

Министерство образования РФ  
Пермский государственный технический университет  
Кафедра «Конструирование машин и сопротивление материалов»

## **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Методическое пособие и задачи для выполнения контрольных работ  
студентами заочного обучения специальностей Б18, Б29, УК, ТЛП

Пермь 2004

Составитель – Павлецова Н.К.  
УДК 621.81.001.66 (075)

Методическое пособие и задачи для выполнения контрольных работ студентами заочного обучения. Учебно-методическое пособие / Сост. Павлецова Н.К.; Перм. гос. техн. ун-т, Пермь, 2003. 147 с.

Приводятся краткие теоретические сведения, расчетные формулы и справочный материал, необходимый для решения задач при выполнении контрольных работ. Дается последовательность выполнения расчетов и примеры решения задач. Кроме того, приводится сборник задач для выполнения контрольных работ студентами заочного обучения. Табл. 29. Ил. 65.

Пермский государственный технический  
университет, 2004

Настоящее методическое пособие состоит из двух частей. В первой части приводятся краткие теоретические сведения по тем разделам курса «Детали машин и основы конструирования», по которым выполняются контрольные работы, расчетные формулы и справочный материал, необходимый для решения задач. Даются примеры решения задач. Основными источниками при составлении этой части пособия послужили: Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина Детали машин. – М.: Высшая школа, 1987, 383 с.; П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2000, 416 с.; А.Е. Шейнблит Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 2000, 492 с.

Во второй части пособия приведены задачи для выполнения контрольных работ.

При составлении сборника задач использованы: М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский Сборник задач по деталям машин. – М.: Машиностроение, 1984, 240 с.; С.П. Фадеев Расчеты деталей машин. – М.: Высшая школа, 1984, 181 с.

Приведены три группы задач. В первой группе представлены задачи по сварным и резьбовым соединениям; во второй – по соединениям с натягом, шпоночным и шлицевым соединениям; в третьей – по передачам гибкой связью (ременным и цепным).

Каждый студент решает по одной задаче из каждой группы. Номер задачи соответствует последней цифре номера зачетной книжки, номер варианта – предпоследней цифре.

# ЧАСТЬ I

## СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 1.1. Общие сведения

Сварные соединения представляют собой основной тип неразъемных соединений. Они образуются путем местного нагрева деталей в зоне их соединения. В современном машиностроении применяют различные виды сварки. Наибольшее распространение получили электрические виды, основными из которых являются дуговая и контактная сварка. Различают три разновидности дуговой сварки:

1) автоматическая сварка под флюсом. Этот вид сварки высокопроизводителен и экономичен, дает хорошее качество шва. Применяется в крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами;

2) полуавтоматическая сварка под флюсом. Применяется для конструкций с короткими прерывистыми швами;

3) ручная сварка. Применяется в тех случаях, когда другие виды дуговой сварки нерациональны. Этот вид сварки малопроизводителен. Качество шва зависит от квалификации сварщика.

Для дуговой сварки применяют электроды с различной обмазкой. По ГОСТ 9467-75 для ручной дуговой сварки конструкционных сталей изготавливают покрытые металлические электроды следующих типов:

Э42, Э46 и Э50 – для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с временным сопротивлением  $\sigma_v$  до 500 МПа;

Э42А, Э46А и Э50А – для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с  $\sigma_v$  до 500 МПа, когда к металлу сварных швов предъявляют повышенные требования по пластичности и ударной вязкости;

Э55 и Э60 – для сварки углеродистых и низколегированных сталей с  $500 \leq \sigma_v \leq 600$  МПа;

Э70, Э85, Э100, Э125, Э150 – для сварки легированных конструкционных сталей повышенной и высокой прочности с  $\sigma_v > 600$  МПа.

Буква Э обозначает электрод, число после буквы Э обозначает минимальный гарантируемый предел прочности металла шва в кгс/мм<sup>2</sup>; буква А обозначает гарантируемое получение повышенных пластических свойств металла шва.

Контактная сварка применяется в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тонкого листового металла (точечная, шовная контактная сварки) или для стыковых соединений круглого и полосового металла (стыковая сварка).

## 1.2. Применение сварных соединений

В современном машиностроении, в строительстве и других отраслях промышленности сварные соединения вытеснили заклепочные, за исключением особых случаев. В настоящее время сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтном деле. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, зубчатые колеса, шкивы, коленчатые валы и другие детали.

В массовом производстве применяют штампосварные детали, полученные дуговой автоматической или контактной сваркой.

## 1.3. Конструктивные разновидности сварных соединений и типы швов

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие виды сварных соединений:

1) стыковые соединения, когда соединяемые детали расположены в одной плоскости и являются продолжением одна другой (рис. 1.1, *а, б, в*);

2) нахлесточные соединения, когда часть боковой поверхности одной детали перекрыта частью боковой поверхности другой детали (рис. 1.1, *г, д, е*);

3) тавровые соединения, когда к боковой поверхности одной детали торцом приварена другая деталь (рис. 1.1, *ж, з*);

4) угловые соединения, когда сварные элементы расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 1.1, *и, к*).

Угловые соединения в силовых конструкциях не применяются.

Наиболее простыми, наиболее совершенными и надежными являются стыковые соединения, их рекомендуют в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам.

Основные типы и конструктивные элементы сварных швов регламентируются ГОСТ 5264-80.

Основные виды стыковых швов и характер подготовки кромок для сварки (рис. 1.2) зависит от толщины соединяемых элементов.

При толщине их до 8 мм кромки свариваемых листов можно не разделять; расстояние  $b$  между свариваемыми элементами перед сваркой (рис. 1.2, *а, б*) пропорционально толщине листов и колеблется в пределах  $0 \leq b \leq 3$  мм. При большой толщине свариваемых элементов применяют V-образные (рис. 1.2, *б, г, е, ж*) и U-образные (рис. 1.2, *в*) швы: симметричные (рис. 1.1, *б, в*), несимметричные (рис. 1.1, *г, е*), односторонние при  $8 \leq \delta \leq 25$  мм (рис. 1.1, *б, в, г*) и двусторонние при  $\delta > 25$  мм (рис. 1.1, *е, ж*).

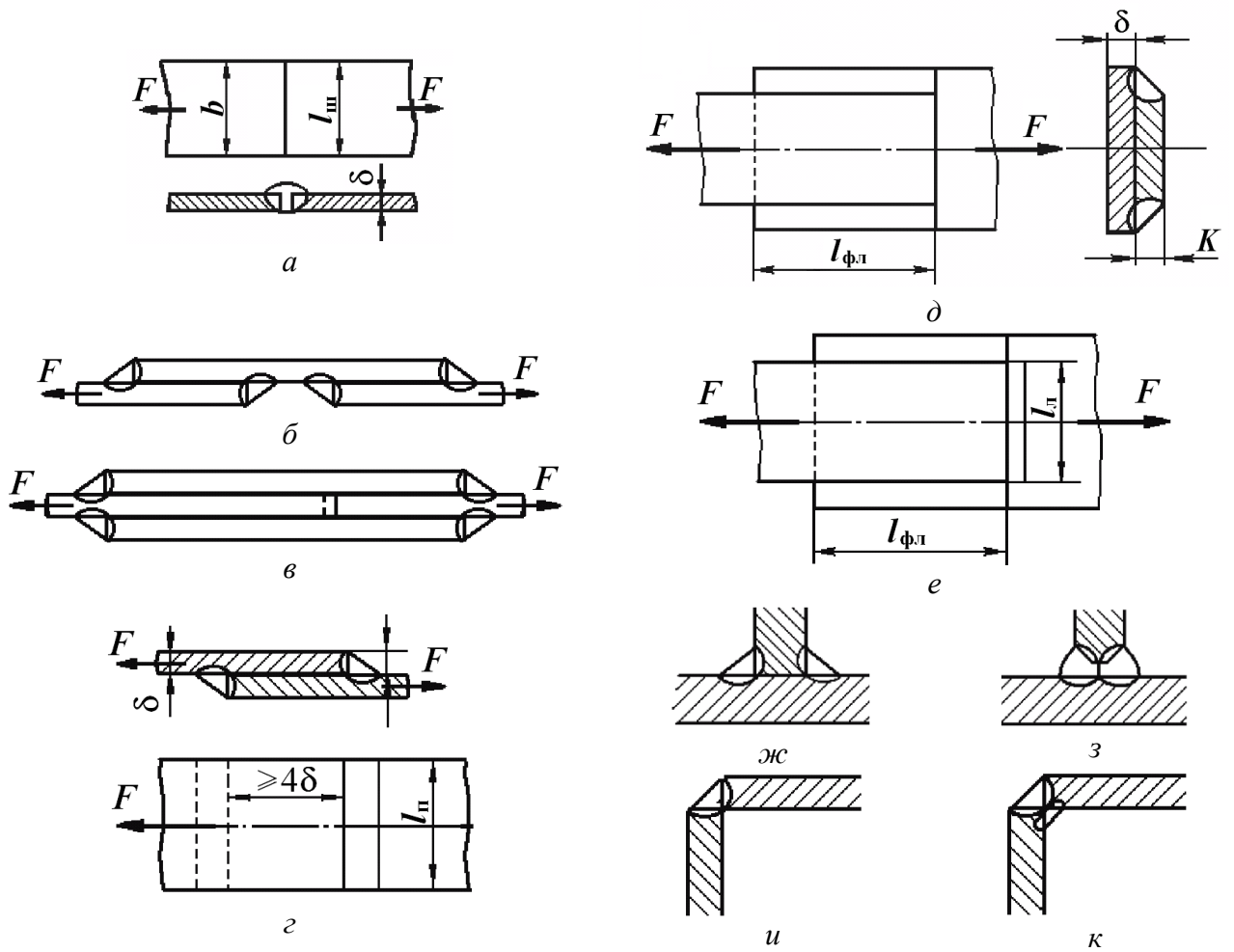


Рис. 1.1. Виды сварных соединений

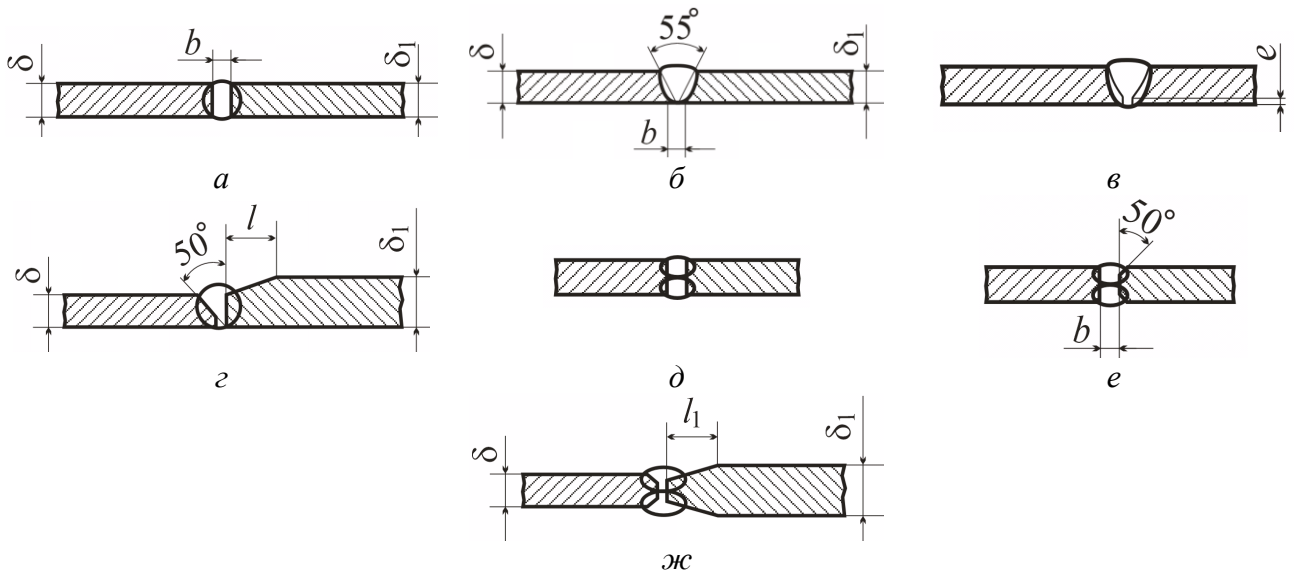


Рис. 1.2. Типы сварных стыковых швов

При стыковой сварке листов неодинаковой толщины наибольшую предельную разность толщины  $\delta_1 - \delta$  выбирают в зависимости от толщины  $\delta$  тонкого листа:

$\delta$ , мм	.....	4...8	9...11	12...25	> 25
$\delta_1 - \delta$ , мм	.....	0,6	4	5	7

При разности  $\delta_1 - \delta$  толщины листов, свариваемых встык, превышающей указанные пределы, на листе, имеющем большую толщину, должен быть сделан скос с одной или с двух сторон длиной  $l = 5(\delta_1 - \delta)$  и  $l_1 = 2,5(\delta_1 - \delta)$ .

Швы, предназначенные для соединения элементов, расположенных в разных (параллельных или пересекающихся) плоскостях, называются угловыми. В зависимости от формы сечения различают швы с сечением в виде равнобедренного (рис. 1.3, а) треугольника, неравнобедренного треугольника (рис. 1.3, б), основание которого больше высоты; треугольника с криволинейными сторонами (рис. 1.3, в).

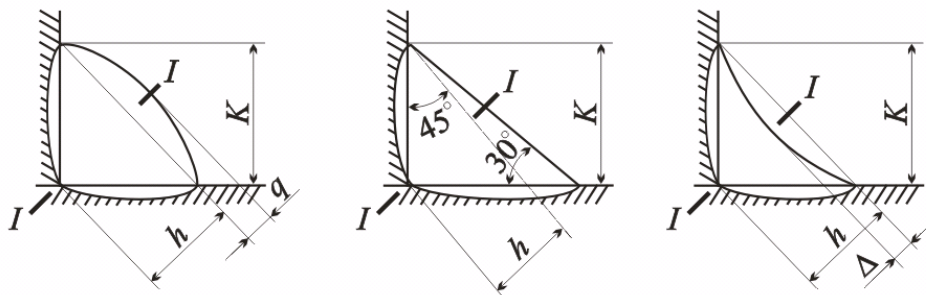


Рис. 1.3. Угловые швы

За катет шва принимают меньший катет вписанного в сечение шва равнобедренного или неравнобедренного прямоугольного треугольника. Высота  $q$  выпуклости (усиления) шва допускается не более 2 мм для швов, выполненных в нижнем положении, и не более 3 мм для швов, выполненных в остальных положениях. Размер  $\Delta$  (вогнутость сварного шва) допускается не более 3 мм. Угловые швы применяют для сварных соединений нахлесточных или с накладками (см. рис. 1.1, б, в) и тавровых (см. рис. 1.1, ж). Катет шва выбирают из условия  $K \leq \delta$ , но не менее 3 мм.

В зависимости от расположения угловые швы бывают:

- а) лобовые, расположенные перпендикулярно линии действия силы (рис. 1.4, а);
- б) фланговые, расположенные параллельно линии действия силы (рис. 1.4, б);
- в) комбинированные, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рис. 1.4, в).

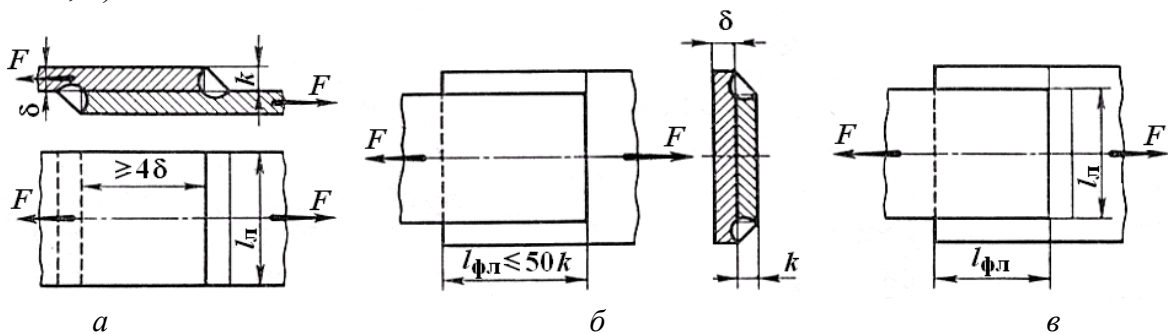


Рис. 1.4. Нахлесточные соединения угловыми швами

Из-за дефектов сварки на концах шва (непровар в начале и кратер в конце шва) принимают минимальную длину шва не менее 30 мм. В нахлесточных соединениях принимают длину нахлестки  $l \geq 4\delta$ , где  $\delta$  – минимальная толщина свариваемых деталей. Длина лобовых швов не ограничена. Длина фланговых швов не должна превышать  $50K$  для ограничения неравномерности распределения напряжений по длине флангового шва. Сварные швы должны образовывать равнопрочную (равномерно нагруженную) конструкцию. Например, при выполнении соединения уголков с косынками (рис. 1.5) лобовой шов выполняют от вершины угла длиной  $l_{\text{л}} = 2Z_0$  ( $Z_0$  – расстояние от угла до оси инерции уголка), а длина фланговых швов  $l_{\text{ф}}$  обратно пропорциональна расстоянию до этой оси:

$$\frac{l_{\text{ф1}}}{(b - Z_0)} = \frac{l_{\text{ф2}}}{Z_0} = \frac{l_{\text{ф1}} + l_{\text{ф2}}}{b}; \quad l_{1\text{ф}} = \frac{l_{\text{ф2}}(b - Z_0)}{b};$$

$$l_{\text{ф2}} = \frac{l_{\text{ф}} Z_0}{b};$$

здесь  $l_{\text{ф}}$  – суммарная длина фланговых швов;  $l_{\text{ф}} = l_{1\text{ф}} + l_{2\text{ф}}$ ,  $l_{\text{ф1}}$  – длина флангового шва по обушку уголка;  $l_{\text{ф2}}$  – длина флангового шва по перу уголка.

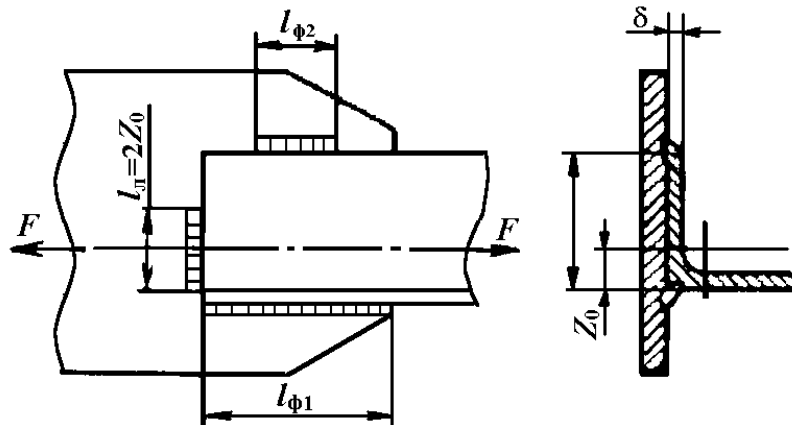


Рис. 1.5. Сварное соединение уголка с косынкой

## 1.4. Расчет сварных соединений

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является прочность

### 1.4.1. Стыковые соединения

Расчет швов (рис. 1.6) производят на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей (без учета утолщения шва) Условие прочности шва на растяжение



$$\sigma'_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma]'_p,$$

где  $F$  – внешняя нагрузка, действующая в плоскости соединяемых листов, перпендикулярно шву;  $A = \delta l$  – площадь сварного шва в сечении, перпендикулярном линии действия силы ( $\delta$  и  $l$  – соответственно толщина одной из соединяемых деталей и длина шва);

$[\sigma]'_p$  – допускаемое напряжение сварного шва при растяжении (обычно  $[\sigma]'_p = (0,9 \dots 1,0) [\sigma]_p$ , где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение при растяжении основного металла).

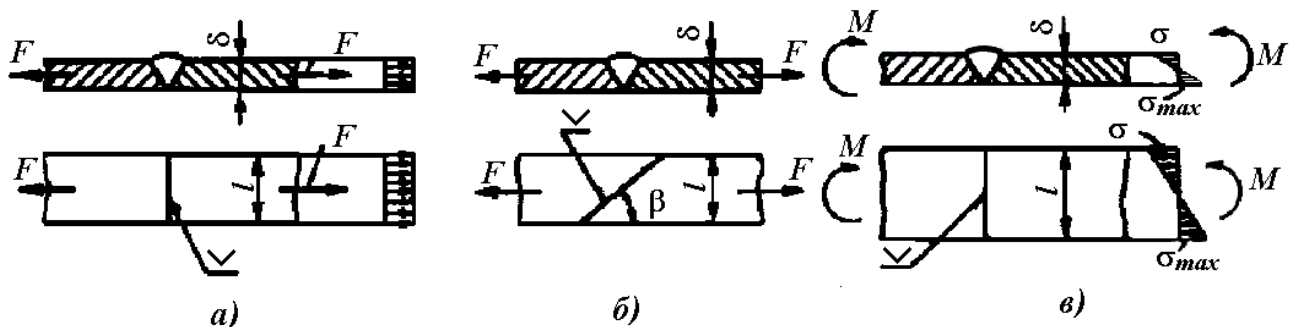


Рис. 1.6. Схемы нагружения стыковых соединений

Прочность стыкового соединения, полученного контактной сваркой, принимают равной прочности основного металла.

Допускаемая растягивающая или сжимающая нагрузка в сварных швах:

прямом  $[F] = [\sigma]'_p l \cdot \delta;$

косом  $[F] = [\sigma]'_p \frac{l \cdot \delta}{\sin \beta}.$

Здесь  $\beta$  – угол между образующей косоугольного шва и линией действия силы (рис. 1.6, б).

#### 1.4.2. Нахлесточные соединения

Угловые (фланговые и лобовые) швы рассчитывают на срез по сечению  $I-I$ , проходящему через биссектрису прямого угла (см. рис. 1.3). Расчетную высоту  $h$  углового шва в формулах обычно выражают через катет  $K$ :

$$h = K \cos 45^\circ \approx 0,7 K$$

Площадь расчетного (опасного) сечения  $A = 0,7 K l$ . Напряжения при срезе в опасном сечении, если соединение нагружено растягивающей или сжимающей силой  $F$ . Определяется по формуле.

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7Kl} \leq [\tau]'_{\text{ср}}$$

где  $\tau'_{\text{ср}}$  и  $[\tau]'_{\text{ср}}$  – расчетное и допускаемое напряжения среза для шва;  $l$  – расчетная длина шва. В соединении лобовыми швами (см. рис. 1.4, а)  $l = 2l_{\text{л}}$ ; в соединении фланговыми швами  $l = 2l_{\text{фл}}$  (см. рис. 1.4, б), в соединении и лобовыми, и фланговыми швами  $l$  равно периметру швов.

Если нахлесточное соединение нагружено моментом в плоскости стыка (рис. 1.7), то напряжения от момента распределяются по длине шва неравномерно, а их векторы направлены различно. Напряжения пропорциональны плечам  $e$  и перпендикулярны им. В общем случае максимальные напряжения можно определить по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]'_{\text{ср}},$$

где  $W_p$  – полярный момент сопротивления сечения швов в плоскости разрушения.

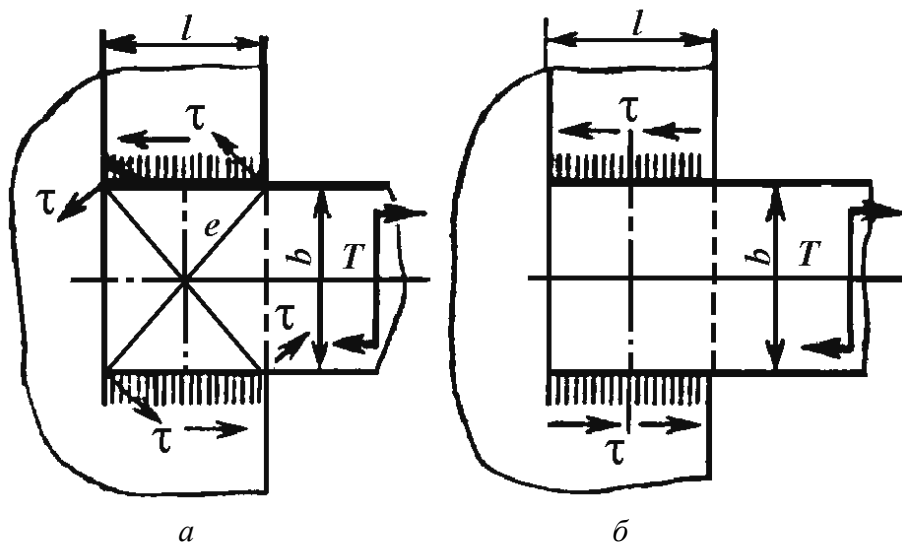


Рис. 1.7. Соединение, нагруженное моментом в плоскости стыка

При любых схемах нагружения напряжения в сварном шве от действия нескольких силовых факторов ( $T$ ,  $F$  и т. д.) суммируются геометрически.

### 1.4.3. Тавровые соединения

Эти соединения выполняют либо стыковыми швами с разделкой кромок (рис. 1.8, а), либо угловыми швами без разделки кромок (рис. 1.8, б). При нагрузке изгибающим моментом и силой прочность соединения определяют по формулам:

для стыкового шва 
$$\sigma'_p = \frac{6M}{\delta l^2} + \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma]'_p;$$

для угловых швов 
$$\tau'_p = \frac{6M}{2 \cdot 0,7kl^2} + \frac{F}{2 \cdot 0,7Kl} \leq [\tau]_p.$$

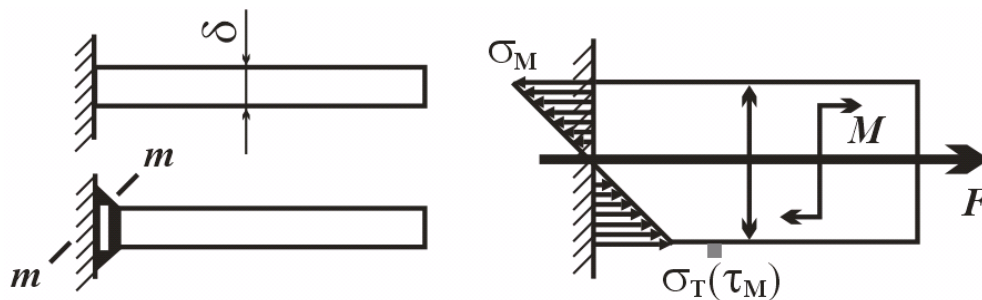


Рис. 1.8. Тавровые соединения стыковым и угловым швами

На рис. 1.9 показано тавровое соединение трубы, нагруженное изгибающим и крутящим моментами.

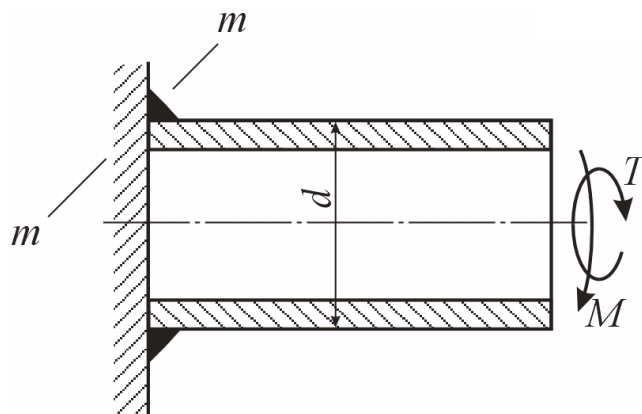
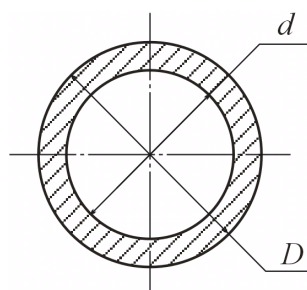


Рис. 1.9.

За расчетное сечение по-прежнему принято сечение по биссектрисе  $mm$ . Таким образом, опасное сечение представляет собой кольцо с внутренним диаметром  $d$  и наружным диаметром  $D = d + 2 \cdot 0,7K$ .



Напряжение в шве от крутящего момента

$$\tau'_T = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{\frac{\pi D^3}{16}(1-\alpha^4)}$$

Напряжение в шве от изгибающего момента

$$\tau'_M = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{\pi D^3}{32}(1-\alpha^4)},$$

где  $\alpha = \frac{d}{D}$ .

Напряжения  $\tau'_T$  и  $\tau'_M$  в сечении  $mm$  взаимно перпендикулярны. Поэтому суммарное напряжение

$$\tau'_{\text{ср}} = \sqrt{(\tau'_T)^2 + (\tau'_M)^2} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

#### 1.4.5. Точечная и шовная контактная сварка

Соединения точечной сваркой (рис. 1.10) при действии нагрузки в плоскости стыка рассчитывают на срез.

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F \cdot 4}{\pi d^2 \cdot Z \cdot i} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где  $d$  - диаметр сварной точки, обычно принимают:

$$\begin{aligned} d &= 1,2\delta + 4 \text{ мм при } \delta \leq 3 \text{ мм,} \\ d &= 1,5\delta + 5 \text{ мм при } \delta > 3 \text{ мм;} \end{aligned}$$

$Z$  - число точек;  $i$  - число плоскостей среза (при двух свариваемых деталях  $i=1$ , при трех -  $i=2$ )

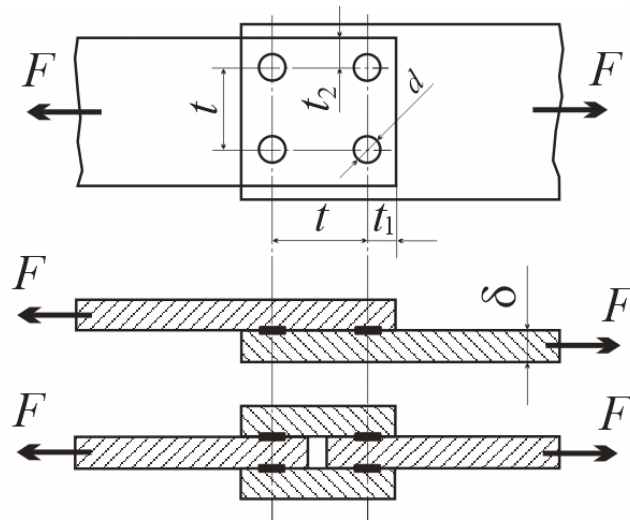


Рис. 1.10. Соединение точечной сваркой

Параметры шва обычно принимают шаг  $t = 3d$ ;  
расстояние от кромок:  $t_1 = 2d$ ;  $t_2 = 1,5d$ .

#### 1.4.6. Шовная сварка (рис. 1.11)

Напряжения среза

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau]_{\text{ср}}$$

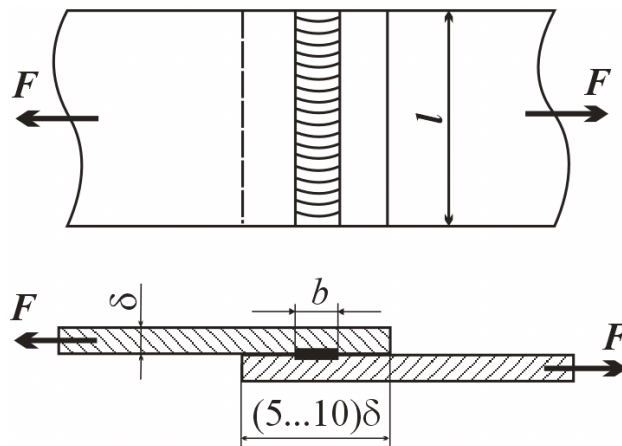


Рис. 1.11. Соединение шовной сваркой

### 1.5. Выбор допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения в сварных швах, полученных дуговой или контактной сваркой, при статической внешней нагрузке назначают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение  $[\sigma]_p$  для основного металла (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид сварки	Допускаемое напряжение для сварных швов		
	при растяжении [ $\sigma$ ]' <sub>р</sub>	при сжатии [ $\sigma$ ]' <sub>сж</sub>	при сдвиге (срезе) [ $\tau$ ]' <sub>ср</sub>
Автоматическая и ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	[ $\sigma$ ] <sub>р</sub>	[ $\sigma$ ] <sub>р</sub>	0,65 [ $\sigma$ ] <sub>р</sub>
Ручная электродами обычного качества	0,9[ $\sigma$ ] <sub>р</sub>	[ $\sigma$ ] <sub>р</sub>	0,6 [ $\sigma$ ] <sub>р</sub>
Контактная точечная и шовная	–	–	0,5 [ $\sigma$ ] <sub>р</sub>

Допускаемое напряжение растяжения основного металла

$$[\sigma]_p = [\sigma]_{\text{пред}}/[S],$$

где  $\sigma_{\text{пред}}$  – предельное напряжение основного металла (для стали  $\sigma_T$  – предел текучести);  $[S]$  – допускаемый запас прочности (для сварных конструкций рекомендуется  $[S] = 1,4 \dots 1,6$ ).

Ниже в таблице 1.2 приведены физико-механические свойства некоторых материалов.

Допускаемые напряжения при переменной нагрузке

$$[\sigma]'_R = \gamma[\sigma]_p'; \quad [\tau]'_R = \gamma[\tau]'_{\text{ср}},$$

где  $\gamma$  – коэффициент понижения допускаемых напряжений

Таблица 1.2

Физико-механические свойства некоторых материалов

Материал	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предел выносливости $\sigma_{-1}$ , МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$ , МПа	Коэффициент Пуассона $\mu$
Сталь:					
Ст3	380...470	200...240	120...160	2,0	0,3
20	420...500	240	120...160	2,0	
30	500...600	300	170...210	2,0	

Материал	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предел выносливости $\sigma_{-1}$ , МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$ , МПа	Коэффициент Пуассона $\mu$
45	610...750	360	190...250	2,0...2,1	0,3
60Г	710	420	250...320	2,1	
40Х	730...1050	650...900	240...340	2,1	
30ХГСА	1100...1700	850...1500	340...500	2,0	
Чугун:					
Сч15	147	–	–	0,8...1,5	0,23...0,27
Сч35	340			1,3	
Латунь Л68	320	90	120	1,1	
Бронза:					
БрОФ10-1	250	–	–	0,9	0,33
БрОЦС5-5-5	200	40...50	–	1,0	
БрАЖ9-4	550	200	–	1,0...1,1	

$$\gamma = \frac{1}{(a \cdot K_\sigma \pm b) - (a \cdot K_\sigma \mp b)R} \leq 1.$$

Здесь  $K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений; для угловых лобовых швов:

- при ручной сварке  $K_\sigma = 2,3 \dots 3,2$ ;
- при автоматической  $K_\sigma = 1,7 \dots 2,4$ ;
- для фланговых швов  $K_\sigma = 3,5 \dots 4,5$ ;
- для стыковых швов  $K_\sigma = 1,2$ ;

$a, b$  – коэффициенты (для углеродистых сталей  $a = 0,58$ ;  $b = 0,26$ ; для низколегированных  $a = 0,65$ ;  $b = 0,3$ );  $R$  – коэффициент асимметрии цикла

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}},$$

взятых со своими знаками.

Верхние знаки в знаменателе формулы принимают, когда среднее напряжение цикла  $\sigma_m \geq 0$ , нижние – когда  $\sigma_m < 0$ .

Если при вычислении получают  $\gamma > 1$ , то в расчет принимают  $\gamma = 1$ .

Это обычно получается при большой асимметрии цикла  $R > 0$  и указывает на то, что для данного цикла решающее значение имеет не сопротивление усталости, а статическая прочность.

### 1.6. Последовательность расчета сварных соединений

1. Выбрать материал соединяемых деталей и найти его механические характеристики.
2. Выбрать вид сварки, тип электрода, катет шва (если требуется).
3. Определить допускаемые напряжения в сварном шве.
4. Определить силовые факторы, действующие на сварной шов.
5. Вычленить фигуру опасного сечения сварного шва и определить ее геометрические характеристики ( $A$ ,  $W$ ,  $W_p$  и т. п.).
6. Определить напряжения от каждого силового фактора в сварном шве.
7. Определить суммарное (эквивалентное) напряжение в сварном шве и составить математическую модель работоспособности сварного шва (условие прочности). Используя математическую модель работоспособности, определить интересующие параметры шва или выполнить проверочный расчет шва, если все параметры заданы.

### 1.7. Пример расчета сварного соединения

Балка двутаврового сечения №18, нагруженная на конце сосредоточенной силой, приварена по контуру к колонне (рис. 1.12)

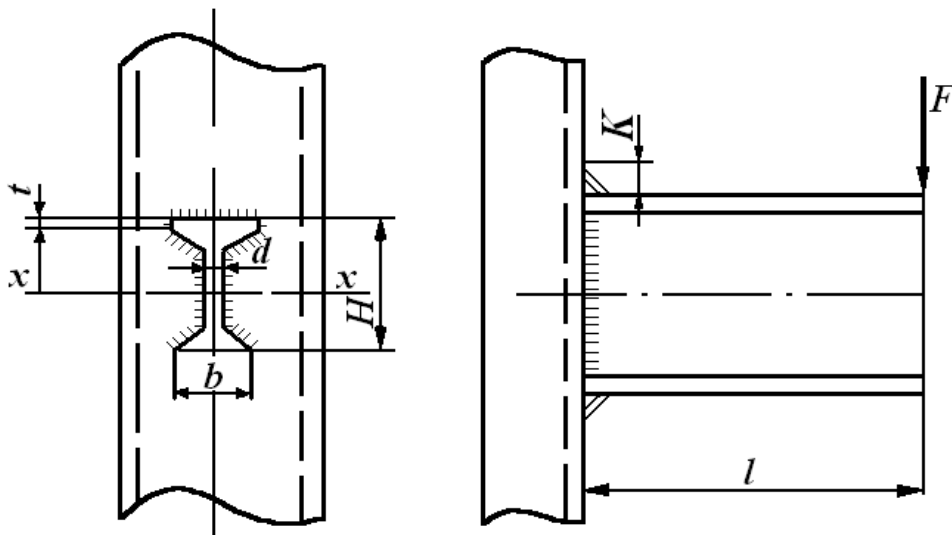


Рис.1.12

Проверить прочность сварного шва. Данные для расчета: нагрузка  $F=20 \cdot 10^3$  Н; длина балки  $l = 550$  мм; катет шва  $K=6$  мм; материал свариваемых деталей – Ст.3; сварка ручная электродом Э42; нагрузка статическая.

Расчет сводится к определению максимальных напряжений, возникающих в опасном сечении шва, и сравнению их величины с допускаемыми.



1. Соединение выполнено угловыми швами. Опасное сечение биссекторное. Приближенная конфигурация опасного сечения шва представлена на рис. 1.13.

2. Приводим действующие силы к центру стыка (рис. 1.14), прикладываем в центре тяжести стыка две равные противоположно направленные силы  $F$ . Из рис. 1.14 становится ясно, что в плоскости стыка на шов будет действовать изгибающий момент  $M$  и сила  $F$ .

