

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра деталей машин и подъемно-транспортных устройств

ДЕТАЛИ МАШИН

**Учебно-методическое пособие для студентов
специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое
оборудование и системы обработки информации»
очной и заочной форм обучения**

Минск 2015

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

Д38

Рассмотрены и рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом Белорусского государственного технологического университета.

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Механика материалов и детали машин»
БГАТУ доцент, кандидат технических наук *В. Н. Основин*;
заведующий кафедрой «Механика материалов и конструкций» БГТУ
доцент, кандидат технических наук *А. В. Стуглазов*

Детали машин : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации» очной и заочной форм обучения / сост. : А. В. Блохин, А. М. Лось, С. А. Осоко. – Минск : БГТУ, 2015. – 173 с.

В пособии приведены общие расчеты ряда механических передач, разъемных и неразъемных соединений, применяемых в промышленности, даны примеры расчета и задачи для самостоятельного решения.

Изложенный материал позволит студентам использовать пособие как при решении практических заданий во время самостоятельной подготовки, так и при выполнении курсового и дипломного проектирования.

УДК: 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2015

ВВЕДЕНИЕ

Обучение методам расчета и конструирования механических передач и соединений деталей машин, встречающихся почти во всех машинах, является важнейшей задачей при подготовке инженеров-механиков. Данное учебно-методическое пособие является логическим продолжением одноименного издания, увидевшего свет в 2012 г. Изложенный материал позволяет студентам, опираясь на лекционный курс, самостоятельно приобрести опыт решения задач по проектированию механических передач (червячной, цепной, ременной) и соединений деталей машин (сварные, шпоночные, шлицевые, по посадке с натягом), предусмотренных учебными программами и планами в виде домашних и контрольных работ или курсового проекта.

По каждой теме в пособии приведены основные сведения из теории и справочные материалы, необходимые для сознательного разбора и самостоятельного решения предложенных примеров и задач. Пособие не является приложением к какому-либо определенному учебнику по курсу «Детали машин», поэтому в него включены краткие теоретические сведения и основные расчетные формулы.

Расчетно-справочные данные, условия и примеры решения задач даны в единицах Международной системы (СИ) и ее производных. При этом авторы, учитывая, что на всех машиностроительных чертежах размеры проставляются в миллиметрах, сочли целесообразным принять за единицу длины миллиметр (мм), напряжение – Н/мм² (МПа).

Пособие рассчитано на студентов механических специальностей ВТУЗов, но может быть использовано и для технологических, энергетических и других специальностей.

1. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ЗАКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

1.1. Общие сведения

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. В состав червячной передачи входит червяк и червячное колесо. В большинстве случаев ведущим является червяк – цилиндр с нарезанными витками трапецеидальной формы в поперечном сечении.

Венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, обхватывающие витки червяка, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления. Параметрам червяка присписывается индекс «1», а параметрам колеса – индекс «2».

Достоинства червячной передачи: возможность получения больших передаточных чисел (в отдельных случаях в не силовых передачах до 1000, обычно от 8 до 80, редко до 110); возможность передавать крутящий момент под углом (обычно 90°); плавность и бесшумность работы; компактность и сравнительно небольшая масса конструкции; возможность получения самотормозящей передачи (допускающей передачу движения только от червяка к колесу). Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса.

Недостатки червячной передачи: сравнительно низкий КПД (табл. 1.1) вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса (коэффициент трения скольжения больше коэффициента трения качения примерно в 10 раз); повышенный износ и склонность к заеданию; необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов (бронза, латунь, которые стоят в 4 и более раз дороже, чем сталь); значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом; повышенные требования к точности сборки (точное межосевое расстояние, совпадение главных плоскостей колеса и червяка).

Область применения. Червячные передачи применяются в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения и высокая кинематическая точность (например, делительные устройства, механизмы наведения, поворота и т. д.); для передачи вращательного движения между скрещивающимися валами (угол скрещивания осей обычно составляет 90°); при небольших и средних мощностях, обыч-

но не превышающих 50 кВт (из-за низкого КПД и склонности к заеданию, а также при периодической, кратковременной работе). Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева.

Таблица 1.1

Значение КПД в зависимости от числа заходов червяка

Передаточное число передачи U	Число заходов червяка Z_1	КПД передачи с учетом потерь на трение в подшипниках
свыше 30	1	0,70–0,75
св. 14 до 30	2	0,75–0,82
до 14	4	0,82–0,92

Для снижения силы трения применяются дорогие антифрикционные материалы (чаще всего на медной основе), из которых изготавливается зубчатый венец червячного колеса, что является их основным недостатком. Для уменьшения температуры следует увеличить внешнюю поверхность корпуса редуктора за счет выполнения на нем ребер, установить дополнительно крыльчатку на валу червяка или использовать искусственное охлаждение смазки.

Для снижения силы трения в зацеплении и тем самым повышения КПД передачи кроме использования дорогостоящего антифрикционного материала необходимо при сборке редуктора добиваться получения максимального «пятна контакта». «Пятно контакта» – это сумма линий контакта боковых поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса. Увеличение «пятна контакта» приводит к уменьшению удельного давления на поверхности и тем самым к увеличению толщины масляного слоя, снижению коэффициента трения, уменьшению силы трения и в результате к повышению КПД. Рост скорости скольжения также способствует увеличению толщины масляного слоя за счет того, что смазка в силу своей упругости не успевает выдавливаться из зоны контакта, и тем самым повышению значения КПД.

Вот почему червячную передачу желательно устанавливать на быстроходной ступени привода (сразу после двигателя) или использовать многозаходный червяк, что приводит к увеличению угла подъема винтовой линии (γ), повышению скорости скольжения и увеличению КПД (табл. 1.1). Повышению КПД червячного зацепления способствует применение специальных масел с противозадирными добавками, а также циркуляционное смазывание зацепления, при котором меньше энергии затрачивается на разбрызгивание и перемешивание

масла. Кроме этого, для уменьшения коэффициента трения витки червяка термообрабатывают, шлифуют и даже полируют. В результате снижается сила трения и повышается КПД.

Различают червячные передачи с верхним (рис. 1.1, б, в), нижним (рис. 1.1, а, г) и боковым (рис. 1.1, д, е) расположением червяка относительно червячного колеса. Кроме того, червячные передачи квалифицируют по количеству заходов червяка (одно- и многозаходные (2, 4)); форме червяка (цилиндрические и глобоидные); форме поверхности витка червяка (архимедовы, эвольвентные, конволютные); направлению витков (правое и левое).

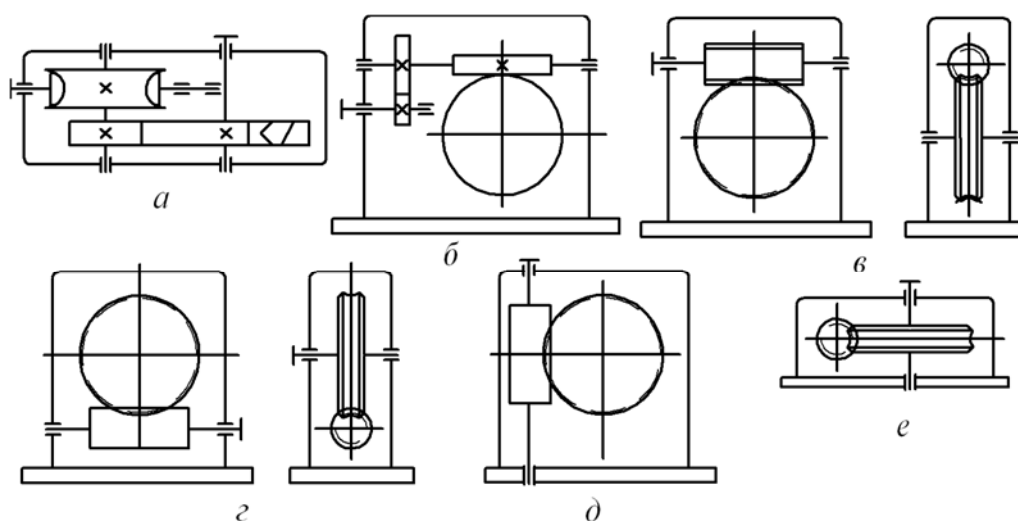


Рис. 1.1. Кинематические схемы червячных редукторов:

- а – двухступенчатый червячно-цилиндрический с нижним расположением червяка;
- б – двухступенчатый цилиндрическо-червячный с верхним расположением червяка;
- в – одноступенчатый с верхним расположением червяка;
- г – одноступенчатый с нижним расположением червяка;
- д – одноступенчатый с боковым вертикальным расположением червяка;
- е – одноступенчатый с боковым горизонтальным расположением червяка

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим **червяком**, имеющим архимедов профиль витка. Червяки изготавливают из углеродистой или легированной стали. Они могут выполняться заодно с валом или насадными. Для увеличения КПД боковые поверхности червяка подвергают термической обработке, шлифуют, а иногда и полируют.

Червячные колеса могут быть выполнены как цельными, так и составными. В последнем случае колесо состоит из чугунного или стального центра и закрепленного на нем бронзового (либо другого антифрикционного материала) обода (венца). При малых размерах ко-

леса из антифрикционных материалов, а также чугунные любых размеров производят цельными.

1.2. Выбор материала и допускаемых напряжений

Ввиду того, что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, применяемые материалы червячной пары должны обладать хорошими антифрикционными свойствами, повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при малой шероховатости контактирующих поверхностей.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH и др. с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45–55 HRC. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементируемых сталей (15X, 20X и др.) с твердостью после закалки 58–63 HRC.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор ее марки определяется скоростью скольжения V_s и длительностью работы. При высоких скоростях скольжения ($V_s = 6–25$ м/с) и при длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок БрОФ10-1, БрОНФ, которые обладают хорошими противозадирными свойствами. При средних скоростях скольжения ($V_s = 2–6$ м/с) применяют алюминиевую бронзу марки БрАЖ9-4. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, в отдельных случаях ее применяют при V_s до 8 м/с. При малых скоростях скольжения ($V_s < 2$ м/с) червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов СЧ12, СЧ15, СЧ18 и др.

Ориентировочную скорость скольжения V_s , в зависимости от которой выбирают марку материала венца червячного колеса (табл. 1.2), определяют по эмпирической формуле

$$V_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (1.1)$$

где n_1 – частота вращения вала червяка, мин^{-1} ; T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Расчетную формулу для определения допускаемых контактных напряжений зубьев червячного колеса $[\sigma_H]$ выбирают по табл. 1.3 в зависимости от выбранного материала и твердости материала изготовления червяка HB (HRC).

Таблица 1.2

Материалы и предельные напряжения для венца червячного колеса

Группа, материал	Марка	σ_B, σ_H (для СЧ), МПа			σ_T , МПа			V_s , м/с
		К	З	Ц	К	З	Ц	
I Бронзы оловянистые	БрО10Н1Ф1	–	–	285	–	–	165	>5
	БрО10Ф1	275	230	–	200	140	–	
	БрО5Ц5С5	200	145	–	90	80	–	
II Бронзы безоловянистые и латуни	БрФ10Ж4Н4	650	–	700	430	–	460	2–5
	БрФ10Ж3Мц1,5	550	450	–	360	300	–	
	БрФ9Ж3Л	500	425	530	230	195	245	
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	450	400	500	295	260	330	
III Чугуны серые	СЧ18	–	–	355	–	–	–	<2
	СЧ15	–	–	315	–	–	–	

Примечание. Условное обозначение способа литья: К – литье в кокиль, З – литье в песчаные формы, Ц – центробежное литье.

Таблица 1.3

Допускаемые контактные напряжения, МПа

Группа	НВ червяка ≤ 350	HRC червяка ≥ 45
I	$[\sigma_H] = 0,75 C_V K_{HL} \sigma_B$	$[\sigma_H] = 0,90 C_V K_{HL} \sigma_B$
II	$[\sigma_H] = 250-25 V_s$	$[\sigma_H] = 300-25 V_s$
III	$[\sigma_H] = 175-35 V_s$	$[\sigma_H] = 200-35 V_s$

Здесь C_V – коэффициент, учитывающий износ материала колеса, принимаемый по табл. 1.4; K_{HL} – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{H\lim}}{N_{HE}}}, \quad (1.2)$$

где $N_{H\lim} = 10^7$ – базовое число циклов нагружения; N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения, определяемое по формуле

$$N_{HE} = 60 L_H n_2, \quad (1.3)$$

здесь L_H – требуемая долговечность передачи, ч (для червячных передач обычно $L_H = 10\,000$ ч); n_2 – частота вращения вала червячного колеса, мин^{-1} . При $N_{H\lim} \leq N_{HE}$ принимают $K_{HL} = 1$.

Таблица 1.4

Значения коэффициента C_V

V_s , м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_V	1,33	1,22	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

1.3. Проектировочный расчет закрытой червячной передачи с цилиндрическим червяком

Исходными данными для расчета передачи являются: крутящий момент на валу червячного колеса T_2 , Н·мм; угловая скорость ведомого вала ω_2 , с⁻¹; передаточное число передачи U .

Закрытые червячные передачи рассчитывают на прочность по усталостным контактным напряжениям с последующей проверкой зубьев червячного колеса как на контактную прочность, так и на усталостный изгиб как менее прочных по сравнению с витками червяка. Также производят проверочный расчет вала червяка на жесткость. Кроме того, после определения размеров корпуса выполняют тепловой расчет червячного редуктора.

При проектировочном расчете определяют ориентировочное значение межосевого расстояния червячной передачи исходя из контактной выносливости поверхностей зубьев червячного колеса.

Расчетное межосевое расстояние (см. рис. 1.2) определяют по формуле

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q'} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{[\sigma_H] \frac{Z_2}{q'}} \right]^2 T_2 K_H 10^3 }, \quad (1.4)$$

где Z_2 – число зубьев червячного колеса, определяемое по формуле

$$Z_2 = Z_1 U, \quad (1.5)$$

Z_2 – целое число, причем $Z_2 \geq 26$; Z_1 – число заходов червяка (табл. 1.1); $K_H = 1,1$ – коэффициент динамической нагрузки; q' – коэффициент диаметра червяка. Предварительно принимают $q' = 0,25Z_2$.

