13. Рассчитать компенсационную муфту с резиновой звездочкой. Определить передаваемый крутящий муфтой крутящий момент T, если наружный диаметр муфты $D = 60$ мм, внутренний диаметр муфты $d_1 = 20$ мм, коэффициент динамичности $K = 2$, число зубьев звездочки $Z = 6$, толщина звездочки $h = 20$ мм, допускаемое напряжение смятия резиновой звездочки $\sigma_{см} = 2$ МПа. Выполнить эскиз муфты. Определить радиальную нагрузку на опоры от несоосности соединяемых валов $F_м$.

10.14. Рассчитать компенсационную муфту с резиновой звездочкой. Определить толщину резиновой звездочки h, если наружный диаметр муфты $D = 60$мм, внутренний диаметр муфты $d_1 = 20$ мм, коэффициент динамичности $K = 2$, число зубьев резиновой звездочки $Z = 6$, допускаемое напряжение резиновой звездочки на смятие $\sigma_{см} = 2$ МПа, передаваемый крутящий момент $T = 18 * 10^3$ н*мм. Определить радиальную нагрузку на опоры ($F_м$) от несоосности соединяемых валов.

10.15. Спроектировать и рассчитать кулачково-дисковую муфту. Определить передаваемый крутящий момент T, если коэффициент K, наружный диаметр муфты $D_1 = 100$ мм, внутренний диаметр муфты $D_3 = 50$ мм, рабочая высота выступа $h = 10$ мм, допускаемое напряжения

смятия $\sigma_{см} = 20$ МПа. Определить радиальную нагрузку на опоры ($F_м$) от несоосности соединяемых валов.

10.16. Рассчитать и спроектировать зубчатую муфту, если передаваемый крутящий момент $T = 7*10^3$ н*мм, коэффициент динамичности $K = 2$, модуль $m = 5$ мм, допускаемое напряжение смятия $\sigma_{см} = 15$ МПа, ширина зубчатого венца $b = 30$ мм, число зубьев $Z = 25$.

10.17. Спроектировать продольно - свертную глухую муфту и определить передаваемый крутящий момент между валами T, если диаметр соединяемых валов $d = 50$ мм, допускаемое напряжения кручения $\tau_{кр} = 15$ МПа, коэффициент запаса $K = 2$, коэффициент $f = 0.2$, количество стягивающих полумуфты болтов - 2, допускаемое напряжения растяжения $\sigma_р = 180$ МПа. Выполнить эскиз муфты.

10.18. Спроектировать втулочную глухую муфту со штифтами, если диаметры соединяемых валов $d = 70$ мм, число штифтов (на одном валу) $Z = 2$, допускаемое напряжение среза $\tau_{ср} = 140$ МПа, допускаемое напряжение кручения $\tau_{кр} = 15$ МПа. Определить диаметр штифтов.

10.110. Определить передаваемый глухой фланцевой муфтой крутящий момент Т, если диаметр стягивающих болтов $d = 12$ мм, диаметр окружности по центрам стягивающих болтов $D_0 = 80$ мм, число болтов $Z = 4$, допускаемое напряжение среза $\tau_{ср} = 100$ МПа. Болты установлены без зазора.

10.20. Определить передаваемый глухой фланцевой муфтой крутящий момент, если внутренний диаметр стягивающих муфту болтов $d_1 = 31.376$ мм, диаметр окружности по центрам стягивающих болтов $D_0 = 120$ мм, число болтов $Z = 4$, допускаемое напряжение среза для материала болтов $\tau_{ср} = 100$ МПа, коэффициент трения $f = 0.2$, коэффициент запаса $K = 1.3$, допускаемое напряжение растяжения $\sigma_р = 80$ МПа, болты установлены с зазором.

10.21. Определить передаваемый кулачковой управляемой муфтой крутящий момент, если диаметр окружности по центрам кулачков $D_1 = 80$ мм, ширина кулачков $b = 10$ мм, высота кулачков $h = 10$ мм, допускаемое напряжения смятия $\sigma_{см} = 45$ МПа, число кулачков $Z = 5$, коэффициент $K = 1.5$.