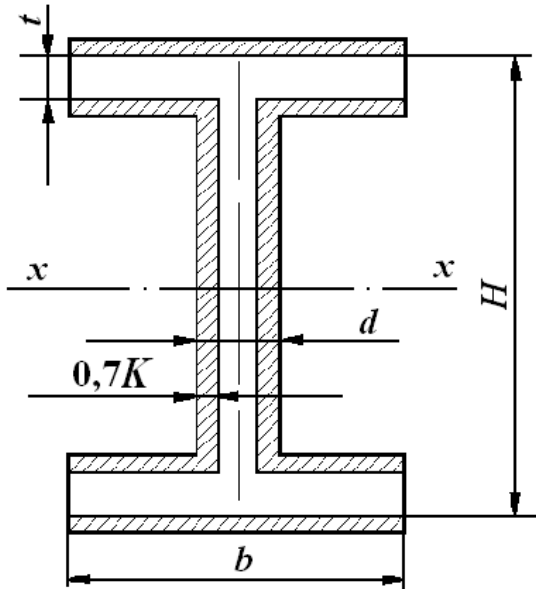


Рис. 1.13

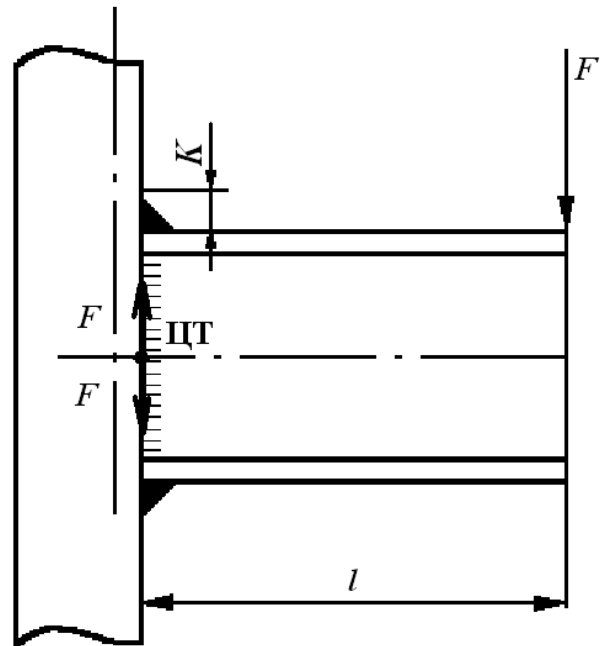


Рис. 1.14

3. Определяем изгибающий момент

$$M = F \cdot l = 20 \cdot 10^3 \cdot 550 = 110 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

4. Определяем напряжения, возникающие в опасном сечении сварного шва от действия изгибающего момента

$$\tau'_{\text{срМ}} = \frac{M}{W_{\text{шв}}},$$

где  $W_{\text{шв}}$  – момент сопротивления изгибу шва в плоскости опасного сечения

$$W_{\text{шв}} = \frac{I_{\text{шва}}}{Y_{\text{max}}},$$

где  $I_{\text{шва}}$  – момент инерции шва по контуру опасного сечения;  $Y_{\text{max}}$  – расстояние наиболее удаленного слоя опасного сечения шва от нейтральной оси

$$I_{\text{шва}} = \frac{b(H + 2 \cdot 0,7K)^3}{12} - \frac{(b - d - 2 \cdot 0,7 \cdot K)(H - 2t - 2 \cdot 0,7K)^3}{12} - I_6,$$

где  $b, H, d, t$  – размеры профиля;  $K$  – катет шва;  $I_6$  – момент инерции сечения балки относительно оси  $x$ .

По стандарту ГОСТ 8239 – 56 размеры и характеристики сечения балки:  $b = 94$  мм;  $H = 180$  мм;  $d = 6,5$  мм;  $t = 10,7$  мм; площадь сечения  $A = 30,6 \cdot 10^2$  мм<sup>2</sup>; момент инерции  $I_x = 1660 \cdot 10^4$  мм<sup>4</sup>.

$$I_{\text{шва}} = \frac{94(180 + 2 \cdot 0,7 \cdot 6)^3}{12} - \frac{(94 - 6,5 - 2 \cdot 0,7 \cdot 6)(180 - 2 \cdot 10,7 - 2 \cdot 0,7 \cdot 6)^3}{12} - 1660 \cdot 10^4 = 13446890 \text{ мм}^4,$$

Тогда

$$W_{\text{шв}} = \frac{13446890}{\frac{H}{2} + 0,7K} = \frac{13446890}{\frac{180}{2} + 0,7 \cdot 6} = 142748,3 \text{ мм}^3.$$

Откуда

$$\tau'_{\text{срМ}} = \frac{110 \cdot 10^5}{142748,3} = 77,06 \text{ Н/мм}^2$$

5. Определяем напряжения среза от действия силы:

$$\tau'_{\text{срF}} = \frac{F}{A_{\text{шва}}},$$

где  $A_{\text{шва}}$  – площадь опасного сечения шва,

$$\begin{aligned} A_{\text{шва}} &= b(H + 2 \cdot 0,7 \cdot K) - (b - d - 2 \cdot 0,7K) \cdot (H - 2t - 2 \cdot 0,7K) - A = \\ &= 94(180 + 2 \cdot 0,7 \cdot 6) - (94 - 6,5 - 2 \cdot 0,7 \cdot 6) \cdot (180 - 2 \cdot 10,7 - 2 \cdot 0,7 \cdot 6) - 30,6 \cdot 10^2 = \\ &= 2768,78 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

$$\text{Тогда } \tau'_{\text{ср}} = \frac{20000}{2768,78} = 7,22 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

6. Определяем полное напряжение

$$\tau'_{cp} = \sqrt{(\tau'_{cpM})^2 + (\tau'_{cpF})^2} = \sqrt{77,06^2 + 7,22^2} = 77,39 \text{ Н/мм}^2$$

7. Величина допускаемого напряжения при материале свариваемых деталей Ст3 и сварке электродом Э42 согласно данным табл. 1.1 и 1.2

$$[\tau'_{cp}] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \frac{\sigma_T}{[S]} = 0,6 \frac{200}{1,5} = 80 \text{ Н/мм}^2.$$

Следовательно,  $\tau'_{cp} < [\tau'_{cp}]$  ( $77,39 < 80$ ) и соединение будет прочным.

## 2. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С НАТЯГОМ

### 2.1. Общие сведения

Соединение деталей машин с натягом осуществляют за счет сил упругости от предварительной деформации деталей. Характерные примеры соединений с натягом: венцы зубчатых и червячных колес на центрах колес, подшипники качения на валах, роторы электродвигателей на валах, диски турбины на валах и т.д.

После сборки (рис. 2.1) диаметр посадочной поверхности становится одинаковым для обеих деталей. При этом на посадочной поверхности возникает давление  $q$  и соответствующие ему силы трения, благодаря которым смещение втулки относительно вала становится невозможным. Нагрузочная способность соединения зависит от величины натяга. Натягом называется положительная разность сопряженных диаметров вала и отверстия  $N = B - A > 0$ .

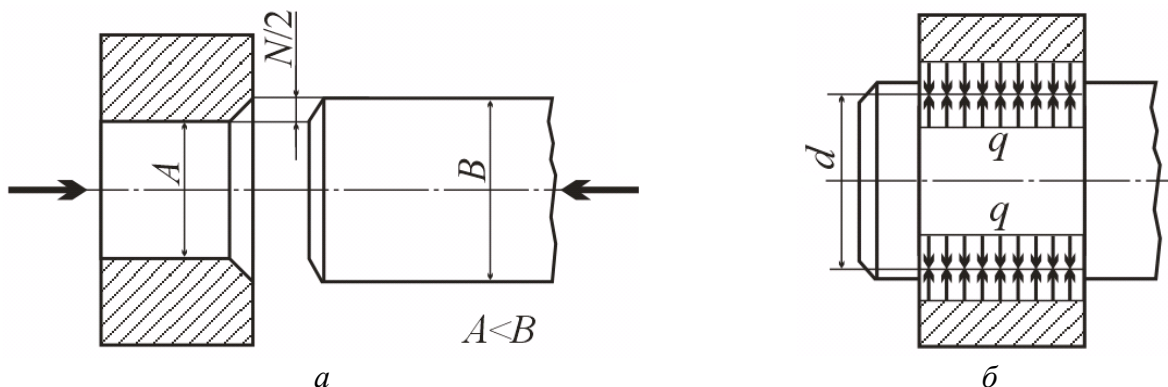


Рис. 2.1. Соединения с натягом: а – до сборки; б – после сборки ( $q$  – давление на поверхности контакта)

Расчетный натяг очень невелик. Неизбежные колебания размеров в пределах поля допуска при изготовлении деталей приводят к рассеянию натяга, а следовательно, и к рассеянию нагрузочной способности соединения.

В ЕСДП приведены значения допусков в зависимости от качества (степени точности изготовления детали). При образовании посадок допуски отверстия

и вала не должны отличаться более, чем на один-два квалитета. Большой допуск, как правило, назначают для отверстия. В табл. 2.1 приведены рекомендуемые сочетания полей допусков отверстия и вала для переходных посадок и посадок с натягом.

Таблица 2.1

Рекомендуемое сочетание полей допусков отверстия и вала для образования посадок с натягом и переходных посадок в системе отверстия

Основное отклонение отверстия (квалитет)	Квалитет вала	Основные отклонения валов										
		Переходные посадки				Посадки с натягом						
		$j_s$	$k$	$m$	$n$	$p$	$r$	$s$	$t$	$u$	$x$	$z$
$H5$	4	$\frac{H5}{j_s4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$	–	–	–	–	–	–	–
$H6$	5	$\frac{H6}{j_s5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	–	–	–	–
$H7$	6	$\frac{H7}{j_s6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	–	–	–
	7	–	–	–	–	–	–	$\frac{H7}{s7}$	–	$\frac{H7}{u7}$	–	–
$H8$	7	$\frac{H8}{j_s7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	–	–	$\frac{H8}{s7}$	–	–	–	–
	8	–	–	–	–	–	–	–	–	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$

Посадка  $H6/p5$  (система отверстия), например, означает, что допуск на изготовление отверстия ( $H6$ ) берут по квалитету 6, а допуск на изготовление вала ( $p5$ ) – по квалитету 5. Обозначение  $p$  определяет посадку с натягом и указывает значение верхнего и нижнего отклонения диаметра вала, которое зависит от квалитета и от интервала номинальных размеров.

В табл. 2.2 приведены предельные отклонения диаметров отверстий. Нижнее отклонение диаметра в системе отверстия при изготовлении отверстия всегда равно нулю.

Таблица 2.2

Предельные (верхние и нижние) отклонения диаметров отверстий для наиболее употребляемых квалитетов в системе отверстия

Номинальный размер, мм	Отклонение для поля допуска, мкм								
	<i>H4</i>	<i>H5</i>	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>
Свыше 30 до 50	+7 0	+11 0	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0
“ 50 “ 80	+8 0	+13 0	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0
“ 80 “ 120	+10 0	+15 0	+22 -	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0

Окончание табл. 2.3

Номинальный размер, мм	Отклонение для поля допуска, мкм								
	<i>H4</i>	<i>H5</i>	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>
“ 120 “ 180	+12 0	+18 0	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0
“ 180 “ 250	+14 0	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0

Примечание: в рамке указаны предпочтительные поля допусков

В табл. 2.3 приведены предельные (верхнее и нижнее) отклонения диаметров вала при посадках с натягом в системе отверстия.

Таблица 2.3

Предельные (верхние и нижние) отклонения диаметров валов при посадках с натягом для 4-8-го квалитетов (система отверстия)

Номинальный размер, мм	Отклонение, мкм, при квалитете												
	4	5			6				7		8		
	<i>n4</i>	<i>p5</i>	<i>r5</i>	<i>s5</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>	<i>s7</i>	<i>u7</i>	<i>u8</i>	<i>x8</i>	<i>z8</i>
Св. 30 до 40						+50 +34	+59 +43	+64 +48	+68 +43	+85 +60	+99 +60	+119 +80	+151 +112
“ 40 “ 50	+24 +17	+37 +26	+45 +34	+54 +43	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+70 +54	+68 +43	+95 +70	+109 +70	+136 +97	+175 +136
“ 50 “ 65			+54 +41	+66 +53		+60 +41	+72 +53	+85 +66	+83 +53	+117 +87	+133 +87	+168 +122	+218 +172
“ 65 “ 80	+28 +20	+45 +32	+56 +43	+72 +59	+51 +32	+62 +43	+78 +59	+94 +75	+89 +59	+132 +102	+148 +102	+192 +145	+256 +210
“ 80 “ 100			+66 +51	+86 +71		+73 +51	+93 +71	+113 +91	+106 +71	+159 +124	+173 +178	+232 +178	+312 +258
“ 100 “ 120	+33 +23	+52 +37	+69 +54	+94 +79	+59 +37	+76 +54	+101 +79	+126 +104	+114 +79	+179 +144	+198 +144	+264 +210	+310 +310

Номиналь- ный раз- мер, мм	Отклонение, мкм, при качестве												
	4	5			6					7		8	
	<i>n</i> 4	<i>p</i> 5	<i>r</i> 5	<i>s</i> 5	<i>p</i> 6	<i>r</i> 6	<i>s</i> 6	<i>t</i> 6	<i>s</i> 7	<i>u</i> 7	<i>u</i> 8	<i>x</i> 8	<i>z</i> 8
“ 120 “ 140			+81	+110		+88	+117	+147	+132	+210	+233	+311	+428
			+63	+92		+63	+92	+122	+92	+170	+170	+248	+365
“ 140 “ 160	+39	+61	+83	+118	+68	+90	+125	+159	+140	+230	+253	+343	+478
	+27	+43	+65	+100	+43	+65	+100	+134	+100	+190	+280	+280	+415
“ 160 “ 180			+86	+126		+93	+133	+171	+148	+250	+273	+373	+528
			+68	+108		+68	+108	+146	+108	+210	+210	+310	+465
“180 “ 200			+97	+142		+106	+151	+195	+168	+282	+308	+422	+592
			+77	+122		+77	+122	+166	+122	+236	+236	+350	+520

Примечание: в рамке указаны предпочтительные поля допусков

## 2.2. Неподвижность соединений с натягом под нагрузкой

Стандартную посадку выбирают из условия неподвижности соединения под действием нагрузки без каких-либо дополнительных креплений для обеспечения передачи заданной нагрузки. При расчете соединений с натягом необходимо удовлетворить как требованиям неподвижности, так и условиям прочности деталей.

Прочность соединения обеспечивается натягом, который образуется в выбранной посадке. Значение натяга определяется потребным контактным давлением  $q_m$  на посадочной поверхности соединяемых деталей. Это давление должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения оказались больше внешних сдвигающих сил.

Контактные давления в направлении длины деталей изменяются по закону кривой (рис. 2.2). Концентрация давлений у краев отверстия вызвана вытеснением сжатого материала от середины в обе стороны. У торцов они больше средних давлений в 2...3,5 раза.

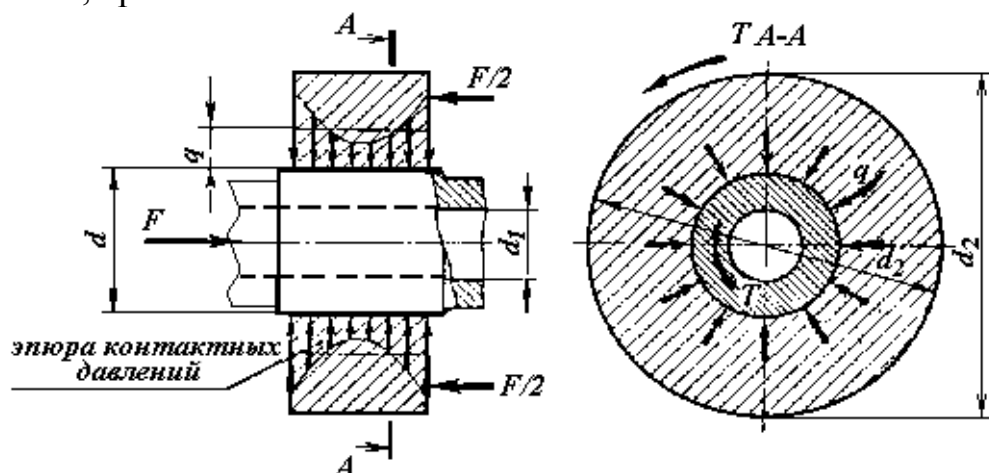


Рис. 2.2. Расчетная схема соединения с натягом

Расчет на прочность деталей соединения основан на предположении, что контактные давления распределяются равномерно по поверхности контакта.

Взаимная неподвижность деталей соединения с натягом обеспечивается соблюдением условий:

1. При нагружении соединения осевой силой  $F_a$

$$KF_a \leq \pi d l q_m f,$$

откуда

$$q_m \geq \frac{KF_a}{\pi d l f}. \quad (2.1)$$

2. При нагружении соединения вращающим моментом  $T$

$$KT \leq \pi d l q_m f \cdot d/2,$$

откуда

$$q_m \geq \frac{2KT}{\pi d^2 l f} \quad (2.2)$$

3. При нагружении соединения одновременно осевой силой  $F_a$  и вращающим моментом  $T$

$$K \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq \pi d l q_m f$$

откуда

$$q_m \geq \frac{K \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f} \quad (2.3)$$

В этих формулах  $K$  – коэффициент запаса сцепления; в зависимости от ответственности соединения принимают  $K = 1.5 \dots 3$ ;  $f$  – коэффициент трения (сцепления); для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой  $f = 0,07$ ; при температурной сборке  $f = 0,14$ . Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая или латунная, то при сборке запрессовкой  $f = 0,05$ ; при температурной сборке  $f = 0,07$ ;  $d$  и  $l$  – диаметр и длина посадочной поверхности;  $q_m$  – среднее контактное давление.

Из теории расчета толстостенных цилиндров и составных труб (сопротивление материалов, решение Ламе) получено соотношение между давлением на поверхности контакта  $q_m$  (МПа) и расчетным натягом

$$q_m = \frac{N_p}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (2.4)$$

где  $d$  – диаметр соединения, мм;  $N_p$  – расчетный натяг, мм;  $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты;  $E_1$  и  $E_2$  – модули продольной упругости материала вала и втулки, МПа; индексы 1 и 2 соответствуют валу и втулке:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (2.5)$$

здесь  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материала вала и втулки.

### 2.3. Расчетный и требуемый натяг

При проектировании соединений по заданной внешней нагрузке определяют расчетный натяг  $N_p$ , по которому следует назначать посадку. Так как при сборке соединения микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются, то для компенсации этого в расчет вводят поправку  $U$ , представляющую собой обмятие микронеровностей

$$U = 5,5(R_{a1} + R_{a2}), \quad (2.6)$$

где  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  – средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей. Наиболее распространенные значения  $R_a$  для поверхностей деталей, соединенных с натягом: 2,0; 1,6; 1,25; 0,80; 0,63; 0,40 мкм.

Если соединение с натягом подвержено нагреву в процессе работы и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового зубчатого венца червячного колеса с чугуном или стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление натяга соединения. Для компенсации этого в расчет вводят поправку на температурную деформацию

$$\Delta_t = d[(t_2 - 20) \alpha_2 - (t_1 - 20) \alpha_1], \quad (2.7)$$

где  $d$  – номинальный посадочный диаметр, мм;  $t_1$  и  $t_2$  – температуры деталей соединения в процессе работы, °С;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – температурные коэффициенты линейного расширения материала деталей (для стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ , °С<sup>-1</sup>; для чугуна  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$  °С<sup>-1</sup>, для бронзы, латуни  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ , °С<sup>-1</sup>).

Минимальный требуемый натяг соединения, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок:



$$[N]_{\min} \geq N_p + U + \Delta_t. \quad (2.8)$$

## 2.4. Расчет на прочность деталей в соединениях с натягом

При расчете деталей соединения с натягом по формулам для толстостенных цилиндров давление  $q$  определяют по наибольшему табличному натягу  $N_{\max}$ . Максимальный расчетный натяг

$$N_{p \max} = N_{\max} - U - \Delta_t. \quad (2.9)$$

Тогда

$$q_{\max} = \frac{N_{p \max}}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (2.10)$$

Эпюры напряжений в деталях соединения с натягом показаны на рис. 2.3.

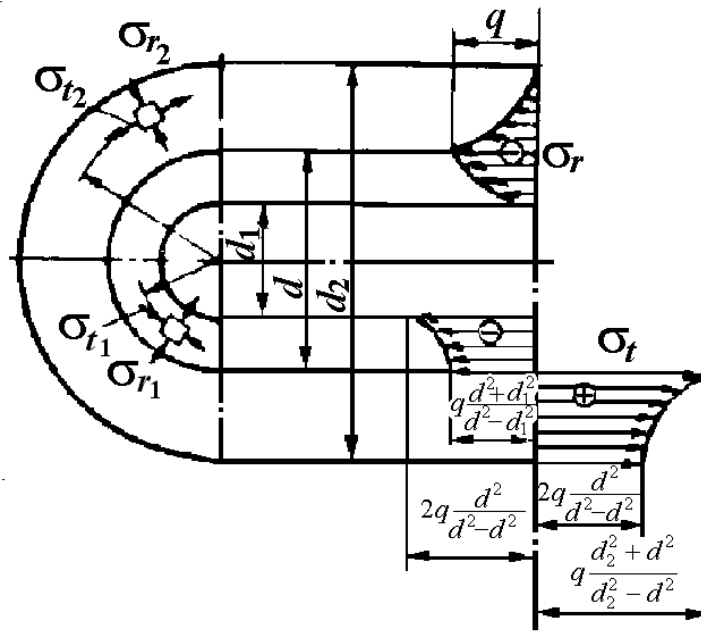


Рис. 2.3. Эпюры напряжений в деталях соединения с натягом

Условие отсутствия в деталях пластических деформаций по теории наибольших касательных напряжений имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где  $\sigma_1$  – наибольшее, а  $\sigma_3$  – наименьшее (с учетом знака) нормальное напряжение.

В соответствии с рис. 2.3 наибольшие эквивалентные напряжения в охватывающей и охватываемой деталях возникают в точках внутренних поверхностей вала и втулки.

Условием отсутствия пластической деформации для втулки

$$(\sigma_1 = \sigma_t, \sigma_3 = \sigma_r)$$

является выражение

$$\sigma_{\text{экв}} = q_{\text{max}} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - (-q_{\text{max}}) = q_{\text{max}} \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{T2} \quad (2.11)$$

где  $\sigma_{T2}$  – предел текучести материала втулки.

Условие отсутствия пластических деформаций для вала ( $\sigma_1 = 0, \sigma_3 = -\sigma_t$ ) имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = q_{\text{max}} \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2} \leq \sigma_{T1}, \quad (2.12)$$

где  $\sigma_{T1}$  – предел текучести материала вала.

Как правило, опасным элементом соединения является охватывающая деталь.

Наибольший расчетный натяг в соединении (по условию возникновения пластических деформаций)

$$N_{p\text{max}} = 0,5\sigma_{T2}d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \quad (2.13)$$

Необходимый максимальный натяг с учетом срезания (сглаживания) микронеровностей и температурных деформаций (если таковые имеют место) рассчитывают по формуле

$$[N]_{\text{max}} = N_{p\text{max}} + U + \Delta_t \quad (2.14)$$

По значению минимального  $[N]_{\text{min}}$  и максимального  $[N]_{\text{max}}$  натягов подбирают стандартную посадку, у которой наименьший натяг  $N_{\text{min}} > [N]_{\text{min}}$ , а наибольший натяг  $N_{\text{max}} \leq [N]_{\text{max}}$ .

Значения натягов  $N_{\text{min}}$  и  $N_{\text{max}}$  выбранной посадки подсчитывают с учетом рассеивания размеров отверстия и вала по формулам:

а) допуски размеров:

отверстия	$T_D = ES - EI,$	(2.15)
вала	$T_d = es - ei;$	

где  $ES$  и  $EI$  – верхнее и нижнее отклонения размера отверстия;  $es$  и  $ei$  – верхнее и нижнее отклонения размера вала;

б) средние отклонения размеров

$$\begin{array}{ll} \text{отверстия} & E_m = 0,5 (ES + EI), \\ \text{вала} & e_m = 0,5(es + ei); \end{array} \quad (2.16)$$

в) средний натяг посадки

$$N_m = e_m - E_m; \quad (2.17)$$

г) рассеивание натяга

$$T_\Sigma = \sqrt{T_d^2 + T_D^2}; \quad (2.18)$$

д) наименьший и наибольший вероятные натяги выбранной посадки:

$$N_{\min} = N_m - 0,5T_\Sigma; \quad N_{\max} = N_m + 0,5T_\Sigma \quad (2.19)$$

Для соединений с натягом применяют посадки

$$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}; \frac{H7}{t6}; \frac{H7}{u7} \text{ и др.}$$

При сборке соединения запрессовкой сила запрессовки определяется по наибольшему расчетному вероятному натягу

$$N_{p \max} = N_{\max} - U - \Delta_t$$

$$f_{\pi} = \frac{N_{p \max} f_{\pi} \pi d l}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (2.20)$$

$f_{\pi}$  – коэффициент трения при запрессовке.

Материал деталей соединения	$f_{\pi}$
сталь-сталь	0,20
сталь-чугун	0,14
сталь-бронза, латунь	0,10
чугун-бронза, латунь	0,08

При сборке соединения с использованием температурного деформирования определяют:

температуру нагрева охватываемой детали

$$t = 20 + \frac{N_{\max} + Z_{\text{сб}}}{d\alpha} \quad (2.21)$$

или температуру охлаждения охватываемой детали

$$t = 20 - \frac{N_{\max} + Z_{\text{сб}}}{d\alpha} \quad (2.22)$$

где  $t$ , °С;  $d$  и  $N_{\max}$ , мм;  $\alpha$  – температурный коэффициент линейного расширения материала нагреваемой или охлаждаемой детали, °С<sup>-1</sup> (см. выше);  $Z_{\text{сб}}$  – дополнительный зазор для облегчения сборки, мм.

Принимают:

$d$ , мм	30...80	80...180	180...400
$Z_{\text{сб}}$ , МКМ	10	15	20

## 2.5. Последовательность расчета соединения с натягом

1. Определяют среднее контактное давление  $q_m$  по одной из формул (2.1, 2.2, 2.3) в зависимости от внешнего воздействия на соединение.
2. Определяют расчетный натяг по формуле (2.4).
3. Определяют поправку на обмятие микронеровностей по формуле (2.6).
4. Определяют (если это необходимо) поправку на температурную деформацию по формуле (2.7).
5. Определяют минимальный требуемый натяг соединения  $[N]_{\min}$  по формуле (2.8).
6. Определяют максимальный расчетный натяг по условию возникновения пластических деформаций по формуле (2.13).
7. Определяют максимальный требуемый натяг по формуле (2.14).
8. Для полученных значений  $[N]_{\min}$  и  $[N]_{\max}$  подбирают посадку. По формулам (2.15...2.19) для выбранной посадки находят наименьший  $N_{\min}$  и наибольший  $N_{\max}$  вероятные натяги. Проверяют условия

$$\begin{aligned} N_{\min} &> [N]_{\min}, \\ N_{\max} &\leq [N]_{\max}. \end{aligned}$$

9. Определяют усилие запрессовки при сборке соединения прессованием или температуру нагрева детали отверстия или температуру охлаждения детали вала при температурной сборке по формулам (2.20...2.22).

## 2.6. Пример расчета соединения с натягом

Подобрать посадку зубчатого колеса из стали 45 на вал из стали 40Х, чтобы соединение было способно передавать крутящий момент  $T=600$  Нм. Размеры соединения:  $d=60$  мм;  $l=100$  мм;  $d_2=120$  мм. Шероховатость посадочных поверхностей вала и отверстия соответствует  $R_a=2,5$  мкм. Соединения собирают на прессе. В качестве смазочного материала используют трансформаторное масло. Коэффициент трения  $f=0,1$ . Вал сплошной  $d_1=0$ .

1. Определим контактное давление в соединении по формуле 2.2, приняв коэффициент запаса от сдвига  $K=1,5$ ,

$$q_m = \frac{2 \cdot K \cdot T}{\pi d^2 f \cdot l} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 600 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60^2 \cdot 0,1 \cdot 100} = 15,9 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Определим по табл. 1.2 модуль упругости и коэффициент Пуассона для сталей:  $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu=0,3$ . Предел текучести для материала колеса (сталь 45)  $\sigma_T=360$  МПа.

3. Расчетный минимальный натяг вычислим по формуле 2.4

$$N_{p_{\min}} = q_m d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 15,9 \cdot 60 \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,96}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,0121 \text{ мм} = 12,1 \text{ мкм},$$

где

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{60^2 + 0}{60^2 - 0} - 0,3 = 0,7,$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{120^2 + 60^2}{120^2 - 60^2} + 0,3 = 1,96.$$

4. Минимальный требуемый натяг определяем по формуле 2.8.

$$[N]_{\min} \geq N_{p_{\min}} + U \geq N_{p_{\min}} + 5,5(R_{a1} + R_{a2}) \geq 12,1 + 5,5(2,5 + 2,5) = 39,6 \text{ мкм}.$$

5. Наибольший расчетный натяг (по формуле 2.13)

$$\begin{aligned} N_{p_{\max}} &= 0,5 \sigma_{T2} d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \left( 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right) = \\ &= 0,5 \cdot 360 \cdot 60 \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,96}{2,1 \cdot 10^5} \right) \left( 1 - \left( \frac{60}{120} \right)^2 \right) = 0,103 \text{ мм} = 103 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

6. Максимальный требуемый натяг с учетом сглаживания микро неровностей вычислим по формуле 2.14:

$$[N]_{\max} = N_{p_{\max}} + U = N_{p_{\max}} + 5,5(2,5 + 2,5) = 130,5 + 5,5(2,5 + 2,5) = 130,5 \text{ мкм}.$$

7. По табл.2.2. и 2.3. подбираем посадку так, чтобы

$$N_{\min} > [N]_{\min} = 39,6 \text{ мкм}, \text{ а } N_{\max} \leq [N]_{\max} = 130,5 \text{ мкм}.$$

В соответствии с этими условиями подходит посадка  $-60 \frac{H7}{u7}$ ; предельные отклонения отверстия для качества  $H7 - \begin{pmatrix} +30 \\ 0 \end{pmatrix}$ ; предельные отклонения вала для качества  $u7 - \begin{pmatrix} +117 \\ +87 \end{pmatrix}$ .

Минимальный и максимальный натяги посадки:

$$N_{\min} = 87 - 30 = 47 \text{ мкм} (> 39,6 \text{ мкм}); \quad N_{\max} = 117 - 0 = 117 \text{ мкм} (< 130,5 \text{ мкм}).$$

Таким образом, для выполнения соединения следует назначить посадку  $60 \frac{H7}{u7}$ .

8. Определим для выбранной посадки  $N_{\min}$  и  $N_{\max}$  с учетом рассеивания размеров отверстия и вала

а) допуски размеров:

$$\begin{aligned} \text{отверстия} \quad T_D &= ES - EI = (30 - 0) = 30 \text{ мкм}, \\ \text{вала} \quad T_d &= es - ei = (117 - 87) = 30 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

б) средние отклонения размеров:

$$\begin{aligned} \text{отверстия} \quad E_m &= 0,5(ES + EI) = 0,5(30 - 0) = 15 \text{ мкм}, \\ \text{вала} \quad e_m &= 0,5(es + ei) = 0,5(117 + 87) = 102 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

в) средний натяг посадки:

$$N_m = e_m - E_m = 102 - 15 = 87 \text{ мкм};$$

г) рассеивание натяга:

$$T_{\Sigma} = \sqrt{T_d^2 + T_D^2} = \sqrt{30^2 + 30^2} = 42,4 \text{ мкм};$$

д) наибольший и наименьший вероятные натяги выбранной посадки:

$$N_{\max} = N_m + 0,5T_{\Sigma} = 87 + 0,5 \cdot 42,4 = 108,2 \text{ мкм},$$

$$N_{\min} = N_m - 0,5T_{\Sigma} = 87 - 0,5 \cdot 42,4 = 65,6 \text{ мкм}.$$

9. Наибольший расчетный вероятный натяг

$$N_{p_{\max}} = N_{\max} - U = 108,2 - 5,5(2,5 + 2,5) = 80,7 \text{ мкм}.$$

10. Усилие запрессовки

$$F_{\Pi} = \frac{N_{p_{\max}} \cdot f_{\Pi} \cdot \pi dl}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{10^{-3} \cdot 80,7 \cdot 0,2 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 100}{60 \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,96}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 0,2 \text{ МН}.$$

### 3. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

#### 3.1. Общие сведения

Резьбовыми соединениями называют разъемные соединения с помощью резьбовых крепежных деталей – винтов, болтов, шпилек, гаек или резьбы, нанесенной непосредственно на соединяемые детали. Основным элементом резьбового соединения является резьба, получаемая прорезанием на поверхности деталей канавок по винтовой линии.

Винтовую линию  $am$  образует гипотенуза прямоугольного треугольника  $abc$  при его навивании на цилиндр (рис. 3.1).

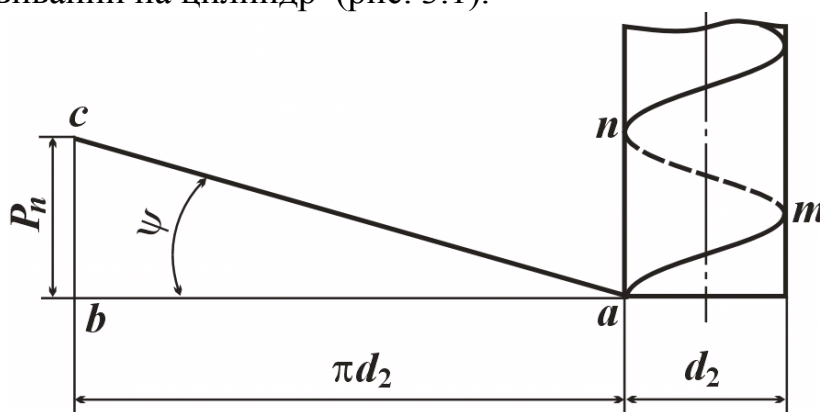


Рис. 3.1. Образование винтовой линии

Если плоскую фигуру, например, треугольник, трапецию и т. п., перемещать по винтовой линии так, чтобы ее плоскость при движении всегда проходила через ось винта, то эта фигура образует резьбу соответствующего профиля.

Резьбы классифицируют по следующим признакам:

- по *форме поверхности*, на которую наносится резьба, на цилиндрическую и коническую резьбу (наиболее распространена цилиндрическая резьба, коническую резьбу обычно применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.);

- по *форме профиля* – на треугольные, трапецеидальные, круглые и др.;

- по *направлению винтовой линии* – на правую и левую резьбу; болты с правой резьбой вывинчивают против часовой стрелки, а ввинчивают – по часовой (наиболее распространена правая резьба, левую резьбу применяют только в особых случаях, например в стяжках);

- по *числу заходов* – на одно-, двух- и многозаходные (если по параллельным винтовым линиям перемещают два или несколько рядом расположенных профилей, они образуют многозаходную резьбу);

- по *назначению* – на крепежные, крепежно-уплотнительные и ходовые.

Крепежная резьба обладает высокой прочностью и большим трением, предохраняющим соединяемые детали от самоотвинчивания; крепежно-уплотнительные, кроме указанных качеств обеспечивают повышенную плотность соединения; ходовые резьбы отличаются малым трением, чтобы иметь высокий КПД и уменьшить износ, а прочность во многих случаях не является здесь основным фактором. К крепежным резьбам относят метрические (рис. 3.2, а), и дюймовые с треугольным профилем; к крепежно-уплотнительным – трубную (рис. 3.2, б), имеющую треугольный профиль с закругленными вершинами и впадинами; к ходовым - трапецеидальную (рис. 3.2, в) и упорную (рис. 3.2, г).

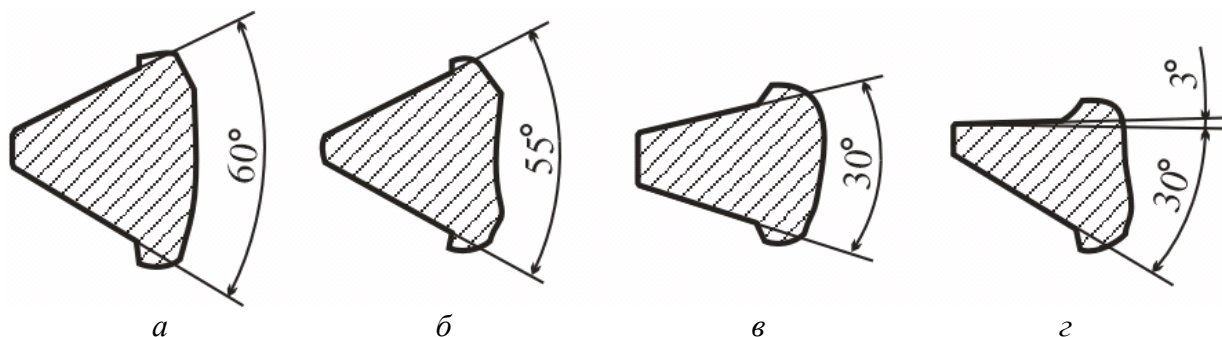


Рис. 3.2. Крепежные резьбы

Резьба характеризуется следующими основными геометрическими параметрами, которые рассмотрим на примере метрической резьбы (рис. 3.3):  $d$  – наружный диаметр резьбы;  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы;  $d_2$  – средний диаметр резьбы;  $p$  – шаг резьбы;  $P_h$  – ход винта (для однозаходной резьбы  $P_h = p$ ; для многозаходной резьбы  $P_h = n p$ , где  $n$  – число заходов),  $H$  – высота теоретического профиля,  $h$  – рабочая высота профиля;  $\alpha$  – угол профиля;  $\psi$  – угол подъема резьбы;  $kr$  – ширина основания профиля;  $k$  – коэффициент полноты резьбы (рис. 3.4),

$$k = \operatorname{tg}\psi = \frac{n \cdot p}{\pi d_2}.$$



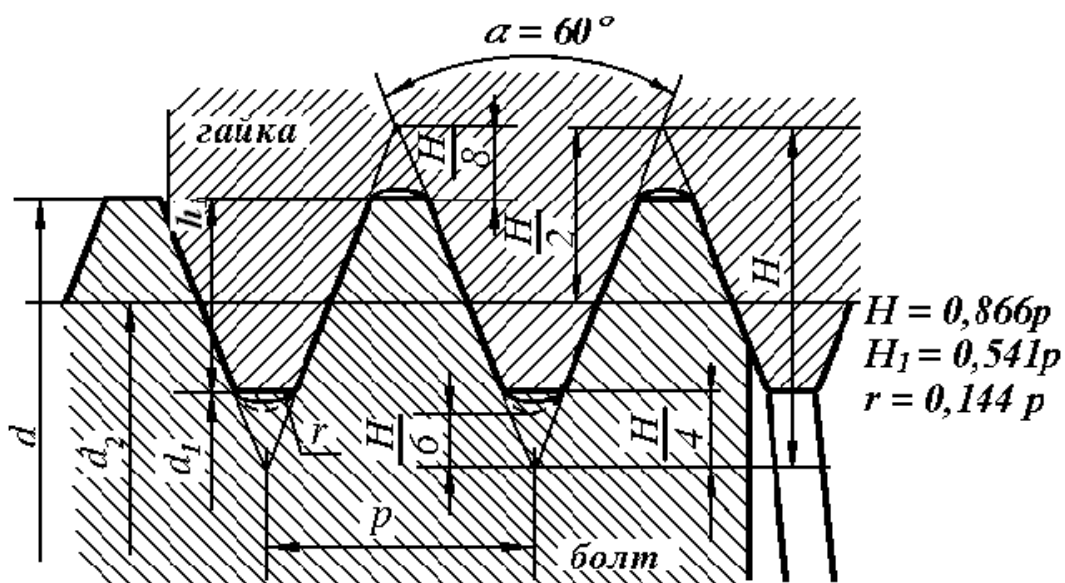


Рис. 3.3. Метрическая резьба

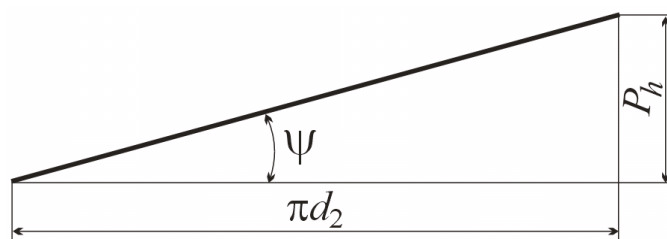


Рис. 3.4.

Геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы. Стандарт предусматривает метрические резьбы с крупным и мелким шагом.

При уменьшении шага соответственно уменьшаются глубина резьбы, что ведет к увеличению диаметра  $d_1$  и повышению прочности, и угол подъема, что увеличивает самоторможение. По этим причинам мелкие резьбы находят применение для динамически нагруженных деталей, полых тонкостенных и мелких деталей (в авиации, точной механике и т. п.). В машиностроении основное применение имеют резьбы с крупным шагом, поскольку они менее чувствительны к ошибкам изготовления и износу.

Резьбу получают методом нарезания или накатывания. Для нарезания наружной резьбы используют различные резцы, плашки, резьбовые гребенки и фрезы, а для внутренней резьбы - метчики. Накатывают резьбу гребенками или роликами на резьбонакатных автоматах путем пластической деформации заготовки. Этим высокопроизводительным и дешевым методом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей. В литых и прессованных деталях резьба может быть получена при изготовлении деталей без механической обработки.