Определяем расчетный осевой модуль, мм, по формуле

$$m' = \frac{2a_w}{q' + Z_2}. \quad (1.6)$$

Значение модуля округляют до ближайшего стандартного $m_{ст}$ (табл. 1.5). Для выбранного модуля выбирают стандартное значение коэффициента толщины червяка $q_{ст}$ так, чтобы межосевое расстояние $a_w = 0,5(q_{ст} + Z_2)m_{ст}$ было как можно ближе к расчетному значению, полученному по формуле (1.6).

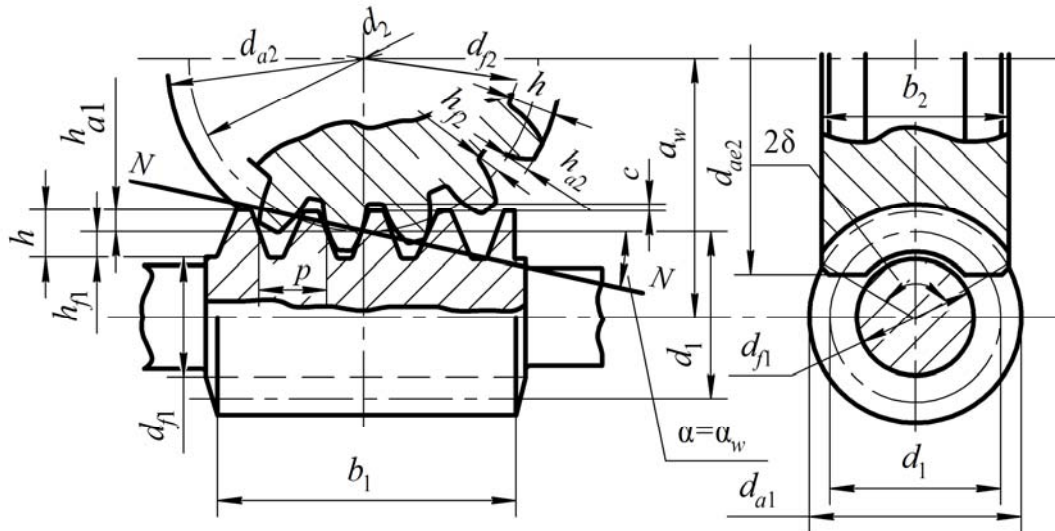


Рис. 1.2. Основные параметры червячного зацепления

Таблица 1.5

Сочетание модулей m , коэффициента относительной толщины червяка q и числа заходов червяка Z_1 (ГОСТ 2144)

Модуль m , мм	Число заходов червяка Z_1							
	при коэффициенте относительной толщины червяка q							
	8	(9)	10	(12)	12,5	(14)	16	20
1,00							1	1;2;4
1,25					1;2;4		1;2;4	1;2;4
(1,50)						(1;2;4)	(1)	
1,60			1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
2,00	1;2;4		1;2;4	(1;2;4)	1;2;4		1;2;4	1;2;4
2,50	1;2;4		1;2;4	(1;2;4)	1;2;4		1;2;4	1;2;4
(3,00)			(1;2;4)	(1;2;4)				
3,15	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(3,50)			(1;2;4)	(1)		(1)		
4,00	1;2;4	(1;2;4)	1;2;4	(1)	1;2;4		1;2;4	1;2;4
5,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(6,00)		(1;2;4)	(1;2;4)					
6,30	1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
(7,00)				(1;2;4)				
8,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
10,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(12,00)			(1;2)					
12,50	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(14,00)	(2)							
16,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	

Примечание. При выборе следует предпочитать значения, приведенные без скобок.

Определяем делительный диаметр червяка, равный

$$d_1 = m_{\text{ст}} q_{\text{ст}}. \quad (1.7)$$

Делительный диаметр червячного колеса будет равен

$$d_2 = m_{\text{ст}} Z_2. \quad (1.8)$$

Уточняем скорость скольжения, м/с:

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3 \cos(\gamma)}, \quad (1.9)$$

где d_1 – диаметр делительной окружности червяка, мм; γ – угол наклона винтовой линии, град, равный

$$\gamma = \text{arctg} \left(\frac{Z_1}{q_{\text{ст}}} \right). \quad (1.10)$$

Если полученное значение V_s не соответствует диапазону скоростей скольжения для выбранного материала (табл. 1.2), то необходимо заново выбрать материал, соответствующий полученной скорости скольжения, и повторить проектный расчет.

Для материалов, у которых допускаемое контактное напряжение зависит от скорости скольжения, необходимо уточнить значение допускаемого напряжения для уточненной скорости скольжения V_s .

Уточняем межосевое расстояние $a_w^{\text{ут}}$, мм, по формуле

$$a_w^{\text{ут}} = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (1.11)$$

Если требуется спроектировать передачу со стандартным значением межосевого расстояния по ГОСТ 2144 (табл. 1.6) – необходимо использовать скорректированные червячные колеса. В этом случае коэффициент смещения определяем по зависимости

$$X_2 = \frac{a_w^{\text{ут}}}{m_{\text{ст}}} - 0,5(q_{\text{ст}} + Z_2). \quad (1.12)$$

При этом должны выполняться условия

$$|X_2| \leq 0,7; |X_{2\text{max}}| \leq 1,0. \quad (1.13)$$

Определим окружную скорость червячного колеса по формуле

$$V_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2000}, \quad (1.14)$$

где ω_2 – окружная скорость вала червячного колеса, c^{-1} ; d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм.

Таблица 1.6

Степень точности передачи и коэффициент динамической нагрузки K_{HV}

a_w	1-й ряд	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500
	2-й ряд	45; 56; 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450

Определим степень точности передачи по табл. 1.7.

Таблица 1.7

Степень точности передачи и коэффициент динамической нагрузки K_{HV}

Окружная скорость червячного колеса V_2 , м/с	Степень точности	Скорость скольжения V_s , м/с			
		до 1,5	св. 1,5 до 3	св. 3 до 7,5	св. 7,5 до 12
св. 10	6	–	–	1	1,1
св. 5 до 10	7	1	1	1,1	1,2
св. 2 до 5	8	1,15	1,25	1,4	–
до 2	9	1,25	–	–	–

Примечание. При скоростях скольжения, для которых значения не указаны, соответствующие точности не применяются.

Определяем ширину венца червячного колеса b_2 , мм, по формулам:

$$\text{при } Z_1 = 1(2), b_2 \leq 0,75(d_1 + 2m_{ст}), \quad (1.15, а)$$

$$\text{при } Z_1 = 4, b_2 \leq 0,67(d_1 + 2m_{ст}). \quad (1.15, б)$$

Полученное значение b_2 округляют до целого числа, в меньшую сторону.

Определяем условный угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса по формуле

$$2\delta = 2 \arcsin \left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m_{ст}} \right). \quad (1.16)$$

Условный угол должен находиться в пределах от 90° до 120° . Если это условие не выполняется, необходимо уменьшить ширину венца колеса b_2 или увеличить диаметр делительной окружности червяка d_1 путем увеличения модуля $m_{ст}$ или коэффициента толщины червяка $q_{ст}$.

1.4. Проверочный расчет на контактную выносливость

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2} \sqrt{\left[\frac{\frac{Z_2}{q} + 1}{a_w} \right]^3 T_2 K_H 10^3} \leq [\sigma_H], \quad (1.17)$$

где K_H – коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$, здесь $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца колеса: при постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$; K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от скорости скольжения и принятой степени точности изготовления червячной пары, принимают по табл. 1.7.

Должно выполняться условие $0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]$. Если эти условия не соблюдаются, то необходимо выбрать другие значения $m_{ст}$ и $q_{ст}$ и вновь выполнить проверочный расчет. При повторном невыполнении условия прочности следует выбрать другой материал с учетом фактической скорости скольжения и вновь произвести проектный и проверочный расчеты передачи.

1.5. Определение допускаемых напряжений изгиба

Расчетную формулу для определения допускаемых изгибных напряжений выбирают по табл. 1.8.

Таблица 1.8

Допускаемые усталостные напряжения изгиба, МПа

Группа	Передача	
	реверсивная	нереверсивная
I, II	$[\sigma_F] = (0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T)K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_B K_{FL}$
III	$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_H K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,06 \sigma_H K_{FL}$

Здесь K_{FL} – коэффициент долговечности, равный

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE}}}, \quad (1.18)$$

где $N_{F\lim}$ – базовое число циклов ($N_{F\lim} = 10^6$); N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений ($N_{FE} = N_{HE}$). При $N_{F\lim} \leq N_{FE}$ при-

нимают $K_{FL} = 1$. Значение коэффициента K_{FL} должно находиться в интервале от 1 до 1,6. В случае, если значение выходит за пределы этого интервала, оно будет равно границе интервала.

1.6. Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Определяется напряжение изгиба зубьев червячного колеса по формуле

$$\sigma_F = \frac{1400T_2 K_F Y_F}{d_2 b_2 m_{ст}} \leq [\sigma_F], \quad (1.19)$$

где T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м; ($K_F = 1,1$); Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба (табл. 1.9); d_2 – делительный диаметр колеса, мм; b_2 – ширина венца колеса, мм; $m_{ст}$ – стандартный модуль, мм.

Таблица 1.9

Значения коэффициента Y_F , учитывающего форму зуба

Z_{2E}	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,85	1,8	1,76	1,72	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

Примечание. Z_{2E} – эквивалентное число зубьев червячного колеса, определяемое по формуле $Z_{2E} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$.

Действительное напряжение изгиба не должно отличаться от допускаемого более чем на 5% при перегрузке; недогрузка не ограничивается.

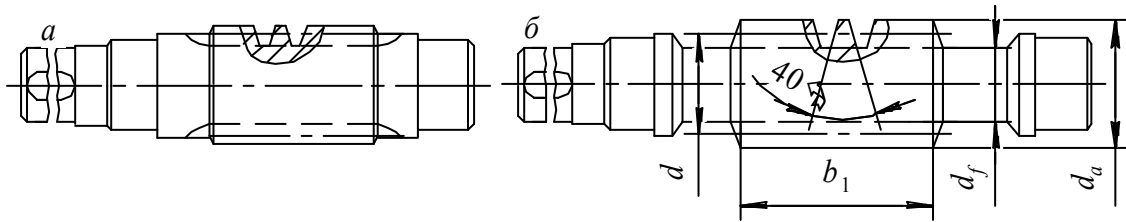
1.7. Определение параметров червяка и червячного колеса

Червяк в большинстве случаев изготавливают заодно с валом, при этом резьба может быть получена фрезерованием или нарезана на токарном станке. Геометрические соотношения параметров червяка приведены в табл. 1.10.

Червячное колесо по экономическим соображениям выполняется составным. Оно состоит из бронзового венца и чугунного либо стального центра (рис. 1.3).

Венец и центр получают путем отливки. Соединение венца и центра осуществляется при помощи глухой посадки с натягом (рис. 1.3, а) или при помощи болтов, поставленных без зазора (рис. 1.3, з).

Геометрические параметры червяка



Параметр	Расчетная формула
Диаметр делительной окружности d , мм	$d_1 = m_{\text{ст}} q_{\text{ст}}$
Диаметр начальной окружности d_w , мм	$d_{w1} = m_{\text{ст}} q_{\text{ст}}$
Диаметр окружности выступов d_a , мм	$d_{a1} = m_{\text{ст}} (q_{\text{ст}} + 2)$
Диаметр окружности впадин d_f , мм	$d_{f1} = m_{\text{ст}} (q_{\text{ст}} - 2,4)$
Длина нарезной части червяка b_1 , мм, при числе заходов $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$ с коэффициентом смещения $X_2 = + 1,0$ $X_2 = + 0,5$ $X_2 = 0$ $X_2 = - 0,5$ $X_2 = - 1,0$	$b_1 \geq m_{\text{ст}} (12 + 0,10Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (11 + 0,10Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (11 + 0,06Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (8 + 0,06Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (10,5 + Z_1)$
$Z_1 = 4$ с коэффициентом смещения $X_2 = + 1,0$ $X_2 = + 0,5$ $X_2 = 0$ $X_2 = - 0,5$ $X_2 = - 1,0$	$b_1 \geq m_{\text{ст}} (13 + 0,10Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (12,5 + 0,10Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (12,5 + 0,09Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (9,5 + 0,09Z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (10,5 + Z_1)$

Примечание. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину b_1 следует увеличить на 25 мм при $m < 10$ мм; на 35–40 мм при $m = 10–16$ мм; на 50 мм при $m > 16$ мм.

Во время работы происходит уменьшение натяга, так как бронзовый венец больше нагревается, чем чугунный центр, а также вследствие большего значения коэффициента линейного расширения бронзы, чем чугуна (стали).

Для гарантии неподвижности в плоскости стыка обычно устанавливают четыре-шесть винтов, как показано на рис. 1.3, *г*, или болты, при этом выступающую часть болта спиливают (рис. 1.3, *е*). Винты и болты проверяются на смятие.