10.22. Рассчитать и спроектировать фрикционную многодисковую управляемую муфту. Определить усилия прижатия полумуфт Q и удельное давление на трущихся поверхностях p, если наружный диаметр фрикционных дисков $D_1 = 120$ мм, внутренний $D_2 = 40$ мм, передаваемый крутящий момент $T = 20*10^3$ н*мм, коэффициент $f = 0.4$, коэффициент $K = 1.6$. Материал муфты текстолит по стали.

ПРИЛОЖЕНИЕ.

Таблица 1. Допускаемые напряжения для сварных швов.

Вид сварки и марка электрода	Стыковые швы		Валиковые (угловые) швы
	$\sigma'^{-}_{р}$	$\tau'^{-}_{сж}$	$\tau'^{-}_{ср}$
Ручная сварка, электроды Э34	$0.6\,\tau^{-}_{р}$	$0.75\,\sigma^{-}_{р}$	$0.5\,\tau^{-}_{р}$
Ручная сварка, электроды Э42 и Э50	$0.9\,\tau^{-}_{р}$	$\sigma^{-}_{р}$	$0.6\,\tau^{-}_{р}$
Автоматическая и полуавтоматическая сварка под слоем флюса, сварка в среде защитного газа, ручная электродами высшего качества (Э42А, Э50А)	$\sigma^{-}_{р}$	$\sigma^{-}_{р}$	$0.65\,\sigma^{-}_{р}$
Контактная	-	-	$0.5\,\tau^{-}_{р}$

$\sigma^{-}_{р}$ - допускаемое напряжение на растяжение основного металла конструкции,

$\sigma'^{-}_{р}$, $\tau'^{-}_{сж}$ - допускаемые напряжения для стыкового шва соответственно при растяжении и при сжатии.

$\tau'^{-}_{ср}$ - допускаемое напряжения среза для валикового (углового) шва.

При переменных нагрузках допускаемое напряжение должно быть понижено умножением на опытный коэффициент γ, значения которого приведены в таблице:

Значения коэффициента понижения допускаемых напряжений в сварных соединениях при переменных нагрузках.

Рассчитываемый элемент соединения	Характер нагрузки	Коэффициент понижения допускаемых напряжений
Стыковой шов Сварная точка (сварка контактным способом) Основной металл элемента, имеющего связующие сварные точки	Переменная без изменения знака	$\gamma = 1$
	Знакопеременная	$\gamma = \dfrac{1}{1 - \dfrac{1}{3}\dfrac{P_{min}}{P_{max}}}$
Угловые швы	Знакопостоянная и знакопеременная	$\gamma = \dfrac{1}{\dfrac{4}{3} - \dfrac{1}{3}\dfrac{P_{min}}{P_{max}}}$
Основной металл элемента, имеющего рабочие сварные швы	То же	$\gamma = \dfrac{1}{\dfrac{8}{5} - \dfrac{3}{5}\dfrac{P_{min}}{P_{max}}}$

Таблица 2. Пределы текучести материалов.

Марка стали	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Марка стали	Предел текучести $\sigma_т$, МПа
Ст.3	200	35Х	640
20	240	35ХГСА	900
35	300		
45	360		

Таблица 3. Расчетная нагрузка для выбора диаметра болта.

Тип резьбы	Допускаемая нагрузка $[F_p]$, Н, при неконтролируемой затяжке	Тип резьбы	Допускаемая нагрузка $[F_p]$, Н, при неконтролируемой затяжке

M6	3000	M16	23500
M8	5500	M20	37000
M10	8600	M24	53000
M12	12200	M30	85000

Таблица 4. Внутренний диаметр болта

d	P шаг	диаметр, d_1	d	P шаг	диаметр, d_1	D	P шаг	диаметр, d_1
5	0,8	4,13	16	2	13,38			
6	1	4,92	(18)	2,5	15,29	(27)	3	23,75
8	1,25	6,65	20	2,5	17,29	30	3,5	26,21
10	1,5	8,37	(22)	2,5	19,29	(33)	3,5	29,21
12	1,75	10,1	24	3	20,75			
(14)	2	11,83						

Таблица 5. Коэффициенты запаса прочности.