Для соединения деталей можно применять болты (рис. 3.5, *a*), винты (рис. 3.5, *б*) или шпильки (рис. 3.5, *в*). Болты имеют преимущественное применение, поскольку не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Это особо важно в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы. Винты и шпильки применяют тогда, когда по конструкции соединения постановка болта не рациональна.

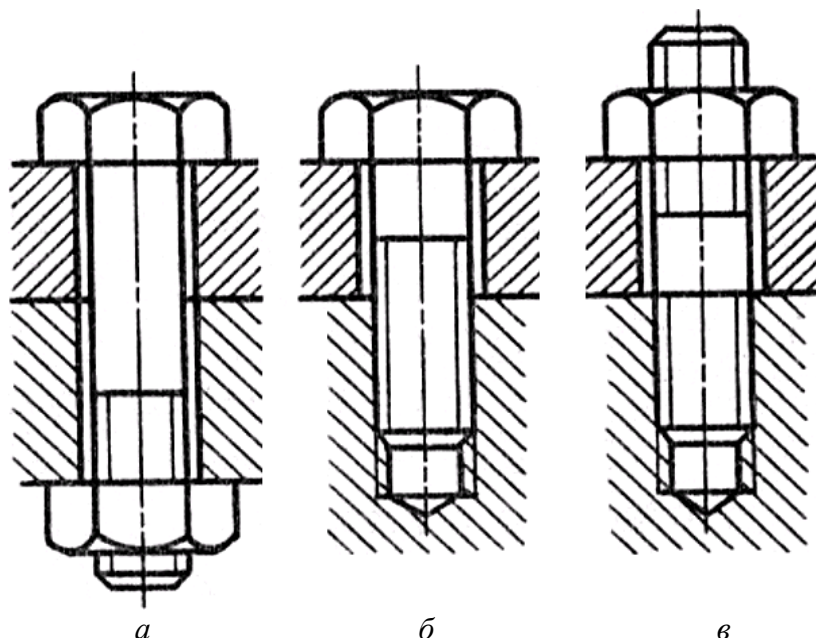


Рис. 3.5. Резьбовое соединение: *a* – болтом, *б* – винтом, *в* – шпилькой

Простую шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала (пластмассы, алюминия, дерева и т.п.); для предохранения чистых поверхностей деталей от царапин при завинчивании гайки (винта); для перекрытия зазора отверстия при большой его величине.

При затяжке резьбы зависимость между приложенным вращающим моментом  $T$  и усилием затяжки  $F_a$  (рис. 3.6) имеет вид

$$T = RL = T_p + T_{тр} = F_a \left[ \frac{D_{cp} f}{2} + \frac{d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{2} \right],$$

где  $D_{cp} = (D_1 + d_0)/2 \approx 1,4 d$  – средний диаметр поверхности трения по торцу гайки;  $f$  – коэффициент трения по этой поверхности;  $L$  – длина ключа (плечо силы, прикладываемой к ключу);  $T_p$  – момент трения в резьбе;  $T_{тр}$  – момент трения по торцу гайки;  $\rho' = \operatorname{arctg} f'$  – приведенный угол трения в резьбе;  $f' = \frac{f}{\cos \alpha/2}$  – приведенный коэффициент трения в резьбе.

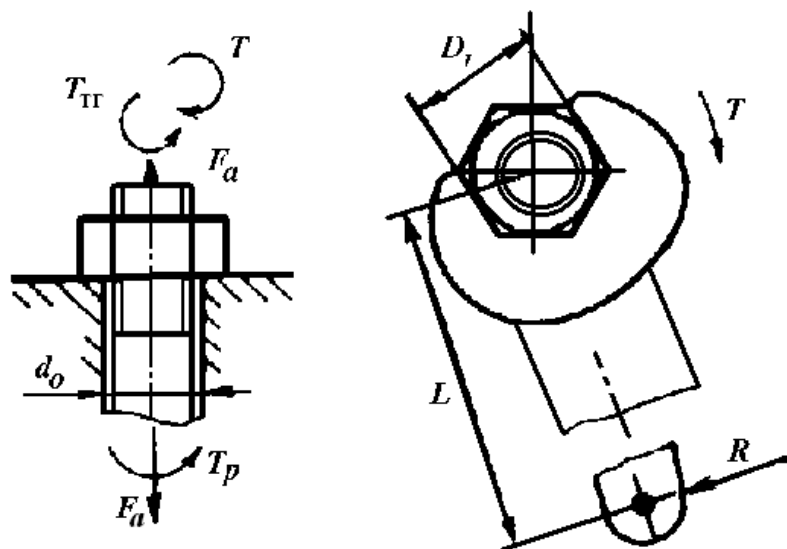


Рис. 3.6. Схема к анализу силовых факторов при затяжке резьбы ( $T_{\text{т}}$  – момент по торцу гайки,  $T_p$  – момент в резьбе)

Окружная сила  $F_t$  в винтовой паре связана с усилием затяжки следующей зависимостью

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho').$$

Условие  $\psi < \rho'$  представляет собой условие самоторможения.

Для крепежных резьб угол подъема  $\psi = 1,5 - 4^\circ$ , а угол трения  $\rho'$  изменяется в зависимости от величины коэффициента трения от  $6$  до  $16^\circ$ . Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие. Ходовые резьбы выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

Хотя все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, однако, как показывает практика, при переменной и ударной нагрузке наблюдается самоотвинчивание гаек и болтов. Существует много способов стопорения или предохранения от самоотвинчивания, которые основаны на следующих принципах:

- 1) стопорение дополнительным трением в резьбе путем постановки контргайки, самоконтрящейся гайки, пружинной шайбы и т.д. (рис. 3.7, а, б);
- 2) стопорение специальными элементами, которые жестко соединяют гайку со стержнем винта с помощью шплинта, проволоки и т.д. (рис. 3.7, в, г, д);
- 3) стопорение специальными элементами, которые жестко соединяют гайку с деталью с помощью стопорных шайб, планок или сваркой, (рис. 3.7 е, ж, з).

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность. Под действием осевой силы в стержне винта возникают напряжения растяжения, в теле гайки – сжатия, в витках резьбы – смятия, среза, изгиба.

Около 90% разрушений резьбовых деталей носит усталостный характер. Чаще всего разрушение происходит по первому или второму витку, считая от опорного торца гайки; реже – в области сбег резьбы и в подголовочном сечении болта (винта).

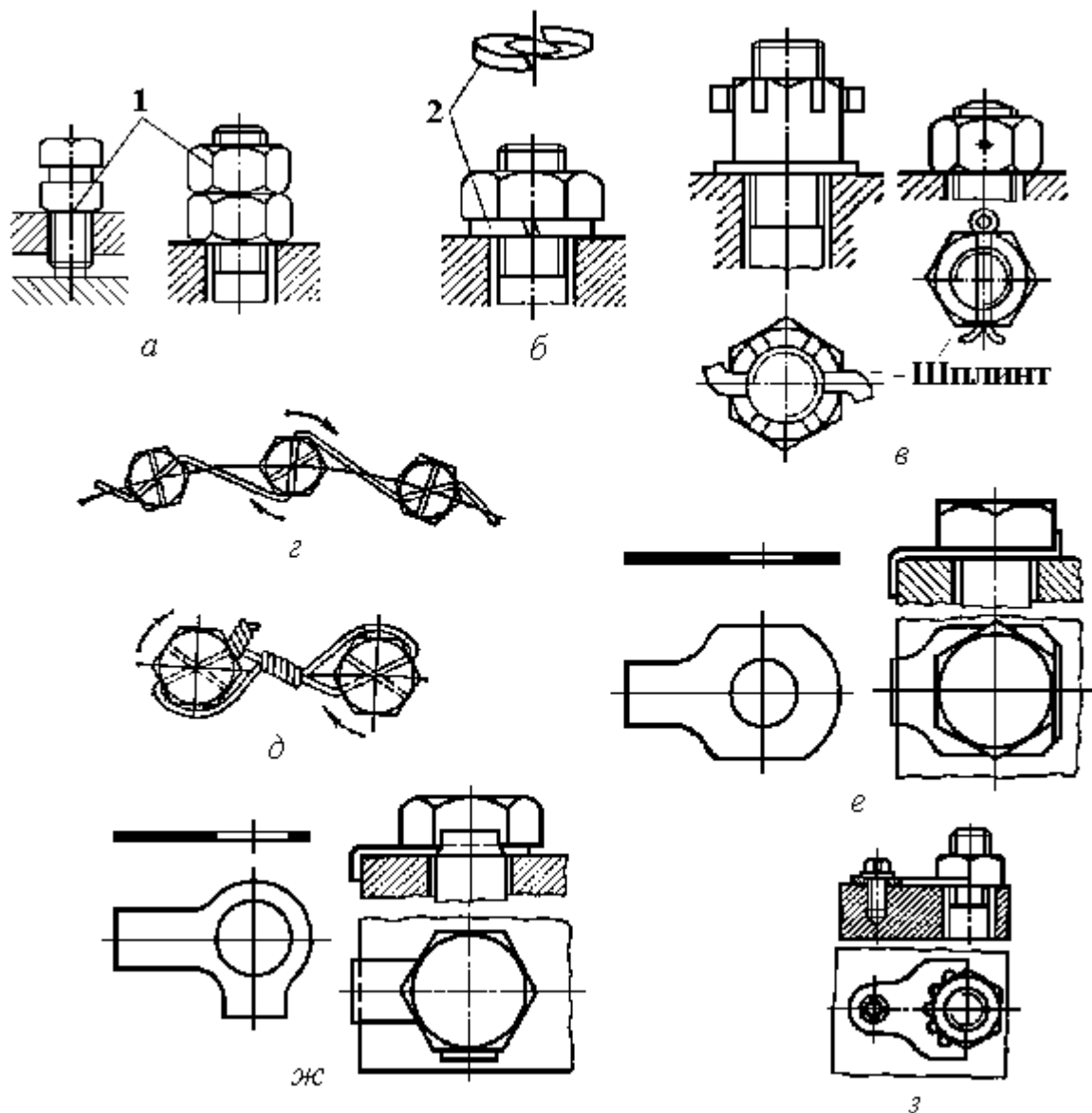


Рис. 3.7. Принципы и способы стопорения резьбовых соединений

Все стандартные болты, винты и шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и отрыв головки, поэтому расчет на прочность резьбового соединения обычно производят только по одному основному критерию работоспособности – прочности стержня. Расчетом определяют диаметр болта. Длину болта, винта или шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают исходя из диаметра резьбы по ГОСТу.

### 3.2. Расчет одиночных винтов

Расчет винтов (болтов, шпилек) зависит от условий их нагружения и технологических особенностей сборки соединения.

По условиям нагружения все винты подразделяются на воспринимающие осевую, поперечную или комбинированную нагрузку, неизменяемую или циклическую.

ски изменяющуюся во времени. Существенные поправки в расчет могут внести дополнительные температурные нагрузки и внецентренное нагружение винтов.

В зависимости от технологических условий сборки винты могут быть ненапряженными (не затянутыми в процессе сборки) или напряженными (затянутыми), получающими значительную осевую нагрузку уже в процессе сборки, до приложения внешней рабочей нагрузки. Кроме того, винты можно устанавливать в отверстие свободно, с зазором или плотно, без зазора.

Основным видом нагружения винтов, для которого они и предназначены является осевое растяжение.

Возможны следующие расчетные случаи:

- а) болт установлен с зазором без предварительной затяжки, нагружен осевой силой;
- б) болт установлен с зазором и не нагружен осевой силой, но имеет предварительную затяжку;
- в) болт установлен с зазором, затянут и дополнительно нагружен внешней осевой силой;
- г) болт установлен с зазором и нагружен поперечной силой;
- д) болт установлен без зазора и нагружен поперечной силой.

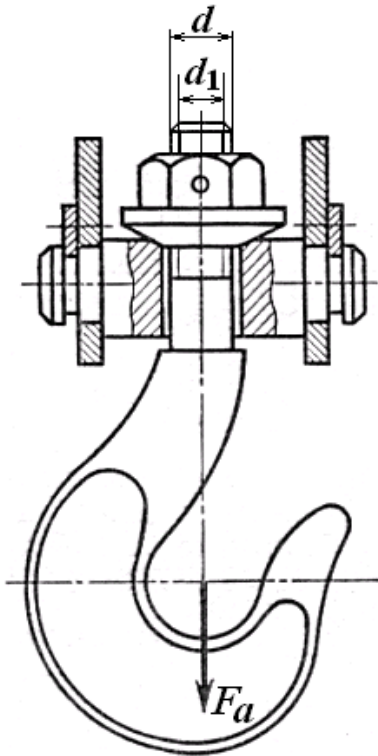


Рис. 3.8. Соединение грузового крюка с обоймой

### 3.2.1. Расчет незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой

Примером такого соединения является соединение грузового крюка с обоймой (рис. 3.8). Стержень крюка работает только на растяжение. Резьбовое соединение, рассматриваемое в данном случае, называют ненапряженным.

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы  $d_1$  из условия прочности на растяжение

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]_p}}$$

Далее по ГОСТ подбирается ближайший больший внутренний диаметр резьбы, соответствующий ему наружный диаметр  $d$  и все другие параметры резьбы.

### 3.2.2. Расчет затянутого болта, ненагруженного внешней осевой силой

Болт испытывает растяжение и кручение только от затяжки. В машиностроении такие болтовые соединения встречаются в клеммовых соединениях, в креплениях люков, крышек, в винтовых стяжках (рис. 3.9).

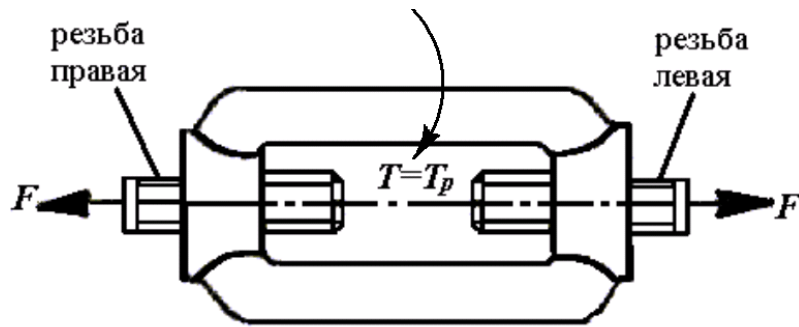


Рис. 3.9. Винтовая стяжка

В таких резьбовых соединениях стержень болта растягивается силой затяжки  $F_a$  и закручивается моментом  $T_p$  в резьбе.

Эквивалентное напряжение в болте определяют по гипотезе энергии формоизменения (IV теория прочности):

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma]_p,$$

где  $\sigma_p$  – напряжение растяжения в поперечном сечении болта;

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_1^2};$$

$\tau_{\text{кр}}$  – наибольшее напряжение кручения, возникающее в точках контура поперечного сечения болта;

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{16T_p}{\pi d_1^3};$$

$T_p$  – крутящий момент в резьбе;

$$T_p = 0,5d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho').$$

Принимая для стандартных стальных болтов с метрической резьбой  $\psi = 2^\circ 30'$ ,  $d_2/d_1 = 1,12$  и  $f = 0,15$ , чему соответствует  $\rho = 8^\circ 40'$ , получим

$$\sigma_{\text{экв}} \cong 1,3\sigma_p \leq [\sigma]_p$$

ИЛИ

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p.$$

Откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_a}{\pi [\sigma]_p}}.$$

Следовательно, болт, работающий одновременно на растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение по расчетной силе, увеличенной по сравнению с силой, растягивающей болт в 1,3 раза. Рассмотренное выше соединение будем называть напряженным, а формулу для определения диаметра болта  $d_1$  будем называть формулой напряженного болтового соединения.

3.2.3. Расчет затянутого и дополнительно нагруженного внешней осевой силой болта

Этот случай является весьма распространенным (фланцевые соединения труб и осесимметричных конструкций типа оболочек; крепление крышек резервуаров, находящихся под давлением; фундаментные болтовые соединения).

Для большинства резьбовых изделий требуется предварительная затяжка болтов, обеспечивающая плотность соединения и отсутствие взаимных смещений деталей стыка.

Рассмотрим резьбовое соединение для крепления крышки резервуара, находящегося под давлением (рис. 3.10).

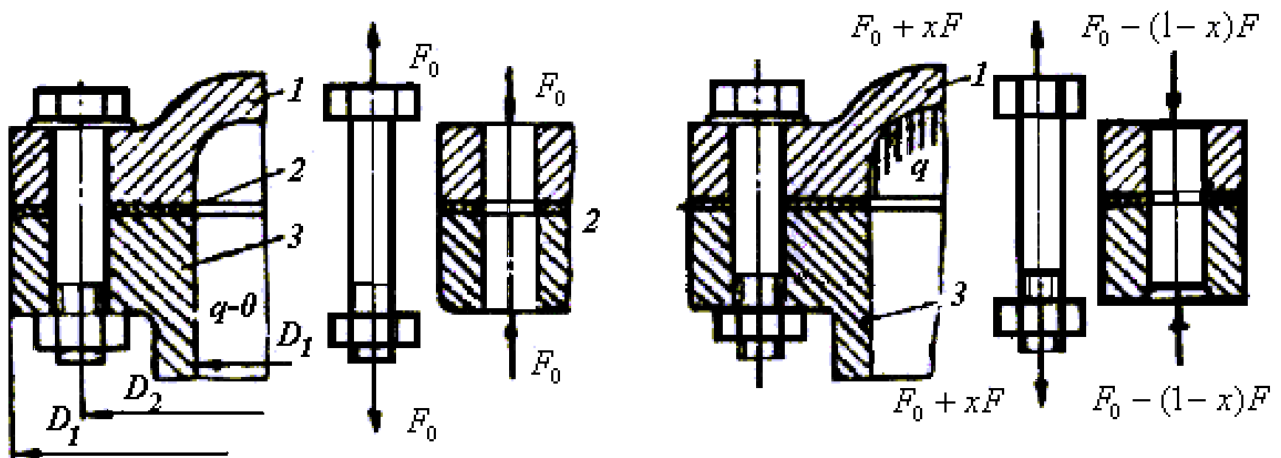


Рис. 3.10. Резьбовое соединение с затянутым болтом: 1 – крышка, 2 – прокладка, 3 – цилиндрический корпус

После затяжки болтов соединяемые детали (детали стыка) находятся под действием сжимающей силы  $F_0$  (на участке действия одного болта), а болт растянут такой же силой  $F_0$ . При подаче жидкости или газа в резервуар внутреннее

давление увеличивается и на соединяемые детали действует дополнительная нагрузка  $Q$ , которая пытается разъединить детали (раскрыть стык):

$$Q = \pi D_1^2 q / 4,$$

где  $D_1$  – внутренний диаметр соединяемых деталей;  $q$  – давление жидкости или газа внутри резервуара.

Таким образом, на участке действия одного болта помимо силы  $F_0$ , возникает сила  $F$ , по направлению совпадающая с  $F_0$ ,

$$F = \frac{Q}{Z} = \frac{\pi D_1^2 q}{4Z},$$

где  $Z$  – число болтов в соединении.

При нормальной работе соединения должно выполняться условие нераскрытия стыка (сила, сжимающая детали в стыке, должна быть всегда больше нуля). В этом случае часть нагрузки от внутреннего давления равная  $\chi F$ , дополнительно нагружает болт, а остальная часть, равная  $(1-\chi)F$ , идет на разгрузку стыка; здесь  $\chi$  – коэффициент внешней нагрузки, который соответствует приходящейся на болт доле внешней нагрузки  $F$ . В соответствии с условием нераскрытия стыка (сохранения плотности стыка) можно выразить усилие затяжки через внешнюю нагрузку

$$F_0 = k(1-\chi)F,$$

где  $k$  – коэффициент затяжки или коэффициент запаса по затяжке ( $k = 1,25 \dots 2,00$  – при статической внешней нагрузке,  $k = 2 \dots 4$  – при динамической - переменной - внешней нагрузке);  $\chi = 0,2 \dots 0,3$  при жестких фланцах,  $\chi = 0,5 \dots 0,7$  (иногда до 0,9) при податливых фланцах.

Осевая растягивающая сила, действующая на затянутый болт после приложения внешней нагрузки,

$$F_a = F_0 + \chi F = [k(1-\chi) + \chi]F.$$

Расчетную растягивающую нагрузку  $F_{ap}$  можно определить с учетом крутящего момента при затяжке

$$F_{ap} = 1,3F_0 + \chi F = [1,3k(1-\chi) + \chi]F.$$

По  $F_{ap}$  можно определить необходимый внутренний диаметр болта по формуле ненапряженного болтового соединения.



3.2.4. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке (поперечными по отношению к оси болта силами)

Условием надежности является отсутствие сдвига деталей. Соединение можно конструктивно выполнить двумя способами. Один способ – установка болта без зазора (рис. 3.11).

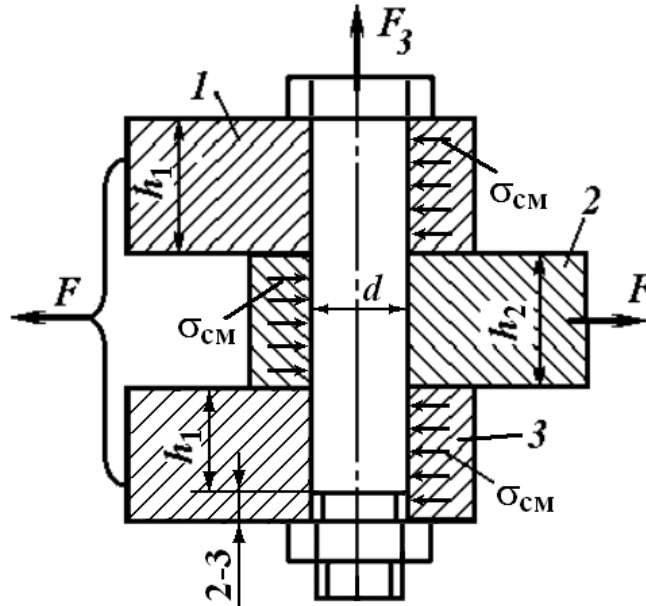


Рис. 3.11. Схема установки болта в отверстие без зазора

При этом обеспечивают напряженную посадку болта в отверстие. Силы трения в стыке не учитывают, поэтому затяжка болта необязательна. Длина части болта без резьбы должна быть меньше суммы толщин соединяемых деталей на 2-3 мм. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза имеет вид

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где  $i$  – число плоскостей среза (стыка);

$$i = Z - 1,$$

где  $Z$  – число соединяемых деталей.

Следует обратить внимание, что в это уравнение входит диаметр  $d$  стержня болта, который может быть равен наружному диаметру резьбы или быть больше его.

Допускаемые напряжения на срез определяют из соотношений:

$[\tau]_{\text{ср}} = 0,4 \sigma_T$  – при действии статических нагрузок;

$[\tau]_{\text{ср}} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$  – при действии переменных нагрузок.

Расчет на смятие выполняют по условным напряжениям. Условно принимают напряжения смятия равномерно распределенными по диаметральному сечению рассматриваемого участка стержня. Тогда условие прочности по напряжениям смятия можно записать в виде (соответственно для средней и крайних деталей):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{dh_2} \leq [\sigma]_{\text{см}}; \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d(h_1 + h_2)} \leq [\sigma]_{\text{см}};$$

где  $h_1, h_2$  – толщины соединяемых деталей.

Допускаемые напряжения на смятие  $[\sigma]_{\text{см}} = 0,8\sigma_T$  – для стали и  $[\sigma]_{\text{см}} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_T$  – для чугуна.

Другой способ – установка болта с зазором. В этом случае внешняя нагрузка уравнивается силами трения, возникающими в плоскости стыка деталей 1, 2, 3 (рис. 3.12) вследствие прижатия деталей одна к другой под действием усилия затяжки болта.

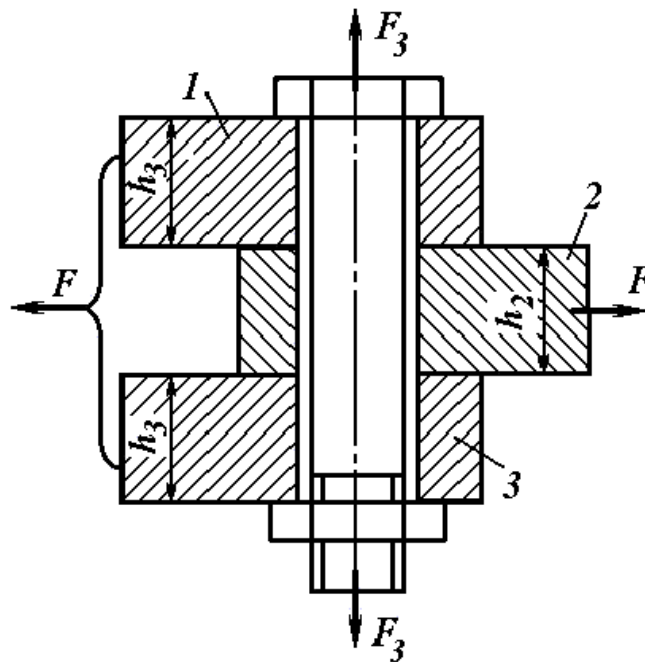


Рис. 3.12. Вариант установки болта с зазором

Условие отсутствия сдвига деталей в стыке

$$F \leq i F_{\text{тр}} \leq i F_a f.$$

Откуда

$$F_a = \frac{kF}{if},$$

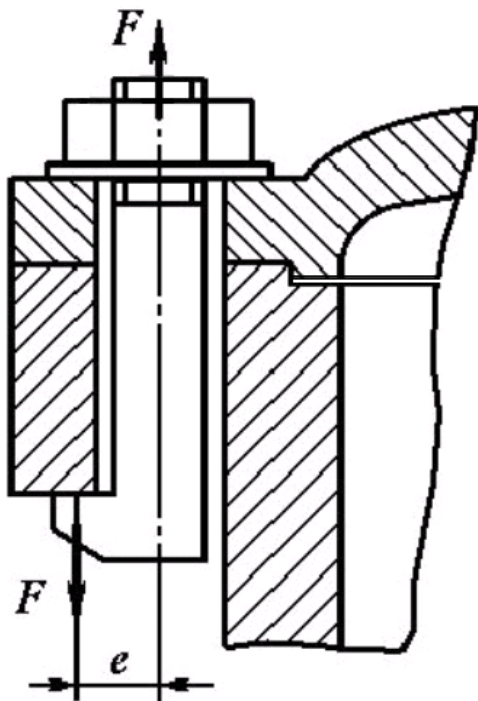
где  $F_{тр}$  – сила трения;  $f$  – коэффициент трения ( $f = 0,15 \dots 0,20$  для сухих чугунных и стальных поверхностей);  $k$  – коэффициент запаса от сдвига ( $k = 1,3 \dots 1,5$  при статической нагрузке,  $k = 1,8 \dots 2,0$  при переменной нагрузке).

Прочность болта оценивают по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_a}{\pi [\sigma]_p}}$$

### 3.2.5. Болт находится под действием эксцентрично приложенной нагрузки

Эксцентричная (смещенная относительно оси) нагрузка возникает в болтах с эксцентричной (костыльной) головкой или в нормальных болтах при непараллельности (перекосе) опорных поверхностей под гайкой и головкой болта. В таких болтах (рис. 3.11) под действием силы  $F$  после затяжки болта возникают напряжения растяжения



и изгиба

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}$$

и изгиба

$$\sigma_u = \frac{F_a e}{0,1 d_1^3}$$

здесь  $F_a$  – осевая нагрузка;  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы;  $e$  – эксцентриситет приложения нагрузки (на практике  $d_1 \geq e \geq 0,6 d_1$ ).

Болты с эксцентричной нагрузкой рассчитывают по эквивалентному напряжению

Рис. 3.13. Болт под действием эксцентрично приложенной нагрузки

$$\sigma_{экр} = 1,3 \sigma_p + \sigma_u = 1,3 \frac{4F_a}{\pi d_1^2} + \frac{F_a e}{0,1 d_1^3} \leq [\sigma]_p,$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий напряжения кручения при затяжке болта.

Обычно для упрощения расчета условно принимают  $e = d_1$ , тогда

$$\sigma_{экр} = 11,6 F_a / d_1^2 \leq [\sigma]_p,$$

отсюда можно определить внутренний диаметр болта.

### 3.3. Расчет соединений, включающих группу болтов

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки, действующей на наиболее нагруженный болт.

Затем этот болт рассчитывают на прочность в соответствии с одним из расчетных случаев нагружения. Различают следующие варианты расчета соединений, включающих группу болтов.

3.3.1. Нагрузка, действующая на соединение, перпендикулярна к плоскости стыка, проходит через его центр тяжести (раскрывает стык деталей)

Это – типичный случай крепления фланцевых соединений, круглых и прямоугольных крышек. Все болты такого соединения нагружены одинаковым усилием (см. рис. 3.10.).

Расчет болтов соединения выполняют по формулам

$$\sigma_p = \frac{4F_{ap}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

где

$$F_{ap} = 1,3F_0 + \chi F = [1,3k(1 - \chi) + \chi] F.$$

3.3.2. Нагрузка сдвигает детали соединения в плоскости стыка

Примером подобного соединения могут служить опорные устройства типа кронштейна с консольно приложенной нагрузкой по отношению к центру тяжести болтового соединения (рис. 3.14).

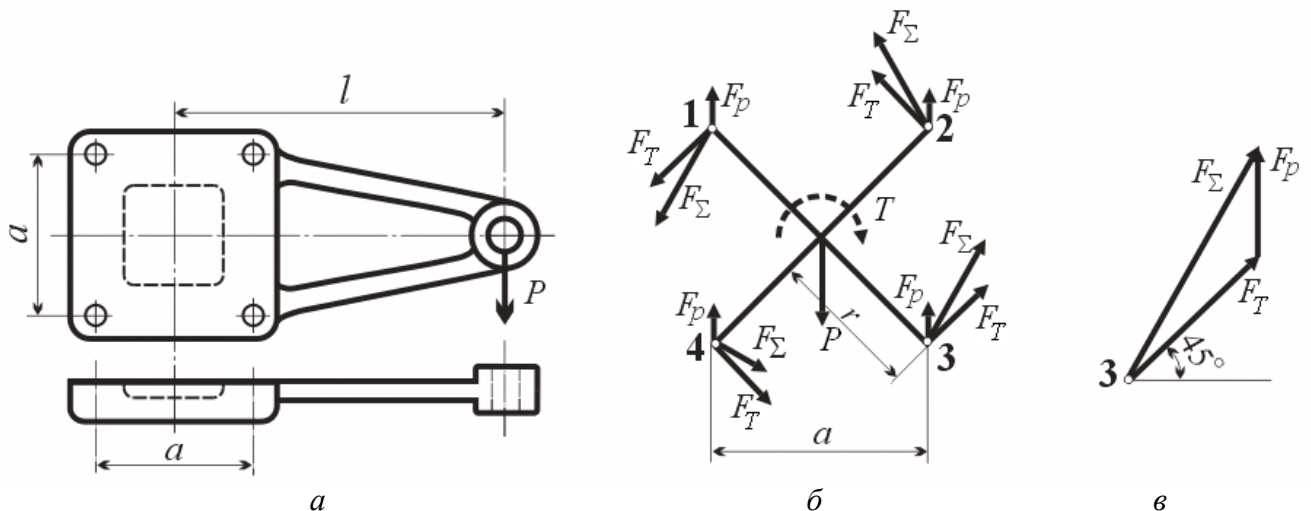


Рис. 3.14. Болтовое соединение с нагрузкой, сдвигающей детали соединения в плоскости стыка: а – схема соединения; б – схема приведения нагрузки к центру тяжести соединения; в – сумма сил, действующих на наиболее нагруженный болт

При расчете соединения действующую нагрузку приводят к центру тяжести соединения (см. рис. 3.14, б).

Пользуясь принципом независимости действия сил, определяют составляющие от силы и момента, действующие на каждый болт, и их равнодействующую. Последующий расчет выполняют для наиболее нагруженного болта (на рис. 3.14, б это болты 2 и 3). Если болт установлен без зазора, то его рассчитывают на срез и на смятие под действием силы  $F_{\Sigma}$ ; с зазором – на растяжение по формулам:

$$F_a = \frac{kF_{\Sigma}}{if}; \quad d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F_a}{\pi[\sigma]_p}}$$

3.3.3. Нагрузка приложена асимметрично и раскрывает стык деталей (рис. 3.15)

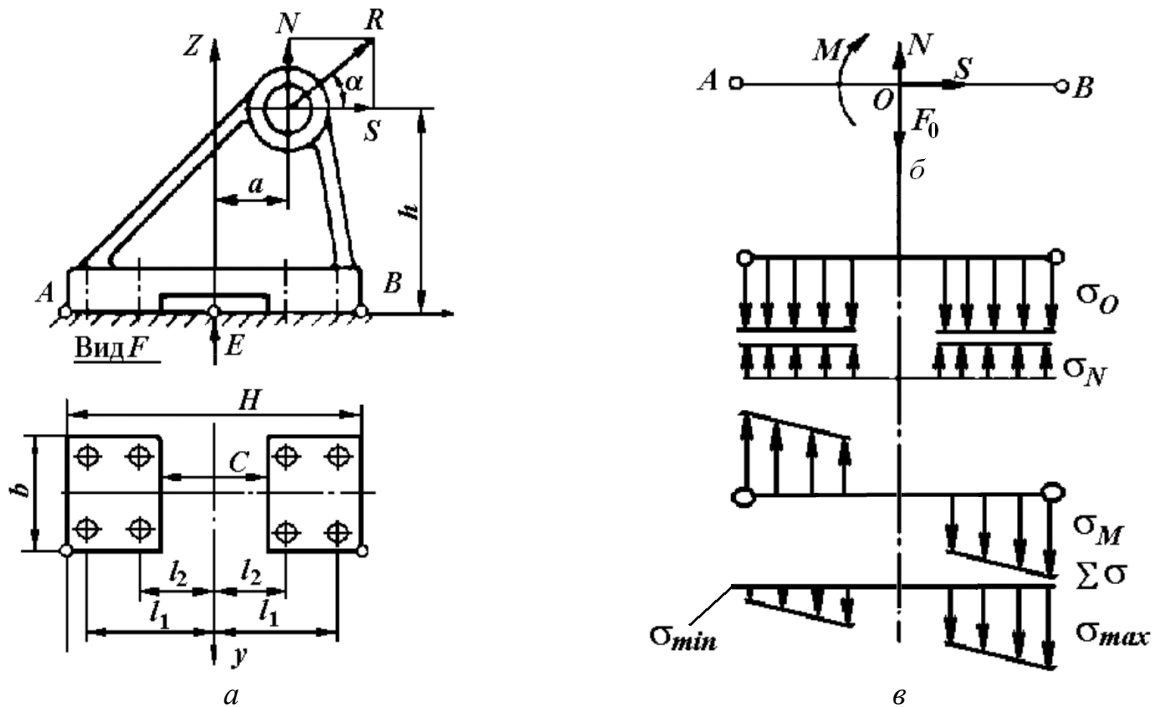


Рис. 3.15. Болтовое соединение с асимметрично приложенной нагрузкой: а – схема соединения; б – схема приведения сил к центру тяжести стыка; в – эпюры напряжений в стыке

Решение задачи обычно является комбинированным: расчет выполняют по условию нераскрытия стыка, а так же при наличии составляющих нагрузки, параллельных стыку, по условию сдвига в плоскости стыка. Первое условие соответствует случаю, когда болт затянут, а внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Отличие состоит в том, что действующий на соединение момент вызывает неодинаковую нагруженность болтов. Обычно используют следующий метод решения. Действующую нагрузку раскладывают на составляющие, одна из которых  $S$  параллельна плоскости стыка, а другая  $N$  перпендику-

лярна, и приводят к центру тяжести стыка:  $S = R \cos \alpha$ ;  $N = R \sin \alpha$ . Момент  $M = Sh - Na$ .

Составляющая  $N$  и момент  $M$  раскрывают стык, а составляющая  $S$  сдвигает детали в стыке. Раскрытие стыка и сдвиг деталей исключают затяжкой болтов соединения соответствующей силой  $F_0$ . Задача состоит в нахождении этой силы и расчете по ней болта.

Силу  $F_0$  рассчитывают по условиям нераскрытия стыка и сдвига деталей в стыке.

По максимальному из полученных значений  $F_0$  выполняют расчет болтов. Расчет ведут по наиболее нагруженному болту. Диаметр остальных болтов соединения принимают равным диаметру наиболее нагруженного болта.

По условию нераскрытия стыка  $F_0$  рассчитывают, исходя из анализа напряжений, возникающих в плоскости стыка соединения двух деталей.

До приложения нагрузки  $R$  при затяжке в стыке возникают напряжения смятия (напряжения затяжки)

$$\sigma_0 = \frac{F_0 Z}{A_{\text{ст}}},$$

где  $A_{\text{ст}}$  – площадь стыка.

Принимают, что напряжения смятия (как и напряжения от сил  $N$  и  $S$ ) распределяются равномерно по площади стыка.

Сила  $N$  вызывает в стыке напряжения растяжения, т.е. уменьшает напряжения смятия, если она направлена от стыка и увеличивает напряжения смятия, если направлена к стыку. Эти напряжения определяются из выражения.

$$\sigma_N = \frac{N}{A_{\text{ст}}}.$$

Момент  $M$  при нормальной работе соединения вызывает поворот плоскости стыка вокруг оси  $Y$  (рис. 3.15, б), проходящей через центр тяжести площади стыка. Напряжения в стыке от момента пропорциональны расстоянию площадок до оси поворота и достигают максимального значения у кромок сечения (точки  $A$  и  $B$ ). Максимальные напряжения в стыке (сжатия и растяжения) от момента

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{ст}}},$$

где  $W_{\text{ст}}$  – момент сопротивления стыка при повороте вокруг оси  $Y$ , мм<sup>3</sup>.

На рис. 3.15, в приведены эпюры напряжений в стыке от действия каждого силового фактора и суммарная эпюра для приведенной схемы нагружения соединения. Приняв условно напряжения смятия (затяжки) положительными,

определим максимальные и минимальные (по абсолютному значению) напряжения:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_0 \pm \sigma_N + \sigma_M; \\ \sigma_{\min} &= \sigma_0 \pm \sigma_N - \sigma_M > 0.\end{aligned}$$

Знак перед напряжениями  $\sigma_N$  определяется направлением составляющей  $N$ . Верхний знак соответствует схеме 3.15.

Условие нераскрытия стыка  $\sigma_{\min} > 0$  или  $\sigma_0 > \pm \sigma_N + \sigma_M$ .

Окончательно для  $\sigma_0$ , введя коэффициент запаса  $k$  по нераскрытию стыка, получим

$$\sigma_0 = k (\pm \sigma_N + \sigma_M),$$

где  $k = 1,3...2$ . Поскольку значения  $N$ ,  $M$ ,  $W_{\text{ст}}$  и  $A_{\text{ст}}$  известны, то выше приведенная формула позволяет определить  $\sigma_0$ , а по  $\sigma_0$  - необходимую силу затяжки

$$F_0 = \frac{\sigma_0 A_{\text{ст}}}{Z} = \frac{k(\pm \sigma_N + \sigma_M) A_{\text{ст}}}{Z}.$$

Если материал основания недостаточно прочен (бетон, древесина), то необходимо проверить на прочность основание по максимальным напряжениям смятия

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение на смятие материала одной из деталей в стыке (для стали равно  $0,8 \sigma_T$ , для чугуна  $0,4 \sigma_B$ , для бетона –  $1...2$  МПа, для древесины  $2...4$  МПа). Если условие отсутствия смятия не удовлетворяется, то следует изменить (увеличить) размер стыка.

Силу затяжки  $F_0$  по условию отсутствия сдвига деталей в стыке рассчитывают для соединений без устройства, исключающего сдвиг деталей. Сдвиг деталей отсутствует, если сила трения с запасом превышает силу сдвига  $S$ . При этом

$$(F_0 Z \pm N) f = k_1 S,$$

где  $k_1 = 1,3...2,0$  – коэффициент запаса от сдвига;  $f$  – коэффициент трения (для пары сталь (чугун) - бетон  $f = 0,3...0,5$ , сталь (чугун) - древесина  $f = 0,25$ , сталь - чугун (сталь)  $f = 0,15 ... 0,2$ ); знак минус в формуле, если сила  $N$  направлена от стыка (отрывает кронштейн), знак плюс, если сила  $N$  направлена к стыку.