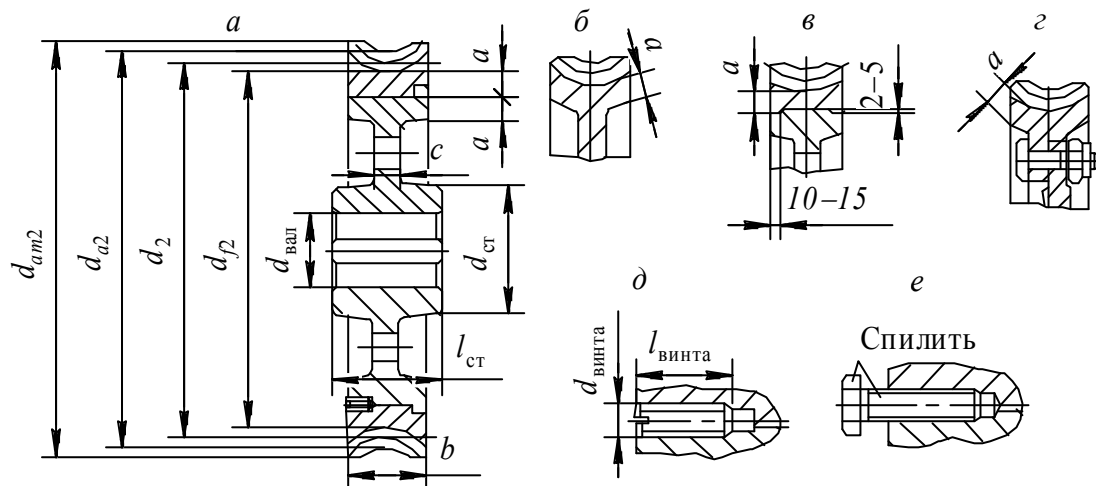


Рис. 1.3. Конструкция червячного колеса и способы крепления венца

Таблица 1.11

Геометрические параметры червячного колеса

Параметр	Расчетная формула
Диаметр делительной окружности d_2 , мм	$d_2 = mZ_2$
Диаметр начальной окружности d_w , мм	$d_w = m(Z_2 + 2X_2)$
Диаметр окружности выступов d_{a2} , мм	$d_{a2} = m(Z_2 + 2 + 2X_2)$
Диаметр окружности впадин d_{f2} , мм	$d_{f2} = m(Z_2 - 2,4 + 2X_2)$
Ширина венца колеса b_2 , мм, при числе заходов $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$ $Z_1 = 4$	$b_2 \leq 0,75d_1$ $b_2 \leq 0,67d_1$
Наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , мм, при числе заходов $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$ $Z_1 = 4$	$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m/(Z_1 + 2)$
Толщина обода (венца) и диска a , мм	$a = (2-4)m$
Толщина диска c , связывающего ступицу и обод, мм	$a = (1,0-1,2)a$
Диаметр отверстий в диске $D_{отв.}$, мм	$D_{отв.} = \frac{d_{f2} - 4a - d_{ст2}}{(2,5 - 4,0)}$
Диаметр ступицы $d_{ст}$, мм	$d_{ст2} = (1,6-1,8)d_{вал}$
Длина ступицы $l_{ст}$, мм	$l_{ст2} \leq (1,6-1,8)d_{вал}$
Крепежный винт или болт: диаметр винта (болта) $d_{винта}$, мм длина винта (болта) $l_{винта}$, мм	$d_{винта} = (0,6-0,7)a$ $l_{винта} = (2-3)a$

Примечание. Под размером $d_{вал}$ понимают диаметр вала под ступицей колеса, мм.

В последнее время находит применение отливка бронзового венца на ранее изготовленный чугунный центр. При этом способе соедине-

ния венца с центром (рис. 1.3, в) не требуется дополнительного крепления винтами или болтами. В некоторых случаях червячные колеса изготавливают сплошными (рис. 1.3, б). Соотношения геометрических параметров червячного колеса представлены в табл. 1.10.

На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = 0,5m$ с округлением до стандартного значения по ГОСТ 1048 (1-й ряд по ГОСТ 1048: ...0,4; 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0...). Угол фаски $\alpha_{\phi} = 45^{\circ}$.

1.8. Силы в зацеплении

Определение усилий в зацеплении червячной передачи (рис. 1.4) необходимо для расчета валов и подбора подшипников.

Окружное усилие на червяке F_{t1} равно осевому усилию на червячном колесе F_{a2} (без учета КПД):

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_1}, \quad (1.20)$$

где T_1 – крутящий момент на валу червяка, Н·м; d_1 – диаметр делительной окружности червяка, мм.

Окружное усилие на червячном колесе F_{t2} равно осевому усилию на червяке F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000T_2}{d_2}, \quad (1.21)$$

здесь T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м; d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм.

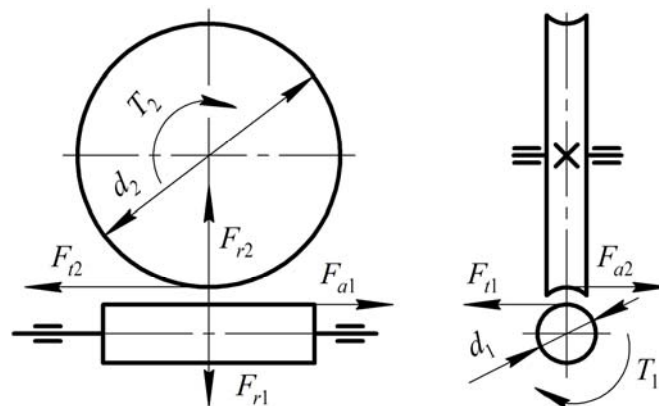


Рис. 1.4. Силы в червячной передаче

Радиальное усилие на червяке F_{r1} равно радиальному усилию на червячном колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\alpha_w), \quad (1.22)$$

где α_w – угол зацепления ($\alpha_w = 20^\circ$).

1.9. Расчет вала червяка на жесткость (выполняется после разработки эскизной компоновки редуктора)

Достаточная жесткость червяка обеспечивает правильность зацепления червячной пары. Критерием жесткости является значение прогиба f , мм, в среднем сечении червяка, которое не должно превышать допустимого $f \leq [f]$, обычно принимают $[f] = (0,005-0,01)m_{ст}$ и определяется по формуле

$$f = \frac{L^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI_{пр}} \leq [f], \quad (1.23)$$

где F_{t1} , F_{r1} – соответственно, окружная и радиальная силы для червяка, п. 1.8, Н; $E = 2 \cdot 10^5$ – модуль упругости материала червяка, Мпа; L – расстояние между опорами червяка, мм, определяемое из соотношения

$$L = (0,9-1,0)d_2, \quad (1.24)$$

здесь d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм; $I_{пр}$ – момент инерции сечения червяка, мм⁴, равный

$$I_{пр} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \quad (1.25)$$

здесь d_{f1} – диаметр окружности впадин витков червяка, мм; d_{a1} – диаметр окружности вершин витков червяка, мм.

В случае неудовлетворительного результата расчета на жесткость следует уменьшить расстояние между опорами червяка или увеличить коэффициент диаметра червяка q и после этого произвести перерасчет геометрических параметров передачи.

1.10. Тепловой расчет червячной передачи

При работе червячной передачи часть мощности расходуется на преодоление сил трения, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки корпуса редуктора. В случае недостаточного отвода тепла ре-

дуктор перегревается и выходит из строя. Поэтому необходимо производить тепловой расчет с целью определения температуры масла, которая не должна превышать допустимой величины.

Температуру масла определяют по формуле

$$t_{\text{м}} = t_{\text{в}} + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_t A_{\text{ред}}} \leq [t_{\text{м}}], \quad (1.26)$$

где $t_{\text{в}}$ – температура окружающей среды (обычно $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$).

η – коэффициент полезного действия (КПД) передачи, равный

$$\eta = (0,95 - 0,96) \frac{\text{tg}(\gamma)}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (1.27)$$

где γ – угол наклона винтовой линии червяка; ρ' – приведенный угол трения (табл. 1.12).

Таблица 1.12

Приведенный угол трения ρ'

Скорость скольжения V_s , м/с	Группа материалов венца червячного колеса					
	оловянистые бронзы		безоловянистые бронзы и латуни		чугуны	
	твердость поверхностей витков червяка HRC					
	св. 45	до 45	св. 45	до 45	св. 45	до 45
0,01	6°17'	6°51'	10°12'	–	10°12'	10°45'
0,05	5°09'	5°43'	7°58'	–	7°58'	9°05'
0,10	4°34'	5°09'	7°24'	–	7°24'	7°58'
0,25	3°43'	4°17'	5°43'	–	5°43'	6°51'
0,50	3°09'	3°43'	5°09'	–	5°09'	5°43'
1,00	2°35'	3°09'	4°00'	–	4°00'	5°09'
1,50	2°17'	2°52'	3°43'	–	3°43'	4°34'
2,00	2°00'	2°35'	3°09'	–	3°09'	4°00'
2,50	1°43'	2°17'	2°52'	–	–	–
3,00	1°36'	2°00'	2°35'	–	–	–
4,00	1°22'	1°47'	2°17'	–	–	–
5,00	1°16'	1°40'	2°00'	–	–	–
8,00	1°02'	1°29'	1°43'	–	–	–
10,00	0°55'	1°22'	–	–	–	–
15,00	0°48'	1°09'	–	–	–	–
24,00	0°45'	–	–	–	–	–

Примечание. Значения угла трения для скорости скольжения, отсутствующей в таблице, определяют интерполированием.

P_1 – мощность на валу червяка, Вт; K_t – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С) (табл. 1.13); $A_{ред}$ – площадь поверхности охлаждения, м², определяемая после выполнения компоновки или вычисляемая по эмпирической зависимости

$$A_{ред} = 12 \left(\frac{a_w^{YT}}{1000} \right)^{1,71}, \quad (1.28)$$

здесь a_w^{YT} – уточненное межосевое расстояние, мм.

$[t_m]$ – допускаемая температура масла (80–90°С). Если условие не выполняется, необходимо увеличить площадь поверхности охлаждения $A_{ред}$, установив ребра охлаждения, или применить другой способ охлаждения (табл. 1.13).

Таблица 1.13

Коэффициент теплопередачи K_t , Вт/(м²·°С)

Способ охлаждения	K_t
Воздушное, естественная циркуляция отсутствует	8–10
Воздушное, естественная циркуляция хорошая	14–17
Воздушное, искусственное охлаждение с помощью вентилятора	$7 + 11,6 \sqrt{\frac{n_1}{200}}$
Змеевик с проточной водой (скорость воды в трубе до 1 м/с)	90–200
Циркуляционная система смазки со специальными холодильниками	90–200

Примечание. Здесь n_1 – частота вращения вала червяка, мин⁻¹.

Пример расчета

Рассчитать червячную передачу одноступенчатого червячного редуктора с цилиндрическим червяком по следующим данным: мощность на валу червяка $P_1 = 4,5$ кВт, частота вращения вала червяка $n_1 = 1325$ мин⁻¹, передаточное число передачи $U = 18$, долговечность передачи $L_h = 10\,000$ ч.

Порядок расчета.

По табл. 1.1 при передаточном числе $U = 18$ (св. 14 до 30) принимаем $\eta_{чп} = 0,78$. Определяем мощность на выходном валу редуктора по формуле

$$P_2 = P_1 \eta_{чп} \eta_{мп} = 4,5 \cdot 0,78 \cdot 0,99 = 3,475 \text{ кВт.}$$

Частота вращения вала червячного колеса будет равна

$$n_2 = \frac{n_1}{U} = \frac{1325}{18} = 73,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловая скорость на валу червяка будет равна

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1325}{30} = 138,75 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 73,6}{30} = 7,71 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящие моменты на валах редуктора будут равны

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4500}{138,75} = 32,43 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3475}{7,71} = 450,71 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Червяк изготавливаем из стали 40Х с закалкой до твердости 50HRC. Ориентировочную скорость скольжения определим по формуле (1.1)

$$V_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1325 \sqrt[3]{450,71} = 4,57 \text{ м/с}.$$

По табл. 1.2 выбираем марку материала для изготовления венца червячного колеса – БрФ10Ж4Н4. По табл. 1.3 определяем формулу для расчета допускаемых контактных напряжений

$$[\sigma_H] = 300 - 25V_s = 300 - 25 \cdot 4,57 = 185,75 \text{ МПа}.$$

Определим число заходов червяка по табл. 1.1 при $U = 18$ $Z_1 = 2$. Число зубьев червячного колеса определим по формуле

$$Z_2 = Z_1 U = 2 \cdot 18 = 36.$$

Предварительное значение коэффициента диаметра червяка определим по формуле

$$q' = 0,25Z_2 = 0,25 \cdot 36 = 9.$$

Расчетное межосевое расстояние определим по формуле (1.4)

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q'} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{[\sigma_H] \frac{Z_2}{q'}} \right]^2 T_2 K_H 10^3 } =$$

$$= \left(\frac{36}{9} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{185,75 \frac{36}{9}} \right]^2 450,71 \cdot 1,1 \cdot 10^3 } = 148 \text{ мм}.$$

Определим расчетный осевой модуль по формуле (1.6):

$$m' = \frac{2a_w}{q' + Z_2} = \frac{2 \cdot 148}{9 + 36} = 6,57 \text{ мм.}$$

По табл. 1.5 принимаем стандартные значения $m_{ст} = 6,3$ мм и $q_{ст} = 10$.

Вычисляем диаметры делительной окружности червяка по формуле (1.7) и колеса по формуле (1.8):

$$d_1 = m_{ст} q_{ст} = 6,3 \cdot 10 = 63 \text{ мм,}$$
$$d_2 = m_{ст} Z_2 = 6,3 \cdot 36 = 226,8 \text{ мм.}$$

Уточняем межосевое расстояние a_w^{yt} , мм, по формуле (1.11)

$$a_w^{yt} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{63 + 226,8}{2} = 144,9 \text{ мм.}$$

Угол наклона винтовой линии вычислим по формуле (1.10)

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q_{ст}}\right) = \arctg\left(\frac{2}{10}\right) = 11,30993^\circ.$$

Уточняем скорость скольжения по формуле (1.9)

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3 \cos(\gamma)} = \frac{\pi 63 \cdot 1325}{60 \cdot 10^3 \cos(11,30993^\circ)} = 4,46 \text{ м/с.}$$

Уточняем допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 300 - 25V_s = 300 - 25 \cdot 4,46 = 188,5 \text{ МПа.}$$

Окружная скорость колеса (формула (1.14)) будет равна

$$V_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2000} = \frac{7,71 \cdot 226,8}{2000} = 0,87 \text{ м/с.}$$

По табл. 1.7 при $V_2 = 0,87$ м/с и $V_s = 4,46$ м/с значение отсутствует, поэтому увеличиваем степень точности передачи и принимаем значение $K_{HV} = 1,4$.