Материал болта	$S_т$		
	M6…M16	M16…M30	M30…M60
Углеродистая сталь	5…4	4…2,5	2,5…1,5
Легированная сталь	6,5…5	5…3,3	3,3

Таблица 6. Шпонки призматические (СТ СЭВ 189-75) (размеры в мм)

Диаметр вала d	Размеры шпонки			Глубина паза		Размер для расчета на смятие
	b	h	*l*	Вал t_1	Втулка t_2	

30…38	10	8	22…110	5	3,3	3,5
38…44	12	8	28…140	5	3,3	3,6
44…50	14	9	36…160	5,5	3,8	4,0
50…58	16	10	45…180	6	4,3	4,3
58…65	18	11	50…200	7	4,4	4,8
65…75	20	12	56…220	7,5	4,9	5,2

Таблица 7. Шпонки сегментные (СТ СЭВ 647-77) (размеры в мм)

Диаметр вала d для шпонки		Номинальные размеры шпонки			Глубина паза	
Передающей вращ. момент	Фиксирующей элементы	b	h	d_1	t (вал)	t_1 (втулка)
12…14	18…20	4	6,5	16	5	1,8
14…16	20…22	4	7,5	19	6	1,8
16…18	22…25	5	6,5	16	4,5	2,3
18..20	25…28	5	7,5	19	5,5	2,3
20…22	28…32	5	9	22	7	2,3
22…25	32…36	6	9	22	6,5	2,8

Таблица 8.Шпонки клиновые (СТ СЭВ 645-77) (размеры в мм)

Диаметр вала d	Размеры шпонки		
	b	h	*l*
22…30	8	7	18…90
30…38	10	8	22…110
38…44	12	8	28…140
44…50	14	9	36…160
50…58	16	10	45…180
58…65	18	11	50…200

Таблица 9. Клиновые ремни по ГОСТ 1284.1- 80

Обозначение сечения ремня	d_{1min} *мм*	l_P , *мм*	**W,** *Мм*	T_0 , *мм*	**A ,** $Мм^2$	L_P , *мм*	ΔL *мм*	Масса метра , *кг*
А	90	11,0	13	8	81	560 – 4000	33	0,10
Б	125	14,0	17	10,5	133	800 – 6300	40	0,18
В	200	19,0	22	13,5	230	1800 – 10000	59	0,30

Примечания: Стандартный ряд длин L_P: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

Условные обозначения ремней: Ремень сечения В с расчетной длиной L_P=*2500 мм,* с кордной тканью в несущем слое: *Ремень В-2500 Т ГОСТ 1284.1-80*

Таблица 10. Номинальная мощность P_0, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284.3-80, с сокращениями).

Сечение ремня (L_P,мм)	d_1, мм	U_p	Частота вращения $n_{ДВ}$, об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
		1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65
			0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
	100	1,3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76

А (1700)	125	1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
			0,74	0,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		1,5	0,76	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58
	160	1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
			1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		1,5	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64
	180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94
			1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07
		1,5	1,24	2,24	2,59	3,12	3,62	3,87	4,19
А (2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66
			1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78
		1,3	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67
			1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86
		1,3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55
			2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80
		1,3	2,74	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05

Таблица 11. Значения C_P для клиноременных передач .