Сила затяжки из условия отсутствия сдвига

$$F_0 = \frac{(k_1 S \pm Nf)}{Zf}$$

При последующем расчете болтов на прочность используют наибольшее значение силы затяжки  $F_0$ , из найденных по условию нераскрытия стыка и по условию отсутствия сдвига.

Расчетная нагрузка болта  $F_{ap}$  складывается из максимального значения  $F_0$  и сил, приходящихся на болт от действия нормальной составляющей  $N$  и момента  $M$ ; расчет ведут с учетом коэффициента внешней нагрузки  $\chi$ .

Внешнюю нагрузку  $F_N$ , приходящуюся на один болт от действия силы  $N$ , определяют из предположения равномерного распределения ее между болтами. Нагрузка на болт от действия момента пропорциональна расстоянию болта до оси поворота. Максимальные нагрузки от силы и момента:

$$F_N = \frac{N}{Z}; \quad F_M = \frac{M \cdot l_{\max}}{Z \sum \cdot l_i^2};$$

здесь  $l_i$  – расстояние от  $i$ -го болта до оси симметрии;  $l_{\max} = l_{i\max}$ ;  $Z$  – число болтов в группе.

Таким образом, расчетная нагрузка

$$F_{ap} = 1,3F_0 + \chi(F_M \pm F_N),$$

где  $\chi = 0,2 \dots 0,3$  (детали стыка считают жесткими).

Затем определяют внутренний диаметр болта  $d_1$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{ap}}{\pi[\sigma]_p}},$$

а по таблицам стандарта находят соответствующую резьбу.

### 3.4. Расчет болтов при действии переменной нагрузки

Болтовые соединения, нагруженные переменной нагрузкой, собирают, как правило, с предварительной затяжкой  $F_0$ . Диаграмма изменения сил и напряжений в болтах затянутого соединения с переменной внешней нагрузкой, изменяющейся от 0 до  $\chi F$ , приведена на рис. 3.16.

При этом, чем меньше переменная составляющая  $\chi F$  по сравнению с силой затяжки  $F_0$ , тем лучше условия работы болта; поэтому стараются выполнить болт более податливым. Расчет носит проверочный характер и состоит в определении коэффициента запаса усталостной и статической прочности.

Среднее напряжение цикла (см. рис. 3.16)



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{F_0 + \chi F + F_0}{2A_\sigma} = \frac{F_0}{A_\sigma} + \frac{\chi F}{2A_\sigma},$$

где  $A_\sigma$  – площадь поперечного сечения болта.

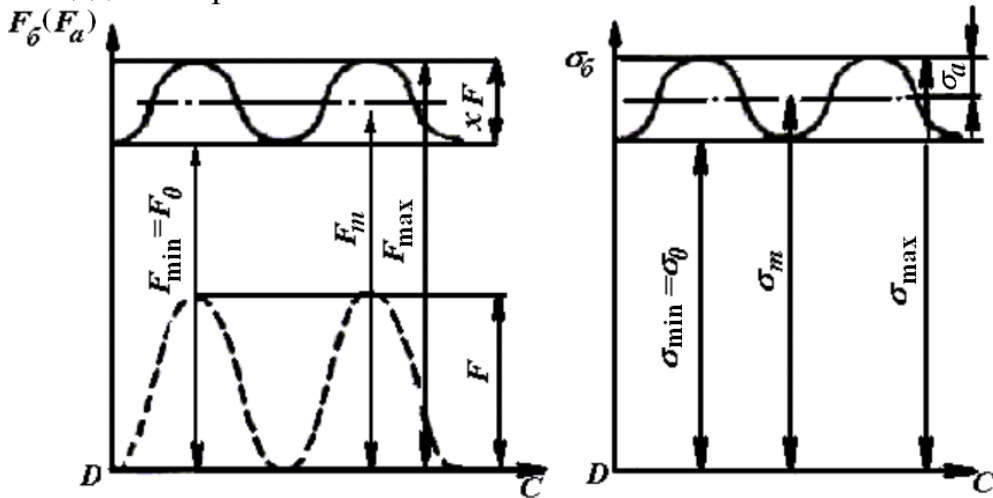


Рис. 3.16. Диаграмма изменения усилий и напряжений в стержне болта при действии переменной нагрузки  $F$  на затянутое соединение

Амплитудное напряжение

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{F_0 + \chi F - F_0}{2A_\sigma} = \frac{\chi F}{2A_\sigma},$$

Запас усталостной прочности подсчитывают по формуле

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m},$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала болта;  $K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе;  $\varepsilon_\sigma$  – масштабный фактор;  $\psi_\sigma$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;  $\sigma_m$ ,  $\sigma_a$  – среднее и амплитудное напряжения цикла.

Значение  $K_\sigma$  зависит от многих факторов и трудно поддается точному учету. Для приближенных расчетов рекомендуют:  $K_\sigma \approx 3,5 \dots 4,5$  – для углеродистых сталей,  $K_\sigma \approx 4,0 \dots 5,5$  – для легированных сталей.

Значения масштабного фактора  $\varepsilon_\sigma$  зависят от диаметра болта  $d$ :

$d$ , мм . . .	12	24	32	40	48	56
$\varepsilon_\sigma$ . . .	1,0	0,75	0,68	0,64	0,60	0,56

Коэффициент  $\psi_\sigma$  зависит от состава стали: для низкоуглеродистой стали  $\psi_\sigma = 0,05$ ; для среднеуглеродистой  $\psi_\sigma = 0,1$ , для легированной стали  $\psi_\sigma = 0,15$ .

Допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности определяется по формуле Кудрявцева В.Н.

$$[S] = \frac{2200k}{900 - (70000 - F_{ap})^2 \cdot 10^{-7}},$$

где  $k$  – коэффициент;  $k = 1$  для углеродистых сталей;  $k = 1,25$  – для легированных сталей;  $F_{ap}$  – расчетная нагрузка в болте, Н.

Кроме запаса усталостной прочности при действии переменных напряжений определяют запас статической прочности материала

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} \geq [S]_T.$$

Допускаемый запас статической прочности при неконтролируемой затяжке определяют по табличным данным (см. табл. 3.2); при контролируемой затяжке  $[S]_T = 1,2 \dots 1,5$ .

При  $S \geq [S]$  и  $S_T \geq [S]_T$  болт удовлетворяет условию прочности при действии переменных напряжений.

### 3.5. Материалы крепежных деталей и допускаемые напряжения

Для изготовления крепежных деталей применяют низко- и среднеуглеродистые стали, а для деталей, работающих при переменных и ударных нагрузках – легированные стали. Наиболее часто применяемые стали: Ст 3 кп; Ст 5; 10; 15; 20; 35; 45; 40Х; 30ХГСА и др. Допускаемые напряжения при расчете крепежных деталей определяют по формуле

$$[\sigma]_p = \sigma_{\text{пред}} / [S],$$

где  $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_T$  – для пластичных материалов,  $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_B$  – для хрупких материалов. Допускаемые значения запаса прочности определяют по приведенной выше формуле Кудрявцева В.Н.

Таблица 3.1

Механические характеристики наиболее употребляемых материалов крепежных изделий

Марка стали	Предел прочн. $\sigma_B$ , МПа	Предел текуч. $\sigma_T$ , МПа	Предел выносл. $\sigma_{-1}$ , МПа	Марка стали	Предел прочн. $\sigma_B$ , МПа	Предел текуч. $\sigma_T$ , МПа	Предел выносл. $\sigma_{-1}$ , МПа
ст 3 и 10	340	200	160	35Х	800	640	280
20	400	240	170	30ХГСА	1000	900	300
35	500	300	180	ВТ16	1200	–	350

45	600	360	240				
----	-----	-----	-----	--	--	--	--

Таблица 3.2

Значения запасов прочности при различных видах нагружения

Вид нагрузки	Рекомендуемые значения запасов прочности	
<b>Растягивающая внешняя нагрузка</b>		
без затяжки болтов:	$[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$	
с затяжкой болтов:	Статическая нагрузка:	
	$[S]$ по табл. 3.3	неконтролируемая затяжка
	$[S] = 1,5...2,5$	контролируемая затяжка
	Переменная нагрузка:	
	$[S] > 2,5...4$	неконтролируемая
	$[S]_T$ по табл. 3.3	затяжка
	$[S] = 1,5...2,5$	контролируемая затяжка
	$[S]_T = 1,5...2,5$	
<b>Поперечная внешняя нагрузка</b>		
болты поставлены с зазором	Нагрузка статическая или переменная:	
	$[S]$ по табл. 3.3. – неконтролируемая затяжка $[S] = 1,5...2,5$ – контролируемая затяжка	
болты поставлены без зазора	$[\tau]_{cp} = 0,4 \sigma_T$ (статическая); $[\tau]_{cp} = (0,2...0,3) \sigma_T$ (переменная) $[\sigma]_{cm} = 0,8 \sigma_T$ – сталь; $[\sigma]_{cm} = (0,4...0,5) \sigma_B$ – чугун	
Прочность деталей в стыке	$[\sigma]_{cm} = 0,8\sigma_T$ – сталь; $[\sigma]_{cm} = 0,4\sigma_B$ – чугун; $[\sigma]_{cm} = 1...2$ МПа – бетон; $[\sigma]_{cm} = 2...4$ МПа – дерево	

Таблица 3.3

Значения запасов прочности для болтов с метрической резьбой (М6-М30) при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Значения $[S]$ при постоянной нагрузке для резьбы		Значения $[S]$ при переменной нагрузке для резьбы	
	М6	М16	М16	М30
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	12...8,5	8,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	10...6,5	6,5

Примечание: при контролируемой затяжке  $[S]_T = 1,2...1,5$ .

### 3.6. Последовательность расчета резьбовых соединений

Алгоритм расчета резьбовых соединений при различных случаях нагружения изложен в разделах 3.2-3.4.

Таблица 3.4

Резьба метрическая (ГОСТ 24705-81), размеры, мм

Номинальный диаметр резьбы, $d$	Резьба с крупным шагом				Резьба с мелким шагом		
	$P$	$d_1$	$d_2$	$F, \text{мм}^2$	$P$	$d_1$	$d_2$
6	1,0	4,918	5,350	17,5	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	32,9	1,0	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	52,3	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	76,3	1,25	10,647	11,188
14	2,0	11,835	12,701	104,5	1,5	12,376	13,026
16	2,0	13,835	14,701	144,0	1,5	14,376	15,026
18	2,5	15,294	16,376	175,0	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	226,0	1,5	18,376	19,026
22	2,5	19,294	20,376	282,0	1,5	20,376	21,026
24	3,0	20,752	22,051	324,0	2,0	21,835	22,701
27	3,0	23,752	25,051	427,0	2,0	24,835	25,701
30	3,5	26,212	27,727	518,0	2,0	27,835	28,701
33	3,5	29,212	30,727	647,0	2,0	30,835	31,701
36	4,0	31,670	33,408	760,0	3,0	32,752	34,051
39	4,0	34,670	36,402	861,0	3,0	35,752	37,051
42	4,5	37,129	39,077	1045,0	3,0	38,752	40,051
45	4,5	40,129	42,077	1226,0	3,0	41,752	43,051
48	5,0	42,587	44,077	1375,0	3,0	44,752	46,051

### Примеры расчета резьбовых соединений

#### Пример 1

Рассчитать болты крепления корпуса подшипника, установленного на валу привода цепного конвейера, если результирующая  $R = 8,2$  кН сил, действующих на опору, направлена под углом  $\alpha = 35^\circ$  к горизонтали (рис. 3.17). Корпус подшипника смонтирован на массивной металлоконструкции.

Коэффициент внешней нагрузки  $x = 0,25$ . Размеры узла:  $h = 100$  мм;  $b = 90$  мм;  $c = 90$  мм;  $l_1 = 80$  мм;  $H = 200$  мм. Материал болтов – сталь 20; нагрузка ста-

тическая. Корпус подшипника крепится четырьмя болтам, поставленными в отверстия с зазором.

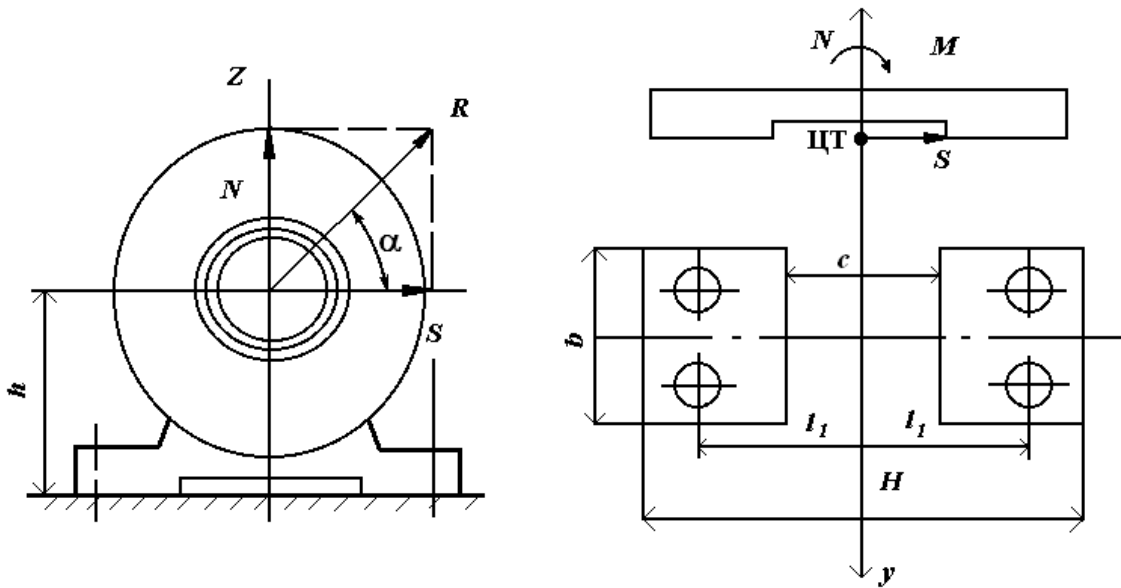


Рис. 3. 17. Схема к расчету болтов крепления корпуса подшипника

1. Разложим силу  $R$  на вертикальную  $N$  и горизонтальную  $S$  составляющие и приведем их к центру тяжести **ЦТ** площади стыка:

$$N = R \sin \alpha = R \cdot \sin 35^\circ = 8,2 \cdot 0,574 = 4,7 \text{ кН};$$

$$S = R \cos \alpha = R \cdot \cos 35^\circ = 8,2 \cdot 0,819 = 6,7 \text{ кН};$$

$$M = Sh = 6,7 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 670 \text{ Нм}.$$

2. Вычислим вспомогательные параметры – площадь стыка  $A_{\text{ст}}$  и момент сопротивления площади стыка  $W_{\text{ст}}$  при повороте вокруг оси  $y$ :

$$A_{\text{ст}} = (H - c) \cdot b = (200 - 80) \cdot 90 = 1,08 \cdot 10^4 \text{ мм}^2$$

$$W_{\text{ст}} = b \cdot (H^3 - c^3) / (6H) = 90(200^3 - 80^3) / (6 \cdot 200) = 5,6 \cdot 10^5 \text{ мм}^3$$

3. Определим силу начальной затяжки  $F_0$  по условию нераскрытия стыка

$$\sigma_0 = k(\sigma_N + \sigma_M)$$

Примем коэффициент запаса по нераскрытию стыка  $k = 1,8$ .

$$\sigma_N = \frac{N}{A_{\text{ст}}} = \frac{4,7 \cdot 10^3}{1,08 \cdot 10^4} = 0,435 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{ст}}} = \frac{670 \cdot 10^3}{5,6 \cdot 10^5} = 1,2 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_0 = 1,8(0,435 + 1,2) = 2,94 \text{ Н/мм}^2$$

$$F_0 = \frac{\sigma_0 \cdot A_{\text{ст}}}{Z} = \frac{2,94 \cdot 1,08 \cdot 10^4}{4} = 7,95 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

4. Определим силу затяжки по условию отсутствия сдвига, приняв коэффициент запаса от сдвига  $k_1 = 1,8$ , коэффициент трения  $f = 0,15$ .

$$F_0 = (k_1 \cdot S - Nf)/(Zf) = (1,8 \cdot 6,7 - 4,7 \cdot 0,15)/(4 \cdot 0,15) = 21,3 \text{ кН}$$

Дальнейший расчет ведем по наибольшему из двух значений  $F_0 = 21,3 \text{ кН}$ .

5. Расчетную нагрузку на один болт определим, учитывая, что в рассматриваемом случае все четыре болта находятся на одинаковых расстояниях от центра тяжести стыка:

$$F_N = \frac{N}{Z} = \frac{4,7}{4} = 1,17 \text{ кН},$$

$$F_M = \frac{M \cdot 2l_1}{Z'(2l_1)^2} = \frac{670 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 80}{2 \cdot 4 \cdot 80^2} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Н} = 2,1 \text{ кН},$$

$$F_{ap} = 1,3F_0 + \chi(F_N + F_M) = 1,3 \cdot 21,3 + 0,25(1,17 + 2,1) = 28,5 \text{ кН}.$$

6. Определим допускаемые напряжения для материала болта. По табл. 3.1  $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$  (сталь 20).

Предположив диаметр болтов крепления подшипника в диапазоне М16 – М30 при неконтролируемой затяжке, примем коэффициент запаса  $[S]=3$ , тогда

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{240}{3} = 80 \text{ МПа}.$$

7. Рассчитаем внутренний диаметр болта  $d_1$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{ap}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 28,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80}} = 23,43 \text{ мм}.$$

Для крепления подшипника следует выбрать болты М27  $d_1 = 23,752 \text{ мм}$ ;  $d=27 \text{ мм}$ ,  $p = 3 \text{ мм}$  (см. табл. 3.4).

## Пример 2

Рукоятка клеммового рычага крепится к головке с помощью черных болтов (рис. 3.18). Требуется подобрать болты.

Данные для расчета: усилие на конце рукоятки  $Q = 400 \text{ Н}$ ; расстояние между болтами  $a = 70 \text{ мм}$ ; расстояние от центра соединения до точки приложения силы  $l = 320 \text{ мм}$ ; материал болтов – Ст 3; коэффициент трения  $f = 0,15$ .

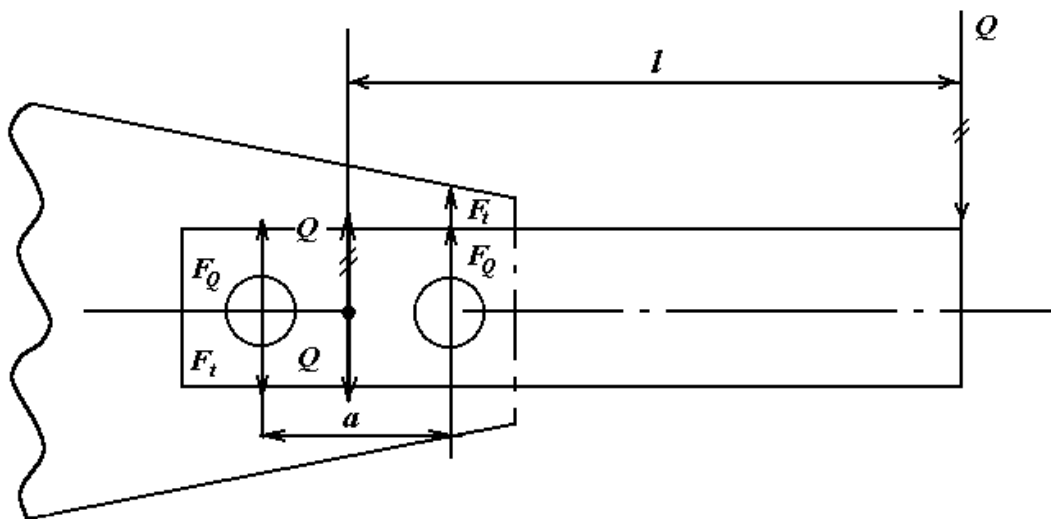


Рис.3.18.

1. Приводим силы к центру соединения. Прикладываем в центре соединения две равных противоположно направленных силы  $Q$ . Тогда на соединение действует сила  $Q$  и крутящий момент  $T = Ql = 400 \cdot 320 = 128 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$ .

2. Определим расчетную нагрузку, приходящуюся на один наиболее нагруженный болт.

На действие силы  $Q$  со стороны болтов возникают реактивные силы

$$F_Q = \frac{Q}{z} = \frac{400}{2} = 200 \text{ Н}$$

Внешний момент уравнивается моментами со стороны болтов

$$T = F_t \cdot \frac{a}{2} \cdot Z$$

откуда

$$F_t = \frac{2T}{a \cdot Z} = \frac{2 \cdot Ql}{a \cdot Z} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 320}{70 \cdot 2} = 1828,5 \text{ Н}$$

Наиболее нагруженным оказывается правый болт. Суммарная нагрузка, действующая на этот болт

$$F_{\Sigma} = F_Q + F_t = 200 + 1828,5 = 2028,5 \text{ Н}$$

Болты черные, т.е. поставлены с зазором. Такие болты надо считать на растяжение. Осевая сила в болте

$$F_a = \frac{F_{\Sigma}}{f} = \frac{2028,5}{0,15} = 13523,8 \text{ Н}$$

3. Определим допускаемые напряжения для материала болта.

По табл. 3.1  $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$  – сталь Ст3.

Предположив диаметр болтов в диапазоне М16...М30 при неконтролируемой затяжке примем  $[S] = 3$

$$\text{Тогда } [\sigma]_p = \frac{200}{3} = 66,7 \text{ Н/мм}^2$$

4. Рассчитаем внутренний диаметр болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_a}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 13523,8}{3,14 \cdot 66,7}} = 18,324 \text{ мм.}$$

Для крепления рукоятки следует выбрать болты М22 ( $d_1 = 19,294$  мм,  $d = 22$  мм,  $p = 2,5$  мм).

#### 4. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные и шлицевые соединения применяют для закрепления деталей на валах при передаче крутящего момента. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т.д.

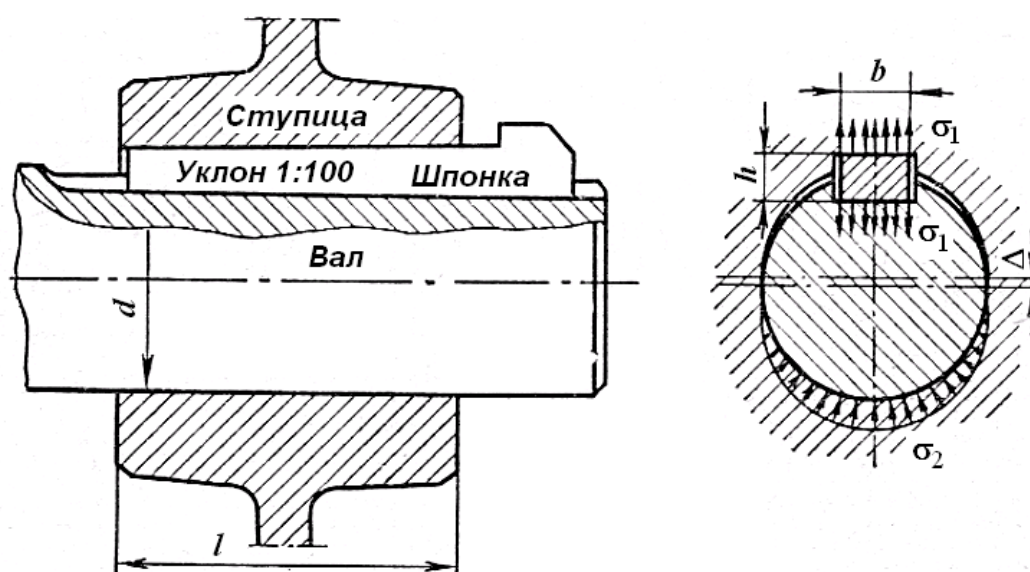


Рис. 4.1. Соединение врезной клиновой шпонкой

Все основные виды шпонок можно разделить на клиновые и призматические. Первая группа шпонок образует напряженные, а вторая - ненапряженные соединения. Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы.

Соединение клиновыми шпонками (например, врезной клиновой шпонкой - рис. 4.1) характеризуется свободной посадкой ступицы на вал (с зазором); расположением шпонки в пазе с зазором по боковым граням (рабочими являются широкие грани шпонки); передачей вращающего момента от вала к ступице в основном силами трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки. Запрессовка шпонки смещает центры вала и ступицы на некоторое значение  $\Delta$ , равное половине зазора посадки и деформации деталей.

Это смещение вызывает дисбаланс и неблагоприятно сказывается на работе механизма при больших частотах вращения. Клиновидная форма шпонки может вызвать перекося детали, при котором ее торцевая плоскость не будет перпендикулярна оси вала. Обработка паза в ступице с уклоном, равным уклону шпонки, создает дополнительные технологические трудности и требует индивидуальной



пригонки шпонки по пазу. Эти недостатки послужили причиной того, что применение клиновых шпонок резко сократилось, в условиях современного производства. Поэтому в настоящем пособии не рассматриваются конструктивные разновидности и расчет клиновых шпонок.

Соединение призматическими шпонками ненапряженное. Оно требует изготовления вала и отверстия с большой точностью. Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом. Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки.

При этом на них возникают напряжения смятия  $\sigma_{см}$ , а в продольном сечении шпонки напряжения среза  $\tau_{ср}$  (рис. 4.2).

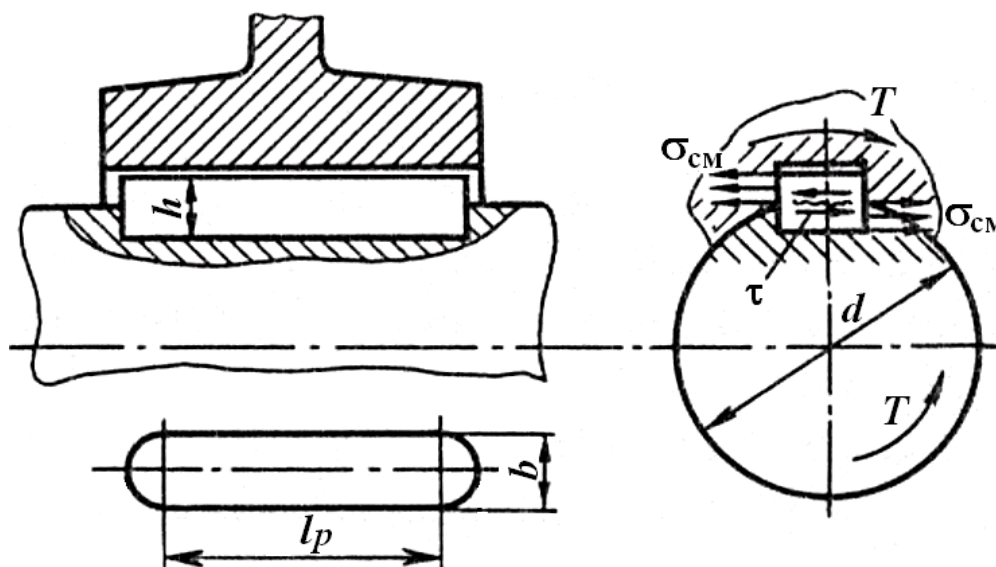


Рис. 4.2. Соединение призматической шпонкой

Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов в ГОСТах подобраны так, что прочность их на срез обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие. Поэтому основной расчет шпоночных соединений – расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не производят.

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(0,94h - t_1)l_p} = [\sigma]_{см},$$

где  $T$  – передаваемый момент, Н·мм;  $d$  – диаметр вала, мм;  $(0,94h - t_1)$  – рабочая глубина паза в ступице при высоте фаски шпонки  $f \approx 0,06h$ , мм;  $l_p$  – рабочая длина шпонки, мм; для шпонок с плоскими торцами  $l_p = l$ , со скругленными торцами  $l_p = l - b$ .

Параллельность граней призматической шпонки позволяет осуществлять подвижные в осевом направлении соединения ступицы с валом (коробки скоростей и др.). Силы трения, возникающие при перемещении ступицы в подвижном

соединении, могут нарушить правильное положение шпонки, поэтому ее рекомендуют крепить к валу винтами (рис. 4.3, а). В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице (рис. 4.3, б).

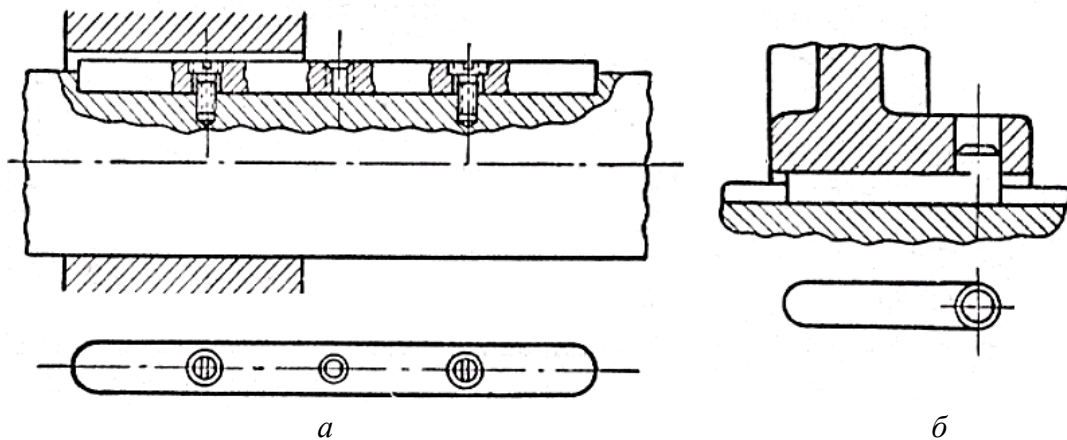


Рис. 4.3. Крепление шпонки: а – к валу, б – к ступице

Сегментная и цилиндрическая шпонки являются разновидностью призматической шпонки, т.к. принцип работы этих шпонок подобен принципу работы призматической шпонки. Конструкция соединения с помощью сегментной шпонки показана на рис. 4.4. Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у простой призматической шпонки. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например на концах валов. Аналогично соединению с призматической шпонкой для сегментной шпонки получим

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{kld} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

При длинных ступицах можно ставить в ряд по оси вала две сегментные шпонки. Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{bld} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где  $b$  – ширина шпонки;  $l$  – длина шпонки.

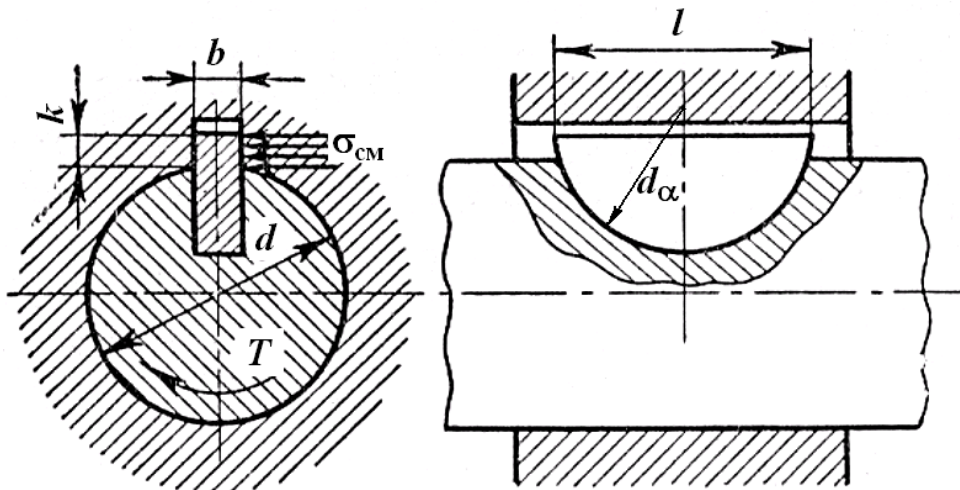


Рис. 4.4. Соединение сегментной шпонкой

Конструкция соединения с цилиндрической шпонкой (штифтом) показана на рис 4.5.

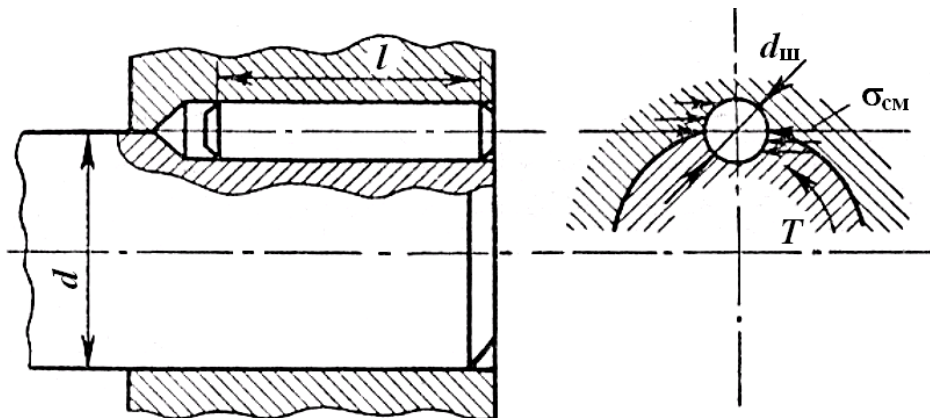


Рис. 4.5. Соединение цилиндрической шпонкой

Цилиндрическую шпонку используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом  $180^\circ$  или  $120^\circ$ . Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму. Условие прочности соединения цилиндрической шпонкой по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} \approx 4T/d_{ш} l d \leq [\sigma]_{см}$$

## 4.2. Материал шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков - углеродистой или легированной стали с пределом прочности  $\sigma_b \geq 600$  МПа, - чаще всего из стали 45.

Допускаемое напряжение смятия для шпоночных соединений:

при стальной ступице и спокойной нагрузке  $[\sigma]_{\text{см}} = 110 - 190 \text{ Н/мм}^2$ , при чугунной ступице  $[\sigma]_{\text{см}} = 70 - 100 \text{ Н/мм}^2$ .

В подвижных (в осевом направлении) соединениях  $[\sigma]_{\text{см}} = 20 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$ .

Допускаемое напряжение на срез шпонок  $[\tau]_{\text{ср}} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ .

### 4.3. Оценка соединений призматическими шпонками и их применение

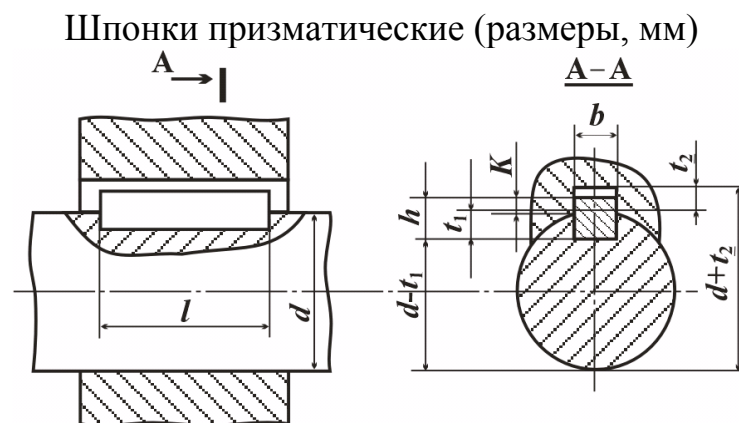
Призматические шпонки широко применяют во всех отраслях машиностроения. Простота конструкции и сравнительно низкая стоимость - главные достоинства этого вида соединений. Отрицательные свойства: соединение ослабляет вал и ступицу шпоночными пазами; концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает сопротивление усталости вала; прочность соединения ниже прочности вала и ступицы, в особенности при переходных посадках и посадках с зазором. Поэтому шпоночные соединения не рекомендуют для быстроходных динамически нагруженных валов.

### 4.4. Общие замечания по расчету шпоночных соединений

Все размеры шпонок и допуски на них стандартизованы. Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки (табл. 4.1 и 4.2).

Потому при проектных расчетах размеры  $b$  и  $h$  берут по справочнику и определяют  $l$ . Расчетную длину шпонки округляют до стандартного размера, согласуясь с размером ступицы.

Таблица. 4.1



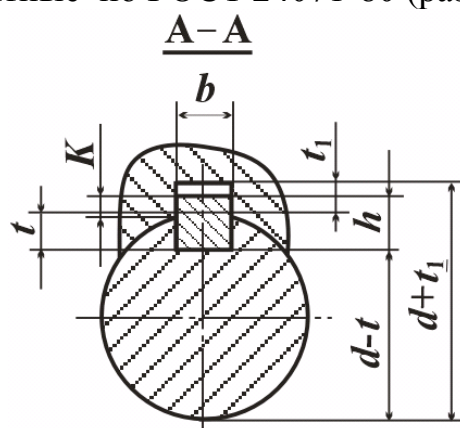
Диаметр вала $d$	Размеры шпонки			Глубина паза	
	$b$	$h$	$l^*$	(вал) $t_1$	(штулка) $t_2$
Свыше 12 до 17	5	5	10-56	3	2,3
“17 “ 22	6	6	14-70	3,5	2,8
“22 “ 30	8	7	18-90	4	3,3

Продолжение табл. 4.1

Диаметр вала $d$	Размеры шпонки			Глубина паза	
	$b$	$h$	$l^*$	(вал) $t_1$	(втулка) $t_2$
Свыше 30 до 38	10	8	22-110	5	3,3
“ 38 “ 44	12	8	28-140	5	3,3
“ 44 “ 50	14	9	36-160	5,5	3,8
“ 50 “ 58	16	10	45-180	6	4,3
“ 58 “ 65	18	11	50-200	7	4,4
Свыше 65 до 75	20	12	56-220	7,5	4,9
“ 75 “ 85	22	14	63-250	9	5,4
“ 85 “ 95	25	14	70-280	9	5,4

Таблица 4.2

Шпонки сегментные по ГОСТ 24071-80 (размеры, мм)



Диаметр вала $d$ для шпонки, передающей вращающий момент	Номинальные размеры шпонки			Глубина паза		
	$b$	$h$	$d_1$	$l$	$t$ (вал)	$t_1$ (втулка)
Св. 8 до 10	3	5	13	12,6	3,8	1,4
“ 10 “ 12	4	6,5	16	15,7	5,3	1,4
“ 12 “ 14	4	6,5	16	15,7	5,0	1,8
“ 14 “ 16	4	7,5	19	18,6	6,0	1,8
“ 16 “ 18	5	6,5	16	15,7	4,5	2,3
“ 18 “ 20	5	7,5	19	18,6	5,5	2,3
“ 20 “ 22	5	9	22	21,6	7,0	2,3
“ 22 “ 25	6	9	22	21,6	6,5	2,8
“ 25 “ 28	6	10	25	24,5	7,5	2,8
“ 28 “ 32	8	11	28	27,3	8,0	3,3
“ 32 “ 38	10	13	32	31,4	10	3,3

В тех случаях, когда одна шпонка не может передать заданного момента, устанавливают две или три шпонки. При этом следует учитывать, что постановка нескольких шпонок связана с технологическими затруднениями, а также ослабляет вал и ступицу. Поэтому многошпоночные соединения почти не применяют. Их заменяют шлицевыми (зубчатыми) соединениями.

#### 4.5. Шлицевые соединения

Многошпоночные соединения, в которых шпонки (зубья) изготавливают совместно с валом, называют шлицевыми или зубчатыми.

Зубья шлицевого соединения имеют прямобочную, эвольвентную или треугольную форму.

Наибольшее распространение получили прямобочные и эвольвентные зубчатые соединения, применяемые как в подвижных, так и в неподвижных соединениях.

Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизованы. Их применяют в неподвижных соединениях тонкостенных втулок или пустотелых валов, передающих небольшой момент, а также при малых регулировочных поворотах детали.