При $Z_1 = 2$ ширину венца червячного колеса b_2 , мм, определим по формуле (1.15, а):

$$b_2 \leq 0,75(d_1 + 2m_{ст}) = 0,75(63 + 2 \cdot 6,3) = 56,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 55$ мм.

Определяем условный угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса по формуле (1.16)

$$2\delta = 2 \arcsin\left(\frac{b_2}{d_1 + 1,5m_{\text{ср}}}\right) = 2 \arcsin\left(\frac{55}{63 + 1,5 \cdot 6,3}\right) = 98,77763^\circ.$$

$90^\circ \leq 98,77763^\circ \leq 120^\circ$. Условие выполняется.

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{Z_2} \sqrt{\left[\frac{Z_2 + 1}{q}\right]^3} T_2 K_H 10^3 = \\ &= \frac{170}{\frac{36}{10}} \sqrt{\left[\frac{\frac{36}{10} + 1}{144,9}\right]^3} 450,71 \cdot 1,4 \cdot 10^3 = 212,2 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} определим по формуле

$$N_{FE} = 60L_H n_2 = 60 \cdot 10\,000 \cdot 73,6 = 4,4 \cdot 10^7.$$

Базовое число циклов $N_{FLim} = 10^6$. Так как $N_{FLim} \leq N_{FE}$, принимаем $K_{FL} = 1$.

По табл. 1.2 для материала колеса выбираем значение $\sigma_B = 650$ МПа (литье в кокиль).

По табл. 1.8 выбираем формулу для расчета допускаемого напряжения изгиба зуба для реверсивных передач, изготовленных из материалов II группы

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_B K_{FL} = 0,12 \cdot 650 \cdot 1 = 78 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное число зубьев червячного колеса вычислим по формуле

$$Z_{2E} = \frac{Z_2}{\cos^3(\gamma)} = \frac{36}{\cos^3(11,30993^\circ)} = 38,2.$$

По табл. 1.9 определяем значение Y_F , интерполируя недостающее значение

$$Y_F = 1,61 - \frac{1,61 - 1,55}{40 - 37} (38,2 - 37) = 1,586.$$

По формуле (1.19) определяем действительные напряжения изгиба зубьев

$$\sigma_F = \frac{1400T_2K_F Y_F}{d_2 b_2 m_{ст}} = \frac{1400 \cdot 450,71 \cdot 1,1 \cdot 1,586}{226,8 \cdot 55 \cdot 6,3} = 14 \text{ МПа.}$$

$14 \leq 78$ МПа. Условие выполняется.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Чему равно межосевое расстояние червячной передачи с передаточным числом $U = 24$? Мощность на ведомом валу 10 кВт, частота вращения выходного вала 200 мин⁻¹. Колесо изготовлено из бронзы БрО10Ф1, отлитой в землю. Червяк изготовлен из стали 45, закаленной до твердости 48HRC.

Задача 2. Модуль зацепления 6,3 мм, коэффициент толщины червяка 10. Передаточное число – 30. Крутящий момент на валу червяка 120 Нм. Определить действительные контактные напряжения в зацеплении.

Задача 3. Модуль зацепления 6,3 мм, коэффициент толщины червяка 10. Передаточное число – 30. Крутящий момент на валу червяка 120 Нм. Определить действительные напряжения изгиба.

Задача 4. Определить размеры червяка и червячного колеса червячной передачи с передаточным числом 15. Модуль зацепления 16 мм, коэффициент толщины червяка 16. Мощность на ведущем валу 6,5 кВт, угловая скорость на тихоходном валу 20 с⁻¹.

Задача 5. Определить температуру масла в червячном редукторе, передающем 7,5 кВт. Размеры корпуса редуктора: ширина 200 мм, высота 500 мм, длина 275 мм. Охлаждение осуществляется вентилятором, насаженным на ведущий вал редуктора, вращающийся с частотой 1450 мин⁻¹.

2. РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВТУЛОЧНОЙ ИЛИ РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

2.1. Общие сведения

Цепные передачи состоят из ведущей и одной или нескольких ведомых звездочек, соединенных с помощью цепи (рис. 2.1). В зависимости от конструкции цепи передачи могут быть со втулочной, роликковой и зубчатой цепью. В дальнейшем рассмотрим только втулочные и роликковые цепи, которые нашли более широкое применение.

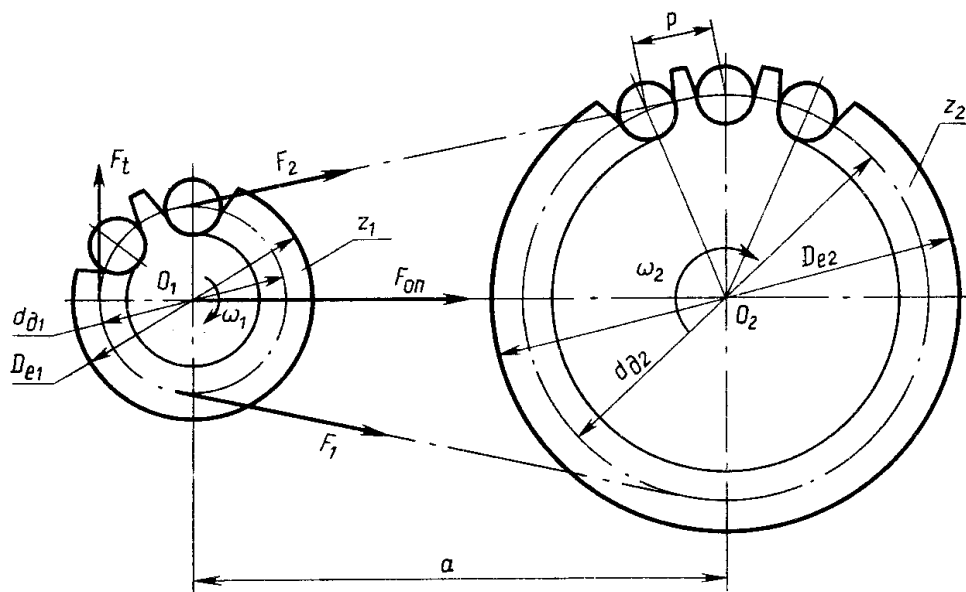


Рис. 2.1. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Достоинства цепных передач: возможность передавать большие мощности; использование при больших межосевых расстояниях (до 8 м); меньшие габаритные размеры по сравнению с ременными передачами; постоянство среднего передаточного числа; сравнительно высокий КПД (до 98%); возможность передавать крутящий момент на несколько валов с разным направлением вращения; меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы.

Недостатки цепных передач: неравномерность хода ведомой звездочки, особенно при малом количестве зубьев на ведущей звездочке Z_1 и большом шаге t ; значительный износ шарниров цепи; возникновение дополнительных динамических нагрузок; шум при работе и вибрации при больших скоростях V в передачах со втулочными и

роликовыми цепями; недостаточная защищенность от попадания пыли и грязи; плохие условия смазки; необходимость регулировки натяжения; необходимость точного монтажа (оси звездочек должны быть параллельны, а средние плоскости зубчатых венцов звездочек совпадать); передача энергии только между параллельными валами.

Область применения. Применяют для передачи больших мощностей на значительные межосевые расстояния, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым в тех случаях, когда зубчатые передачи не применимы, а ременные недостаточно надежны (в транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, горнорудном оборудовании и подъемно-транспортных устройствах).

Цепи цепных передач классифицируются по следующим признакам (рис. 2.2): по назначению они делятся на приводные и тяговые (изучаются в курсе «Подъемно-транспортные машины»); по конструкции приводные цепи бывают втулочные, роликовые и зубчатые; по количеству рядов втулочные и роликовые делятся на одно- и многорядные (2, 3, 4).

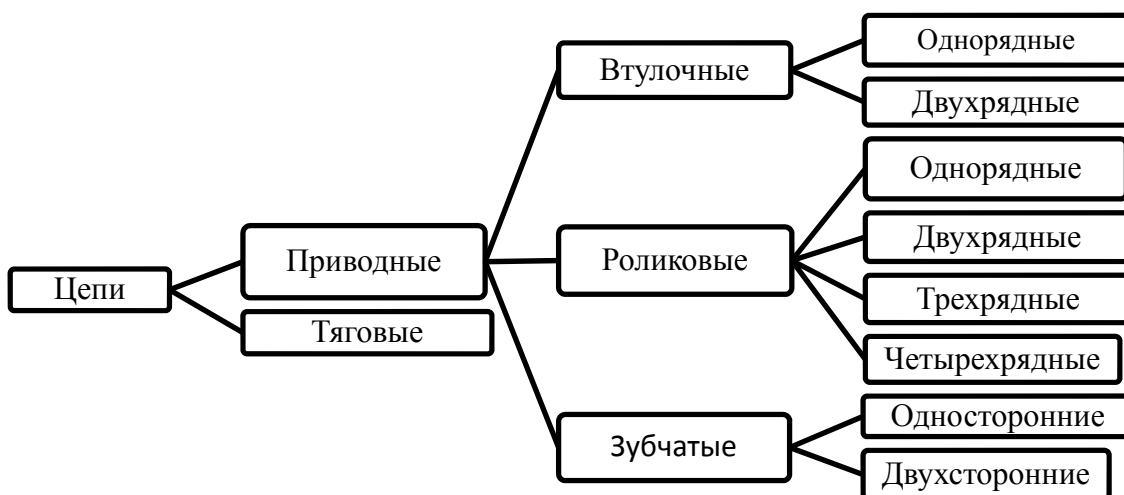


Рис. 2.2. Классификация цепей

Маркировка цепи включает:

Цепь [II][III]–[IV]–[V]–[VI]ГОСТ 13568 – 97

- слово «Цепь»;
- в позиции II буквой «П» записывается назначение цепи – приводная (если цепь многорядная, перед буквой «П» указывается цифрой количество рядов);

- в позиции III указывается тип цепи, записываемый буквой («В» – втулочная; «Р» – роликовая; «З» – зубчатая);
- в позиции IV приводится шаг цепи в мм;
- в позиции V указывается разрушающая нагрузка в кН;
- позиция VI используется для некоторых шагов роликовой и втулочной цепи, чтобы указать габарит по ширине (1 или 2).

Примеры маркировки втулочных и роликовых цепей представлены в примечаниях к табл. 2.5–2.7.

Звездочки для втулочных и роликовых цепей имеют небольшую ширину. Поэтому их изготавливают цельными (рис. 2.3, в) или составными (рис. 2.3, а, б) из двух частей – диска с зубьями и ступицы, которые в зависимости от материалов и назначения звездочки свариваются (рис. 2.3, а) или соединяются заклепками (болтами) (рис. 2.3, б).

Цельные (монолитные) звездочки и диски составных в основном изготавливают из среднеуглеродистой или легированной стали 40, 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с закалкой до твердости 40–50HRC или цементируемой стали 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН2 с термообработкой до твердости 50–60HRC.

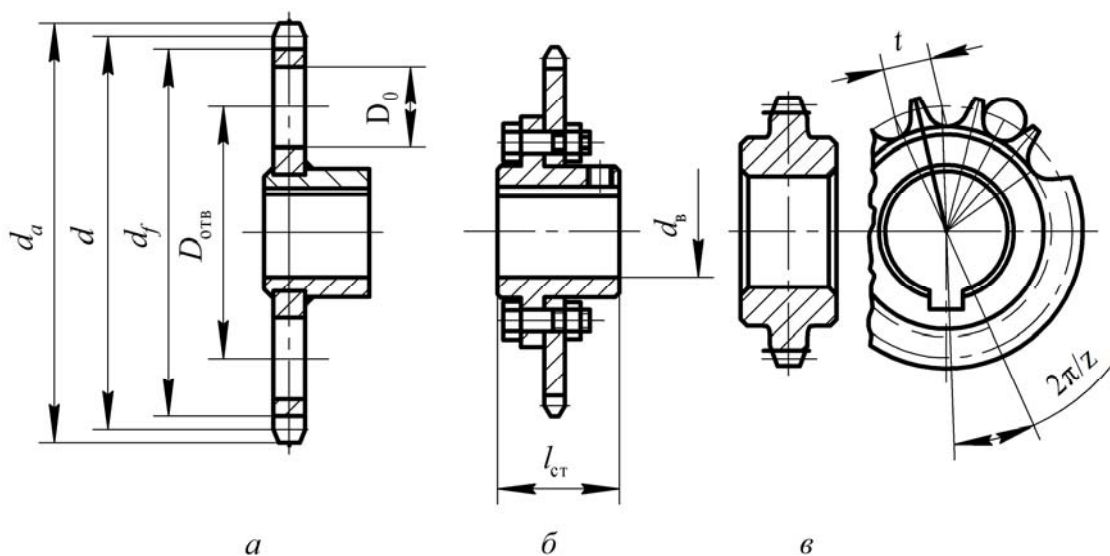


Рис. 2.3. Конструкции звездочек для роликовых и втулочных цепей

Звездочки тихоходных передач при скорости цепи $V \leq 3$ м/с и отсутствии динамических нагрузок изготавливают также из серого или модифицированного чугуна СЧ15, СЧ18, СЧ20, СЧ30 с твердостью поверхности до 260–300НВ.

Для обеспечения работоспособности цепной передачи необходимо осуществить натяжение цепи, которое выполняется следующими

способами: горизонтальное или вертикальное перемещение одной из опор звездочки; прижимными или отжимными звездочками или роликами.

2.2. Основные исходные характеристики для расчета

Основными характеристиками цепной передачи являются: *передаваемая мощность P* , равная

$$P = F_t V, \quad (2.1)$$

где F_t – окружная сила, Н. V – скорость цепи, м/с, определяемая по формуле

$$V = \frac{nZt}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.2)$$

здесь n – частота вращения звездочки, мин^{-1} ; Z – число зубьев звездочки; t – шаг цепи, мм.

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамическая нагрузка привода. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с $V \leq 15$ м/с и $n \leq 500$ мин^{-1} . Однако встречаются передачи с $n \leq 3000$ мин^{-1} . В быстроходных приводах цепную передачу обычно устанавливают после редуктора на тихоходной ступени.