Режим работы; кратковременная нагрузка, % от номинальной	Типы машин	C_P при числе смен		
		1	2	3
Легкий; 120	Конвейеры ленточные; насосы и компрессоры центробежные; токарные и шлифовальные станки	1,0	1,1	1,4

Средний; 150	Конвейеры цепные; элеваторы; компрессоры и насосы поршневые станки фрезерные; пилы дисковые	1,1	1,2	1,5

Таблица 12. Значение коэффициента C_{LP} для клиновых

L_P, мм	Сечение ремня		
	А	Б	В
560	0,79	-	-
710	0,83	-	-
900	0,87	0,82	-
1000	0,90	0,85	-
1250	0,93	0,88	-
1500	0,98	0,92	-
1800	1,01	0,95	0,86
2000	1,03	0,98	0,88

Таблица 13. Цепи приводные роликовые однорядные ПР и двухрядные 2ПР по ГОСТ 13568-75.

t, мм		9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45
$A_{ОП}$, $мм^2$	ПР	28,1	39,6	54,8	105,8	179,7	262	394	473
	2ПР	-	105	140	211	359	524	788	946
q, кг/м	ПР	0,45	0,75	1,0	1,9	2,6	3,8	5,5	7,5
	2ПР	-	1,4	1,9	3,5	5,0	7,3	11,0	14,4
Q, кН	ПР	9,1	18,2	22,7	31,8	60,0	88,5	127,0	172,4
	2ПР	-	31,8	45,4	72,0	113,4	177,0	254,0	344,8
A, мм	ПР	-	-	-	-	-	-	-	-
	2ПР	-	13,92	16,59	25,50	29,29	35,76	45,44	48,87

b, мм	ПР	17	21	24	33	39	46	58	62
	2ПР	-	35	41	54	68	82	104	110
h, мм	ПР	8,5	11,8	14,8	18,2	24,2	30,2	36,2	42,4
	2ПР	-	11,8	14,8	18,2	24,2	30,2	36,2	42,4
d_1, мм	ПР	6,35	8,51	10,16	11,91	15,88	19,05	22,23	25,4
	2ПР	-	8,51	10,16	11,91	15,88	19,05	22,23	25,4
d, мм	ПР	3,28	4,45	5,08	5,96	7,95	9,55	11,12	12,72
	2ПР	-	4,45	5,08	5,96	7,95	9,55	11,12	12,72
$B_{ВН}$, мм	ПР	5,72	7,75	9,65	12,7	15,88	19,05	25,4	25,4
	2ПР	-	7,75	9,65	12,7	15,88	19,05	25,4	25,4

Таблица 14. Допускаемые значения частоты вращения $[n_1]$, об/мин, малой звездочки для приводных роликовых цепей

t, мм	$[n_1]$, об/мин	t, мм	$[n_1]$, об/мин
12,7	1250	31,75	630
15,875	1000	38,1	500
19,05	900	44,45	400
25,4	800	50,8	300

Таблица 15. Допускаемое давление в шарнирах цепи [p], (Н/мм^2).

$[n_1]$, Об/мин	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	-	-

Таблица 16. Нормативные коэффициенты запаса прочности [S] приводных роликовых цепей нормальной серии ПР и 2ПР.

n_1, об/мин	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	-	-

Таблица 17. Механические характеристики сталей.

Марка стали	Диаметр заготовки, не более	Твердость НВ не ниже	σ_B, Мпа	σ_T, Мпа	σ_{-1}, Мпа	τ_{-1}, МПа
Ст35	Любой	190	520	280	220	130
45	120	240	800	550	350	210
	80	270	900	650	380	230
40Х	200	240	800	650	360	210
	120	270	900	750	410	240
40ХН	200	270	920	750	420	250
20Х	120	200	650	400	300	160

Таблица 18. K_σ и K_τ в ступенчатом переходе с галтелью.

t/r	r/d	K_σ/K_τ при σ_B, Н/мм^2		
		500	700	900
2	0,01	1,55/1,4	1,6/1,4	1,65/1,45
	0,02	1,8/1,55	1,9/1,6	2,0/1,65
	0,03	1,8/1,55	1,95/1,6	2,05/1.65

3	0,01 0,02 0,03	1,9/1,55 1,95/1,6 1,95/1,65	2,0/1,6 2,1/1,7 2,1/1,7	2,1/1,65 2,2/1,75 2,25/1,75

t – величина перехода; r – радиус закругления галтели.