В зависимости от режима работы стандартом ГОСТ 1130-80 предусмотрены три серии соединений с прямобочными зубьями: легкая, средняя и тяжелая (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Основные геометрические параметры шлицевых прямобочных соединений по ГОСТ 1139-80, (размеры, мм)

<i>d</i>	Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>Z</i>	<i>f</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>Z</i>	<i>f</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>Z</i>	<i>f</i>
11	-	-	-	-	14	3		0,3	-	-	-	0,3
13	-	-	-	-	16	3		0,3	-	-	-	0,3
16	-	-	-	-	20	4		0,4	20	2,5	10	0,3
18	-	-	-	-	22	5	6	0,4	23	3	10	0,4
21	-	-	-	-	25	5		0,4	26	3	10	0,4
23	26	6	6	0,2	28	6		0,4	29	4	10	0,4
26	30	6	6	0,3	32	6		0,4	32	4	10	0,4
28	32	7	6	0,3	34	7		0,4	35	4	10	0,4
32	36	6		0,4	38	6		0,4	40	5	10	0,4
36	40	7		0,4	42	7		0,4	45	5	10	0,5
42	46	8		0,4	48	8		0,4	52	6	10	0,5
46	50	9	8	0,4	54	9	8	0,5	56	7	10	0,5
52	58	10		0,5	60	10		0,5	60	5	16	2,5
56	62	10		0,5	65	10		0,5	65	5	16	0,5
62	68	12		0,5	72	12		0,5	72	6	16	0,5
72	78	12		0,5	82	12		0,5	82	7	16	0,5
82	88	12	10	0,5	92	12	10	0,5	92	6	20	0,5
92	98	14		0,5	102	14		0,5	102	7	20	0,5

Легкую серию применяют для легконагруженных неподвижных соединений, среднюю – для соединений средненагруженных подвижных, в которых втулка перемещается по шлицам без нагрузки, тяжелую – для передачи больших моментов и при передвижении втулок под нагрузкой. Прямобоочные соединения центрируют по боковым граням шлицев, наружному или внутреннему диаметру (рис. 4.6) шлицевого вала.

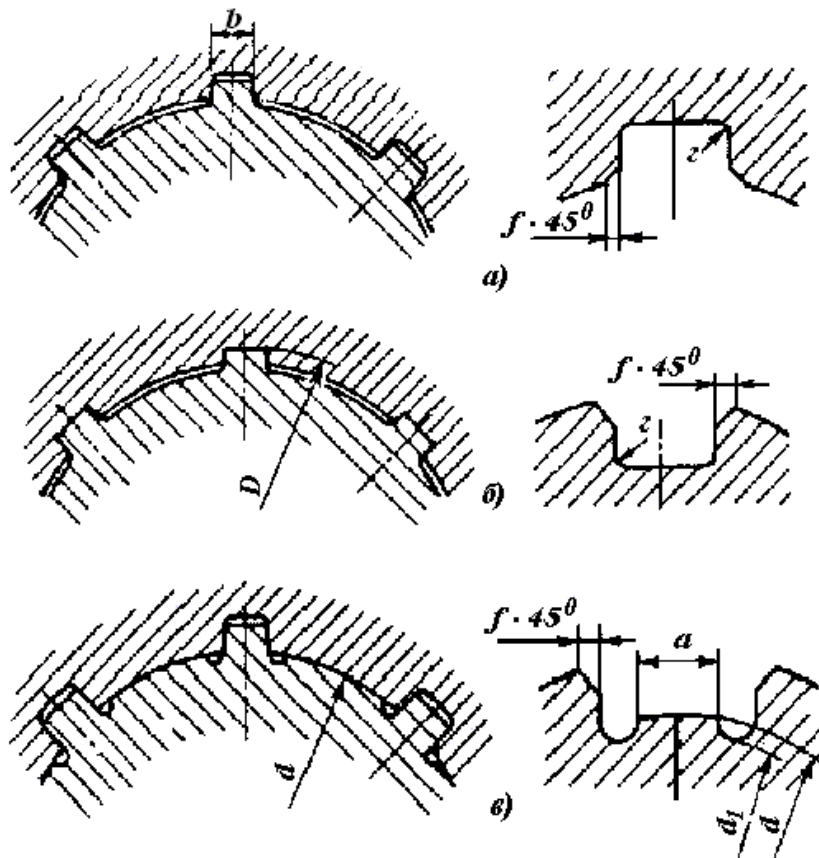


Рис. 4.6. Схемы центрирования прямобоочных шлицевых соединений: *a* – по боковым поверхностям; *б* – по наружному диаметру; *в* – по внутреннему диаметру; схемы справа - форма сечения пазов ступицы (*a*) и вала (*б* и *в*)

Соединения с эвольвентными зубьями (рис. 4.7) имеют исходный контур и форму зубьев по ГОСТ 6033-80. Их можно центрировать по боковым граням и наружному диаметру.

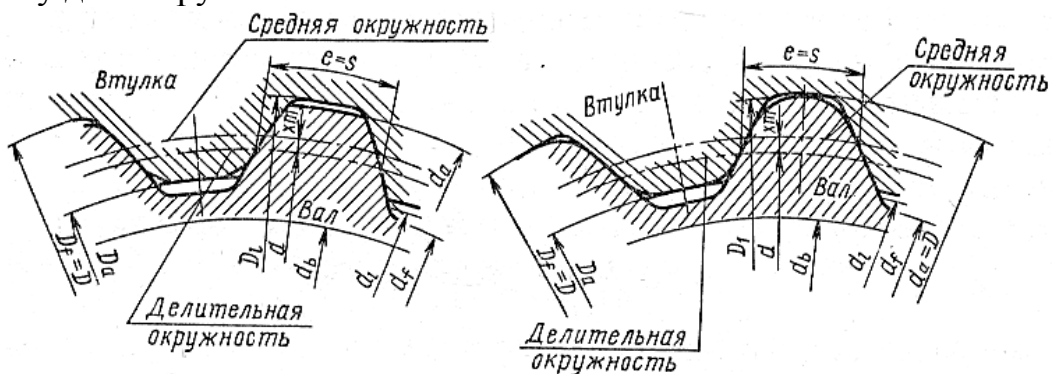


Рис. 4.7. Шлицевое соединение с эвольвентными зубьями

Центрирование по боковым граням шлицевых соединений применяют для передачи больших моментов. При высоких требованиях к соосности вала и ступицы центрирование выполняют по наружному или внутреннему диаметру. Центрирование по наружному диаметру более технологично. Центрирующие поверхности вала шлифуются, а центрирующие поверхности отверстия калибруются протяжками. И только при высокой твердости материала ступицы ( $HВ \geq 350$ ) рекомендуют центрирование по внутреннему диаметру. В этом случае центрирующие поверхности отверстия и вала шлифуют.

Основные размеры шлицевых эвольвентных соединений приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Основные геометрические параметры шлицевых эвольвентных соединений  
ГОСТ 6033-80 (размеры, мм)

$D$	Число зубьев $z$ при модуле $m$					$D$	Число зубьев $z$ при модуле $m$				
	0,8*	1	1,5	2*	2,5		2*	2,5	3,0	5*	10
20	23	18	12	8	6	65	31	24	20	15	-
22	36	20	14	9	7	70	34	26	22	12	-
25	30	24	15	11	8	75	36	28	24	13	-
28	34	26	17	12	10	80	38	30	25	14	6
30	36	28	18	13	10	85	41	32	27	15	7
32	38	30	20	14	11	90	44	34	28	16	7
35	42	34	22	16	12	95	46	36	30	18	8
38	46	36	24	18	14	100	48	38	32	18	8
40	48	38	25	18	14	110	54	42	35	20	9
42	51	40	26	20	15	120	58	46	38	22	10
45	55	44	28	21	16	130	64	50	42	24	11
50	50	48	32	24	18	140	68	54	35	26	12
55	66	54	35	26	20	150	74	58	48	28	13
60	74	58	38	28	22	160	-	-	52	30	14

Примечания.

1. При выборе наружного диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочкой.

2. Числа зубьев, заключенные в рамку, предпочтительны.

Основными критериями работоспособности зубчатых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей зубьев смятию и коррозионно-механическому изнашиванию.

Последнее возникает при очень малых колебательных относительных перемещениях сопряженных поверхностей. В зубчатых соединениях такие перемещения связаны с деформациями и зазорами.



Исследования зубчатых соединений позволили разработать ГОСТ 21425-75 по расчету их нагрузочной способности. Ниже излагается методика такого расчета с некоторыми упрощениями и сокращениями.

#### 4.5.1. Расчет по напряжениям смятия

Учитывая рис. 4.8 и допуская равномерное распределение нагрузки между зубьями и по длине зубьев, получаем

$$\sigma = \frac{2T}{d_m Z h l} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый соединением;  $d_m = 0,5(D+d)$  – средний диаметр прямобо-  
чных зубьев;  $Z$  – число зубьев;  $h = 0,5(D-d) - 2f$  – ра-  
бочая высота прямобо-  
чных зубьев; для эвольвент-  
ных зубьев

$$h \approx m \text{ и } d_m = Z m,$$

где  $m$  – модуль;  $l$  – рабочая длина зубьев.

Размеры поперечного сечения зубьев выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала. Длину зубьев рассчитывают и согласуют с дли-  
ной ступицы.

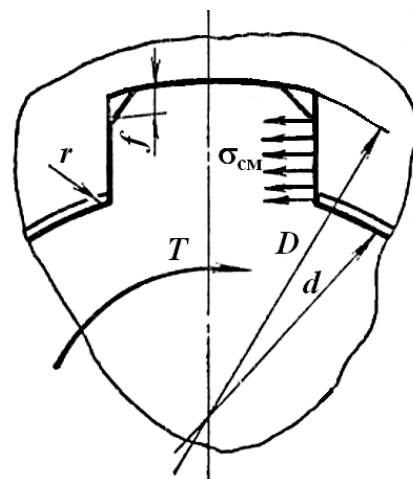


Рис. 4.8.

Таблица 4.5

#### Допускаемые напряжения смятия шлицевых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	[ $\sigma_{\text{см}}$ ], МПа	
		Поверхность зубьев	
		Без термообра- ботки	С термообра- боткой
Неподвижное	Тяжелые (с ударом)	36...50	40...70
	Средние	60...100	100...140
	Легкие	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробки скоро- стей)	Тяжелые	–	20...30
	Средние	–	30...60
	Легкие	–	40...70
Подвижное под нагрузкой (например, карданный вал автомобиля)	Тяжелые	–	3...10
	Средние	–	5...15
	Легкие	–	10...20

Расчет на смятие является первым этапом проектного расчета, на котором определяют приближенное значение  $l$  и разрабатывают конструкцию соединения. На втором этапе уточняют значение  $l$  по критерию износостойкости.

#### 4.5.2. Расчет на изнашивание

Выполняют по условию

$$\sigma = \frac{2T}{d_m Zhl} \leq [\sigma]_{\text{изн}} K_N / (K_E K_{oc} K_c),$$

где  $[\sigma]_{\text{изн}}$ , МПа – условное допускаемое напряжение (табл. 4.6.);  $K_N = \sqrt[3]{\frac{10^8}{N}}$  – коэффициент числа циклов нагружения зубьев соединения за полный срок службы;  $N = 60nt$  (где  $t$  – полный срок службы в час;  $n$  – число оборотов соединения в мин, об/мин);  $K_E$  – коэффициент режима нагрузки (табл. 4.7);  $K_{oc}$  – коэффициент осевой подвижности соединения,  $K_{oc} = 1$  – неподвижное,  $K_{oc} = 1,25$  – подвижное без нагрузки;  $K_{oc} = 3$  – подвижное под нагрузкой;  $K_c$  – коэффициент условий смазки подвижных соединений,  $K_c = 0,7$  – смазка без загрязнений,  $K_c = 1$  – средняя по заряженности смазка,  $K_c = 1,4$  – смазка с загрязнением.

Таблица 4.6

Условное допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{изн}}$ , МПа

Термообработка и средняя твердость					
Без обработки 220 НВ	Улучшение 270 НВ	Закалка			Цементация или азотирование, 60HRC
		40HRC	45HRC	52HRC	
95	110	135	170	185	205

Таблица 4.7

Коэффициент режима нагрузки

Типовые режимы нагрузки	Обозначение режима	Коэффициент режима нагрузки $K_E$
Постоянная нагрузка	0	1,0
Работа большую часть времени с высокими нагрузками	I	0,77
Одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки	II	0,63
Работа большую часть времени со средними нагрузками	III	0,57
Работа большую часть времени с малыми нагрузками	IV	0,43

#### 4.6. Последовательность расчета шпоночных соединений

1. Для соединения шпонкой по ГОСТ 23360-78 (призматические) или по ГОСТ 24071-80 (сегментные шпонки) в зависимости от диаметра вала в месте шпоночного соединения подбирают размеры поперечного сечения шпонки  $b \times h$ .
2. Выбирают  $[\sigma]_{\text{см}}$  (см. 4.2).
3. Определяют длину шпонки и согласовывают ее с длиной ступицы.

#### 4.7. Последовательность расчета шлицевых соединений

1. В зависимости от величины действующей нагрузки назначают серию для прямобочных зубьев.
2. Для выбранной серии зубьев по внутреннему диаметру вала подбирают по ГОСТ 1139-80 размеры  $D, b, f$  и число зубьев  $Z$  для прямобочных зубьев. Для эвольвентных зубьев по ГОСТ 6033-80 определяют по наружному диаметру вала  $D$ , модуль  $m$  и число зубьев  $Z$ .
3. Из условия прочности на смятие находят длину  $l$  зубьев.
4. Проверяют  $l$  по условию прочности на изнашивание. Если условие не удовлетворяется, увеличивают  $l$  и повторяют расчет.

#### Примеры расчета шпоночных и шлицевых соединений

##### Пример 1

Цилиндрическое зубчатое колесо закреплено призматической шпонкой на валу редуктора диаметром  $d = 40$  мм. Вал (сталь 50) передает вращающий момент  $T = 250$  Нм. Материал шпонки сталь 45, материал зубчатого колеса – 40Х. Длина ступицы  $l_1 = 53$  мм. Нагрузка спокойная. Подобрать шпонку и проверить ее на прочность.

1. По диаметру вала  $d = 40$  мм выбираем по ГОСТ 23360-78 размеры сечения призматической шпонки:  $b = 12$  мм;  $h = 8$  мм. Длину шпонки примем на 3...5 мм меньше длины ступицы колеса и сравним с рядом длин шпонок. Выбираем рабочую длину шпонки  $l_p = 50$  мм ( $l_p = 53 - 3 = 50$  мм).

2. Проверяем выбранную шпонку на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot l_p (0,94h - t_1)} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{40 \cdot 50(0,94 \cdot 8 - 5)} = 99,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{\text{см}} = 110...190$  Н/мм<sup>2</sup> при стальной ступице и спокойной нагрузке. Следовательно, призматическая шпонка  $12 \times 8 \times 50$  по условию прочности подходит для данного соединения.

## Пример 2

Подобрать и проверить на прочность подвижное шлицевое соединение вторичного вала коробки передач автомобиля. Вращающий момент  $T = 0,4$  кНм. Расчет провести для случая: шлицевое соединение прямобочное,  $d = 28$  мм;  $D = 32$  мм. Материал – сталь 45, термообработка – улучшение. Длина ступицы шестерни  $l = 55$  мм. Условия эксплуатации средние; перемещение втулки без нагрузки;  $N_{ц} = 10^8$ .

1. По табл. 4.3. выбираем прямобочное шлицевое соединение средней серии  $d = 28$  мм,  $D = 34$  мм,  $Z = 6$ ,  $b = 7$  мм,  $f = 0,4$  мм.

2. Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{см} = 50$  МПа (см. табл. 4.5.).

3. Проверяем соединение на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_m \cdot Zhl} \leq [\sigma]_{см},$$

где  $d_m(D + d)/2 = (34 + 28)/2 = 31$  мм;  $h = (D - d)/2 - 2f = (34 - 28)/2 - 2 \cdot 0,4 = 2,2$  мм;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 10^3}{31 \cdot 6 \cdot 2,2 \cdot 55} = 35,54 < [\sigma]_{см}$$

4. Проверяем соединение на износ:

$$\sigma = \frac{2T}{d_m \cdot Zhl} \leq [\sigma]_{изн} \cdot K_N / (K_E \cdot K_{oc} \cdot K_c),$$

$[\sigma]_{изн} = 110$  Н/мм<sup>2</sup>, (табл. 4.6),

$$K_N = \sqrt[3]{\frac{10^8}{N_{ц}}} = \sqrt[3]{\frac{10^8}{10^8}} = 1,$$

$K_E = 0,57$ , (табл. 4.7),

$K_{oc} = 1,25$ ,

$K_c = 1$  (средняя по загрязненности смазка),

$$[\sigma]_{изн} \cdot K_N / (K_E \cdot K_{oc} \cdot K_c) = \frac{110 \cdot 1}{0,57 \cdot 1,25 \cdot 1} = 154,38 \text{ Н/мм}^2,$$

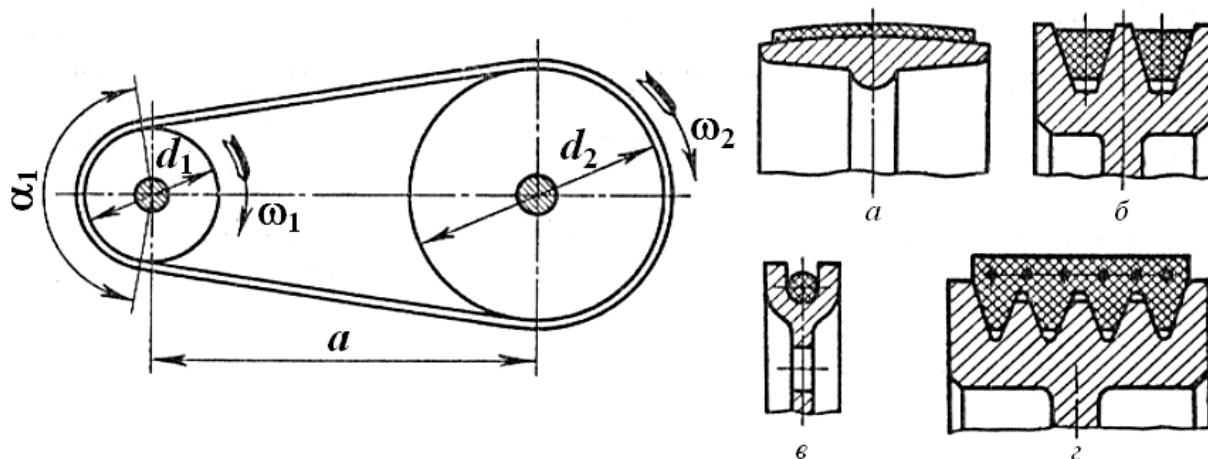
$$\sigma = 35,54 < 154,38.$$

Следовательно, прямобочное шлицевое соединение  $6 \times 34 \times 28$  по условию прочности подходит для заданных условий работы.

## 5. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача относится к передачам трением и гибкой связью, состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем (рис. 5.1).

Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего.



5.1. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают плоскоремные (рис. 5.1, а), клиноремные (рис. 5.1, б), круглоремные (рис. 5.1, в), поликлиноремные (рис. 5.1, г).

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиновые и поликлиновые ремни.

### Достоинства ременных передач

1. Простота конструкции и малая стоимость.
2. Возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15 м).
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.
5. Возможность предохранения от разрушения ответственных деталей привода за счет проскальзывания.

### Недостатки ременных передач

1. Большие габаритные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей.
2. Малая долговечность ремня в быстроходных передачах.
3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня.

4. Непостоянство передаточного числа из-за неизбежного упругого скольжения.

5. Неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня.

В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода.

Общие требования к материалам приводных ремней:

а) ремень должен иметь достаточную прочность при переменных напряжениях и износостойкость;

б) ремень должен иметь достаточный коэффициент трения со шкивами во избежание больших сил натяжения;

в) ремень должен иметь невысокую изгибную жесткость во избежание больших напряжений изгиба при огибании шкивов.

У большинства современных ремней прочность обеспечивается специальными слоями корда, а повышенный коэффициент трения - пропиткой или обкладками. Несущие слои, расположенные по центру тяжести сечений, имеют высокий модуль упругости.

В машиностроении применяют различные типы стандартных плоских ремней.

*Кордшнуровые прорезиненные ремни* (ТУ 38-105514-77) состоят из крученных (лавсановых) кордшнуров 1 диаметром 1,1 мм, расположенных в слое резины 2 (рис. 5.2). Снаружи покрыты тканью ОТ-40 для обеспечения прочности конструкции. Применяются для широкого диапазона мощностей при передаче спокойных нагрузок при скорости  $[V] \leq 35$  м/с. Выпускаются в виде бесконечных лент. При толщине ремня  $\delta = 2,8$  мм и ширине  $b = 30, 40, 50, 60$  мм расчетная длина  $l$  ремня берется из ряда чисел: 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000 мм.

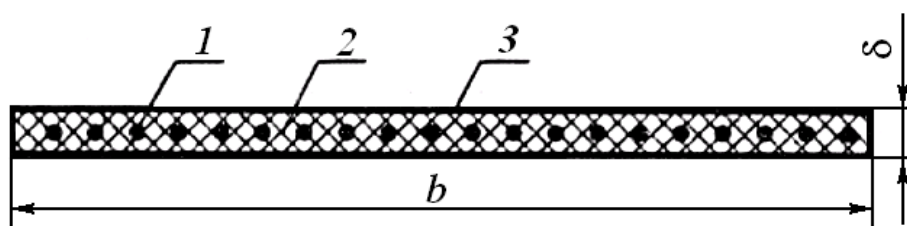


Рис. 5.2. Кордшнуровой прорезиненный ремень

*Синтетические тканые ремни* (ОСТ 17-969-84) являются наиболее перспективными ввиду их повышенной прочности, долговечности и возможности обеспечить достаточно высокий коэффициент трения.

Синтетические тканые ремни изготавливают из капроновой ткани просвечивающего переплетения, которую пропитывают раствором полиамида С-6 и покрывают специальной фрикционной пленкой на основе этого полиамида с нитрильным каучуком, обеспечивающей высокий коэффициент трения ( $f \approx 0,5$ ) со шкивом (рис. 5.3). Уточные нити ткани передают нагрузку.

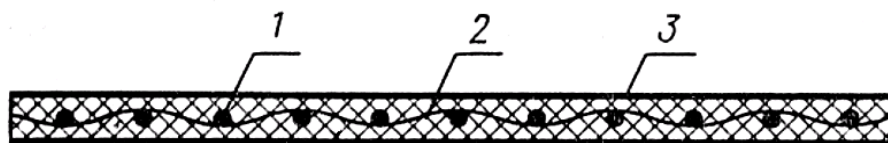


Рис. 5.3. Синтетический ремень: 1 – уток; 2 – основа; 3 – пленка

Обладая малой массой, эти ремни допускают работу со скоростями при толщине 0,8 мм до 75 м/с, при толщине 1 мм до 40 м/с. Выпускаются в виде бесконечной ленты. Размеры синтетических ремней приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Размеры синтетических ремней по ОСТ 17-969-84 и ТУ 17-21-598-87

Ширина, мм	Внутренняя длина, мм	Предельное отклонение ( $\pm$ ), мм	
		ширины	длины
10	250, 260, 280, 300, 320, 340, 250, 380	$\pm 0,25$	2
15	400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600		
20	630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950		
25	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400	$\pm 0,5$	2,5
30			
40			
50			
60	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000	$\pm 0,75$	4
80	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000		4,5
100	3150, 3350		

Примечание. Толщина 0,8 и 1,0 мм.

Резинотканевые ремни (ГОСТ 23831-79) состоят из нескольких слоев технической ткани (бельтинга) – прокладок, связанных вулканизированной резиной (рис. 5.4). Ткань передает основную часть нагрузки, а резина предохраняет ее от повреждений и повышает коэффициент трения. Поставляются в рулонах. До последнего времени они были основными плоскими ремнями. Но эти ремни требуют больших габаритов передачи, поэтому область применения их сужается.



Рис. 5.4. Резинотканевый ремень

Ширины ремней резинотканевых в мм: 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, (65), 70, 75, 80, 100, (115), (120), 125, 150, (175), 200, 225, (275), 300, 400, 450, (550), 600 и

т.д. до 1200 мм через 100. Ремни шириной обозначенной в скобках, желательно не применять. Толщины ремней и минимальные диаметры шкивов приведены в табл. 5.2. Допускаемые скорости ремня до 30 м/с.

Таблица 5.2

Толщина резиноканевых ремней и минимальные диаметры шкивов

Число прокладок	Толщина ремня $\delta$ , мм, из бельтинга 820		Диаметр шкива, $d_{\min}$ , мм, при $V$	
	С прокладками	Без прокладок	30 м/с	5 м/с
3	4,5	3,75	160	80
4	6	5	224	112
5	7,5	6,25	280	160

Клиновые ремни - это ремни трапецевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля (рис. 5.5).

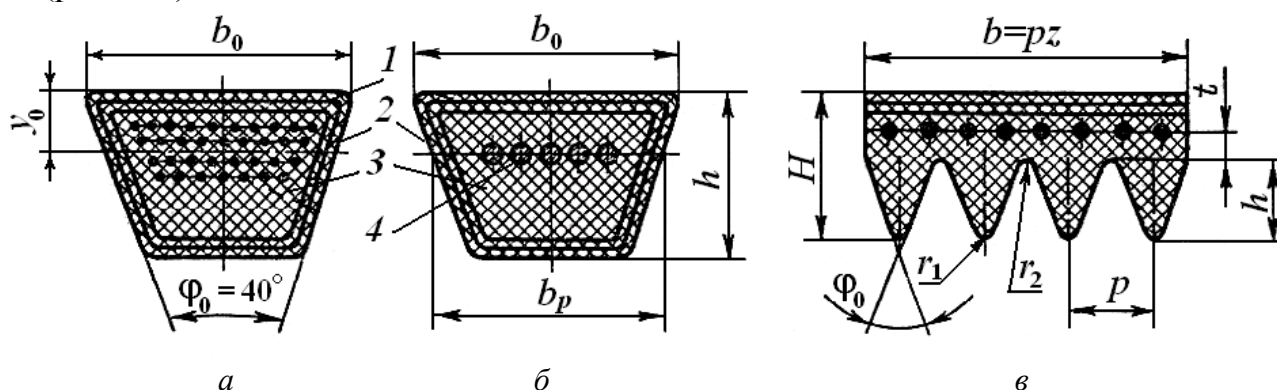


Рис. 5.5. Клиновые и поликлиновые ремни: 1 – слой кордткани; 2 – слой прорезиненной ткани (обертка); 3 – резина; 4 – кордшнур

Клиновой ремень состоит из следующих частей:

- 1) корда, представляющего собой основной несущий слой, расположенный примерно по центру тяжести сечения ремня;
- 2) резиновых слоев, расположенных над и под несущим слоем (кордом) условно называемых слоями растяжения и сжатия;
- 3) обертки ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани.

Корд выполняют из химических волокон: вискозы, капрона, лавсана. В кордтканевых ремнях (см. рис. 5.5, а) корд выполнен в виде нескольких слоев кордткани. В кордшнуровых ремнях (рис. 5.5, б) корд состоит из одного слоя кордшнура. Клиновые ремни выпускают бесконечными. Угол клина ремней в выпрямленном состоянии  $\phi_0 = 40^\circ \pm 1^\circ$ . Клиновые ремни выпускают нормальных сечений с отношением большего основания  $b_0$  трапецевидного сечения к высоте  $h \approx 1,6 \dots 1,7$ , узкие с  $b_0/h \approx 1,2 \dots 1,3$  и широкие с  $b_0/h \approx 1,2 \dots 3,4$  для вариаторов. Ос-



новное применение в настоящее время имеют ремни нормальных сечений (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Размеры сечения (см. рис. 5.5, а) и длины клиновых ремней; минимальные диаметры шкивов

Тип ремня	Обозн. сечения	$b_p$ , мм	$b_0$ , мм	$h$ , мм	$y_0$ , мм	$A$ , мм <sup>2</sup>	Предельные расч. длины, мм	$d_{min}$ , мм	$T_1$ , Н·м
Клиновые по ГОСТ 1294.1-80* и 1284.3-80	О (Z)	8,5	10	6	2,1	47	400...2500	63	<25
	А(А)	11	13	8	2,8	81	560...4000	90	11...70
	Б(В)	14	17	10,5	4,0	138	800...6300	125	40...190
	В(С)	19	22	13,5	4,8	230	1800...10600	200	10...550
	Г(Д)	27	32	19	6,9	476	3150...15000	315	450...2000
	Д(Е)	32	38	23,5	8,3	692	4500...18000	500	1100...4500
Клиновые узкие по ТУ 38-40534-75 и ТУ 38-105161-84	Е	42	50	30	11	1170	6300...18000	800	>2200
	УО(SPZ)	8,5	10	8	2	56	630...3550	63	<150
	УА(SPA)	11	13	10	2,8	93	800...4500	90	90...400
	УБ(SPB)	14	17	13	3,5	159	1250...8000	140	300...2000
	УВ(SPC)	19	22	18	4,8	278	2000...8000	224	>150

Примечание. В скобках даны обозначения ремней в международной системе.  $T_1$  - момент на быстроходном шкиве;  $A$  - площадь поперечного сечения ремня.

Расчетные длины ремней измеряют по нейтральному слою в натянутом состоянии. Стандартный ряд длин  $l$ , мм располагают по ряду предпочтительных чисел Ra40: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

*Поликлиновые ремни* (ТУ 38-105763-84) – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами - ребрами на внутренней поверхности, входящими в кольцевые клиновые канавки в шкивах (рис. 5.5, в). Ремни сочетают достоинства плоских ремней – монолитность и гибкость и клиновых – повышенную силу сцепления со шкивами. Несущий слой ремней выполняют в виде кордшнура из химических волокон: вискозы, стекловолокна или лавсана.

Нормализованы три сечения поликлиновых ремней (табл. 5.4). Угол клина  $\varphi_0 = 40^\circ$ ; длины ремней по ряду предпочтительных чисел Ra40. Передачи работают со скоростями до 40 м/с.

Таблица 5.4

Размеры поликлиновых ремней (см. рис. 5.5, в) и параметры передач по ТУ 38105763-84

Обозначение сечений ремня	$p$ , мм	$H$ , мм	$h$ , мм	$r_1$ , мм	$r_2$ , мм	Предельные расчетные длины $L_p$ , мм	Число клиньев		$d_{\min}$ мм	$T_1$ , Н·м
							рекоменд.	max		
<i>K</i>	2,4	4	2,15	0,1	0,4	400...2000	2...36	36	40	<40
<i>L</i>	4,8	9,5	4,68	0,2	0,7	1250...4000	4...20	50	80	18...35
<i>M</i>	9,5	16,7	9,6	0,4	1,0	2000...4000	4...20	50	180	>130

Примечания.  
 1. Ремни *K* могут заменять клиновые ремни *O* и *A*; *L* заменяют *B* и *B*; *M* заменяют *B*, *Г*, *Д*, *Е*.  
 2.  $T_1$  - момент на быстроходном шкиве.

## 5.2. Основы расчета ременных передач

Теоретические основы расчета являются общими для всех типов ремней.

### 5.2.1. Критерии работоспособности и расчета

Основные критерии расчета ременных передач:

- 1) тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- 2) долговечность ремня.

Если не будет выдержано первое условие, ремень начнет буксовать; если не будет выдержано второе условие, ремень будет слишком быстро выходить из строя.

В настоящее время для клиновых и поликлиновых ремней применяется комплексный расчет на выносливость и тяговую способность, а для плоских ремней, испытывающих меньшие напряжения изгиба, пока сохраняется расчет на тяговую способность с последующей проверкой на выносливость.

Работа упругого ремня связана с упругим скольжением по шкивам. Неизбежность упругого скольжения при работе передачи следует из того, что натяжение, а следовательно, и относительное удлинение ведущей и ведомой ветвей ремня различны. При обегании ремнем ведущего шкива натяжение его падает (рис. 5.6). Ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву. На ведомом шкиве ремень удлиняется и опережает шкив.

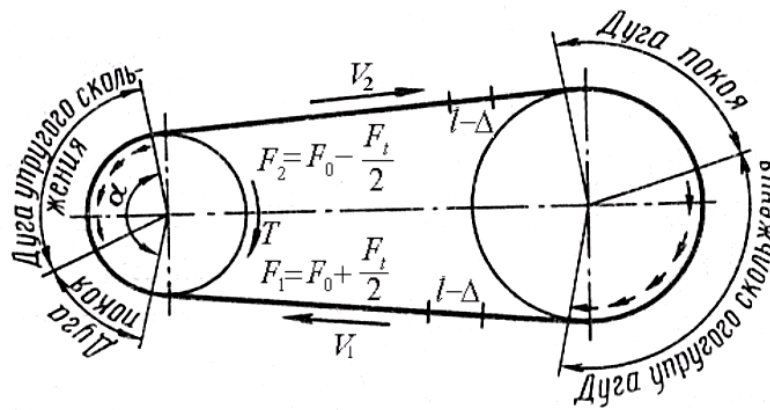


Рис. 5.6.

Скольжение происходит не по всей дуге обхвата  $\alpha$ , а на некоторой части ее  $\alpha_{\text{ск}}$ , называемой дугой скольжения. Дуга скольжения располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Размер дуги скольжения устанавливается из условия равновесия полезной передаваемой нагрузки  $F_t$  и силы трения между ремнем и шкивом.

При холостом ходе упругое скольжение и дуга скольжения равны нулю. По мере роста нагрузки дуга скольжения растет, когда она достигает всей дуги обхвата, начинается буксование передачи.

Относительное упругое скольжение ремня равно разности относительных удлинений ведущей  $\varepsilon_1$  и ведомой  $\varepsilon_2$  ветвей ремня.

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2.$$

Выразив  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  по закону Гука через натяжения ветвей ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$ , площадь сечения  $A$  и модуль упругости  $E$  получим

$$\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{EA} = \frac{F_t}{EA}.$$

### 5.2.2. Кинематические параметры ременных передач

Окружные скорости (м/с) на шкивах

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \quad \text{и} \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры соответственно ведущего и ведомого шкивов, м;  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения в минуту ведущего и ведомого шкивов, об/мин.

Вследствие неизбежного скольжения окружная скорость на ведомом шкиве  $V_2$  меньше скорости  $V_1$  на ведущем:

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon)$$

Отсюда истинное передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

Для расчетов можно принимать:

$\varepsilon = 0,01$  – для плоских ремней;

$\varepsilon = 0,02$  – для клиновых кордтканевых;

$\varepsilon = 0,01$  – для кордшнуровых клиновых и поликлиновых ремней.

### 5.2.3. Геометрические параметры ременных передач

Межосевое расстояние (рис. 5.7) в плоскоременных передачах можно назначать в широких пределах.

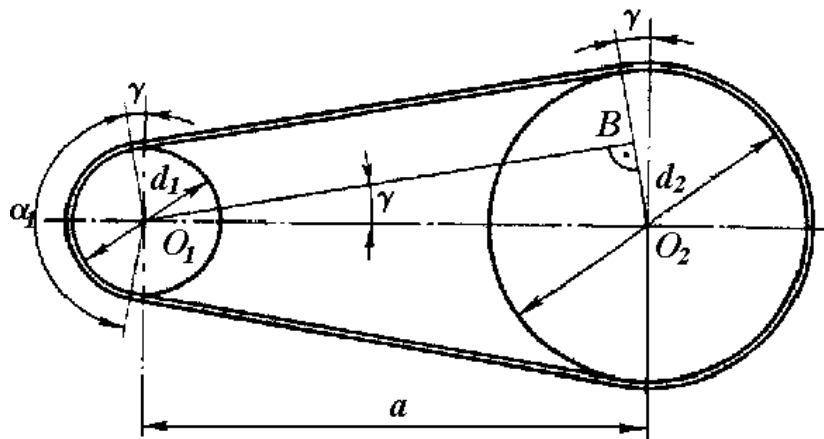


Рис. 5.7. Геометрические параметры ременной передачи

Минимальное межосевое расстояние обычно выбирают по условию, при котором угол обхвата на малом шкиве был бы не меньше  $150^\circ$ . Максимальное межосевое расстояние ограничивается экономическими показателями: стоимостью ремня, габаритами передачи и т.д. Оптимальное межосевое расстояние

$$a_{\text{опт}} = 2(d_1 + d_2).$$

В передачах клиновыми и поликлиновыми ремнями

$$a_{\text{min}} = 0,55(d_1 + d_2) + h(H),$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры малого и большого шкивов;  $h(H)$  – сечения ремня клинового (поликлинового).

Оптимальное межосевое расстояние в зависимости от диаметра большого шкива  $d_2$  и передаточного отношения  $i$  из условия обеспечения необходимого угла обхвата на малом шкиве;

$i$ . . . . .	1	2	3	4	5	6 и более
$a_{\text{опт}}/d_2$ . . . . .	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Габариты ременных передач в значительной степени определяются минимально допустимыми диаметрами шкивов. Последние, в свою очередь, определяют напряжения изгиба и долговечность ремней. Допускаемые отношения диаметра шкива к толщине плоского ремня

Ремни	$D_{\text{min}}/\delta$	
	рекомендуемое	допускаемое
Синтетические	50	100
Резинотканевые	30	40
Кордошнуровые прорезиненные	70	100

Минимальные диаметры шкивов для клиновых и поликлиновых ремней приведены в табл. 5.3 и 5.4 соответственно.

Следует иметь в виду, что долговечность ремней, тяговая способность и КПД передач резко падают с уменьшением диаметров шкивов, поэтому, если габариты позволяют, необходимо избегать минимальных диаметров шкивов. Рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром  $d_1$  на 1...2 номера выше  $d_{1\text{min}}$  из стандартного ряда (мм): 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000.

Расчетная длина ремня  $l$  равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Для ремней, выпускаемых бесконечными, полученную длину ремня округляют до ближайшего стандартного значения из ряда.

Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma,$$

$$\gamma = (d_2 - d_1)/(2a), \text{ рад,}$$

или

$$\gamma = 180^\circ (d_2 - d_1)/(\pi 2a).$$

Следовательно

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Для плоскоременной передачи рекомендуется  $[\alpha_1] \geq 150^\circ$ , а для клиноременной и поликлиноременной  $[\alpha_1] \geq 120^\circ$ .

#### 5.2.4. Силы в передаче

Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив создают предварительное натяжение  $F_0$ . Чем больше  $F_0$ , тем выше тяговая способность передачи.

В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой  $F_0$  (рис. 5.8, а).

При приложении рабочей нагрузки  $T_1$  происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы  $F_1$ , а натяжение ведомой ветви уменьшается до  $F_2$  (рис. 5.8, б).

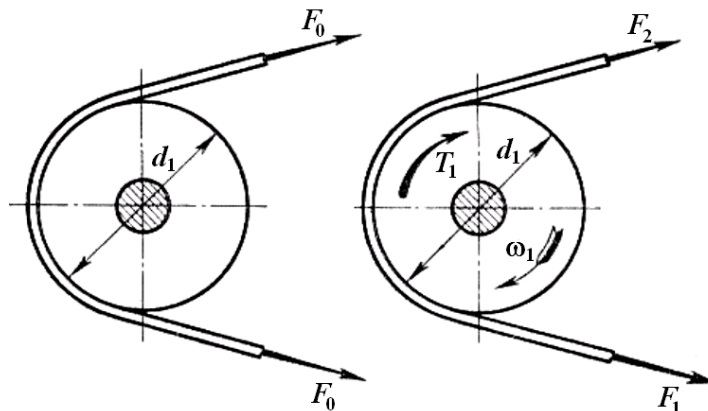


Рис. 5.8.

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения

$$-T_1 + F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$F_1 - F_2 = F_t,$$

где  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$  - окружная сила на шкиве (полезная передаваемая нагрузка).

Общая геометрическая длина ремня во время работы передачи остается неизменной, т.к. дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Следовательно, насколько возрастает натяжение ведущей ветви ремня, настолько же оно уменьшается на ведомой, т.е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \quad \text{и} \quad F_2 = F_0 - \Delta F,$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0$$

Решая систему уравнений

$$\begin{cases} F_1 - F_2 = F_t \\ F_1 + F_2 = 2F_0 \end{cases},$$

получаем

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$$

Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки  $F_t$ , но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговой способности передачи, которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha_{\text{ск}}}$$

Решая совместно уравнения

$$\begin{cases} F_1 - F_2 = F_t \\ F_1 + F_2 = 2F_0 \\ F_1 = F_2 e^{f\alpha_{\text{ск}}} \end{cases}.$$

Находим

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha_{\text{ск}}}}{e^{f\alpha_{\text{ск}}} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha_{\text{ск}}} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\alpha_{\text{ск}}} + 1}{e^{f\alpha_{\text{ск}}} - 1} \right).$$

Эти формулы устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой  $F_t$  и факторами трения  $f$  и  $\alpha_{\text{ск}}$ . Они позволяют также опреде-

лить минимально необходимое предварительное натяжение ремня  $F_0$ , при котором еще возможна передача заданной нагрузки  $F_t$ .

Если  $F_0 < \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\alpha_{\text{ск}}} + 1}{e^{f\alpha_{\text{ск}}} - 1} \right)$ , то начнется буксование.