Передаточное число определяется из соотношения

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.3)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек соответственно, мин^{-1} ; Z_1 и Z_2 – число зубьев на ведущей и ведомой звездочках соответственно.

Передаточное число обычно не превышает 6–7. При больших значениях U становится нецелесообразно выполнять одноступенчатую передачу из-за ее больших габаритов.

КПД передачи η . Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. При периодической смазке $\eta = 0,94–0,95$; при лучших условиях $\eta \leq 0,98$.

2.3. Проектный расчет цепной передачи втулочной и роликовой цепью

Исходными данными для расчета цепной передачи являются: передаточное число U , мощность на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах, частота вращения n_1 и n_2 , крутящие моменты на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах; условия работы и расположение передачи.

Причиной выхода цепной передачи из строя является износ шарниров цепи, поэтому проектный расчет выполняется по допускаемому давлению в шарнирах цепи. Расчет выполняют в следующей последовательности:

Определяем число зубьев ведущей звездочки Z_1 по табл. 2.1 в зависимости от передаточного числа U или по формуле

$$Z_1 = 33 - 2U. \quad (2.4)$$

Полученное значение округляется до целого нечетного, чтобы обеспечить долговечность работы цепи.

Таблица 2.1

Определение числа зубьев ведущей звездочки

U	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6	>6
Z_1	31–27	27–25	25–23	23–21	21–17	17–15

Определяем число зубьев ведомой звездочки из соотношения

$$Z_2 = Z_1 U \leq [120]. \quad (2.5)$$

Полученное значение округляют до целого нечетного. Число зубьев на ведомой звездочке не должно превышать 120, чтобы предотвратить соскакивание цепи. Если условие не выполняется, необходимо уменьшить количество зубьев на ведущей звездочке и повторить расчет.

Вычисляем фактическое передаточное число по формуле

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (2.6)$$

Проверяем отклонение ΔU фактического передаточного числа U_{ϕ} от заданного U

$$\Delta U = \frac{|U_{\phi} - U|}{U} \cdot 100\% \leq 4\%. \quad (2.7)$$

Если условие не выполняется, выбрать другое количество зубьев и повторить расчет.

Определяем допускаемое среднее давление в шарнирах цепи $[q_0]_{\text{ср}}$, МПа, по формуле

$$[q_0]_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^8 [q_0]_i}{8} \left[1 + \frac{Z_1 - 17}{100} \right], \quad (2.8)$$

где $[q_0]_i$ – допускаемое давление в шарнирах цепи при i -м шаге и ближайшей большей частоте вращения вала ведущей звездочки (табл. 2.2), МПа; Z_1 – число зубьев ведущей звездочки.

Таблица 2.2

Допускаемое давление в шарнирах цепи $[q_0]$, МПа, допускаемая частота вращения $[n_1]$ малой (ведущей) звездочки и допускаемое число ударов $[v]$

n , мин ⁻¹	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	–	–
1000	17	16	14	13	13	–	–	–
$[n_1]$, мин ⁻¹	1250	1000	900	800	630	500	400	300
$[v]$, с ⁻¹	40	30	25	20	16	14	12	10

Примечание 1. Для передач, защищенных от пыли, при спокойной работе и надежной смазке возможно увеличение допускаемой частоты вращения $[n_1]$ на 25–30%.

Вычисляем коэффициент эксплуатации $K_э$ по формуле

$$K_э = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} \leq [K_э], \quad (2.9)$$

здесь K_d – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки (табл. 2.3); K_a – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние (при выполнении проектного расчета, когда неизвестно межосевое расстояние $K_a = 1$); K_n – коэффициент, учитывающий угол наклона α центров звездочек к горизонту (табл. 2.3); $K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки передачи (табл. 2.3); $K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий характер смазки (табл. 2.3); $K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи, определяемый из условия

$K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{n}$, где n – количество смен работы в сутки); $[K_3]$ – допускаемый коэффициент эксплуатации ($[K_3] = 3$).

Если условие не выполняется, необходимо изменить условия работы передачи и выбрать другие значения коэффициентов.

Таблица 2.3

Значения коэффициентов, учитывающих условия работы цепной передачи

Коэффициент	Условия работы передачи	Значение
K_d	Спокойная нагрузка (стартовые нагрузки превышают номинальные на 150%)	$K_d = 1$
	Нагрузка с толчками (стартовые нагрузки превышают номинальные на 200%)	$K_d = 1,2-1,5$
	Нагрузка с сильными ударами (стартовые нагрузки превышают номинальные на 300%)	$K_d = 1,8$
K_a	При $a = (30-50)P$	$K_a = 1$
	При $a \leq 25P$	$K_a = 1,25$
	При $a = (60-80)P$	$K_a = 0,9$
K_n	При $\alpha \leq 60^\circ$	$K_n = 1$
	При $\alpha > 60^\circ$	$K_n = 1,25$
$K_{\text{рег}}$	Отжимные опоры	$K_{\text{рег}} = 1$
	Оттяжные звездочки	$K_{\text{рег}} = 1,1$
	Натяжные ролики	$K_{\text{рег}} = 1,1$
	Нерегулируемые	$K_{\text{рег}} = 1,25$
$K_{\text{см}}$	Непрерывная смазка в масляной ванне	$K_{\text{см}} = 0,8$
	Регулярная капельная или внутришарнирная смазка	$K_{\text{см}} = 1$
	Периодическая смазка	$K_{\text{см}} = 1,5$

Определяем требуемый шаг цепи $t_{\text{тр}}$, мм, по формуле

$$t_{\text{тр}} \geq 2,83 \sqrt{\frac{1000T_1 K_3}{Z_1 [q_0]_{\text{ср}} m_p}}, \quad (2.10)$$

где T_1 – крутящий момент на валу ведущей звездочки, Н·м; $[q_0]_{\text{ср}}$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа; m_p – коэффициент, учитывающий количество рядов цепи (табл. 2.4). По вычисленному значению шага выбираем стандартную цепь, у которой шаг не меньше вычисленного значения и выписываем ее типоразмер и параметры (табл. 2.5-2.7).

Таблица 2.4

Значение коэффициента рядности цепи m_p

Число рядов цепи Z_p	1	2	3	4
m_p	1	1,7	2,5	3

Таблица 2.5

Цепи приводные роликовые и втулочные однорядные

Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР

1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено; 4 – переходное звено;
5 – двойное переходное звено; 6 – валик; 7 – втулка; 8 – ролик

Типоразмер цепи	t , мм	b_1 , мм	d_2 , мм	d_1, d_4 , мм	s , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчетная), кг
ПР-8-4,6	8,00	3,00	2,31	5,00	1,50	7,50	12	7	4,60	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	1,50	8,50	17	10	9,10	0,45
ПР-12,7-10-1	12,70	2,40	3,66	7,75	1,65	10,00	10,5	6,3	10,00	0,30
ПР-12,7-9	12,70	3,30	3,66	7,75	1,65	10,00	12	7	9,00	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,70	5,40	4,45	8,51	1,65	11,80	19	10	18,20	0,65
ПР-12,7-18,2	12,70	7,75	4,45	8,51	1,65	11,80	21	11	18,20	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	1,65	14,80	20	11	23,00	0,80
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	1,65	14,80	24	13	23,00	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	2,20	18,20	33	18	31,80	1,90
ПР-25,4-60	25,40	15,88	7,92	15,88	3,25	24,20	39	22	60,00	2,60

Окончание табл. 2.5

Типоразмер цепи	t , мм	b_1 , мм	d_2 , мм	d_1, d_4 , мм	s , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчетная), кг
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	4,20	30,20	46	24	89,00	3,80
ПР-38,1-127	38,10	25,40	11,10	22,23	4,80	36,20	58	30	127,00	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	5,60	42,40	62	34	172,40	7,50
ПР-50,8-227	50,80	31,75	14,27	28,58	6,40	48,30	72	38	227,00	9,70
ПР-63,5-354	63,50	38,10	19,84	39,68	8,20	60,40	89	48	354,00	16,00

Цепи приводные втулочные однорядные типа ПВ

1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – соединительное звено; 4 – валик; 5 – втулка

ПВ-9,525-11,5	9,525	7,60	3,59	5,00	1,50	8,80	18,5	10	11,50	0,50
ПВ-9,525-13,0	9,525	9,52	4,45	6,00	1,50	9,85	21,2	12	13,00	0,65

Примечание. Ниже приведены примеры условных обозначений цепей.

Цепь приводная роликотая однорядная с шагом 12,7 мм, с расстоянием между внутренними пластинами $b_1 = 7,75$ мм и с разрушающей нагрузкой 18,2 кН:

цепь ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568–97.

То же, с расстоянием между внутренними пластинами $b_1 = 5,40$ мм:

цепь ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568–97.

Цепи приводные втулочные многорядные

Цепи приводные втулочные двухрядные типа 2ПВ

1 – внутреннее звено; *2* – наружное звено; *3* – соединительное звено; *4* – промежуточная пластина

Типоразмер цепи	t , мм	b_1 , мм	d_2 , мм	d_4 , мм	s , мм	A , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчетная), кг
Цепи приводные втулочные двухрядные типа 2ПВ и роликовые двухрядные типа 2ПР											
2ПВ-9,525-20	9,525	5,20	4,45	6,00	1,50	10,75	9,85	27,5	8,50	20,0	1,0

Примечание. Ниже приведены примеры условных обозначений цепей.

Цепь приводная втулочная двухрядная с шагом 9,525 мм и с разрушающей нагрузкой 20 кН:

цепь 2ПВ-9,525-20 ГОСТ 13568–97.

Таблица 2.7

Цепи приводные роликовые многорядные

Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР

1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено;
3 – соединительное звено; 4 – переходное звено;
5 – двойное переходное звено; 6 – промежуточная пластина

Типоразмер цепи	t , мм	b_1 , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	s , мм	A , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчетная), кг
2ПР-12,7-31,8	12,70	7,75	4,45	8,51	1,65	13,92	11,80	35	11,00	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	1,65	16,59	14,80	41	13,00	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	2,20	22,78	18,08	53,4	17,75	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,40	15,88	7,92	15,88	3,25	29,29	24,20	68	22,00	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	4,20	35,76	30,20	82	24,00	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,10	25,40	11,10	22,23	4,80	45,44	36,20	104	30,00	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	5,60	48,87	42,24	110	34,00	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,80	31,75	14,27	28,58	6,40	58,55	48,30	130	38,00	453,6	19,1

Окончание табл. 2.7

Типоразмер цепи	t , мм	b_1 , мм	d_2 , мм	d_1, d_4 , мм	s , мм	A , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчетная), кг
Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР											
3ПР-12,7-45,4	12,70	7,75	4,45	8,51	1,65	13,92	11,80	50	11,00	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	1,65	16,59	14,80	57	13,00	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	19,05	12,70	5,96	11,91	2,20	22,78	18,08	76,2	17,75	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	25,40	15,88	7,92	15,88	3,25	29,29	24,20	98	22,00	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	4,20	35,76	30,20	120	24,00	265,5	11,0
3ПР-38,1-381	38,10	25,40	11,10	22,23	4,80	45,44	36,20	150	30,00	381,0	16,5
3ПР-44,45-517,2	44,45	25,40	12,70	25,40	5,60	48,87	42,24	160	34,00	517,2	21,7
3ПР-50,8-680,4	50,80	31,75	14,27	28,58	6,40	58,55	48,30	190	38,00	680,4	28,3
Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР											
4ПР-19,05-128	19,05	12,70	5,94	11,91	2,20	22,78	18,08	17,75	101,90	128,0	5,75
4ПР-25,4-228	25,40	15,88	7,92	15,88	3,25	29,29	24,20	22	129,90	228,0	10,9
4ПР-31,75	31,75	19,05	9,53	19,05	4,20	35,76	30,20	24	157,50	355,0	14,7
4ПР-38,1-508	38,10	25,40	11,10	22,23	4,80	45,44	36,20	30	197,10	508,0	22,0
4ПР-50,8-900	50,80	31,75	14,27	28,58	6,40	58,55	48,30	38	252,30	900,0	38,0

Примечание. Ниже приведены примеры условных обозначений цепей.

Цепь приводная роликовая трехрядная с шагом 25,4 мм и с разрушающей нагрузкой 171 кН:

цепь 3ПР-25,4-171 ГОСТ 13568–97.

Цепь приводная роликовая четырехрядная с шагом 50,8 мм и с разрушающей нагрузкой 900 кН:

цепь 4ПР-50,8-900 ГОСТ 13568–97.

С увеличением шага цепи возрастают динамические нагрузки и шум при работе передачи. Поэтому при больших скоростях следует принимать цепи с меньшим шагом, одновременно увеличивая при этом число рядов.

Для выбранной цепи уточняем допускаемое давление в шарнирах цепи по формуле

$$[q_0] = [q_0]_{\text{табл}} \left[1 + \frac{Z_1 - 17}{100} \right], \quad (2.11)$$

где $[q_0]_{\text{табл}}$ – допускаемое давление в шарнирах цепи при выбранном шаге и ближайшей большей частоте вращения вала ведущей звездочки (табл. 2.2), МПа.

Определяем межосевое расстояние передачи a , м, из условия долговечности цепи

$$a = \frac{t(5U_{\phi} + 25)}{1000}, \quad (2.12)$$

где t – стандартный шаг цепи, мм; U_{ϕ} – фактическое передаточное число. Точность расчета 2 знака после запятой.

Определяем число звеньев цепи W по формуле

$$W = K_{Z1} + \frac{2000a}{t} + K_{Z2}^2 \frac{t}{10^3 a}, \quad (2.13)$$

здесь K_{Z1} и K_{Z2} – вспомогательные коэффициенты, равные

$$K_{Z1} = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} \quad \text{и} \quad K_{Z2} = \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}. \quad (2.14)$$

Полученное число звеньев цепи округляют до целого четного $W_{\text{пр}}$. В этом случае отпадает необходимость использовать переходные звенья, уступающие по прочности основным.