Таблица 19. K_σ и K_τ в месте шпоночного паза.

σ, Н/мм^2	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	Концевой	Дисковой	
500 700 900	1,65 1,9 2,15	1,4 1,55 1,7	1,4 1,7 2б05

Таблица 20. K_σ/K_d и K_τ/K_d в местах установки на валу деталей с натягом.

Диаметр вала d, мм	K_σ/K_d : K_τ/K_d при σ_B, Н/мм^2		
	500	700	900
30 50 100 и более	2,5/1,75 3,05/2,05 3,3/2,2	3,0/2,2 3,65/2,6 3,95/2,8	3,5/2,5 4,3/3,0 4,6/3,2

Таблица 21. Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d

Напряженное состояние и материал	Значение K_d при диаметре вала d ,мм			
	30	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,81	0,76	0,71

Изгиб для легированной стали и кручение для всех сталей	0,77	0,7	0,67	0,62

Таблица 22. Коэффициент влияния шероховатости K_F.

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra, мкм	Значения K_F при σ_B, Н/мм^2		
	500	700	900
0,4…0,1 3,2…0,8 25…6,3	1 1,05 1,2	1 1,10 1,25	1 1,15 1,35

Таблица 23. Коэффициент влияния поверхностного упрочнения Kv

Вид упрочнения	Kv		
	Для гладких валов	При $K_\sigma \le 1,5$	При $K_\sigma > 1,5$
Без упрочнения Закалка с нагревом ТВЧ Дробнеструйный наклеп Накатка роликом Цементация	1,0 1,5…1,7 1,1…1,25 1,1…1,3 1,4…1,5	1,0 1,6…1,7 1,5…1,6 1,3…1,5 -	1,0 2,4…2,8 1,7…2,1 1,6…2 -

Таблица 24. Подшипники радиальные однорядные и двухрядные.

F_a/C_0	$F_a/(V \cdot F_{Ri}) \le e$		$F_a/(V \cdot F_{Ri}) \ge e$		***e***
	x	***y***	***x***	***y***	

0,014				2,30	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,30
0,17				1,31	0,34
0,28	1	0	0.56	1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1,00	0,44

Радиально-упорные конические					
Однорядные					***e***
α^o	$\frac{F_a}{V \cdot F_R} \le e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_R} \ge e$		
	x	***y***	***x***	***y***	
	1	0	0,4	0,4ctgα	
Двухрядные					1,5tgα
	1	0,45ctgα	0,67	0,67ctgα	

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 2000.- 399 с.
3. 3 Конструирование машин. В 2-х т./К.В.Фролов, А.Ф.Крайнев, Г.В.Крейнин и др. - М.: Машиностроение, 1994.
4. Орлов П.И. Основы конструирования. Кн. 1 и 2 -М.: Машиностроение, 1988. - 422 с.
5. Жуков К.П., Гуревич Ю.Е. Проектирование деталей и узлов машин. - М.: Станкин, 1999. - 615 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя, т.1-3 - М.: Машиностроение, 1982.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М., Высшая школа, 2001. - 447с., ил.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П Детали машин. Курсовое проектирование. - М.: Машиностроение, 1988. - 560 с., ил.
9. Кудрявцев В.П. Курсовое проектирование деталей машин. - Л.: Машиностроение, 1983. - 464 с., ил.
10. Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Техническая механика. Детали машин. – М.: Высш. Шк.., 1992. – 272 с.: ил.
11. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин. Киев: Техника, 1966. 390 с.
12. Ицкович Г.М., Чернавский С.А., Киселев В.А., Боков К.Н., Бонч – Осмоловский М.А. Сборник задач и примеров расчета по курсу детали машин. М.: Машиностроение, 1965. 284 с.
13. Батурин А.Т., Ицкович Г.М., Панич Б.Б., Чернин И.М. Детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 474 с.
14. 13.Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1989. – 640 с.
15. Теория механизмов и машин. Учебник для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
16. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1978. – 169 с.