При движении ремня со скоростью  $V$  (рис. 5.9) на каждый его элемент с массой  $dm$ , расположенный в пределах угла обхвата, действуют элементарные центробежные силы  $dC$ . Действие этих сил вызывает дополнительное натяжение  $F_V$  во всех сечениях ремня.

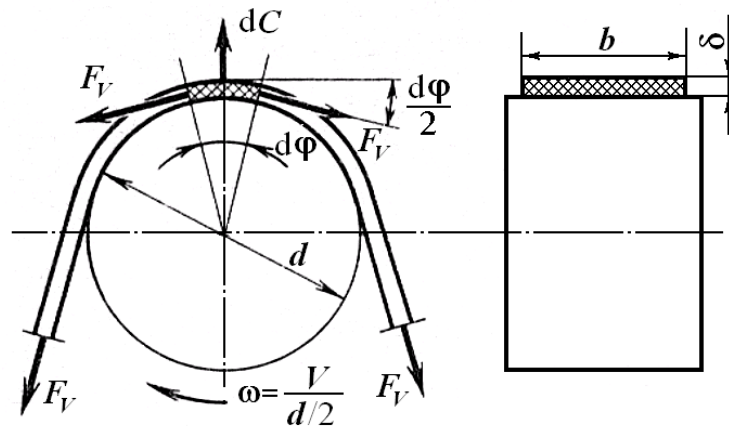


Рис. 5.9.

$$F_V = \rho A \cdot V^2,$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня;  $A$  – площадь поперечного сечения ремня.

Натяжение  $F_V$  ослабляет полезное действие предварительного натяжения  $F_0$ . Оно уменьшает силу трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

### 5.2.5. Нагрузка на валы и подшипники

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из треугольника  $Oab$  (рис. 5.10) равнодействующая сила

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Направление силы  $F_{\text{оп}}$  принимают по линии центров передачи.

Обычно  $F_{\text{оп}}$  в 2...3 раза больше окружной силы  $F_t$ , что является крупным недостатком ременных передач.



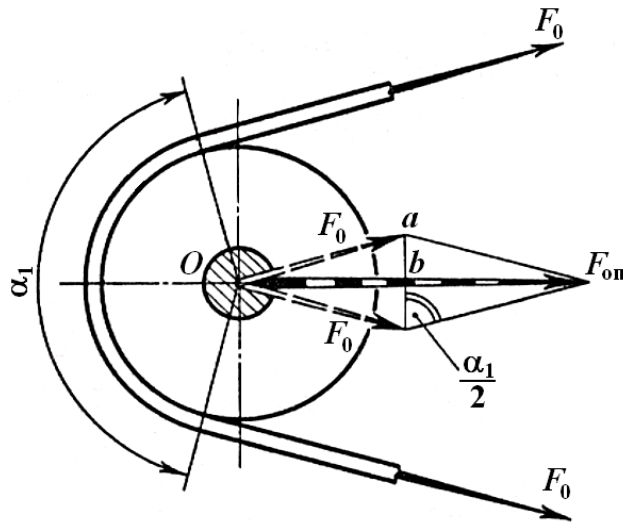


Рис. 5.10. К определению нагрузки на валы ременной передачи

### 5.2.6. Напряжения в ремне

Наибольшие напряжения создаются в ведущей ветви ремня. Они складываются из  $\sigma_1$ ,  $\sigma_v$  и  $\sigma_{ul}$ :

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho V^2,$$

Учитывая, что  $F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}$ , напряжение

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + 0,5\sigma_{\Pi},$$

где  $\sigma_{\Pi} = \frac{F_t}{A}$  – так называемое полезное напряжение;  $\sigma_0$  – напряжение от предварительного натяжения.

Т. к.  $F_t = F_1 - F_2$ , то полезное напряжение

$$\sigma_{\Pi} = \sigma_1 - \sigma_2.$$

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d}$$

Чем меньше отношение  $\frac{\delta}{d}$ , тем меньше напряжение изгиба в ремне.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{u1} = \frac{F_1}{A} + \rho V^2 + E \frac{\delta}{d_1}.$$

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис. 5.11.

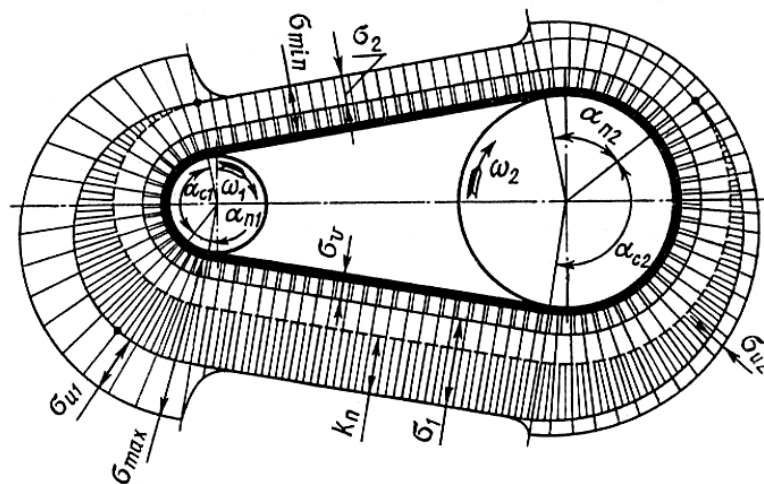


Рис. 5.11. Эпюра напряжений в ремне при работе передачи

### 5.2.7. Тяговая способность ременных передач

Тяговая способность ременных передач обуславливается сцеплением ремня со шкивом. Исследуя тяговую способность, строят графики - кривые скольжения и КПД (рис. 5.12); на их базе разработан современный метод расчета ременных передач.

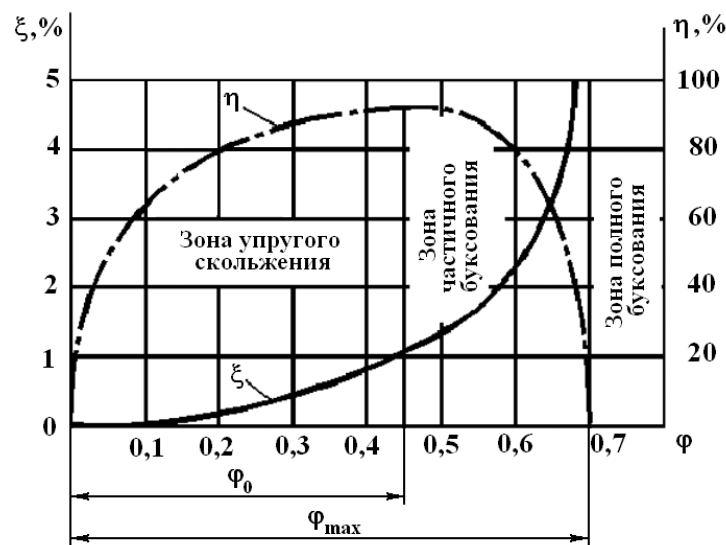


Рис. 5.12 Кривые скольжения и к.п.д.

В результате исследования кривых скольжения, построенных по опытным данным, устанавливают связь между полезной нагрузкой – окружной силой  $F_t$  и предварительным натяжением ремня  $F_0$ .

По оси абсцисс графика откладывают нагрузку, выраженную через коэффициент тяги  $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ , по оси ординат – коэффициент скольжения  $\varepsilon$  и КПД передачи  $\eta$ . При испытании постепенно повышают нагрузку  $F_t$  при постоянном натяжении  $F_1 + F_2 = 2F_0$ , замеряя при этом скольжение и КПД передачи.

При возрастании коэффициента тяги от нуля до критического значения  $\varphi_0$  наблюдается только упругое скольжение. В этой зоне упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, поэтому кривая скольжения близка к прямой. При значении  $\varphi_0$  окружная сила  $F_t$  достигает значения максимальной силы трения, дуга покоя исчезает, а дуга скольжения  $\alpha_{ск}$  распространяется на весь угол обхвата (см. рис. 5.6).

При увеличении коэффициента тяги от  $\varphi_0$  до  $\varphi_{max}$  работа передачи становится неустойчивой. К упругому скольжению прибавляется частичное буксование, которое по мере увеличения  $\varphi$  растет, ремень быстро изнашивается, КПД передачи резко падает. При  $\varphi_{max}$  наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается, КПД падает до нуля.

Согласно кривой скольжения коэффициент тяги  $\varphi$  следует принимать близким  $\varphi_0$ , которому соответствует  $\eta_{max}$ . Работа при  $\varphi > \varphi_0$  допускается только при кратковременных перегрузках, например в период пуска. Значения  $\varphi_0$  устанавливают экспериментально для каждого типа ремня. Для плоских ремней  $\varphi_0=0,4...0,5$ , для клиновых  $\varphi_0=0,7...0,8$ .

Т.о. кривая скольжения отражает явления, происходящие в ременной передаче, и совместно с кривой КПД характеризует ее работу в данных условиях. Критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги  $\varphi_0$ , значение которого определяет допустимую окружную силу

$$[F_t]_0 = 2\varphi_0 F_0.$$

Допускаемое полезное напряжение

$$[\sigma_n]_0 = 2\varphi_0 \sigma_0.$$

Кривые скольжения получают при испытаниях ремней на типовых стендах при типовых условиях:  $\alpha = 180^\circ$ ,  $V = 10$  м/с, нагрузка спокойная, передача горизонтальная.

Переход от значений  $[\sigma_n]_0$  для типовой передачи к допускаемым полезным напряжениям  $[\sigma_n]$  для проектируемой передачи производят с помощью корректирующих коэффициентов

$$[\sigma_{\Pi}] = [\sigma_{\Pi}]_0 C_{\alpha} \cdot C_V \cdot C_p \cdot C_{\theta},$$

где  $C_{\alpha}$  – коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата;  $C_V$  – скоростной коэффициент, вводимый только для передач без автоматического регулирования натяжения и учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил;  $C_p$  – коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня;  $C_{\theta}$  – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров передач.

Эта формула является общей для всех типов ременных передач. На практике в таком виде ее используют только для плоскоремennых передач. При расчете клиноремennых и поликлиноремennых передач вводятся и другие корректирующие (поправочные) коэффициенты.

Значения поправочных коэффициентов приведены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Значения поправочных коэффициентов

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы  $C_p$

Характер нагрузки	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко неравномерная
$C_p$	1	0,9	0,8	0,7
Примечание. При двухместной работе $C_p$ следует понижать на 0,1 при трехсменной - на 0,2				

Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива  $C_d$

Диаметр шкива	15	20	40	60	90	120 и более
$C_d$	0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня  $C_F = 0,85$

Коэффициент числа ремней в комплекте клиноремennой передачи  $C_Z$

Ожидаемое число ремней $Z$	2...3	4...5	6
$C_Z$	0,95	0,90	0,85

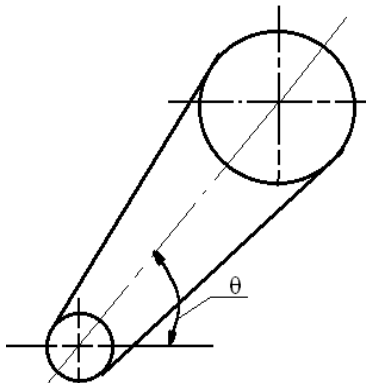
Коэффициент угла обхвата  $\alpha_1$  на меньшем шкиве  $C_{\alpha}$

Угол обхвата $\alpha_1$ , град		180	170	160	150	140	130	120
$C_{\alpha}$	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	для клиновых и поликлинновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы  $C_V$

Скорость ремня $V$ , м/с	1	5	10	15	20	25	30	35	50	70
$C_V$ для плоских, клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,76	0,52

Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту  $C_\theta$

Угол наклона $\theta$		0...60	60...80	80...90
$C_\theta$		1	0,9	0,8

Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня  $l_p$  к базовой  $l_0$

Отношение $l_p / l_0$		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
$C_1$	Для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	Для клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

5.2.8. Расчет ремня по тяговой способности

По таблицам определяют допускаемое полезное напряжение  $[\sigma_n]_0$  для типовых условий работы передачи.

Затем определяют допускаемое полезное напряжение  $[\sigma_n]$  для реальных условий работы передачи.

После чего для плоских ремней определяют ширину ремня  $b$ ,

$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma_n]}$$

Ширину ремня  $b$  округляют до стандартного значения.

На этой же научной основе рассчитывают и клиновые, и поликлиновые ремни.

По таблицам определяют мощность, передаваемую одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями  $[P_0]$  в условиях типовой передачи.

Допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями в реальных условиях работы передачи определяют с учетом поправочных коэффициентов  $[P_n] = [P_0] C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z$  – клиновым ремнем;  $[P_n] = [P_0] C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l$  – поликлиновым.

Значения  $[\sigma_{п}]_0$  для прорезиненного плоского ремня приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Расчетные параметры кордшнурового прорезиненного ремня

$\delta$ , мм	$d_1$ , мм	$\sigma_0$ , Н/мм <sup>2</sup>	$[\sigma_{п}]_0$ , Н/мм <sup>2</sup>
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	220	2	2,32

Значения  $[P_0]$  для клиновых и поликлиновых ремней приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Допускаемая приведенная мощность  $[P_0]$  кВт, передаваемая одним клиновым ремнем, узким клиновым ремнем, поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Тип ремня	Сечение, $l_0$ , мм	Диаметр меньшего шкива, $d_1$ , мм	Скорость ремня, $V$ , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17

Продолжение табл. 5.7

Тип ремня	Сечение, $l_0$ , мм	Диаметр меньшего шкива, $d_1$ , мм	Скорость ремня, $V$ , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Узкий клиновой	УО 1600	62	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
		80	-	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	4,66	-
		90	-	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	-	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	-	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
		125	-	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85
	УА 2500	90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-
		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
		112	-	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
		125	-	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10
		140	-	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
		160	-	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
	УБ 3550	140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-
		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
		180	-	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	-	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	-	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1
Поликлиновой	К 710	40	0,65	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	-	-
		45	0,7	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-
		50	0,76	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-
		63	0,85	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
		71	0,88	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
		80	0,92	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
		90	0,95	1,35	2,15	3,9	3,4	6,7	8,0	8,7
		100	0,97	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1
	Л 1600	80	1,9	2,57	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-
		90	2,2	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-
		100	2,3	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-
		112	2,54	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-
		125	2,7	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
		140	2,9	4,04	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	М 2240	180	7,1	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
		200	7,7	10,56	16,3	27,7	35,8	30,3	40,4	35,4
		224	8,5	11,67	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3

### 5.2.9. Долговечность ремня

Долговечность ремня определяется в основном его сопротивлением усталости, которое зависит не только от значений напряжений, но также и от числа циклов напряжений, т.е. от числа пробегов ремня в единицу времени.

Под влиянием циклического деформирования и сопровождающего его внутреннего трения в ремне возникают усталостные разрушения - трещины, надрывы. Ремень расслаивается, ткани перетираются.

Полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня, при котором четыре раза меняются напряжения (см. рис. 5.11). Число пробегов ремня за весь срок работы передачи.

$$U = \frac{V}{l} \leq [U],$$

где  $V$  – скорость ремня, м/с;  $l$  – длина ремня, м;  $[U]$  – допускаемая частота пробегов,  $\text{с}^{-1}$ .

Практика рекомендует:

- для плоскоремной передачи  $[U] \leq 15 \text{ с}^{-1}$ ,
- для клиноремной и поликлиноремной  $[U] \leq 30 \text{ с}^{-1}$ .

Чем больше  $U$ , тем выше частота циклов, тем меньше срок службы ремня. Соотношение  $U \leq [U]$  условно выражает долговечность ремня и его соблюдение гарантирует срок службы 1000...5000 ч.

В основе создаваемых в настоящее время методов расчета ремней на долговечность лежит уравнение наклонного участка кривой усталости (рис. 5.13), по которому наибольшее напряжение в ремне

$$\sigma_{\max} = C / N^{1/m},$$

где  $C$  и  $m$  – постоянные, определяемые экспериментально для каждой конструкции ремня;  $N$  – число циклов нагружения за полный срок службы.

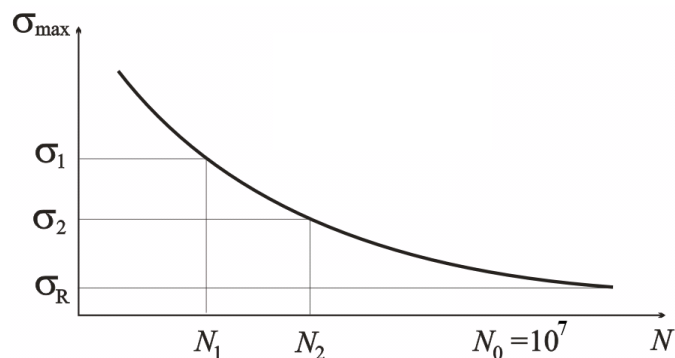


Рис. 5.13. Кривая усталости



Отсутствие достаточных экспериментальных данных пока не позволяет рассчитывать ремни на долговечность, поэтому ограничиваются проверкой частоты пробегов  $U$ , а также выбором  $d_1$  в рекомендуемых пределах. ГОСТ 1284.3-80 для клиновых ремней рекомендует оценивать долговечность по формуле

$$L_h = \frac{N_0 \cdot l}{3600 \cdot V}, \text{ ч,}$$

где  $l$  – длина ремня, м;  $V$  – скорость ремня, м/с;  $N_0$  – базовое число циклов

- для клиновых ремней с кордной тканью

$$N_0 = 4,6 \cdot 10^6 \text{ – для сечений О и А;}$$

$$N_0 = 4,7 \cdot 10^6 \text{ – для сечений Б, В, Г;}$$

$$N_0 = 2,5 \cdot 10^6 \text{ – для сечений Д и Е;}$$

- для ремней с кордшнуром всех сечений

$$N_0 = 5,7 \cdot 10^6.$$

### 5.3. Последовательность расчета ременных передач

Исходные данные:  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт; частота вращения  $n_1$  ведущего шкива, об/мин; передаточное отношение  $i$  ременной передачи; режим работы передачи.

#### 5.3.1. Последовательность расчета плоскоремной передачи

Тип ременной передачи (материал и конструкция ремня) предусмотрен техническим заданием.

1. Определить диаметр ведущего шкива  $d_1$  из условия долговечности по рекомендованному отношению  $\frac{d}{\delta}$ . Полученное значение  $d_1$  округлить до ближайшего стандартного (см. п. 5.2.3).

2. Определить диаметр ведомого шкива  $d_2$  с учетом передаточного числа и коэффициента упругого скольжения. Полученное значение  $d_2$  округлить до ближайшего стандартного (см. п. 5.2.3).

3. Определить фактическое передаточное число и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного.  $\Delta u \leq 3\%$ .

4. Определить ориентировочно межосевое расстояние  $a$ , мм.

5. Определить расчетную длину ремня  $l$ , мм. Полученное значение  $l$  принять по стандарту (см. п. 5.1).

6. Уточнить значение межосевого расстояния  $a$  по стандартной длине  $l$ .

7. Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha_1$ , град. Угол  $\alpha_1$  должен быть  $\geq 150^\circ$ .

8. Определить скорость ремня  $V$ , м/с. Скорость должна быть  $\leq [V]$ ;  $[V] = 35$  м/с.

9. Определить частоту пробегов ремня  $U$ ,  $\text{с}^{-1}$ . Проверить соблюдение условия  $U \leq [U]$ .

10. Определить окружную силу  $F_t$ , Н, передаваемую ремнем.

11. Определить допускаемое полезное напряжение в условиях реального нагружения передачи (см. п. 5.2.7). Поправочные коэффициенты – табл. 5.5.

12. Определить ширину ремня  $b$ , мм. Округлить до стандартного значения.

13. Определить площадь поперечного сечения ремня  $A$ ,  $\text{мм}^2$ .

14. Определить силу предварительного натяжения ремня  $F_0$ , Н.

15. Определить силы натяжения ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей, Н.

16. Определить силу давления ремня на вал  $F_{\text{оп}}$ , Н.

17. Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви  $\sigma_{\text{max}}$ ,  $\text{Н/мм}^2$ .

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{u1} \leq [\sigma]_p,$$

где  $\sigma_1$  – напряжения растяжения,  $\text{Н/мм}^2$ ;

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} \text{ – в плоском и поликлиновом ремне;}$$

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2ZA} \text{ – в клиновом ремне;}$$

$$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} \text{ – напряжения от центробежных сил, Н/мм}^2,$$

$\rho$  – плотность материала ремня,  $\text{кг/м}^3$  ( $\rho=1000\dots1200$   $\text{кг/м}^3$  – для плоских ремней;  $\rho=1250\dots1400$   $\text{кг/м}^3$  – для клиновых и поликлиновых ремней);  $V$  – скорость ремня, м/с;

$\sigma_{u1}$  – напряжения изгиба,  $\text{Н/мм}^2$ :

$$\sigma_{u1} = E \frac{\delta}{d_1} \text{ – в плоском ремне;}$$

$$\sigma_{u1} = E \frac{h}{d_1} \text{ – в клиновом ремне;}$$

$$\sigma_{u1} = E \frac{H}{d_1} \text{ – в поликлиновом ремне.}$$

$E$  – модуль продольной упругости при изгибе;  $E=80\dots100$   $\text{Н/мм}^2$  для прорезиненных ремней;

$h$  и  $H$  – высота сечения клинового и поликлинового ремня соответственно.

$[\sigma]_p = 8$   $\text{Н/мм}^2$  – для плоского ремня;  $[\sigma]_p = 10$   $\text{Н/мм}^2$  – для клинового и поликлинового ремней.

5.3.2. Последовательность расчета клиноременной и поликлиноременной передачи

1. Выбрать сечение ремня по номограмме (рис. 5.14, 5.15 и 5.16).

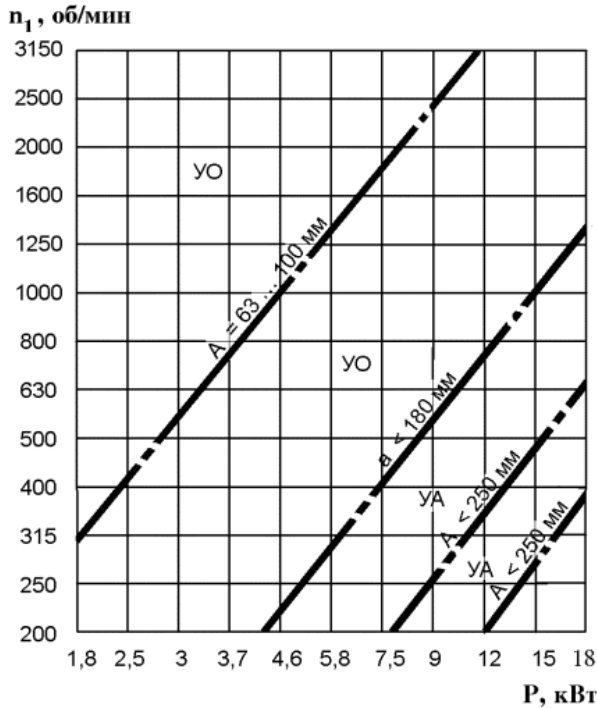


Рис. 5.14. Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

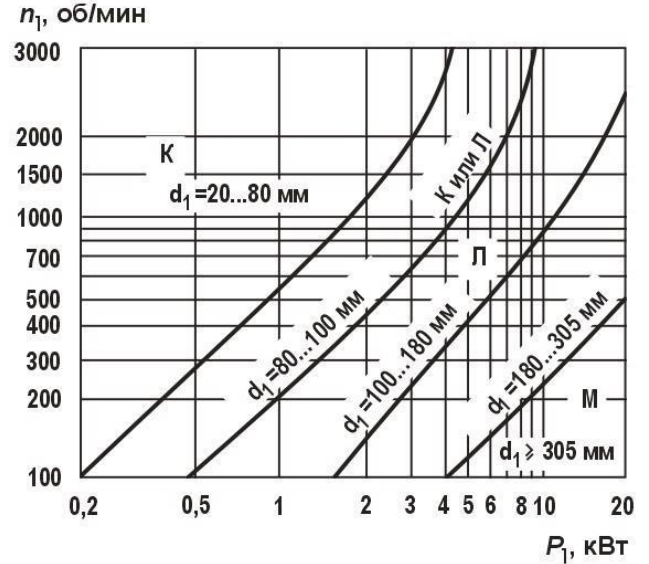


Рис. 5.15. Номограмма для выбора поликлиноременных ремней

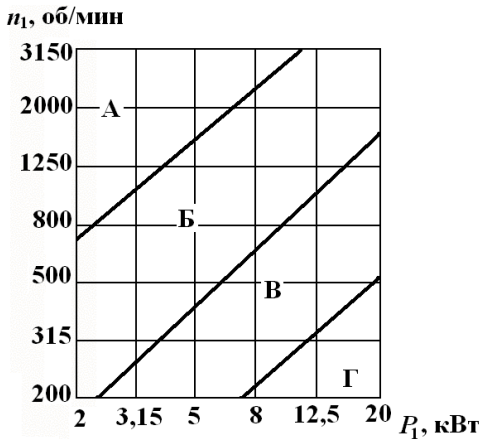


Рис. 5.16. Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

2. Определить минимально допустимый диаметр ведущего шкива  $d_{1min}$  (табл. 5.3 и 5.4).

3. Задаться расчетным диаметром ведущего шкива  $d_1$  на 1...2 номера больше  $d_{1min}$  по стандартному ряду диаметров (см. п. 5.2.3).

4. Определить диаметр ведомого шкива  $d_2$ . Полученное значение округлить до стандартного (см. п. 5.2.3).

5. Определить фактическое передаточное число и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного

$$\Delta u \leq 3\%.$$

6. Определить ориентировочное межосевое расстояние.

7. Определить расчетную длину ремня. Значение  $l$  округлить до ближайшего стандартного (см. п. 5.1).

8. Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине.

9. Определить угол обхвата на ведущем шкиве. Угол  $\alpha_1$  должен быть  $\geq 120^\circ$ .

10. Определить скорость ремня  $V$ , м/с,  $V \leq [V]$ .

$[V] = 25$  м/с – для клиновых ремней нормальных сечений;

$[V] = 40$  м/с – для узких клиновых и поликлиновых ремней.

11. Определить частоту пробегов ремня  $U$ . Проверить условие  $U \leq [U]$ , где  $[U] = 30$  с<sup>-1</sup>.

12. Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями в реальных условиях эксплуатации (см. п. 5.2.8). Поправочные коэффициенты (см. табл. 5.5).

13. Определить количество клиновых ремней или число клиньев поликлинового ремня  $Z$ :

$$Z = \frac{P_1}{[P_{\text{п}}]} \text{ – комплект клиновых ремней;}$$

$$Z = \frac{10P_1}{[P_{\text{п}}]} \text{ – число клиньев поликлинового ремня.}$$

14. Определить силу предварительного натяжения  $F_0$ , Н.

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_l}{ZV \cdot C_\alpha \cdot C_p} \text{ – одного клинового ремня,}$$

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_l}{VC_\alpha C_p} \text{ – поликлинового ремня.}$$

15. Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем.  $F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}$ , Н.

16. Определить силы натяжения ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей, Н одного клинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2Z} \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2Z}$$

поликлинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$$

17. Определить силу давления на вал  $F_{\text{оп}}$ , Н:

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \text{ – комплекта клиновых ремней;}$$

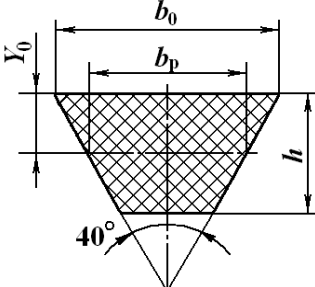
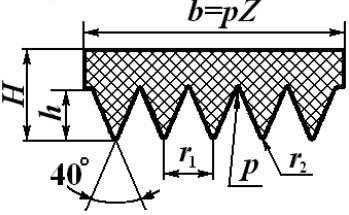
$$F_{\text{оп}} = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \text{ – поликлинового ремня.}$$

18. Проверить прочность клинового или поликлинового ремня по максимальным напряжениям (см. 5.3.1 п. 17).

Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения представлены в табл. 5.8.

Таблица 5.8.

## Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

Основные размеры, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75			Поликлиновое сечение по РТМ 38-40528-74		
	0	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
$b_p$	8,5	11	14	8,5	11	14	-	-	-
$b_0$	10	13	17	10	13	17	-	-	-
$h$	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
$y_0$	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5	-	-	-
Площадь сечения, $A$ мм <sup>2</sup>	47	81	138	0,56	0,95	1,58	0,5b(2H-p)		
Предельное значение $l$ , мм	400...2500	560...4000	800...6300	630...3550	800...4500	1250...2000	400...2000	1250...6000	2000...6000
$p$	-	-	-	-	-	-	2,4	4,8	9,5
$H$	-	-	-	-	-	-	4	9,5	16,7
Масса 1 м длины $q$ , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,12	0,12	0,20	0,9	0,45	1,6

## Примеры расчета ременных передач

### Пример 1

Рассчитать плоскоремennую передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Требуемая мощность электродвигателя  $P_1 = 5,2$  кВт при  $\omega_1 = 300$  рад/с. Передаточное число ременной передачи  $u = 3,2$ . Нагрузка близкая к постоянной, работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту  $\theta = 70^\circ$ .

1. Диаметр меньшего шкива.

Для ременной передачи привода транспортера принимаем недорогой плоский кордшнуровой прорезиненный ремень толщиной 2,8 мм.

Согласно рекомендации (см. 5.2.3) для кордшнурового ремня диаметр меньшего шкива  $d_1 \geq 70 \cdot \delta = 70 \cdot 2,8 = 196$  мм. По стандарту принимаем  $d_1 = 200$  мм (см 5.2.3).

2. Диаметр большего шкива.

При коэффициенте  $\varepsilon = 0,015$

$$d_2 = d_1 \cdot u(1 - \varepsilon) = 200 \cdot 3,2(1 - 0,015) = 630,4 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем  $d_2 = 630$  мм (см. 5.2.3)

3. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{630}{200(1 - 0,015)} = 3,19,$$

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| = \left| \frac{3,19 - 3,2}{3,2} \right| = 0,003 = 0,3\% < 3\%.$$

4. Ориентировочное межосевое расстояние

$$a \geq 1,5(d_2 + d_1) = 1,5(630 + 200) = 1245 \text{ мм.}$$

5. Расчетная длина ремня

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1245 + \frac{\pi}{2}(630 + 200) + \frac{(630 - 200)^2}{4 \cdot 1245} = 3830 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l = 4000$  мм (см. 5.1).

6. Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$
$$= \frac{2 \cdot 4000 - \pi(630 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 4000 - \pi(630 + 200)]^2 - 8(630 - 200)^2}}{8} = 1331 \text{ мм.}$$

7. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{630 - 200}{1331} = 161.6^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ,$$

что допустимо.

8. Скорость ремня

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = 300 \frac{0.2}{2} = 30 \text{ м/с} < [V] = 35 \text{ м/с.}$$

9. Частота пробегов ремня

$$U = \frac{V}{l} = \frac{30}{4} = 7,62 \text{ с}^{-1} \leq [U] = 15 \text{ с}^{-1},$$

что допустимо.

10. Окружная сила, передаваемая ремнем

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{5.2 \cdot 10^3}{30} = 173 \text{ Н.}$$

11. Допускаемое полезное напряжение в условиях реального нагружения  $[\sigma_{\text{п}}] = [\sigma_{\text{п}}]_0 C_\alpha C_V C_p C_\theta$ , где  $[\sigma_{\text{п}}]_0 = 1,96 \text{ Н/мм}^2$  (см табл. 5.6).  $C_\alpha = 0,94$ ;  $C_V = 0,92$ ;  $C_p = 0,9$ ;  $C_\theta = 0,9$  (см. табл. 5.5).

$$[\sigma]_{\text{п}} = 1,96 \cdot 0,94 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 1,76 \text{ Н/мм}^2.$$

12. Ширина ремня

$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma]_{\text{п}}} = \frac{173}{2,8 \cdot 1,76} = 35,1 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b = 40 \text{ мм}$  (см 5.1).

13. Площадь поперечного сечения ремня

$$A = b \cdot \delta = 40 \cdot 2,8 = 112 \text{ мм}^2.$$

14. Сила предварительного натяжения ремня при рекомендуемом предварительном напряжении в ремне  $\sigma_0 = 2 \text{ Н/мм}^2$  (см. табл. 5.6)

$$F_0 = \sigma_0 A = 2 \cdot 112 = 224 \text{ Н.}$$

15. Натяжения ведущей и ведомой ветвей

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 224 + \frac{173}{2} = 310,5 \text{ Н,}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 224 - \frac{173}{2} = 137,5 \text{ Н.}$$

16. Сила, действующая на валы

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 224 \cdot \sin \left( \frac{161,6}{2} \right) = 447,15 \text{ Н.}$$

17. Прочность ремня

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_V = \sigma_{u1} \leq [\sigma]_p,$$

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \frac{224}{112} + \frac{173}{2 \cdot 112} = 2,77 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_V = \rho V^2 10^{-6} = 1100 \cdot 30^2 \cdot 10^{-6} = 0,99 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{u1} = E \frac{\delta}{d_1} = 370 \cdot \frac{2,8}{200} = 5,18 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{\text{max}} = 2,77 + 0,99 + 5,18 = 8,94 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_p = 8 \text{ Н/мм}^2.$$

Следует увеличить диаметр ведущего шкива и ширину ремня и произвести перерасчет передачи.

1.  $d_1 = 250$ , мм.

2.  $d_2 = 250 \cdot 3,2(1 - 0,015) = 788 \rightarrow d_2 = 800$ , мм.

3.  $u_\phi = \frac{800}{250(1 - 0,015)} = 3,24$ ,  $\Delta u = \frac{3,24 - 3,2}{3,2} = 0,015 = 1,5\% < 3\%$ .



4.  $a \geq 1,5(800 + 250) = 1575 \text{ мм}$
5.  $l = 2 \cdot 1575 + \frac{\pi}{2}(800 + 250) + \frac{(800 - 250)^2}{4 \cdot 1575} = 3150 + 1648,5 + 48 = 4806,5$   
 $l = 5000 \text{ мм.}$
6.  $a = \frac{2 \cdot 5000 - \pi(800 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 5000 - \pi(800 + 250)]^2 - 8(800 - 250^2)}}{8} =$   
 $= \frac{10000 - 3297 + 6520}{8} = 1652,87 \text{ мм.}$
7.  $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{800 - 250}{1652,87} = 161 > [150].$
8.  $V = 300 \frac{0,25}{2} = 37,5 < 40 \text{ м/с.}$
9.  $U = \frac{37,5}{5} = 7,5 \text{ с}^{-1} < 15 \text{ с}^{-1}.$
10.  $F_t = \frac{5,2 \cdot 10^3}{37,5} = 138,7 \text{ Н.}$
11.  $[\sigma]_{\text{п}} = 2,32 \cdot 0,94 \cdot 0,91 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 1,61 \text{ м/с.}$
12.  $b = \frac{138,7}{2,8 \cdot 1,61} = 30,76 \text{ мм, принимаем } b = 50 \text{ мм.}$
13.  $A = b \cdot b = 2,8 \cdot 50 = 140 \text{ мм}^2.$
14.  $F_0 = 2 \cdot 140 = 280 \text{ Н.}$
15.  $F_1 = 280 + \frac{138,7}{2} = 349,35 \text{ Н, } F_2 = 280 - \frac{138,7}{2} = 210,65 \text{ Н.}$
16.  $F_{\text{оп}} = 2 \cdot 280 \cdot \sin\left(\frac{161}{2}\right) = 549 \text{ Н.}$
17.  $\sigma_1 = \frac{280}{140} + \frac{138,7}{2 \cdot 140} = 2 + 0,49 = 2,49 \text{ Н/мм}^2,$   
 $\sigma_V = 1100 \cdot 37,5^2 \cdot 10^{-6} = 1,54 \text{ Н/мм}^2,$   
 $\sigma_{ul} = E \frac{\delta}{d_1} = 370 \frac{2,8}{250} = 3,92 \text{ Н/мм}^2,$   
 $\sigma_{\text{max}} = 2,49 + 1,54 + 3,92 = 7,94 \text{ Н/мм}^2 < 8 \text{ Н/мм}^2.$

## Пример 2

Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода ленточного транспортера. Требуемая мощность электродвигателя 5,2 кВт при  $\omega_1 = 300 \text{ рад/с}$ . Передаточное число ременной передачи  $u = 3,2$ . Нагрузка постоянная, работа двухсменная.

1. По номограмме (рис 5.14) для  $P=5,2$  кВт и скорости  $\omega_1=300$  рад/с выбираем клиновой ремень нормального сечения А.

2. Минимально допустимый  $d_{1\min} = 90$  мм (см. табл. 5.3).

3. Принимаем  $d_{1\min}=100$ мм по стандартному ряду диаметров (см. п. 5.2.3)

4. Диаметр ведомого шкива  $d_2 = d_1 \cdot u(1 - \varepsilon) = 100 \cdot 3,2(1 - 0,015) = 315,2$  мм.

Принимаем  $d_2 = 315$  мм по стандартному ряду диаметров (см. п. 5.2.3)

5. Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{315}{100(1 - 0,015)} = 3,19,$$

$$\Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u} = \frac{3,2 - 3,19}{3,2} = 0,003 = 0,3\% < 3\%, \text{ что допустимо.}$$

6. Ориентировочное межосевое расстояние

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(100 + 315) + 8 = 236,25 \text{ мм} \approx 240 \text{ мм.}$$

7. Длина ремня

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 240 + \frac{\pi}{2}(315 + 100) + \left(\frac{315 - 100}{4 \cdot 240}\right)^2 = 1180 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l = 1250$  мм по стандартному ряду (см.п.5.1)

8. Уточненное межосевое расстояние

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} =$$
$$= \frac{2 \cdot 1250 - \pi(315 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - \pi(315 + 100)]^2 - 8(315 - 100)^2}}{8} = 278 \text{ мм.}$$

9. Угол обхвата на малом шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{315 - 100}{278} = 136 > 120^\circ, \text{ что допустимо}$$

10. Скорость ремня

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = 300 \frac{100 \cdot 10^{-3}}{2} = 15 \text{ м/с} < 40 \text{ м/с, что допустимо.}$$

### 11. Частота пробегов

$$U = \frac{V}{l} = \frac{15,00}{1,25} = 12 \text{ с}^{-1} < [u] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним ремнем  $[P_0] = 2,07$  кВт (см. табл.5.7)

Поправочные коэффициенты – табл. 5.5.

Коэффициент динамичности  $C_p = 0,9$ ; коэффициент угла обхвата  $C_\alpha = 0,88$ ; коэффициент длины ремня при  $l/l_0 = 1250/1700 = 0,73$  равен  $C_l = 0,93$ ; коэффициент  $C_Z = 0,9$  при ожидаемом числе ремней 4...6.

$$[P_n] = 2,07 \cdot 0,9 \cdot 0,88 \cdot 0,93 \cdot 0,9 = 1,37 \text{ кВт}.$$

### 12. Число клиновых ремней

$$Z = \frac{P_1}{[P_n]} = \frac{5,2}{3,79} = 3,79.$$

Принимаем  $Z=4$

### 13. Сила предварительного натяжения одного ремня

$$F_0 = \frac{850 P_1 \cdot C_l}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 5,2 \cdot 0,93}{4 \cdot 15 \cdot 0,88 \cdot 0,9} = 86,5 \text{ Н}.$$

### 14. Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{5,2 \cdot 10^3}{15} = 346,7 \text{ Н}.$$

### 15. Силы натяжения ведущей и ведомой ветвей одного ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2Z} = 86,5 + \frac{346,7}{2 \cdot 4} = 129,84 \text{ Н},$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2Z} = 86,5 - \frac{346,7}{2 \cdot 4} = 43,16 \text{ Н}.$$

### 16. Сила, действующая на валы

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 86,5 \cdot 4 \cdot \sin \frac{136}{2} = 642 \text{ Н.}$$

## 18. Прочность клинового ремня

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{u1},$$

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2ZA} = \frac{86,5}{81} + \frac{346,5}{2 \cdot 4 \cdot 81} = 1,06 + 0,53 = 1,6 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_V = \rho V^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 15^2 \cdot 10^{-6} = 0,29 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{u1} = E \cdot \frac{h}{d_1} = 80 \cdot \frac{8}{100} = 6,4 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{\text{max}} = 1,6 + 0,29 + 6,4 = 8,29 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_p = 10 \text{ Н/мм}^2.$$

## 6. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 6.1. Общие сведения

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 6.1, а, б).