Уточняем межосевое расстояние в шагах по формуле:

$$a_s = \frac{(W_{\text{пр}} - K_{Z1} + \sqrt{(W_{\text{пр}} - K_{Z1})^2 - 8K_{Z2}^2})}{4}. \quad (2.15)$$

Полученное значение считаем с точностью 2 знака после запятой.

Уточняем значение коэффициента, учитывающего межосевое расстояние передачи K_a (табл. 2.3).

Уточненное межосевое расстояние, a_y , м, будет равно

$$a_y = \frac{a_s t}{1000}, \quad (2.16)$$

где t – шаг цепи, мм. Точность расчета два знака после запятой.

Определяем угол наклона центров звездочек к горизонту α , °, по формуле

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{H_{Z2} - H_{Z1}}{a_y} \right), \quad (2.17)$$

где H_{Z1} и H_{Z2} – расстояние от нулевого уровня до центра оси вала ведущей и ведомой звездочек соответственно, мм. Точность вычисления угла наклона 5 знаков после запятой.

Уточняем значение коэффициента, учитывающего угол наклона центров звездочек к горизонту K_n (табл. 2.3), и пересчитываем значение коэффициента эксплуатации K_3 (формула 2.9).

2.4. Проверочные расчеты цепной передачи со втулочной и роликовой цепями

Проверочные расчеты выполняют по допустимой частоте вращения $[n]$ малой звездочки, допустимому числу ударов цепи $[v]$, допустимому давлению в шарнирах цепи $[q_0]$ и запасу прочности $[S]$.

а) Расчет по допустимой частоте вращения $[n_1]$ выполняется с целью уменьшения динамических нагрузок на цепь и звездочки по условию

$$n_1 \leq [n_1], \quad (2.18)$$

где $[n_1]$ – допустимое значение частоты вращения малой звездочки (табл. 2.2). Если условие не выполняется, необходимо выбрать цепь с меньшим шагом.

б) Расчет по удельному давлению q_0 в шарнирах выполняют для обеспечения износостойкости цепи по условию

$$q_0 = \frac{F_t K_3}{A_{ш}} \leq [q_0]. \quad (2.19)$$

F_t – окружная сила, Н, определяемая по формуле

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_{d1}}, \quad (2.20)$$

здесь T_1 – крутящий момент на валу ведущей звездочки, Н·м; d_{d1} – диаметр делительной окружности меньшей (ведущей) звездочки, мм, (рис. табл. 2.10), равный

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_1}\right)}, \quad (2.21)$$

где t – стандартный шаг цепи, мм; Z_1 – число зубьев ведущей звездочки.

$K_э$ – уточненное значение коэффициента эксплуатации; $A_{ш}$ – проекция опорной поверхности шарнира, мм², определяется по формуле

$$A_{ш} \approx d_2 b_1 Z_p, \quad (2.22)$$

где d_2 , b_1 – размеры элементов цепей, мм (табл. 2.5–2.7); Z_p – число рядов цепи.

$[q_0]$ – допустимое давление в шарнирах цепи, МПа (формула (2.11)).

Если условие $q_0 \leq [q_0]$ не выполняется, необходимо увеличить число рядов цепи и повторить проверочный расчет по формуле (2.19).

в) Рассчитать число ударов цепи ν при набегании на зубья звездочек и сбегании с них с целью исключения повышенных динамических нагрузок по формуле

$$\nu = \frac{4Z_1 n_1}{60W} \leq [\nu], \quad (2.23)$$

где Z_1 – число зубьев ведущей звездочки; n_1 – частота вращения вала ведущей звездочки, мин⁻¹; W – число звеньев цепи; $[\nu]$ – допускаемое число ударов цепи (табл. 2.2).

В случае, если расчетное число ударов превышает допускаемое, необходимо увеличить число звеньев цепи и повторить расчет по формулам (2.15)–(2.23).

г) Проверяем цепь по запасу прочности S по формуле

$$S = \frac{Q}{F_t K_d + F_f + F_V} \geq [S], \quad (2.24)$$

где Q – разрушающая нагрузка, Н (табл. 2.5, 2.6, 2.7); K_d – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки.

F_f – натяжение от силы тяжести цепи, Н, равное

$$F_f = 9,81 m a_y K_f, \quad (2.25)$$

здесь m – масса 1 метра цепи, кг/м (табл. 2.5–2.7); a_y – уточненное межосевое расстояние, м (формула 2.16). K_f – коэффициент, учитывающий провисание цепи, определяется из соотношения

$$K_f = 6 - \frac{\alpha^2}{10^4} - 0,0456\alpha, \quad (2.26)$$

где α – угол наклона центров звездочек к горизонту, град. (формула 2.17);
 F_V – натяжение цепи от центробежной силы, Н, равное

$$F_V = mV^2, \quad (2.27)$$

где V – средняя скорость цепи, м/с, равная

$$V = \frac{Z_1 t n_1}{60\,000}, \quad (2.28)$$

здесь Z_1 – число зубьев на ведущей звездочке; t – стандартный шаг цепи, мм; n_1 – частота вращения вала ведущей звездочки, мин⁻¹.

$[S]$ – допускаемое значение коэффициента безопасности (табл. 2.8).

Если условие $S \geq [S]$ не выполняется, необходимо выбрать цепь с большим шагом или большим числом рядов и повторить проверочные расчеты, начиная с пункта (а).

Таблица 2.8

Допускаемые значения коэффициента безопасности для втулочной и роликовой цепи

Шаг цепи t , мм	Значение $[S]$ при частоте вращения, мин ⁻¹ , малой звездочки (не более)				
	50	200	400	600	1000
12,70–15,875	7,0	7,8	8,5	9,3	11,0
19,05–25,40	7,0	8,2	9,3	10,3	12,9
31,75–38,10	7,0	8,5	10,2	13,2	16,3
44,45–50,80	7,0	9,3	11,7	14,0	–

д) Для нормальной работы передачи необходимо провисание холостой ветви цепи примерно на $0,01a_y$. Это достигается путем уменьшения расчетного межосевого расстояния на 0,75–1,0%. Поэтому рекомендуемое монтажное расстояние a_m принимают равным

$$a_m = (0,996 - 0,998)a_y. \quad (2.29)$$

е) Определяют нагрузку на валы звездочек по формуле:

$$F_B = K_B F_t, \quad (2.30)$$

где K_v – коэффициент нагрузки, учитывающий характер нагрузки, действующей на вал, и расположение передачи (табл. 2.9); F_t – окружная сила, Н (формула 2.20).

Таблица 2.9

Значения коэффициента нагрузки K_v , учитывающие характер нагрузки, действующей на вал, и расположение передачи

Характер нагрузки	Угол наклона α	
	до 40°	свыше 40°
Спокойная	1,15	1,05
Ударная	1,30	1,15

2.5. Конструирование звездочек для роликовых и втулочных цепей

Соотношения основных параметров звездочек роликовых и втулочных цепей представлены в табл. 2.10.

Пример расчета

Рассчитать передачу роликовой цепью для привода шпинделя токарного автомата по следующим данным: мощность на ведущей звездочке $P_1 = 2,6$ кВт, частота вращения ведомой звездочки $n_2 = 250$ мин⁻¹, передаточное число передачи $U = 2$, межосевое расстояние не более $a = 750$ мм, регулировка передачи производится смещением оси ведущей звездочки, нагрузка – с умеренными толчками, смазка – периодическая, работа – двухсменная, линия центров звездочек наклонена к горизонту под углом 80° .

Порядок расчета.

а) По табл. 2.1 принимаем число зубьев малой звездочки в зависимости от передаточного числа $Z_1 = 25$.

б) Определяем число зубьев ведомой звездочки

$$Z_2 = Z_1 U = 25 \cdot 2 = 50.$$

в) Находим коэффициент, учитывающий условия эксплуатации. Принимаем $K_d = 1,25$; так как шаг цепи пока неизвестен, поэтому нельзя определить межосевое расстояние, зависящее от шага цепи, предварительно принимаем коэффициент $K_a = 1$; $K_{рег} = 1$; $K_{см} = 1$; $K_{реж} = 1,25$; $K_H = 1,25$.

Тогда по формуле (2.9)

$$K_3 = K_d K_a K_H K_{рег} K_{см} K_{реж} = 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,95.$$

г) Определяем частоту вращения ведущей звездочки

$$n_1 = n_2 U = 250 \cdot 2 = 500 \text{ мин}^{-1}.$$

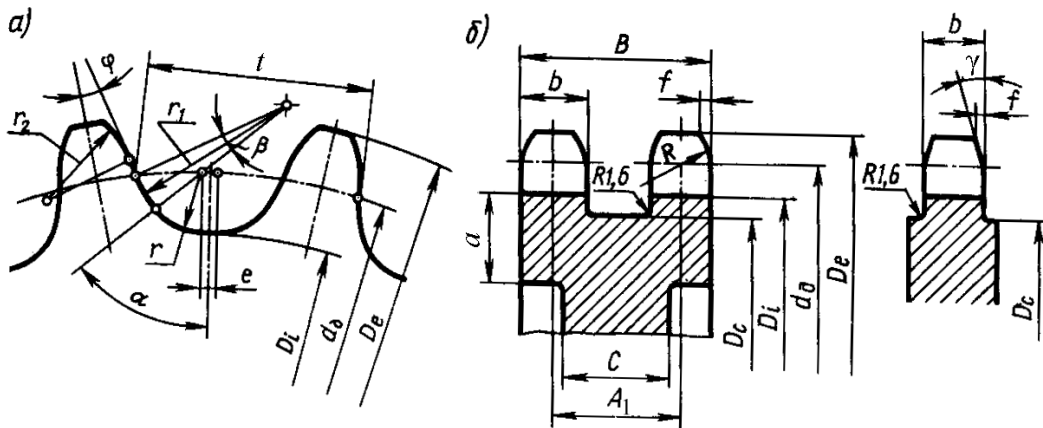
д) Среднее значение допускаемого давления в шарнирах $[q_0]_{\text{ср}}$ по формуле (2.8) при $n_1 = 500 \text{ мин}^{-1}$ (табл. 2.2):

$$[q_0]_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^8 [q_0]_i}{8} \left[1 + \frac{Z_1 - 17}{100} \right] =$$

$$= \frac{22 + 20 + 18 + 17 + 16 + 14 + 12}{8} \left[1 + \frac{25 - 17}{100} \right] = 17,82 \text{ МПа}.$$

Таблица 2.10

Основные параметры звездочек роликовых и втулочных цепей



Параметр	Расчетная формула
Шаг цепи t , мм	по расчету
Диаметр ролика d_1 , мм	табл. 2.5–2.7
Ширина пластины цепи h , мм	табл. 2.5–2.7
Расстояние между внутренними пластинами b_1 , мм	табл. 2.5–2.7
Расстояние между рядами цепи A_1 , мм (определяется для многорядных цепей)	табл. 2.5–2.7
Радиус впадин r , мм	$r = 0,5025d_1 + 0,05$
Радиус закругления зуба r_1 , мм	$r_1 = 1,7d_1$
Расстояние от вершин зубьев до линии центров дуг закругления h_1 , мм	$h_1 = 0,8d_1$
Ширина зуба звездочек b , мм	$b = 0,93b_1 - 0,15$
Размер фаски f , мм	$f = 0,2b$
Делительный диаметр d_d звездочки, мм*	$d_d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}$

Параметр	Расчетная формула
Диаметр окружности выступов D_e звездочки, мм*	$D_e = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{Z} \right) \right)$
Диаметр окружности впадин D_i звездочки, мм*	$D_i = d_d - 2r$
Наибольший диаметр обода D_C звездочки, мм*	$D_C = t \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{Z} \right) - 1,2h$
Количество рядов цепи Z_p	См. п. 6.1
Ширина венца звездочки B , мм	$B = A_1 (Z_p - 1) + b$
Диаметр вала d_v под звездочкой, мм*	См. п. 9
Диаметр ступицы $d_{ст}$, мм*	$d_{ст} = (1,6-1,8)d_v$
Длина ступицы $l_{ст}$, мм*	$l_{ст} = (1,6-1,8)d_v$
Толщина диска c , мм**	$c = (1,2-1,3)t$
Толщина обода a , мм	$a = 1,5(D_e - d_d)$
Внутренний диаметр обода D_k , мм**	$D_k = D_i - 2a$
Диаметр отверстий в диске D_o , мм**	$D_o = \frac{D_k - d_{ст}}{(2,5-4,0)}$
Диаметр окружности центров отверстий $D_{отв}$, мм**	$D_{отв} = \frac{D_k + d_{ст}}{2}$

Примечание. * – вычисляются для ведущей и ведомой звездочки. ** – рассчитывают если обод соединяют со ступицей диском.

е) Определяем ориентировочное значение шага цепи по уравнению (2.10), принимая число рядов цепи $Z_p = 2$ и коэффициент рядности по табл. 2.4 ($m_p = 1,7$). Угловая скорость на валу ведущей звездочки будет равна

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi 500}{30} = 52,31 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящий момент на валу ведущей звездочки найдем из соотношения

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2600}{52,31} = 49,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$t_{тр} = 2,83 \sqrt{\frac{1000 T_1 K_\Theta}{Z_1 [q_0]_{ср} m_p}} = 2,83 \sqrt{\frac{1000 \cdot 49,7 \cdot 1,95}{25 \cdot 17,82 \cdot 1,7}} = 14,1 \text{ мм}.$$

Так как среднее значение $[q_0]_{ср}$ принято при коэффициенте K_a , вычисленное значение шага является ориентировочным.

Для определения оптимального значения шага зададимся тремя смежными шагами цепи 2ПР по ГОСТ 13568 и расчеты сведем в табл. 2.11.