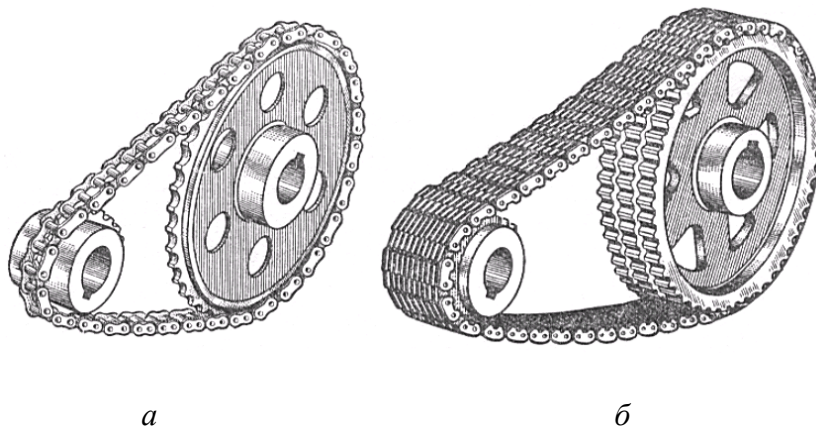


Рис. 6.1. Цепная передача: а – роликовой цепью; б – зубчатой цепью

#### Достоинства:

1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях ( $\leq 5$  м).
2. По сравнению с ременными передачами:
  - а) более компактны;
  - б) могут передавать большие мощности (до 3000 кВт);
  - в) силы, действующие на валы, значительно меньше, т. к. предварительное натяжение цепи мало.

#### Недостатки:

1. Значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге (этот недостаток

ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях; обычно цепная передача располагается на последней ступени привода).

2. Сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазочного материала.

3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.

Применение. Цепные передачи используются для передачи движения между валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

## 6.2. Приводные цепи

Главным элементом цепной передачи является приводная цепь, которая состоит из отдельных звеньев, соединенных между собой шарнирами. Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами.

Втулочные цепи имеют внутренние (с парой внутренних пластин и двумя запрессованными в них втулками) и наружные (с парой наружных пластин и двумя расклепанными валиками) звенья. У них значительно большая проекция опорной поверхности шарнира  $A$ , чем у роликовых цепей. Благодаря этому при том же шаге и нагрузке давление в шарнире у них меньше (табл. 6.1)

Роликовые цепи (рис. 6.1) отличаются от втулочных наличием ролика.

Роликовые цепи (рис. 6.2) состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин.

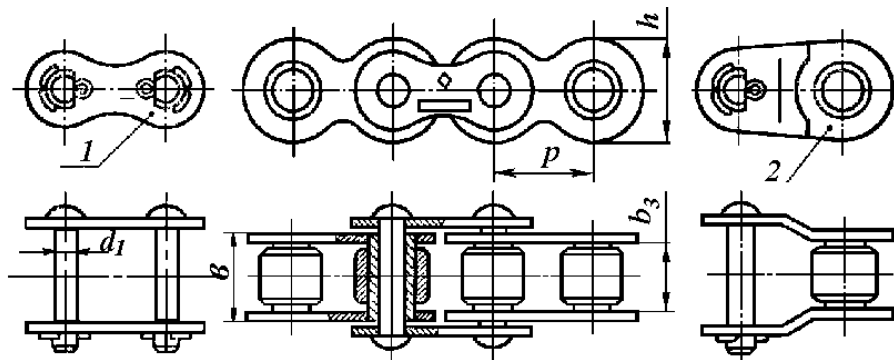


Рис. 6.2. Приводная роликовая однорядная цепь: 1 – соединительное звено; 2 – переходное звено

В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от изнашивания. Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях  $V \leq 15$  м/с.

ГОСТ 13568-75 стандартизованные следующие типы приводных роликовых и втулочных цепей:

- ПРЛ – роликовые легкой серии;
- ПР – роликовые нормальной серии;
- ПРД – роликовые длиннозвенные;
- ПВ – втулочные;
- ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами.

Приведенные роликовые цепи типа ПР нормальной серии согласно ГОСТ 13568-75 могут быть однорядными (ПР); двухрядными (2ПР) (рис. 6.3); трехрядными (3ПР); четырехрядными (4ПР). Тем же стандартом предусмотрена втулочная двухрядная цепь (2ПВ). Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при  $V < 1 \text{ м/с}$ ,

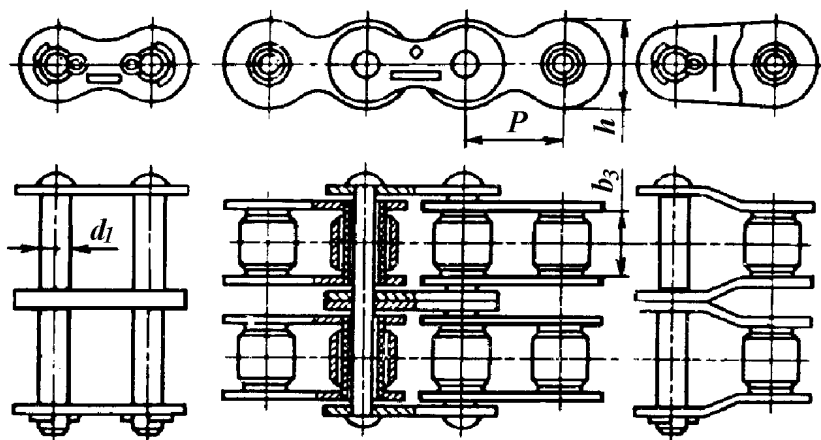


Рис. 6.3. Цепь приводная роликовая двухрядная (2ПР)

Основные параметры втулочных и роликовых цепей приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Приводные втулочные и роликовые цепи по ГОСТ 13568-75

Обозначение цепи	Шаг цепи $p$ , мм	Длина втулки $B$ , мм	Диаметр валика $d$ , мм	Площадь опорной поверхности шарнира $A$ , мм <sup>2</sup>	Разрушающая нагрузка $Q$ , кН не менее	Масса 1 м цепи, кг
<b>Втулочные однорядные двухрядные цепи типа ПВ</b>						
ПВ-9,525-1100	9,525	11,14	3,59	40	11	0,50
ПВ-9,525-1200	9,525			59,8	12	0,65
2ПВ-9,525-1800	9,525	18,2	4,45	81,00	18	1,00

Обозначение цепи	Шаг цепи $p$ , мм	Длина втулки $B$ , мм	Диаметр валика $d$ , мм	Площадь опорной поверхности шарнира $A$ , мм <sup>2</sup>	Разрушающая нагрузка $Q$ , кН не менее	Масса 1 м цепи, кг
<b>Роликовые однорядные цепи типа ПР</b>						
ПР-8-460	8	4,77	2,31	11,0	4,6	0,20
ПР-9,525-910	9,525	8,53	3,28	28,0	9,1	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	4,59	3,66	16,8	9,0	0,3
ПР-12,7-900-2	12,7	5,49	3,66	20,1	9,0	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	8,9	4,45	39,6	18,2	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	11,3	4,45	50,3	18,2	0,75
ПР-15,875-2270-1	15,875	10,8	5,08	54,8	22,7	0,80
ПР-15,875-2270-2	15,875	18,96	5,08	70,9	22,7	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	17,75	5,96	105,8	31,8	1,9
ПР-25,4-5670	25,4	22,61	7,95	179,7	56,7	2,6
ПР-31,75-8850	31,75	27,45	9,55	262,2	88,5	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	35,43	11,12	364	127	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	37,18	12,72	473	172,4	7,5
ПР-50,8-22680	50,8	45,2	14,29	646	226,8	9,7
ПР-63,5-35380	63,5	52,5	19,84	1042	353,8	16,0
<b>Двухрядные роликовые цепи серии ПР</b>						
2ПР-12,7-3180	12,7	23,6	4,45	105	31,8	1,4
2ПР-15,875-4540	15,875	27,55	5,08	140	45,4	1,9
2ПР-19,05-7200	19,05	35,88	5,88	211	72	3,5
2ПР-25,4-11340	25,4	45,15	7,95	359	113,4	5,0
2ПР-31,75-17700	31,75	54,87	9,55	524	177	7,3
2ПР-38,1-25400	38,1	70,86	11,12	788	254	11,0
2ПР-44,45-34480	44,45	74,37	12,72	946	344,8	14,4
2ПР-50,8-45360	50,8	90,41	14,29	1292	453,6	19,1
<b>Трёхрядные роликовые цепи серии ПР</b>						
3ПР-12,7-4540	12,7	33,7	4,45	150	45,4	2,0
3ПР-15,875-6810	15,875	39,76	5,08	202	68,1	2,8
3ПР-19,05-10800	19,05	53,91	5,88	317	108	5,8
3ПР-25,4-17010	25,4	67,80	7,95	539	170,1	7,5
3ПР-31,75-26550	31,75	82,3	9,55	786	265,5	11,0
3ПР-38,1-38100	38,1	106,29	11,12	1182	381	16,5
3ПР-44,45-51720	44,45	111,56	12,72	1419	517,2	21,7
3ПР-50,8-68040	50,8	135,62	14,29	1938	680,4	28,3
<b>Четырёхрядные цепи серии ПР</b>						
4ПР-19,05-15200	19,05	68,46	5,96	408	152	7,5

Зубчатые приводные цепи (ГОСТ 13552-81) состоят из набора пластин зубообразной формы, соединенных между собой шарнирами качения (рис. 6.4 и 6.5).

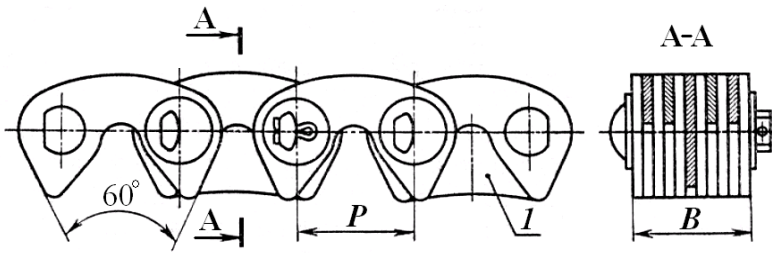


Рис. 6.4. Приводная зубчатая цепь

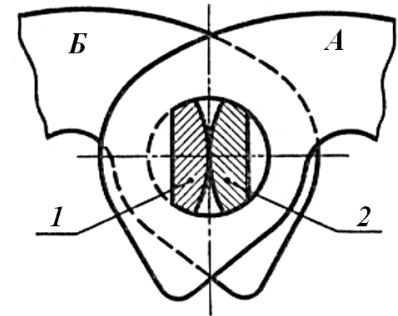


Рис. 6.5. Шарнир зубчатой цепи

Шарнир качения состоит из двух призм *1* и *2* с цилиндрическими поверхностями, которые обеспечивают трение качения. Длина призм равна ширине цепи. Призма *1* закреплена в пластинах *A*, а призма *2* – в пластинах *B*. (см. рис. 6.5). Число пластин определяет ширину цепи *B*, которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом  $60^\circ$ , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки (рис. 6.6). Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости. Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяют направляющие пластины *1* (см. рис. 6.4), расположенные посередине цепи или по бокам ее. Шарнир трения качения (см. рис. 6.5) состоит из двух призм *1* и *2* с цилиндрическими поверхностями, которые обеспечивают трение качения. Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже. Рекомендуются при скоростях  $V \leq 25$  м/с (табл. 6.3).

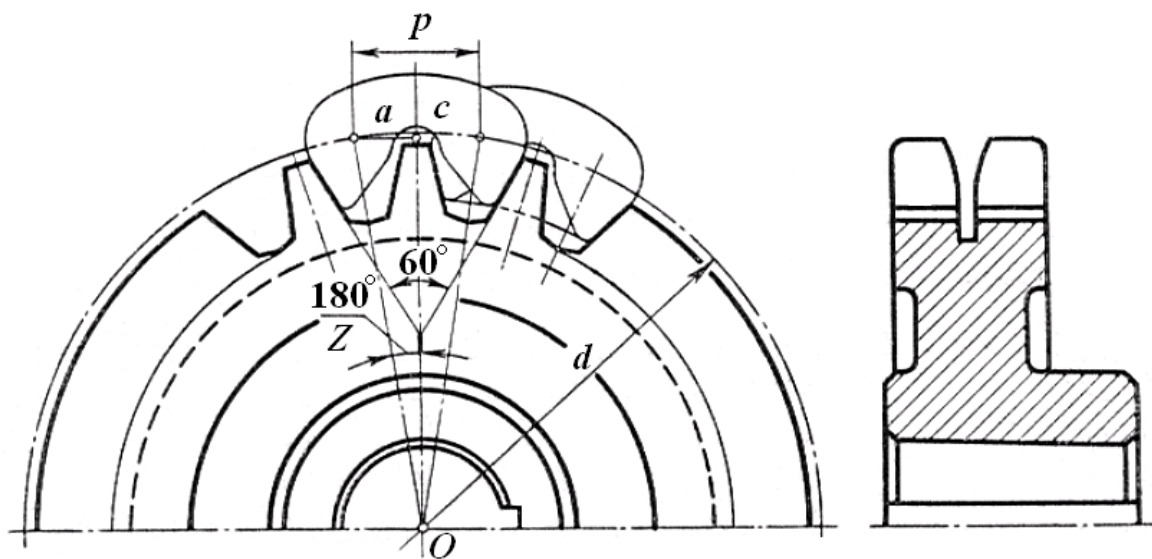


Рис. 6.6. Звездочка зубчатой цепи



Таблица 6.3

## Приводные зубчатые цепи с шарнирами качения и внутренними направляющими пластинами

Типоразмер цепи	Шаг цепи $p$ , мм	Ширина цепи $B$ , мм	Разрушающая нагрузка $Q$ , не менее, кН	Масса 1 м цепи, кг
3-12-2,4	12,7	22,5	24	1,3
3-12-2,9		28,5	29	1,6
3-12-3,4		34,5	34	2,0
3-12-4,0		40,5	40	2,3
3-12-4,7		46,5	47	2,7
3-12-5,3		52,5	53	3,0
3-15-3,9	15,875	30,0	39	2,2
3-15-4,8		38,0	48	2,7
3-15-5,7		46,0	57	3,3
3-15-6,7		54,0	67	3,9
3-15-7,8		62,0	78	4,4
3-15-8,9		70,0	89	5,0
3-19-7,2	19,05	45,0	72	3,9
3-19-8,7		57,0	87	4,9
3-19-10,3		69,0	103	5,9
3-19-12,2		81,0	122	7,0
3-19-14,1		93,0	141	8,0
3-25-11,6	25,40	57,0	116	6,5
3-25-13,8		69,0	138	7,9
3-25-16,3		81,0	163	9,3
3-25-18,9		93,0	189	10,6
3-25-21,6		105,0	216	12,0
3-32-17,1	31,75	69,0	171	10,0
3-32-20,2		81,0	202	11,6
3-32-23,5		93,0	235	13,3
3-32-26,8		105,0	268	15,0
3-32-30,3		117,0	303	16,7

*Материалы цепей.* Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из стали 50, 40X и других с закалкой до твердости 40...50HRC<sub>3</sub>. Валики, втулки, ролики, призмы – из цементуемых сталей, например, 15, 20, 15X и других с закалкой до твердости 52...65 HRC<sub>3</sub>.

### 6.3. Звездочки

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев (методы расчета и построения профиля зубьев звездочек стандартизованы), размеры и форма которых зависят от типа цепи (рис. 6.6 и 6.7).

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ / Z)},$$

где  $p$  – шаг цепи, мм;  $Z$  – число зубьев звездочки.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность передачи и увеличивает изнашивание цепи из-за большого угла поворота шарнира.

Однако, при вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у малоизношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскальзывает со звездочки.

Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничено: для втулочной цепи  $Z_2 \leq 90$ ; для роликовой  $Z_2 \leq 120$ ; для зубчатой  $Z_2 \leq 140$ .

Число зубьев малой звездочки  $Z_1$  принимают из условий обеспечения минимальных габаритных размеров и плавного хода передачи по эмпирическим зависимостям.

Для роликовых (втулочных) цепей

$$Z_{1\min} = 29 - 2u,$$

где  $u$  – передаточное число.

Для зубчатых цепей  $Z_{1\min} = 35 - 2u$  с округлением до целого нечетного числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

### 6.4. Передаточное число цепной передачи

Цепь за один оборот звездочки проходит путь  $pZ$ , следовательно, скорость цепи (м/с)

$$V = pZ_1 \cdot \omega_1 / (2\pi) = pZ_2 \cdot \omega_2 / (2\pi),$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, (рад/с).

Из равенства скоростей цепи на звездочках

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Передаточное число цепной передачи переменное в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе  $Z_1$ . Непостоянство  $u$  (обычно в пределах 1...2%) вызывает неравномерность хода передачи и колебания цепи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется  $u = 1,5...4$  ( $u \leq 7$ ).

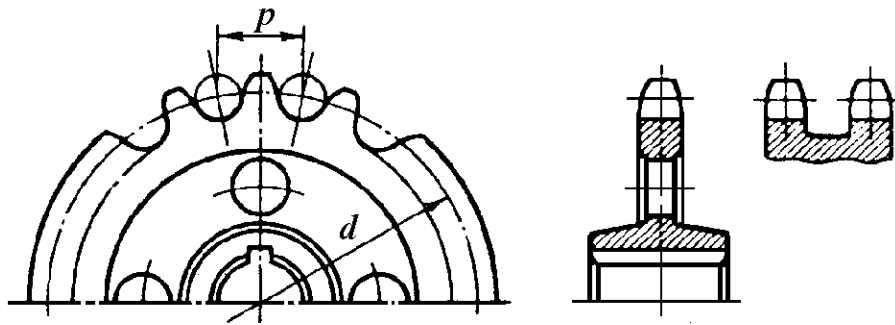


Рис. 6.7. Звездочки роликовой и втулочной цепей.

## 6.5. Основные геометрические соотношения в цепных передачах

6.5.1. Основным параметром цепной передачи является шаг  $p$  цепи. Он установлен соответствующими ГОСТами. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях применяют цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

Максимальное значение шага цепи ограничивается предельной частотой вращения  $[n_1]$  меньшей звездочки (табл. 6.4).

Таблица 6.4

Наибольшая допустимая частота вращения малой звездочки и наибольшие допустимые угловые скорости  $\omega_{1 \max}$  малой звездочки

Цепь	Значения $[n_1]$ , мин <sup>-1</sup> , при шаге $p$ , мм							
	12,7	15,88	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,8
Втулочная, роликовая	1250	1000	900	700	500	400	300	250
Зубчатая	3300	2650	2200	1650	1350	—	—	—
Цепь	Значения $\omega_{1 \max}$ , рад/с при шаге $p$ , мм							
	12,7	15,88	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,8
Втулочная, роликовая	130	104	94	73	52	42	31	26
Зубчатая	345	278	230	173	142	—	—	—

При проектных расчетах шаг цепи определяют по эмпирической зависимости

$$p = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_3}{v Z_1 [P_{ц}]}}$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущей звездочке, Нм;  $Z_1$  – число зубьев ведущей звездочки;  $v$  – коэффициент, учитывающий число рядов цепи ( $v=1$  – для однорядной цепи;  $v=1,7$  – для двухрядной цепи;  $v=2,5$  – для трехрядной цепи;  $v=3$  – для четырехрядной цепи);  $[P_{ц}]$  – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм<sup>2</sup> (табл. 6.5);  $K_3$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации передачи:

$$K_3 = K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_{рег} \cdot K_p.$$

Значения поправочных коэффициентов приведены в табл. 6.6.

Таблица 6.5

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей  $[P_{ц}]$ , Н/мм<sup>2</sup>

Шаг цепи $p$ , мм	При частоте вращения меньшей звездочки $n_1$ , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

Таблица 6.6

Значения поправочных коэффициентов  $K$

Условия работы передачи		Коэффициент		
		Обозначение	Значение	
Динамичность нагрузки	Равномерная	$K_d$	1	
	Переменная или толчкообразная		1,2...1,5	
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами	$K_{рег}$	1	
	Нажимными звездочками		0,8	
	Нерегулируемые передачи		1,25	
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	$K_\theta$	$\theta = 0...40$	1,15
			$\theta = 40...90$	1,05
			$\theta \leq 60$	1
			$\theta > 60$	1,25

Условия работы передачи		Коэффициент	
		Обозначение	Значение
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от насоса)	$K_c$	0,8
	Капельный		1
	Периодический		1,5
Режим работы	Односменная	$K_p$	1
	Двухсменная		1,25
	Трехсменная		1,5

Полученное значение шага округляют до ближайшего стандартного.

6.5.2. Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи  $a = (30...50)p$ .

6.5.3. Длина цепи в шагах (или число звеньев цепи)

$$l_p = \frac{2a}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a}$$

Полученное значение округляют до целого четного числа.

6.5.4. Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов

$$a = \frac{p}{4} \left[ l_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( l_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

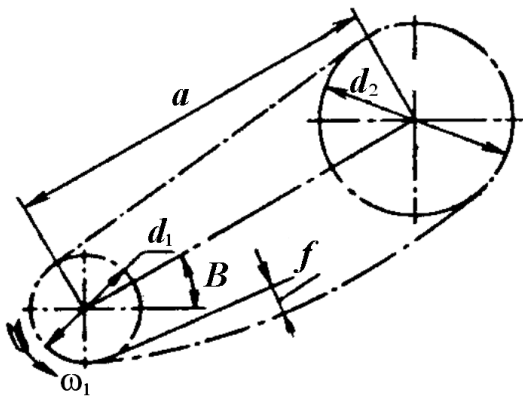


Рис. 6.8. Схема цепной передачи

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание  $f$ , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на  $(0,002...0,004)a$ , (рис. 6.8).

6.5.5. Диаметры звездочек, мм:  
- диаметр делительной окружности

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

- диаметр окружности выступов

$$d_a = p \left( K + K_Z - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

где  $K$  – коэффициент высоты зуба;  $K = 0,7$ ;  $K_Z$  – коэффициент числа зубьев,  $K_Z = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z}$ ;  $\lambda$  – геометрическая характеристика зацепления;  $\lambda = \frac{p}{d_1}$ , здесь  $d_1$  –

диаметр валика шарнира цепи;

- диаметр окружности впадин

$$d_f = d - (d_1 - 0,175\sqrt{d}).$$

## 6.6. Силы в ветвях цепи

### 6.6.1. Окружная сила, передаваемая цепью

$$F_t = \frac{2T}{d},$$

где  $d$  – делительный диаметр звездочки.

### 6.6.2. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_{\text{пр}} = k_f q a g,$$

где  $q$  – масса 1 м цепи, кг/м;  $a$  – межосевое расстояние, м;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $k_f$  – коэффициент провисания ( $k_f = 6$  – для горизонтальных передач;  $k_f = 3$  – для наклоненных к горизонту до  $40^\circ$ ;  $k_f = 1$  – для вертикальных).

### 6.6.3. Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_{\text{ц}} = qV^2$$

### 6.6.4. Натяжение ведущей ветви работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_{\text{пр}} + F_{\text{ц}}$$

6.6.5. Натяжение ведомой ветви цепи  $F_2$  равно большему из натяжений  $F_{\text{пр}}$  и  $F_{\text{ц}}$ .

### 6.6.6. Нагрузка на валы звездочек

$$F_{\text{оп}} = k_{\text{в}} F_t + 2F_{\text{пр}},$$

где  $k_{\text{в}}$  – коэффициент нагрузки вала:

Наклон линии центров к горизонту	0...40°	40...90°
$k_{\text{в}}$ при спокойной нагрузке	1,15	1,05

При ударной нагрузке  $k_{\text{в}}$  увеличивают на 10...15%.

Направление силы  $F_{\text{оп}}$  принимают по линии центров валов.

### 6.7. Критерии работоспособности и расчета цепной передачи

Отказ цепной передачи может наступить в результате износа шарнира цепи, разрушения пластин, а также недостаточной долговечности цепи, если число ударов ее при входе в зацепление превысит допускаемое значение.

Давление в шарнирах цепи

$$P_{\text{ц}} = \frac{F_t \cdot K_{\text{э}}}{d_1 \cdot B} \leq [P_{\text{ц}}]$$

где  $d_1$  и  $B$  – соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи, мм.

Допускаемое давление в шарнирах цепи  $[P_{\text{ц}}]$  уточняют в соответствии с фактической скоростью цепи  $V$ , м/с.

$V$ , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[P_{\text{ц}}]$ , Н/мм <sup>2</sup>	32	28	25	21	17	14	12	10

Перегрузка ( $P_{\text{ц}} > [P_{\text{ц}}]$ ) не допускается. В таких случаях можно взять цепь типа **ПР** с большим шагом  $p$  и повторить проверку давления  $P_{\text{ц}}$  в шарнире либо увеличить число зубьев ведущей звездочки  $Z_1$  и повторить расчет передачи.

Прочность цепи удовлетворяется соотношением

$$S = \frac{Q}{F_t K_{\text{д}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{ц}}} \geq [S]$$

где  $Q$  – разрушающая нагрузка цепи, Н.

Допускаемые коэффициенты запаса прочности представлены в табл. 6.7.

Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$  для роликовых (втулочных) цепей при  $Z_1=15...30$

Шаг $p$ , мм	Частота вращения меньшей твердости звездочки $n_1$ , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

Долговечность цепи определяется по числу ударов

$$U = \frac{4Z_1 n_1}{60lp} \leq [U], \text{ с}^{-1},$$

где  $[U] = \frac{508}{p}$  – допускаемое число ударов в секунду. Здесь  $p$  – в мм.

### 6.8. Последовательность расчета цепной передачи роликовой (втулочной) цепью

1. Определить шаг цепи и округлить его до стандартного значения. Выбрать стандартную цепь.
2. Определить число зубьев ведущей звездочки.
3. Определить число зубьев ведомой звездочки.
4. Определить фактическое передаточное число передачи и его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$ ,  $\Delta u \leq 4\%$ .
5. Определить оптимальное межосевое расстояние.
6. Определить число звеньев цепи.
7. Уточнить межосевое расстояние.
8. Определить диаметры звездочек.
9. Проверить частоту вращения меньшей звездочки

$$n_1 \leq [n_1]$$

10. Проверить число ударов цепи о зубья звездочек.



$$U \leq [U]$$

11. Проверить давление в шарнирах цепи

$$P_{ц} \leq [P_{ц}]$$

12. Проверить прочность цепи

$$S \geq [S]$$

13. Определить силу давления цепи на вал.

### 6.9. Последовательность расчета передачи зубчатой цепью

Для зубчатых цепей еще не разработана единая методика расчета, поэтому расчет передачи с зубчатыми цепями ведут с использованием данных завода-изготовителя или по ориентировочным зависимостям.

Особенность выбора зубчатых цепей заключается в том, что для одного шага  $p$  цепи существует пять или шесть стандартных ширин  $B$  цепи (см. табл. 6.3).

Шаг цепи  $p$  выбирают по табл. 6.4 в зависимости от максимально допустимой частоты вращения или угловой скорости меньшей звездочки.

Число зубьев  $Z_1$  меньшей звездочки вычисляется по формуле

$$Z_{1\min} = 35 - 2u,$$

где  $u$  – передаточное число передачи.

При этом учитывают, что с увеличением числа зубьев  $Z_1$  давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Требуемую ширину цепи вычисляют исходя из критерия износостойкости шарнира цепи по формуле:

$$B = \frac{250K_э \cdot P_1}{K_V \cdot p^3 \sqrt{V^2}}, \text{ мм}$$

где  $K_э = K_д$  – коэффициент эксплуатации для зубчатых цепей;  $P_1$  – мощность на ведущей звездочке, кВт;  $p$  – шаг цепи, мм;  $V$  – скорость цепи, м/с;  $K_V$  – скоростной коэффициент,

$$K_V = 1 - 1,1 \cdot V^2 \cdot 10^{-3};$$

## Последовательность расчета передачи зубчатой цепью

1. Определить число зубьев меньшей звездочки.
2. Определить число зубьев большой звездочки.
3. Определить шаг цепи.
4. Определить скорость цепи.
5. Определить ширину цепи  $B$  и подобрать стандартную цепь.

### Примеры расчета цепных передач

#### Пример 1

Рассчитать цепную передачу в приводе ленточного транспортера. Мощность на ведущей звездочке  $P_1=4,1$  кВт при угловой скорости  $\omega_1=24,8$  рад/с. Передаточное число цепной передачи 5. Нагрузка постоянная, работа двухсменная. Смазывание цепей периодическое. Наклон линий центров звездочек к горизонту  $\theta=38^\circ$ . Натяжение цепей регулируется перемещением вала звездочки.

1. Выбор типа цепи.

Учитывая большую передаваемую мощность  $P_1$  при средней угловой скорости малой звездочки принимаем для передачи однорядную роликовую цепь.

2. Число зубьев малой звездочки

$$Z_{1\min} = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 5 = 19.$$

Принимаем  $Z_1 = 21$ .

3. Число зубьев большой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 21 \cdot 5 = 105$$

4. Шаг цепи

- 4.1. Вращающий момент на малой звездочке

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 4,7 \cdot 10^3 / 24,8 = 189,5 \text{ Нм.}$$

4.2. Удельное давление в шарнире согласно табл. 6.6  $[P_{\text{ц}}] = 27,3 \text{ Н/мм}^3$  для заданной  $\omega_1 = 24,8 \text{ рад/с} \approx 240 \text{ об/мин}$ .

4.3. Согласно условиям работы принимаем поправочные коэффициенты (табл. 6.5)

$$K_d = 1; K_c = 1,5; K_\theta = 1; K_{\text{пер}} = 1; K_p = 1,25.$$

- 4.4. Коэффициент эксплуатации

$$K_\Sigma = K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_{\text{пер}} \cdot K_p = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,88$$

#### 4.5 Шаг цепи

$$p \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_9}{v \cdot Z_1 \cdot [P_u]}} \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 1,88}{1 \cdot 21 \cdot 27,3}} = 24,1 \text{ мм}$$

Принимаем цепь с шагом 25,4 мм, для которой  $d = 7,95$  мм,  $B = 22,61$  мм,  $q = 2,6$  кг/м (см. табл. 6.1).

Для выбранной цепи по табл. 6.4  $n_{1\max} = 700$  об/мин, следовательно условие  $n_1 < n_{1\max}$  выполняется, т. к.

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 24,8}{\pi} = 237 \text{ об/мин.}$$

Для принятого шага цепи  $p = 25,4$  мм по табл. 6.6 уточняем  $[P_u] = 28,7$  Н/мм<sup>2</sup>.

#### 5. Скорость цепи

$$V = pz_1\omega_1 / (2\pi) = 0,0254 \cdot 21 \cdot 24,8 / (2\pi) = 2,11 \text{ м/с.}$$

#### 6. Окружная сила, передаваемая цепью

$$F_t = P_1 / V = 4,7 \cdot 10^3 / 2,11 = 2225 \text{ Н.}$$

#### 7. Расчетное давление в шарнирах цепи

$$p_u = \frac{F_t \cdot K_9}{dB} = \frac{2225 \cdot 1,88}{7,95 \cdot 22,61} = 23,4 \text{ Н/мм}^2 < [P_u] = 28,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Износостойкость цепи обеспечивается.

#### 8. Длина цепи

##### 8.1 Ориентировочное межосевое расстояние.

$$a = 40 \cdot p = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

##### 8.2 Длина цепи в шагах

$$l_p = \frac{2a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{a} = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{21 + 105}{2} + \left(\frac{105 - 21}{2\pi}\right)^2 \frac{25,4}{1016} = 147,5$$

Принимаем  $l_p = 148$  шагов.

9. Межосевое расстояние, соответствующее окончательно принятой длине цепи.

$$a = \frac{p}{4} \left[ l_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( l_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{25,4}{4} \left[ 148 - \frac{21 + 105}{2} + \sqrt{\left( 148 - \frac{21 + 105}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{105 - 21}{2\pi} \right)^2} \right] = 1023 \text{ мм}$$

10. Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви при  $K_f=3$

$$F_0 = F_{\text{пр}} = K_f \cdot q \cdot a \cdot g = 3 \cdot 2,57 \cdot 1,023 \cdot 9,81 = 77 \text{ Н.}$$

11. Сила, действующая на валы звездочек

$$F_{\text{оп}} = K_{\text{в}} F_t + 2F_0 = 1,15 \cdot 2225 + 2 \cdot 77 = 2713 \text{ Н.}$$

12. Число ударов

$$U = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 l_p} = \frac{4 \cdot 21 \cdot 237}{60 \cdot 148} = 2,24,$$

$$[U] = \frac{508}{p} = \frac{508}{25,4} = 20,$$

$$U < [U]$$

Долговечность цепи обеспечивается.

13. Прочность цепи

$$S = \frac{Q}{F_t \cdot K_{\text{д}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{ц}}} \geq [S],$$

$$Q = 56700 \text{ Н (см. табл. 6.1),}$$

$$F_t = 2225 \text{ Н (см. п. 6),}$$

$$K_{\text{д}} = 1 \text{ (см. п. 4.3),}$$

$$F_{\text{пр}} = 77 \text{ Н (см. п. 10),}$$

$$F_{\text{ц}} = qV^2 = 2,57 \cdot 2,11^2 = 11,44 \text{ Н,}$$

$$[S] = 8,6 \text{ (см. табл. 6.7),}$$

$$S = \frac{56700}{2225 \cdot 1 + 77 + 11,44} = \frac{56700}{2313,44} = 24,5 > [S] = 8,6.$$

Прочность цепи обеспечивается.

## Пример 2

Выбрать приводную зубчатую цепь для цепной передачи станка. Мощность на меньшей звездочке  $P_1 = 5,5$  кВт при угловой скорости  $\omega_1 = 294$  рад/с; передаточное число  $u = 3$ , нагрузка равномерная.

1. Число зубьев меньшей звездочки

$$Z_{1\min} = 35 - 2u = 35 - 2 \cdot 3 = 29.$$

Принимаем  $Z_1 = 31$

2. Число зубьев большой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 31 \cdot 3 = 93.$$

$Z_2 \leq Z_{2\max} = 140$  соблюдается.

3. Шаг цепи

По табл. 6.4 при  $\omega_1 = 294$  рад/с принимаем шаг цепи  $p = 12,7$  мм.

4. Скорость цепи

$$V = pz_1\omega_1 / (2\pi) = 0,0127 \cdot 31 \cdot 294 / (2\pi) = 18,4 \text{ м/с.}$$

5. Ширина цепи

а) Согласно условию работы принимаем  $K_d = 1$ ; коэффициент эксплуатации зубчатой цепи  $K_9 = K_d = 1$ ;

б) скоростной коэффициент, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за центробежных сил

$$K_V = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot V^2 = 1 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 18,4^2 = 0,633;$$

в) ширина цепи

$$B = \frac{250 \cdot K_9 \cdot P_1}{K_V p^3 \sqrt{V^2}} = \frac{250 \cdot 1 \cdot 5,5}{0,633 \cdot 12,7^3 \sqrt{18,4^2}} = 28,3 \text{ мм.}$$

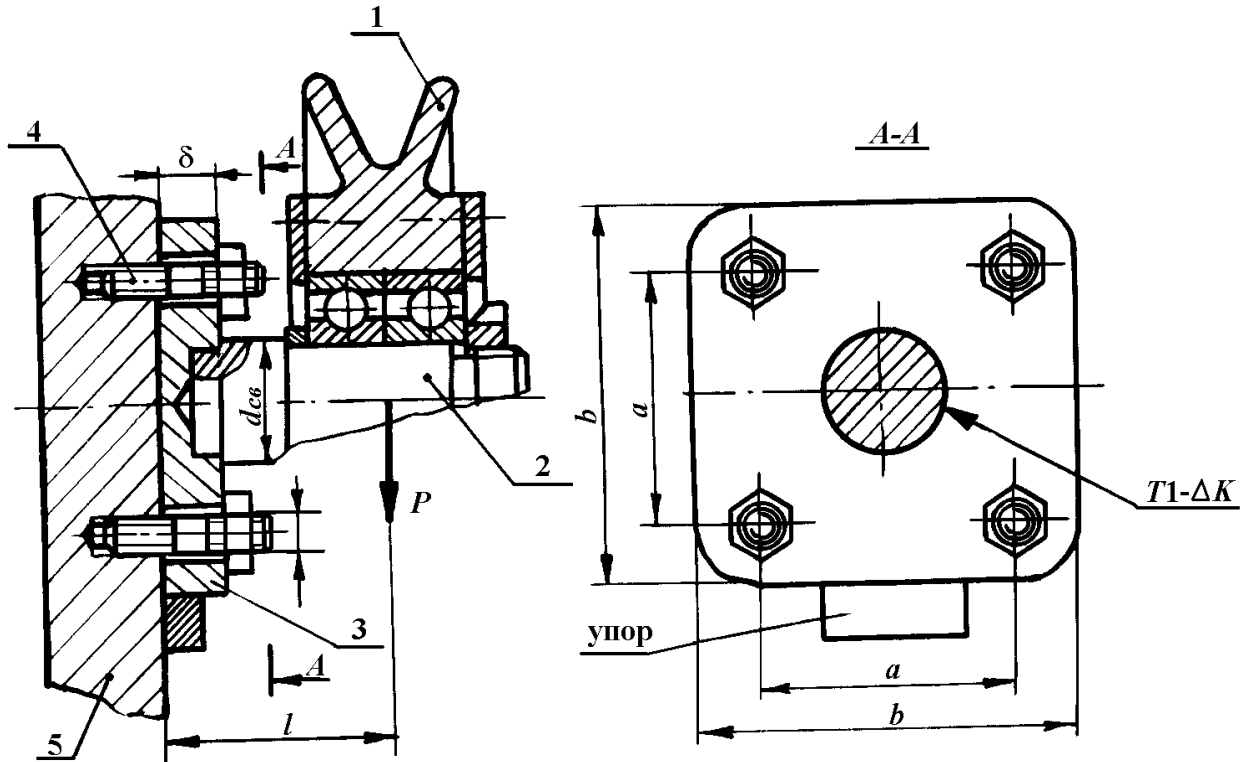
По табл. 6.3 принимаем  $B = 28,5$  мм.

## ЧАСТЬ 2

### ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

#### ПЕРВАЯ ГРУППА ЗАДАЧ (сварные и резьбовые соединения)

##### Задача №1



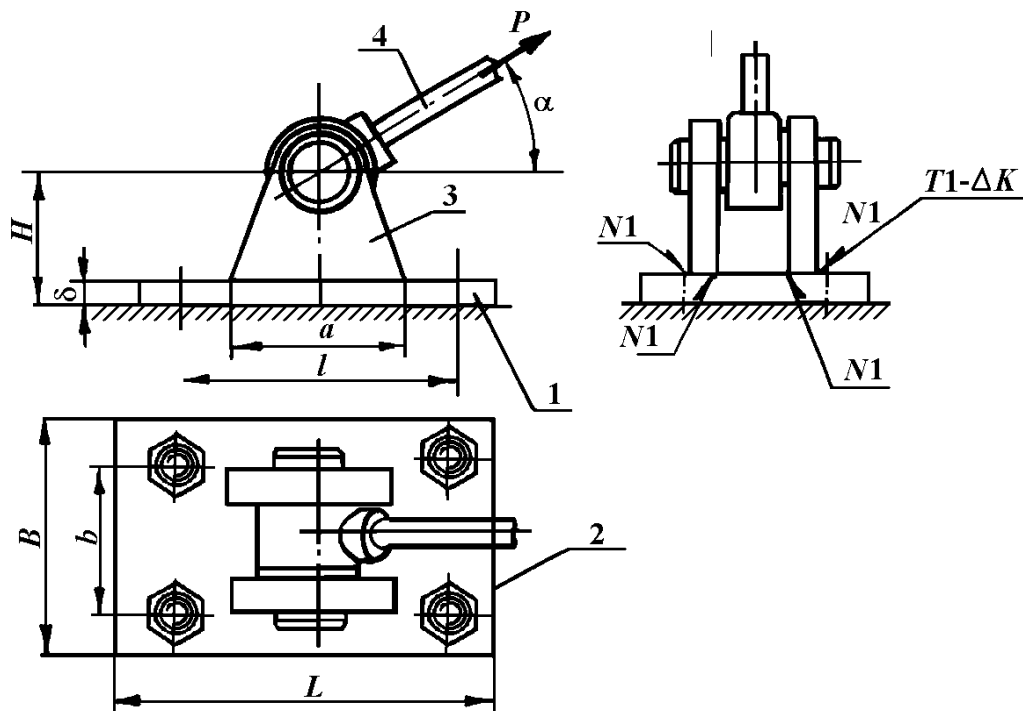
Блок 1 для каната вращается на оси 2, которая приварена к фланцу 3. Фланец шпильками 4 крепится к стальной плите 5.