Таблица 2.11

Определяемые величины и расчетные уравнения	Шаг цепи t , мм		
	12,7	15,875	19,05
Характеристика цепи по табл. 2.7			
Разрушающая нагрузка Q , Н	31 800	45 400	64 000
Ширина внутреннего звена b_1 , мм	7,75	9,65	12,70
Диаметр оси d_2 , мм	4,45	5,08	5,96
Масса одного погонного метра цепи m , кг/м	1,4	1,9	2,9
Проекция опорной поверхности шарнира $A_{ш} = b_1 d_2$, мм ²	34,49	49,02	75,69
Средняя скорость цепи по формуле (2.28) $V = \frac{Z_1 t n_1}{60 000}$, м/с	2,65	3,30	3,97
Вспомогательный коэффициент $K_{z1} = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2}$	37,5		
Вспомогательный коэффициент $K_{z2} = \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}$	3,97		
Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах по формуле (2.13) $W = K_{z1} + \frac{2000a}{t} + K_{z2}^2 \frac{t}{10^3 a}$	156	133	117
Допустимая частота вращения меньшей звездочки по табл. 2.2, мин ⁻¹	1250	1000	900
Число ударов цепи по формуле (2.23) $v = \frac{4Z_1 n_1}{60W} \leq [v]$, с ⁻¹	5,3	6,3	7,1
Допускаемое значение по табл. 2.2, с ⁻¹	40	30	25
Диаметр делительной окружности звездочки определим по формуле (2.21) $d_{d1} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_1}\right)}$, мм	101,3	126,7	152,0
Окружная сила по формуле (2.20) $F_t = \frac{2000T_1}{d_{d1}}$, Н	953,9	763,4	636,0
Уточняем коэффициент K_a , для чего определяем межосевое расстояние, выраженное в шагах	59 t	47 t	39 t
Значение K_a можно принять	0,9	1,0	1,0
Натяжение от центробежных сил по формуле (2.27) $F_V = mV^2$, Н	9,83	20,69	45,71
Натяжение от провисания цепи по формуле (2.25) при $K_f = 1,74$ $F_f = 9,81 m a_y K_f$, Н	17,61	23,90	36,49

Определяемые величины и расчетные уравнения	Шаг цепи t , мм		
	12,7	15,875	19,05
Расчетный коэффициент безопасности по формуле (2.24) $S = \frac{Q}{F_t K_d + F_f + F_v} \geq [S]$	26,07	45,45	72,96
Допустимое значение $[S]$ по табл. (2.7)	9,3	9,3	10,3
Нагрузка на валы по формуле (2.30) при $K_v = 1,15$ (табл. 2.9), $F_v = K_v F_t$, Н	1097	878	731

Для заданных условий работы пригодна одна цепь с шагом $t = 19,05$ мм, так как она обеспечивает наименьшее давление в шарнирах, имеет наибольший запас прочности и оказывает наименьшее давление на валы. Исходя из этих соображений, можно принять цепь 2ПР-19,05-64 ГОСТ 13568–97.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Привод механизма подачи работает 250 дней в году в 2 смены. Работа привода сопровождается толчками. Мощность на валу ведущей звездочки 7,5 кВт; угловая скорость этого вала $23,5 \text{ с}^{-1}$. Межосевое расстояние должно находиться в пределах от 1250 мм до 1500 мм. Недостающими данными задаться. Подобрать роликковую цепь.

Задача 2. Какой крутящий момент сможет передать цепная передача цепью 2ПР-25,4-60, смазываемая периодически и имеющая 29 зубьев на ведущей звездочке и 57 зубьев на ведомой. Межосевое расстояние составляет 800 мм. Центр ведомой звездочки расположен выше центра ведущей на 350 мм. Передача работает в 3 смены. Пусковые нагрузки превышают номинальные на 220%. Регулировка натяжения цепи осуществляется оттяжной звездочкой.

Задача 3. Чему равен коэффициент эксплуатации цепной передачи, работающей со спокойной нагрузкой в 2 смены. Регулировка межосевого расстояния передачи не осуществляется. Цепь 2ПВ-9,525-20 погружена в масляную ванну. Горизонтальное расстояние между центрами звездочек 600 мм, вертикальное – 750 мм.

Задача 4. Чему равно удельное давление в шарнирах цепи 4ПР-38,1-508, если на ведомом валу передачи мощность $P_2 = 5$ кВт, частота вращения вала $n_2 = 100 \text{ мин}^{-1}$; передаточное число передачи $U = 3$; КПД передачи $\eta = 0,92$; смазка передачи – периодическая; межосевое расстояние не регулируется и равно 1476 мм; расстояние между цен-

трами звездочек по горизонтали 525 мм; стартовые нагрузки составляют 310% от номинальных.

Задача 5. В цепной передаче, работающей с толчками и имеющей передаточное число $U = 4,2$, средняя скорость цепи $V = 5,3$ м/с, мощность на валу ведущей звездочки $P_1 = 6,32$ кВт, применяют цепь 2ПР-31,75-177 со 168 звеньями. Цепь смазывают периодически. Регулировка межосевого расстояния осуществляется натяжными роликами. Перепад высот центров ведущей и ведомой звездочек – 650 мм. Определить коэффициент запаса прочности цепи.

Задача 6. Чему равно минимальное межосевое расстояние цепной передачи роликовой цепью 3ПР-44,45-517,2 с передаточным числом $U = 4,3$, средней скоростью движения цепи $V = 8,5$ м/с?

3. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Общие сведения

Ременная передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем, который необходимо предварительно натянуть. Условие работы ременной передачи заключается в том, чтобы сила трения $F_{тр}$ была больше окружной силы F_t на ведущем шкиве $F_{тр} > F_t$.

Предварительное натяжение обеспечивается с помощью перемещения одного из шкивов, как правило, ведущего, установленного на электродвигателе, или применением натяжного ролика. Ниже рассмотрим типичные схемы реализации натяжения ремней.

На рис. 3.1 электродвигатель 1, установленный на специальном основании 2, перемещается вместе с ведущим шкивом 3 с помощью отжимных винтов 4.

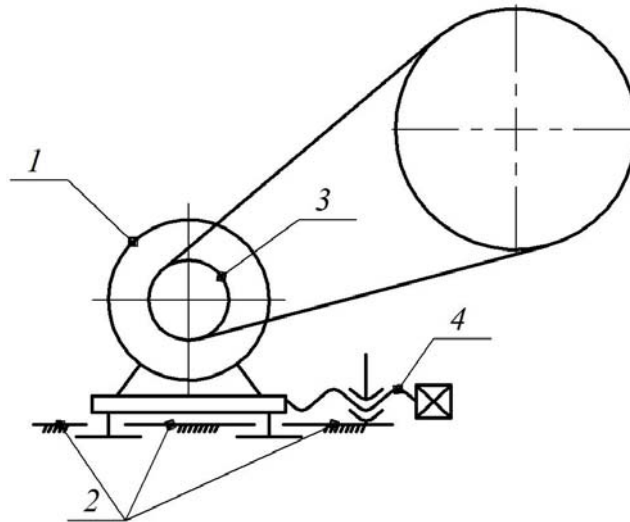


Рис. 3.1. Электродвигатель установлен на качающейся плите

На рис. 3.2, а электродвигатель 1, установленный на качающейся плите 2, перемещается вместе с ведущим шкивом 3 при помощи винта 4. В ряде случаев необходимую силу натяжения обеспечивают весом двигателя или с помощью дополнительных грузов.

На рис. 3.2, б электродвигатель 1 неподвижно закреплен на основании. Натяжение ремня осуществляется при помощи натяжного ролика 2. Сила, приложенная к оси ролика, может создаваться при помощи пружин, передачи винт-гайка и др.

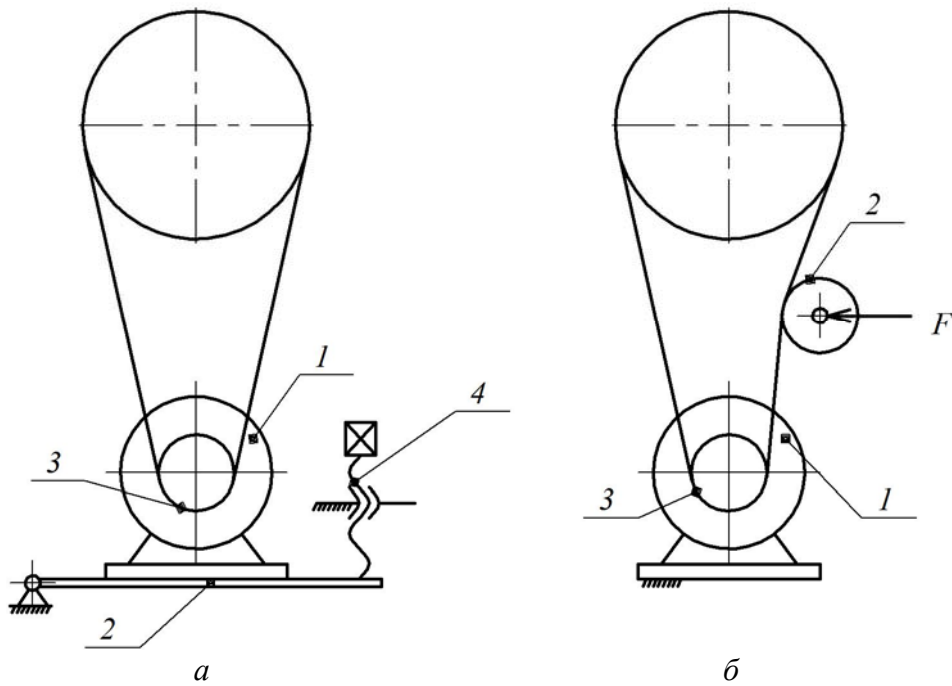


Рис. 3.2. Электродвигатель закреплен на основании

На рис. 3.3 приведена схема, позволяющая автоматически изменять натяжение ремня с изменением нагрузки. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге 2 , который одновременно является осью ведомого зубчатого колеса 3 . Предварительное натяжение ремня $2F_0$ пропорционально окружной силе в зацеплении зубчатых колес 4 и 3 . Данная схема за счет постоянного соотношения $F_t / F_0 = \text{const}$ позволяет значительно увеличить долговечность ремня и повысить КПД.

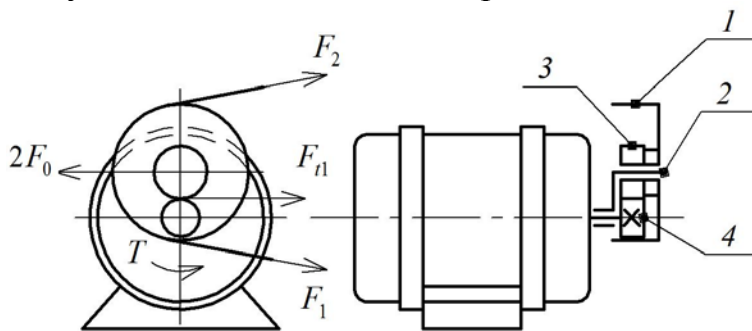


Рис. 3.3. Схема автоматического изменения натяжения ремня

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: плоскоремennую (рис. 3.4, б), клиноремennую (рис. 3.4, в), поликлиноремennую (рис. 3.4, г) и круглоремennую (рис. 3.4, д).

К достоинствам ременных передач можно отнести:

– возможность передачи движения на значительные расстояния;

- плавность, бесшумность работы;
- возможность работы с высокими частотами вращения;
- использовать как демпфирующее устройство или предохранительное звено;
- простота в изготовлении и обслуживании.

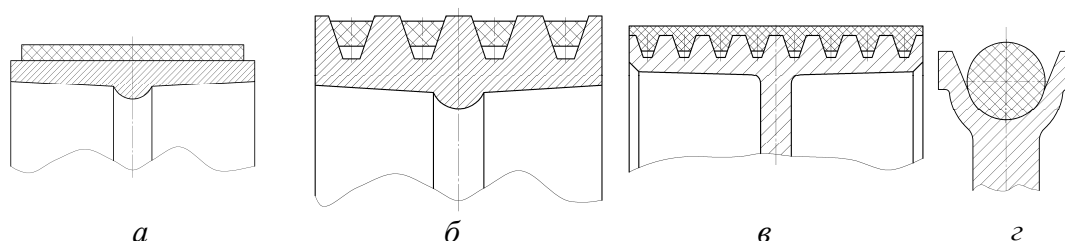


Рис. 3.4. Виды ременных передач

Недостатки ременных передач:

- значительные габариты;
- непостоянство передаточного числа;
- повышенные силы на валы и опоры, так как для создания силы трения необходимы значительные силы прижатия;
- необходимость устройств для натяжения ремня;
- необходимость предохранения ремня от попадания масла;
- невысокая долговечность ремней, особенно при высоких скоростях.