Требуется определить:

- 1) диаметр шпилек  $d$ ;
- 2) напряжения в сварном шве.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , КН	3	4	5	6	7	8	9	10	4,5	5,5
$a$ , мм	40	50	60	70	80	90	100	110	55	65
$b$ , мм	60	75	90	100	120	130	150	160	95	110
$l$ , мм	50	50	75	75	100	100	120	120	80	80
$d_{cb}$ , мм	25	30	35	40	45	50	55	60	37	42
$\delta$ , мм	10	12	12	12	15	15	15	15	12	12
$K$ , мм	5	6	6	6	8	8	8	8	6	6

Задача №2



Кронштейн состоит из опорной плиты  $1$ , фундаментными болтами  $2$  крепящейся к бетонному фундаменту. Две стойки  $3$  приварены к опорной плите. На тягу  $4$  действует усилие  $P$ .

Требуется определить:

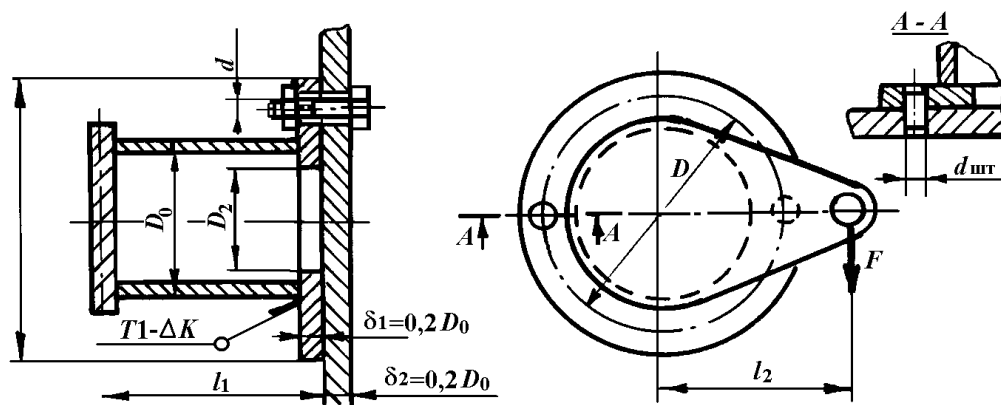
1) диаметр фундаментных болтов –  $d$ ;

2) напряжение в сварных швах и сравнить с допусаемым.

Коэффициент трения в стыке  $f = 0,4$ . Для бетона  $[\sigma]_{\text{см}} = 2,0 \text{ Н/мм}^2$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{max}}$ , КН	7,0	7,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	7,8	8,7
$P_{\text{min}}$ , КН	0	3,0	3,5	7,5	4,0	0	2,0	3,0	4,0	4,5
$\alpha^\circ$	45	60	30	30	0	30	45	60	45	30
$H$ , мм	160	180	150	180	200	140	190	150	160	170
$\delta$ , мм	10	10	15	15	15	20	20	20	12	12
$l$ , мм	140	170	140	170	190	140	170	170	160	160
$b$ , мм	60	80	70	75	90	70	80	80	85	85
$a$ , мм	100	120	100	120	130	100	110	110	100	100
$K$ , мм	5	5	8	8	6	8	10	10	6	6
$B$ , мм	110	130	120	130	140	120	130	130	150	150
$L$ , мм	190	220	180	210	240	180	210	210	250	250

### Задача №3



Сварная опора крепится к основанию болтами, поставленными с зазором, двумя штифтами.

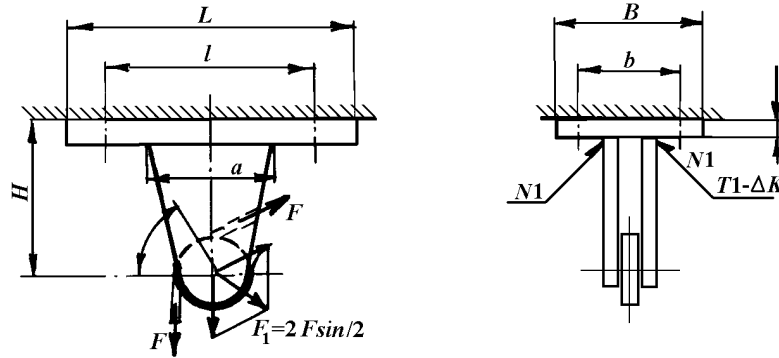
Требуется:

- 1) дать заключение о прочности болтов и сварного шва;
- 2) определить диаметр штифта  $d_{шт}$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , КН	6,0	6,5	7,5	12,5	16,0	25,0	30,0	40,0	8	8,5
$l_1$ , мм	400	600	500	500	450	450	400	400	550	600
$l_2$ , мм	300	350	400	500	550	650	650	700	450	550
$D$ , мм	145	170	190	220	240	265	280	300	200	225
$D_0$ , мм	80	100	120	140	160	170	180	200	85	90
$D_1$ , мм	190	220	240	270	290	325	340	360	260	280
$D_2$ , мм	60	70	80	100	110	120	130	140	55	60
$K$ , мм	8	10	12	14	16	17	18	20	10	10
Число болтов, $z$	6	6	6	8	8	8	8	10	6	6
Диаметр болта	M20	M27	M24	M27	M27	M30	M30	M30	M24	M27



### Задача №4



Подвеска блока соединена с плитой сварными швами, плита соединена с деревянной балкой болтами.

Требуется определить:

- 1) диаметр болтов;
- 2) рассчитать длину «а» сварных швов.

$F$  – натяжение каната

$\alpha$  – угол обхвата блока

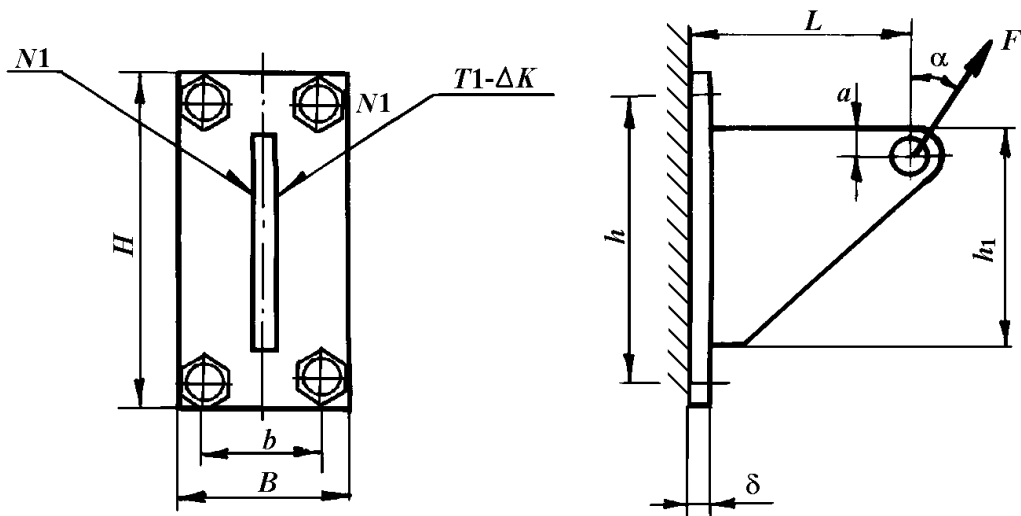
$$F_{\min} = 0; K = \delta.$$

Коэффициент трения в стыке  $f = 0,4$

Для дерева  $[\sigma]_{\text{см}} = 1,8 \text{ Н/мм}^2$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{\max}, \text{ Н}$	$6 \cdot 10^3$	$5,6 \cdot 10^3$	$5,4 \cdot 10^3$	$5,2 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$4,5 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$3,5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$5,5 \cdot 10^3$
$\alpha^0$	90	90	100	100	120	135	150	160	110	110
$H, \text{ мм}$	150	160	170	150	160	170	180	190	150	160
$l, \text{ мм}$	140	135	165	170	160	140	170	185	145	150
$b, \text{ мм}$	60	60	70	70	75	55	80	75	65	65
$\delta, \text{ мм}$	8	7	6	7	8	5	7	6	6	8
$L, \text{ мм}$	180	175	200	210	200	180	210	220	190	190
$B, \text{ мм}$	100	100	110	110	115	100	120	110	105	105

Задача №5



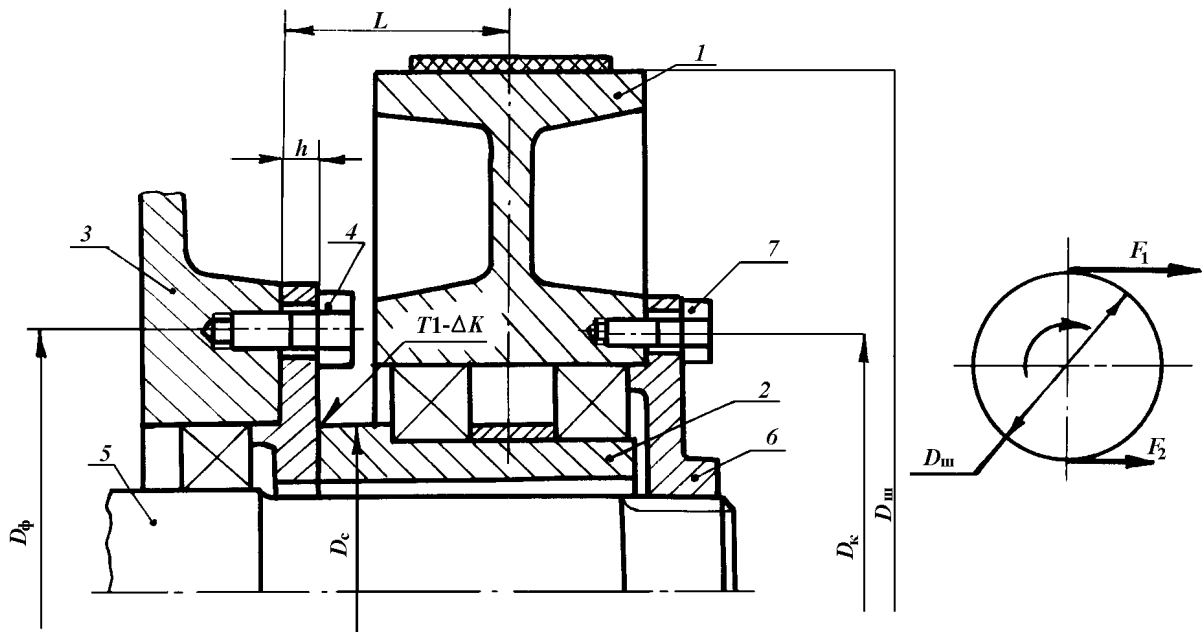
Рассчитать болтовое соединение опорной плиты с железобетонной колонной, дать заключение о прочности сварных швов кронштейна.

Коэффициент трения в стыке  $f = 0,4$

Для бетона  $[\sigma]_{\text{см}} = 3,0 \text{ Н/мм}^2$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_{\text{max}}, \text{ Н}$	$6 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$7,5 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$	$6,5 \cdot 10^3$	$7,5 \cdot 10^3$	$6,5 \cdot 10^3$	$7,5 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$
$F_{\text{min}}, \text{ Н}$	0	$-7 \cdot 10^3$	$-4 \cdot 10^3$	0	$-7 \cdot 10^3$	$-6,5 \cdot 10^3$	$-7,5 \cdot 10^3$	0	0	0
$\alpha^0$	0	15	15	165	165	30	150	0	30	40
$L, \text{ мм}$	300	350	320	340	350	280	300	320	310	350
$\delta, \text{ мм}$	12	10	8	8	8	10	12	10	10	12
$K, \text{ мм}$	8	7	5	4	5	6	8	7	6	6
$b, \text{ мм}$	140	160	150	170	120	140	140	150	130	150
$h, \text{ мм}$	400	370	350	410	400	350	370	390	350	400
$B, \text{ мм}$	190	210	200	220	180	190	190	200	200	220
$H, \text{ мм}$	450	420	400	460	450	400	420	450	400	460
$a, \text{ мм}$	60	60	80	90	50	70	80	100	75	75

### Задача №6



Шкив 1 ременной передачи посажен на сварной стакан 2. Фланец стакана крепится к корпусу 3 шестью винтами 4. Вращение со шкива на вал 5 передается через крышку 6, соединенную со шкивом шестью винтами 7 и посаженную на шлицы вала 5.

Требуется определить:

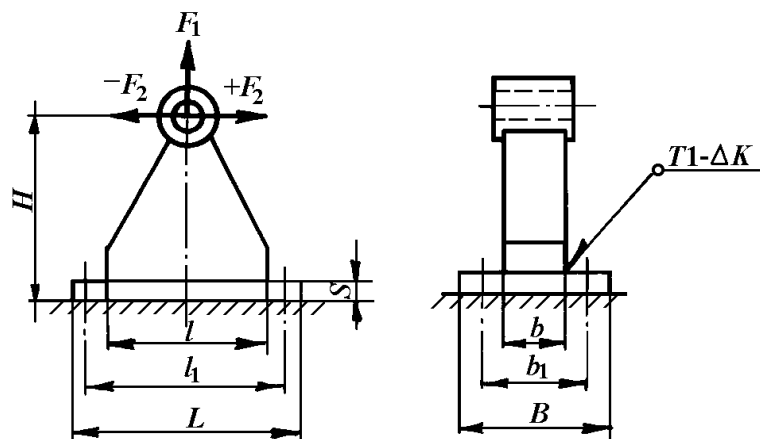
- 1) напряжения в сварном шве;
- 2) напряжения в винтах 4 и 7.

Примечание: до вытяжки нового ремня суммарное натяжение его ветвей составляет  $1,5(F_1 + F_2)$ .

Коэффициент трения в стыке  $f = 0,2$

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_1, \text{Н}$	$4 \cdot 10^3$	$4,4 \cdot 10^3$	$4,8 \cdot 10^3$	$5,2 \cdot 10^3$	$5,6 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$6,7 \cdot 10^3$	$7,3 \cdot 10^3$	$7,5 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$
$F_2, \text{Н}$	$1,5 \cdot 10^3$	$1,1 \cdot 10^3$	$1,2 \cdot 10^3$	$1,3 \cdot 10^3$	$1,4 \cdot 10^3$	$1,5 \cdot 10^3$	$1,7 \cdot 10^3$	$1,8 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^3$	$2,3 \cdot 10^3$
$L, \text{мм}$	80	80	100	120	140	160	180	200	220	240
$D_\phi, \text{мм}$	110	120	130	140	150	160	180	180	200	220
$D_к, \text{мм}$	110	120	150	160	190	200	220	230	180	200
$D_с, \text{мм}$	60	70	80	90	100	110	120	130	150	140
$D_\text{ш}, \text{мм}$	200	250	280	290	300	300	320	340	400	400
$h, \text{мм}$	12	12	13	13	14	14	15	15	18	20
$K, \text{мм}$	6	6	7	7	7	7	8	8	8	8
$d_{(4)}$	M10	M10	M12	M12	M12	M12	M14	M14	M18	M24
$d_{(7)}$	M12	M12	M14	M14	M14	M16	M18	M18	M18	M24

### Задача №7



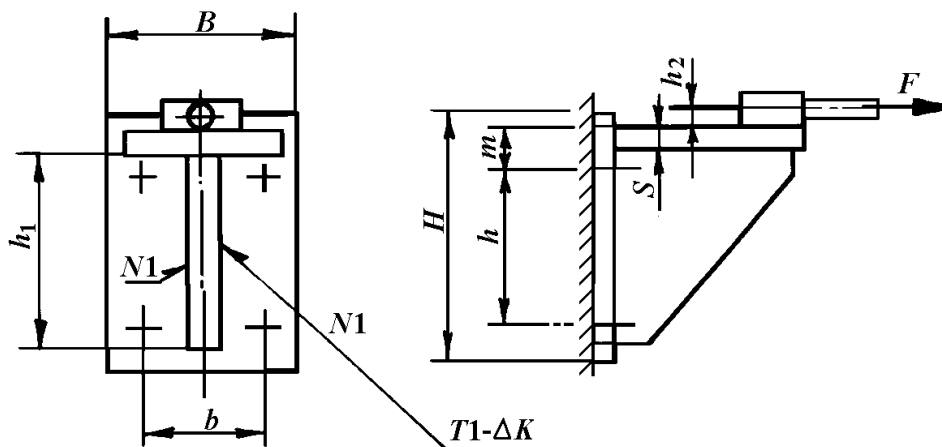
Проверить прочность сварного шва корпуса и рассчитать болтовое соединение его опорной плиты с бетонным фундаментом.

Коэффициент трения в стыке  $f = 0,3$ .

Допускаемое напряжение смятия для бетона  $[\sigma]_{\text{см}} = 2,0 \text{ Н/мм}^2$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_1, \text{ Н}$	$5 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$4,5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5,5 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$4,5 \cdot 10^3$	$4,8 \cdot 10^3$	$5,8 \cdot 10^3$
$\pm F_2, \text{ Н}$	$8 \cdot 10^3$	$12 \cdot 10^3$	$10 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$13 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$	$7 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$
$H, \text{ мм}$	140	160	170	180	150	160	170	200	190	210
$S, \text{ мм}$	10	20	15	15	20	10	10	20	16	18
$K, \text{ мм}$	4	8	6	6	8	4	4	8	6	8
$l, \text{ мм}$	140	180	160	190	170	160	180	200	150	180
$b, \text{ мм}$	50	60	55	60	50	45	55	70	60	65
$l_1, \text{ мм}$	180	220	200	230	210	200	220	240	200	220
$b_1, \text{ мм}$	90	100	95	100	90	85	95	110	100	120
$L, \text{ мм}$	230	270	250	280	260	250	270	290	250	280
$B, \text{ мм}$	140	150	150	140	130	130	140	160	150	180

### Задача №8

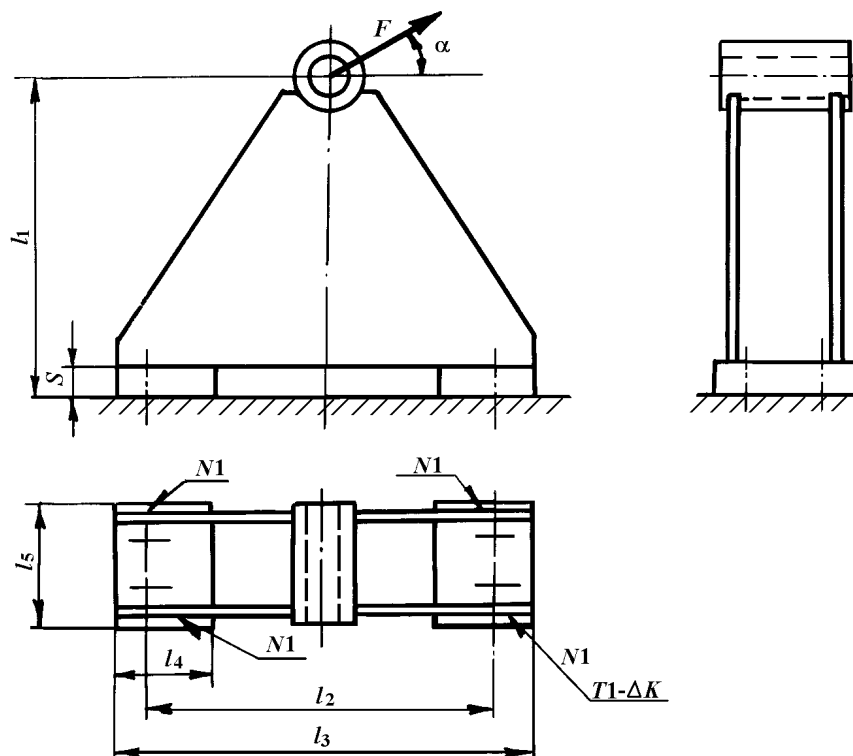


Проверить прочность сварного шва кронштейна и рассчитать болтовое соединение его опорной плиты с железобетонной колонной.

Допускаемое напряжение смятия для бетона  $[\sigma]_{\text{см}} = 3 \text{ Н/мм}^2$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{ Н}$	$8 \cdot 10^3$	$9 \cdot 10^3$	$4,5 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$5,5 \cdot 10^3$	$4,8 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$5,8 \cdot 10^3$	$6,5 \cdot 10^3$
$B, \text{ мм}$	120	130	130	120	140	130	140	140	150	160
$b, \text{ мм}$	80	90	90	80	100	90	100	100	110	120
$H, \text{ мм}$	280	300	300	320	330	320	330	340	350	360
$h, \text{ мм}$	150	170	170	180	190	180	190	200	220	230
$h_1, \text{ мм}$	240	260	260	270	280	270	280	300	310	320
$h_2, \text{ мм}$	40	40	45	45	45	45	50	50	55	55
$K, \text{ мм}$	6	6	3	3	3	3	3	3	6	6
$m, \text{ мм}$	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
$S, \text{ мм}$	8	8	10	10	10	10	10	10	10	10

### Задача №9



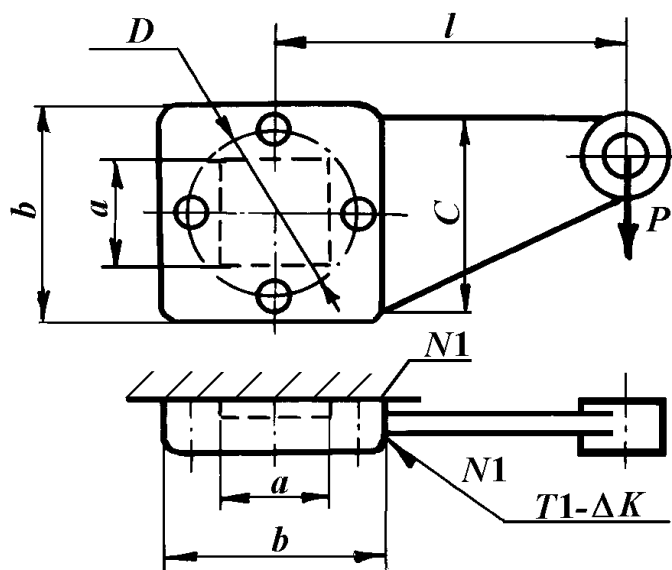
Дать заключение о пригодности намеченных конструктором болтов для крепления стойки к бетонному основанию и прочности сварных швов у основания стойки.

Коэффициент трения в стыке  $f = 0,3$ .

Допускаемое напряжение смятия для бетона  $[\sigma]_{\text{см}} = 2,0 \text{ Н/мм}^2$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{ Н}$	$4 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$	$16 \cdot 10^3$	$20 \cdot 10^3$	$21 \cdot 10^3$	$24 \cdot 10^3$	$20 \cdot 10^3$	$10 \cdot 10^3$	$12 \cdot 10^3$
$\alpha^0$	20	30	-30	45	-45	20	30	-30	50	60
$l_1, \text{ мм}$	600	800	1000	1000	1200	1200	1500	1500	900	1100
$l_2, \text{ мм}$	400	500	600	700	800	900	1000	1000	550	650
$l_3, \text{ мм}$	460	580	700	820	960	1100	1200	1200	620	750
$l_4, \text{ мм}$	90	120	150	180	240	270	300	300	130	140
$l_5, \text{ мм}$	120	150	170	220	270	300	320	320	160	180
$S, \text{ мм}$	15	15	20	20	25	25	30	30	16	18
Болты	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M24	M27	M22	M24
$K, \text{ мм}$	5	5	6	6	8	8	10	10	6	8

### Задача №10



Определить диаметр болтов, крепящих кронштейн к железобетонной колонне и поставленных в отверстия с зазором; определить напряжение в швах.

Коэффициент трения в стыке  $f = 0,4$ .

Допускаемое напряжение смятия для бетона  $[\sigma]_{см} = 4 \text{ Н/мм}^2$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P, \text{ Н}$	$1 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	$9 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$
$l, \text{ мм}$	780	800	820	840	400	500	600	900	850	450
$D, \text{ мм}$	350	350	400	400	300	550	450	450	300	250
$a, \text{ мм}$	280	250	200	300	100	150	250	200	250	220
$b, \text{ мм}$	400	450	580	680	600	650	550	500	500	600
$c, \text{ мм}$	380	430	550	660	580	630	530	490	480	580
$K, \text{ мм}$	5	5	6	6	7	7	8	8	6	8

## ВТОРАЯ ГРУППА ЗАДАЧ

(Соединения с натягом, шпоночные и шлицевые соединения)

### Задача №1

Подобрать посадку и определить усилие запрессовки цилиндрического прямозубого колеса на вал редуктора. Вращающий момент передаваемый соединением  $T$ .

Размеры соединения: посадочный диаметр  $d$ ; наружный диаметр ступицы колеса  $d_2$ ; длина ступицы колеса  $l$ . Материал вала – сталь 45, материал колеса – сталь 40Х. Вал и ступица обработаны с шероховатостью поверхности, соответствующей  $Ra$ . Соединение собирают па прессе.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T$ , кНм	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$d$ , мм	60	65	70	75	80	85	80	75	65	80
$d_2$ , мм	95	105	110	120	130	140	130	120	105	130
$l$ , мм	60	63	65	67	70	67	60	65	67	70
$Ra$ , мКм	1,6	0,8	0,8	1,6	1,25	1,25	2,0	0,8	2,0	1,6



## Задача №2

Подобрать посадку косозубого колеса на вал редуктора. Передаваемый крутящий момент  $T$ ; осевая сила  $F_a$ .

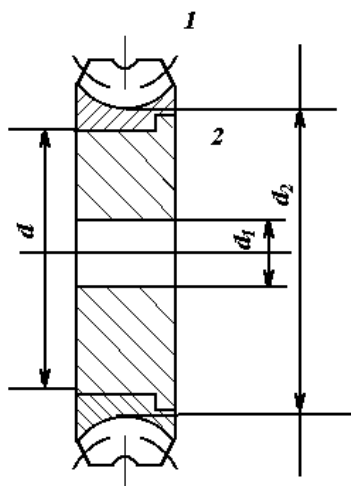
Размеры соединения: диаметр вала  $d$ ; наружный диаметр ступицы колеса  $d_2$ ; длина посадочной поверхности  $l$ . Значения параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей, материалы деталей и коэффициент трения принять самостоятельно.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$T$ , кНм	0,7	0,75	0,8	0,85	0,6	0,65	0,9	0,95	1,0	1,2
$F_a$ , кН	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	3,2	4,2	4,4	4,5	5,0
$d$ , мм	48	50	52	55	56	60	62	63	65	70
$d_2$ , мм	80	80	85	90	90	95	95	100	105	110
$l$ , мм	50	60	80	100	70	90	50	60	80	100

### Задача №3

Подобрать посадку венца червячного колеса с центром при следующих данных:

Диаметр посадочной поверхности  $d$ ; длина посадочной поверхности  $l$ ; диаметр отверстия для вала в центре колеса  $d_1$ ; диаметр впадины зубчатого венца  $d_2$ . Момент, передаваемый червячным колесом,  $T$ . Осевая сила в зацеплении  $F_a$ .  
Материал центра колеса – Чугун СЧ15, венец - бронза БрАЖ 9-4.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	200	210	220	240	250	260	280	300	320	340
$l$ , мм	40	42	45	47	48	56	52	53	55	56
$d_1$ , мм	60	65	70	75	80	85	80	75	65	80
$d_2$ , мм	230	240	250	280	280	300	320	340	360	380
$T$ , кНм	0,42	0,45	0,47	0,48	0,50	0,52	0,55	0,56	0,6	0,62
$F_a$ , кН	2,1	2,0	1,8	2,0	1,9	2,0	2,2	2,4	2,5	2,6

#### Задача №4

Определить усилие запрессовки венца червячного колеса на его центр (см. рис. задачи №3) при посадке. Размеры деталей соединения  $d$ ;  $d_1$ ;  $d_2$ ;  $l$ . Шероховатость сопряженных поверхностей соответствует  $Rz = 20$  мкм; коэффициент трения  $f = 0,06$

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Посадка	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/s6	H7/r6	H7/p6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/r6
$d$ , мм	160	170	180	190	200	210	220	240	250	280
$d_1$ , мм	70	71	72	75	80	85	90	85	80	75
$d_2$ , мм	210	200	210	220	230	260	280	300	320	340
$l$ , мм	35	36	38	40	42	45	48	50	53	56

## Задача № 5

Определить усилие запрессовки внутреннего кольца шарикоподшипника на вал редуктора при посадке  $d \frac{H7}{k6}$ . Вал сплошной; внутреннее кольцо подшип-

ника можно рассматривать как цилиндрическую втулку с наружным диаметром  $d_2$ ;  $f=0,1$ . Длина посадочной поверхности кольца на вал  $l$ . Шероховатости посадочных поверхностей кольца и вала соответствует  $Rz = 10$  мкм. Материал вала – сталь 45, кольца-ШХ15.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$d$ , мм	50	55	60	65	70	75	45	40	35	30
$d_2$ , мм	62	68	74	80	86	92	56	50	44	38
$l$ , мм	27	29	31	33	35	37	25	23	21	19

### Задача № 6

Определить предельный вращающий момент, который может передать призматическая шпонка размером  $b \times h \times l$ . Шпонка изготовлена из стали 50 и фиксирует зубчатое колесо на валу редуктора. Материал ступицы чугуна, материал вала – сталь 45, диаметр вала  $d$ . Режим работы средний.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	70	80	90	60	55	45	40	35	30	20
$b$ , мм	20	22	25	18	16	14	12	10	8	6
$h$ , мм	12	14	14	11	10	9	8	8	7	6
$l$ , мм	110	130	180	90	100	80	75	60	60	50

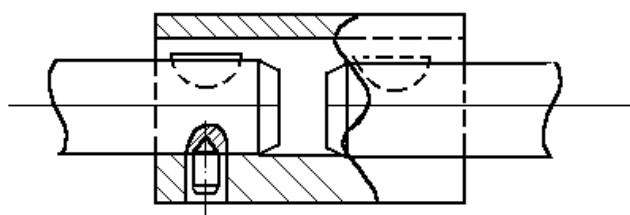
## Задача №7

Чугунный шкив клиноременной передачи соединен с валом диаметром  $d$  призматической шпонкой. Необходимо подобрать шпонку и найти предельный вращающий момент, который она может передать. Длина ступицы  $l$ , материал шпонки – сталь 50. Материал вала – сталь 40Х. Напряжения смятия для материала шпонки  $[\sigma]_{\text{см}}$ . Расчетный диаметр шкива  $D_{\text{шк}}$ , окружная сила  $F_t$ .

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$d$ , мм	50	55	58	60	65	70	75	80	85	90
$l$ , мм	70	80	110	100	120	90	95	120	130	150
$[\sigma]_{\text{см}}$ , Н/мм <sup>2</sup>	150	130	140	150	160	170	180	190	185	155
$D_{\text{шк}}$ , мм	360	350	340	320	300	280	250	240	225	200
$F_t$ , кН	3	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0	2,5	2,75	2,65	2,55

## Задача №8

Подобрать сегментную шпонку для крепления втулочной муфты на валу диаметром  $d$  и проверить ее на смятие и на срез. Передаваемая мощность  $P$ , частота вращения вала  $n$ , режим работы средний. Муфта выполнена из стали 40Х, шпонка из стали 45, вал из стали 50.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	40	42	45	48	50	53	56	60	63	71
$P$ , кВт	2	2,2	1,5	1,1	3	4	1,5	5,5	2,1	3,15
$n$ , об/мин	1140	1425	1415	950	1430	1430	1425	1445	935	955

## Задача №9

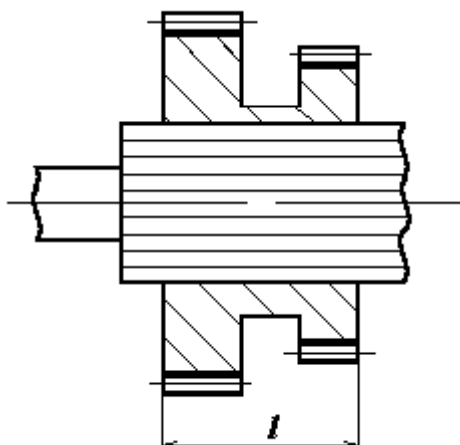
Для вала, передающего вращающий момент, диаметром  $d$ , необходимо подобрать размеры призматической и сегментной шпонок и определить предельный момент, который могут передать эти шпонки. Принять рабочую длину шпонок  $l$ . Допускаемые напряжения смятия  $[\sigma]_{\text{см}}$ . Расчетный момент определить при  $[\tau]_{\text{ср}} = 25 \text{ МПа}$ .

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$d$ , мм	40	42	45	48	50	53	55	60	63	71
$l$ , мм	50	55	60	63	71	80	85	90	95	100
$[\sigma]_{\text{см}}$ , МПа	150	110	120	130	140	160	170	180	130	190



## Задача №10

Блок шестерен в коробке передач посажен на вал с помощью подвижного эвольвентного шлицевого соединения. Длина блока шестерен  $l$ ; материал сталь 45; термообработка – улучшение; наружный диаметр  $D$ ; условия эксплуатации средние; перемещение осуществляется без нагрузки; передаваемый вращающий момент  $T$ . Подобрать шлицевое соединение и найти напряжения смятия.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$D$ , мм	80	75	71	63	60	55	63	71	75	80
$l$ , мм	80	75	70	65	60	55	50	45	40	35
$T$ , Нм	800	750	600	550	500	450	400	350	320	300

**ТРЕТЬЯ ГРУППА ЗАДАЧ  
(Передачи гибкой связью)**

Задача №1

Рассчитать передачу клиновыми ремнями. Мощность на ведущем шкиве  $P_1$ , скорость шкива  $\omega_1$ , передаточное число  $u$ ; работа двухсменная, с легкими толчками. Линия центров наклонена к горизонтали под углом  $\theta$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_1$ , кВт	12	15	13	10	8	16	18	14	10	15
$\omega_1$ , рад	101	80	110	115	120	90	105	95	112	118
$u$	3,15	2,5	2,2	2,4	2,8	3,0	2,25	2,6	2,7	3,2
$\theta$ , град	70	40	50	60	30	25	20	35	45	65

## Задача №2

Определить какую мощность может передать клиновой ремень нормального сечения при  $n_1$ . Работа передачи двухсменная со слабыми толчками. Передаточное число  $u$ .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Профиль ремня	В	А	Б	Г	Д	О	В	А	Б	В
$n_1$ , об/мин	1000	930	1450	1440	1430	750	950	970	1425	1480
$u$	3	3,2	3,15	3,0	3,3	2	2,5	2,5	3,0	3,2

### Задача №3

Диаметр малого шкива ременной передачи  $d_1$ , скорость этого шкива  $\omega_1$ . Ремень резинотканевый, площадь сечения  $A$ , плотность  $\rho$ . Определить силы, действующие в ветвях ремня при передаче мощности.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$d_1$ , мм	250	224	200	280	315	280	250	224	200	180
$\omega_1$ , рад/с	76,5	80	85	90	95	100	105	110	115	120
$A$ , мм <sup>2</sup>	450	562,5	750	675	900	480	360	600	337,5	450
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1400	1200	1000	1100	1200	1000	1100	1000	1200	1100

### Задача №4

Определить усилия в ветвях ремня и нагрузку на подшипники в плоско-ременной передаче.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$P_1$ , кВт	15	10	12	16	8	10	12	14	15	16
$\omega_1$ , рад/с	200	180	190	150	210	220	160	130	150	200
$d_1$ , мм	315	280	250	224	200	355	400	280	250	315
$A$ , мм <sup>2</sup>	84	112	140	168	84	112	140	168	84	112
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1200	1000	1100	1300	1400	1000	1110	1200	1300	1400
$F_0$ , Н	660	600	700	650	680	750	720	640	660	730
$\theta$ , град	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75

## Задача №5

Рассчитать передачу поликлиновым ремнем. Работа двухсменная, рабочая нагрузка с незначительными толчками, пусковая нагрузка до 150%.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$P_1$ , кВт	3,7	4,0	4,5	5,0	5,2	4,8	4,2	3,6	3,5	4,7
$n_1$ , об/мин	1440	1450	1480	1430	980	950	930	1425	1430	1440
$n_2$ , об/мин	480	725	740	572	350	380	310	548	572	640
$a$ , мм	900	950	1000	1100	1200	800	850	870	930	980

## Задача №6

Рассчитать цепную передачу привода конвейера. Передаваемая мощность  $P_1$ ; угловая скорость ведущего вала –  $\omega_1$ ; ведомого –  $\omega_2$ , угол наклона линии центра звездочек к горизонтали  $\theta$ ; работа двухсменная с легкими толчками.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$P_1$ , кВт	7	5,5	5,0	5,2	6,3	4,5	4,0	5,5	5,3	6,5
$\omega_1$ , рад/с	13,1	15	14	12	16	18	17	13	12	10
$\omega_2$ , рад/с	5,25	7,5	6,63	4,0	5,7	6,0	7,1	6,5	5,45	4,0
$\theta$ , град	40	30	45	50	55	60	42	48	53	63

## Задача №7

Определить натяжение ведущей и ведомой ветвей цепи ПР-19,05-3180 (ГОСТ 13568-75) и нагрузку на валы звездочек. Вращающий момент  $T_1$ ; диаметр малой звездочки  $d_1$ ; скорость цепи  $V$ ; угол наклона линии центров звездочек к горизонтали  $\theta$ ; межосевое расстояние  $a$ .

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$T_1$ , Нм	250	260	270	280	300	320	380	350	400	420
$d_1$ , мм	163,8	16,5	170	172	175	180	182	185	187	200
$V$ , м/с	2,5	2,6	2,7	2,8	3,0	3,1	3,2	2,4	2,3	2,2
$a$ , мм	1100	1000	900	950	1050	1150	1200	1250	1275	1400
$\theta$ , град	40	35	30	25	20	22	28	32	37	42



## Задача №8

Определить какую мощность может передать цепь ПР-25,4-6000 (ГОСТ 13568-75). Угловая скорость ведущей звездочки  $\omega_1$ ; работа двухсменная, нагрузка спокойная; передаточное число  $u$ ; межосевое расстояние  $a$  задан в шагах цепи; угол наклона передачи  $\theta$ . Регулирование натяжения нажимными роликами.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$\omega_1$ , рад/с	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74
$u$	3,15	3,0	2,8	2,5	2,3	2,1	2,2	2,0	3,0	3,15
$a$	40 <i>p</i>	25 <i>p</i>	30 <i>p</i>	35 <i>p</i>	40 <i>p</i>	45 <i>p</i>	50 <i>p</i>	50 <i>p</i>	40 <i>p</i>	30 <i>p</i>
$\theta$ , град	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15

### Задача №9

Проверить, может ли быть использована в механизме привода зубчатая цепь, имеющая шаг  $p=15,87$  мм, ширину  $B=48,5$  мм. Данные для расчета: передаваемая мощность  $P_1$ ; число оборотов ведущего вала  $n_1$ ; ведомого  $n_2$ ; межосевое расстояние  $a$ ; угол наклона линии центров к горизонтали  $\theta$ ; нагрузка спокойная; регулировка натяжения цепи осью звездочки, работа двухсменная.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$P_1$ , кВт	18,5	15	15,5	16	16,5	17	17,5	18	19	20
$n_1$ , об/мин	970	950	930	900	975	980	960	940	930	925
$n_2$ , об/мин	320	340	330	300	350	370	360	325	315	330
$a$ , мм	700	710	720	750	780	770	800	820	850	875
$\theta$ , град	50	45	40	35	30	25	20	15	22	42

## Задача №10

Определить передаваемые цепью типа ПР-25,4-6000 мощность и натяжение ветвей. Угловая скорость  $\omega_1$ ; диаметр ведущей звездочки  $d_1$ ; число зубьев  $z_1$ ; расположение линии центров горизонтальное; нагрузка спокойная; смазывание периодическое; работа односменная.

<b>Вариант</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
$\omega_1$ , рад/с	50	45	40	55	60	42	48	52	58	62
$d_1$ , мм	202	200	224	250	280	300	315	350	250	200
$z_1$	25	28	30	31	32	27	26	28	25	30