Геометрические параметры. На рис. 3.5 приводятся основные геометрические параметры ременной передачи: D_1 – диаметр ведущего шкива; D_2 – диаметр ведомого шкива; a – межосевое расстояние; l – длина ремня; α – угол обхвата; β – угол между ветвями ремня. Вследствие деформации ремня α и l не являются точными и определяются приближенно:

$$\alpha = 180^\circ - \beta. \tag{3.1}$$

Из треугольника O_1O_2C следует

$$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{D_2 - D_1}{2a}. \tag{3.2}$$

Учитывая, что $\beta / 2$ практически не превышает 15° , можно приближенно принять значение синуса равным аргументу, тогда формулу (3.2) можно записать

$$\beta \approx (D_2 - D_1) \text{рад} \approx 57 \frac{(D_2 - D_1)}{\alpha}.$$

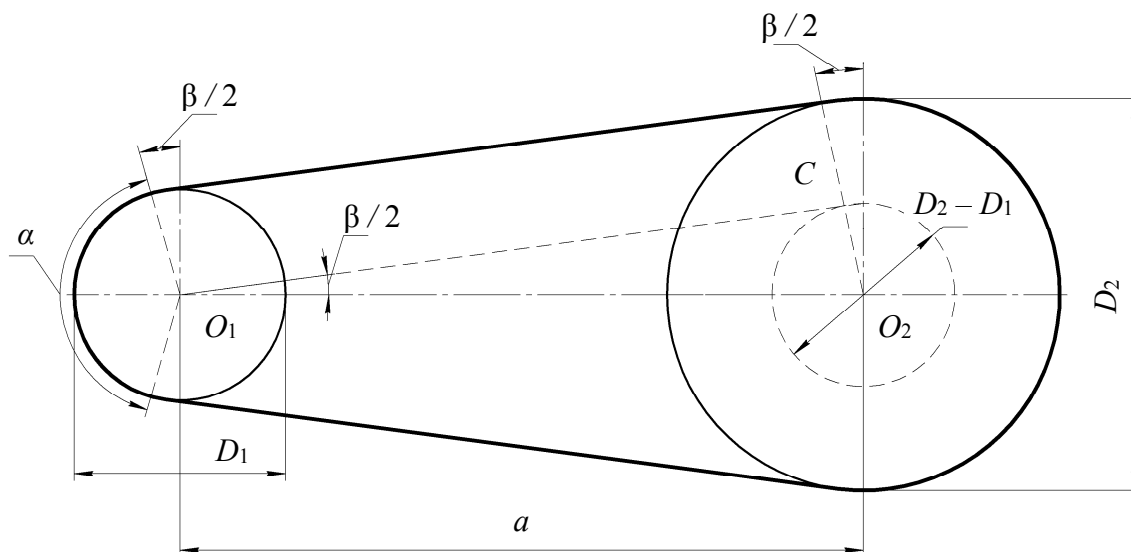


Рис. 3.5. Основные геометрические параметры ременной передачи

Если это значение подставить в формулу (3.1), получим

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{(D_2 - D_1)}{a}. \quad (3.3)$$

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата

$$l \approx 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (3.4)$$

При заданной длине ремня межосевое расстояние из формулы (3.4) будет

$$a = \frac{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (3.5)$$

Силовые соотношения. Для создания силы трения между ремнем и шкивом ремню после установки его на шкивы создают начальное предварительное натяжение \$F_0\$.

В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково силой \$F_0\$ (рис. 3.6, а).

При приложении рабочей нагрузки \$T_1\$ происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь нагружается дополнительно до \$F_1\$, ведомая ветвь ослабляется до \$F_2\$ (рис. 3.6, б).

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем

$$-T_1 + \frac{F_1 D_1}{2} - \frac{F_2 D_1}{2} = 0. \quad (3.6)$$

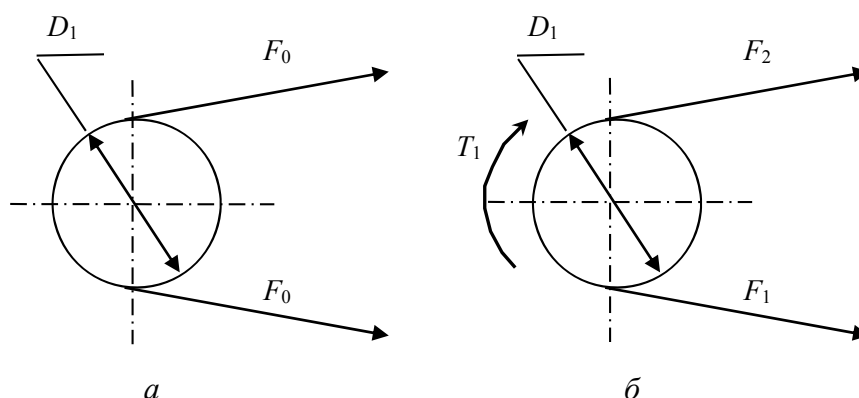


Рис. 3.6. Силовые соотношения

Так как $T_1 = \frac{F_t D_1}{2}$, то из уравнения (3.6) получим

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (3.7)$$

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

$$F_1 = F_0 + \Delta F; F_2 = F_0 - \Delta F. \quad (3.8)$$

Если эти уравнения сложить, получим

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (3.9)$$

Решая совместно уравнения (3.7) и (3.9), получим

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad (3.10)$$

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (3.11)$$

Уравнения (3.10) и (3.11) устанавливают изменения натяжения ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговую способность передачи, которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером.

На рис. 3.7: F – натяжение ремня в сечении под углом φ ; dR – нормальная реакция шкива на элемент ремня, ограниченный углом

$d\varphi$; fdR – элементарная сила трения. По условиям равновесия моментов относительно точки O :

$$0,5DF + 0,5fdR - 0,5D(F + dF) = 0.$$

Или

$$fdR = dF, \quad (a)$$

$dR - F\sin(d\varphi / 2) - (F + dF)\sin(d\varphi / 2) = 0$ (сумма проекций на вертикальную ось).

Отбрасывая члены второго порядка малости и принимая $\sin(d\varphi / 2) \approx d\varphi / 2$, получаем

$$dR = Fd\varphi. \quad (б)$$

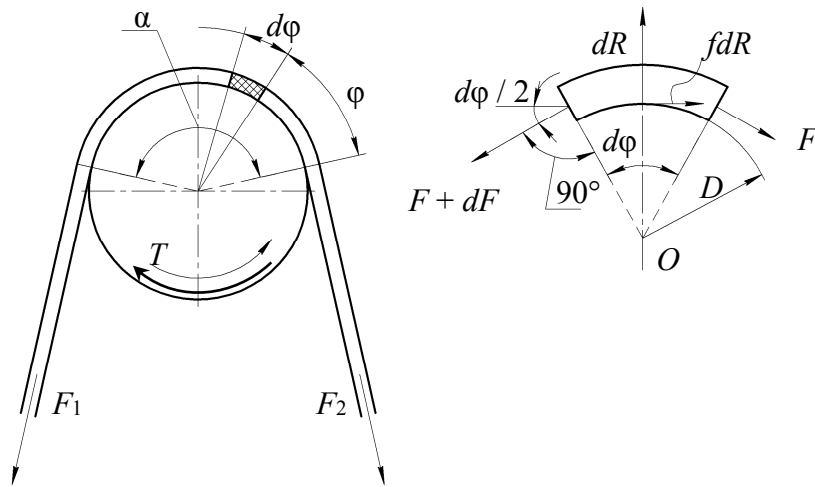


Рис. 3.7. Натяжение ремня и реакция шкива

Разделив (а) на (б), получим

$$dF / F = f d\varphi. \quad (в)$$

Интегрируя (в), находим

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^{\alpha} f d\varphi; \quad \ln\left(\frac{F_1}{F_2}\right) = f\alpha; \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha},$$

или

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \quad (3.12)$$

Решая совместно уравнения (3.7), (3.9) и (3.12), находим:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (3.13)$$

Формулы (3.13) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t , коэффициентом трения f и углом обхвата α . Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня F_0 , при котором еще возможна передача заданной нагрузки F_t . Если

$$F_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right),$$

то начнется буксование ремня.

Нетрудно установить [см. формулу (3.13)], что увеличение значений f и α благоприятно отражается на работе передачи. Эти выводы приняты за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй – увеличивают угол обхвата α установкой натяжного ролика.

При круговом движении ремня со скоростью V (рис. 3.8) на каждый его элемент с массой dm , расположенный в пределах угла обхвата, действуют элементарные центробежные силы dC . Действие этих сил вызывает дополнительное увеличение F_0 во всех сечения ремня. Элементарная центробежная сила

$$dC = \frac{(dm)V^2}{0,5D} = \frac{\rho(d\varphi 0,5DA)V^2}{0,5D} = \rho AV^2 d\varphi, \quad (\text{г})$$

где ρ – плотность материала ремня; $A = b\delta$ – площадь поперечного сечения ремня.

Сумма проекций сил на вертикальную ось

$$dC - 2F_V \sin(d\varphi / 2) + F_V d\varphi = 0.$$

С учетом малой величины угла $d\varphi$ принимаем $\sin(d\varphi / 2) \approx d\varphi / 2$. Поэтому

$$dC \approx F_V \cdot d\varphi. \quad (\text{д})$$

Приравняв (г) и (д), получим значение центробежной силы

$$F_V = \rho AV^2. \quad (3.14)$$

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

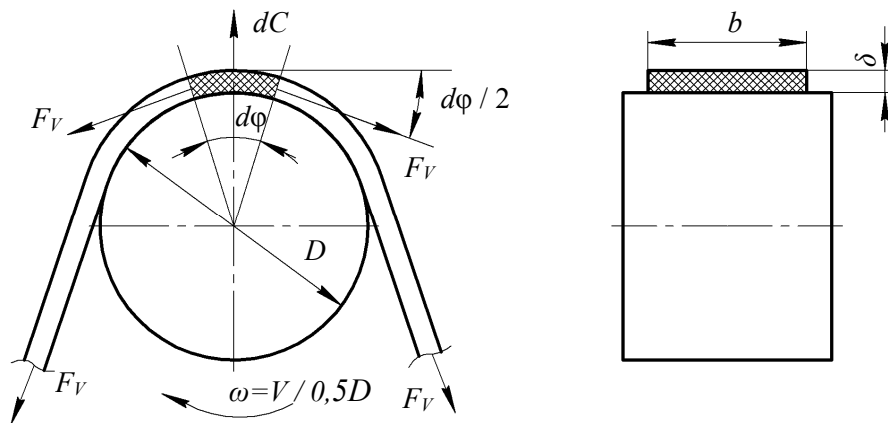


Рис. 3.8. Круговое движение ремня и действие центробежных сил

Таким образом, натяжение ветвей при работе будет на ведущей ветви $F_1 + F_V$, на ведомой $F_2 + F_V$. Силы натяжения ветвей ремня (за исключением F_V) передаются на валы и опоры (рис. 3.9). Равнодействующая сила, действующая на вал, равна

$$F_B = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(\beta)} \approx 2F_0 \cos(0,5\beta). \quad (3.15)$$

Обычно F_B в два–три раза больше окружной F_t , и это относится к существенным недостаткам ременных передач (в зубчатой передаче $F_B \approx F_t$).

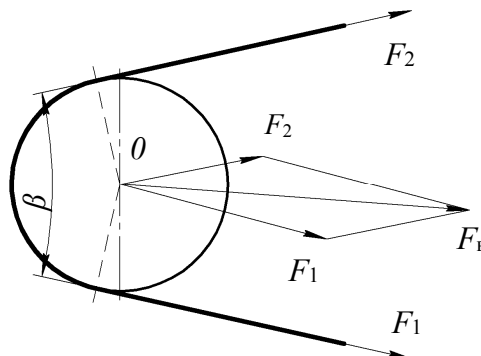


Рис. 3.9. Силы натяжения ветвей передаются на валы и опоры

Скольжение в передаче. Исследования Н. Е. Жуковского показали, что в ременных передачах следует различать два вида скольжения ремня по шкиву: упругое скольжение и буксование. Упругое скольжение наблюдается при любой нагрузке передачи, а буксование только при перегрузке.

Природа упругого скольжения может быть установлена из следующего опыта. На рис. 3.10 изображен ремень на заторможенном шкиве (момент торможения T). В начале опыта к концам ремня подвешивали

вают равные грузы G . Под действием этих грузов между шкивом и ремнем возникает некоторое давление и соответствующие ему силы трения. В этом состоянии левую ветвь ремня нагружают добавочным грузом G_1 . Если груз больше сил трения между ремнем и шкивом, то равновесие нарушится и ремень соскользнет со шкива. Иначе состояние равновесия сохранится. Однако при любом малом грузе G_1 левая ветвь ремня получит некоторое дополнительное удлинение.

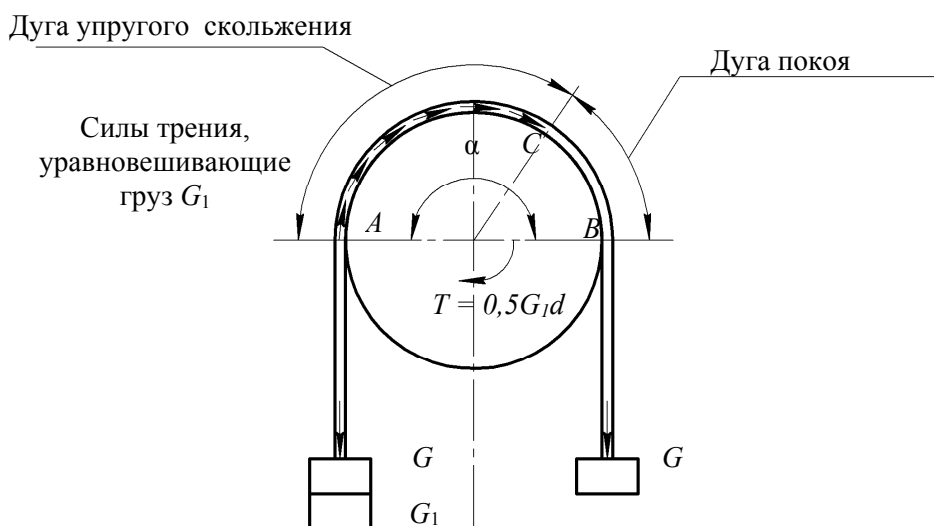


Рис. 3.10. Ремень на заторможенном шкиве

Значение относительного удлинения, постоянное для свободной ветви ремня, будет постепенно уменьшаться на дуге обхвата и станет равной нулю в некоторой точке C . Положение точки C определится по условию равенства груза G_1 и суммарной силы трения, приложенной к ремню на дуге AC . Дополнительное упругое удлинение ремня сопровождается его скольжением по шкиву.

Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC – дугой упругого скольжения (α_c). На дуге BC ремень останется в покое. Эту дугу называют дугой покоя (α_n). Сумма дуг упругого скольжения и покоя равна дуге обхвата, определяемой углом α . Чем больше G_1 , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя. При увеличении G_1 до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на весь угол обхвата – равновесие нарушится и произойдет скольжение ремня по шкиву (буксование).

По аналогии с этим в работающей ременной передаче роль грузов G выполняет сила натяжения ведомой ветви F_2 , а роль дополнитель-

ного груза G_1 – окружная сила F_t . Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей, создаваемая нагрузкой, вызывает упругое скольжение в ременной передаче. При этом дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающей ветви (рис. 3.11) (здесь нагрузка ведомого шкива аналогична показанной на рис. 3.10).

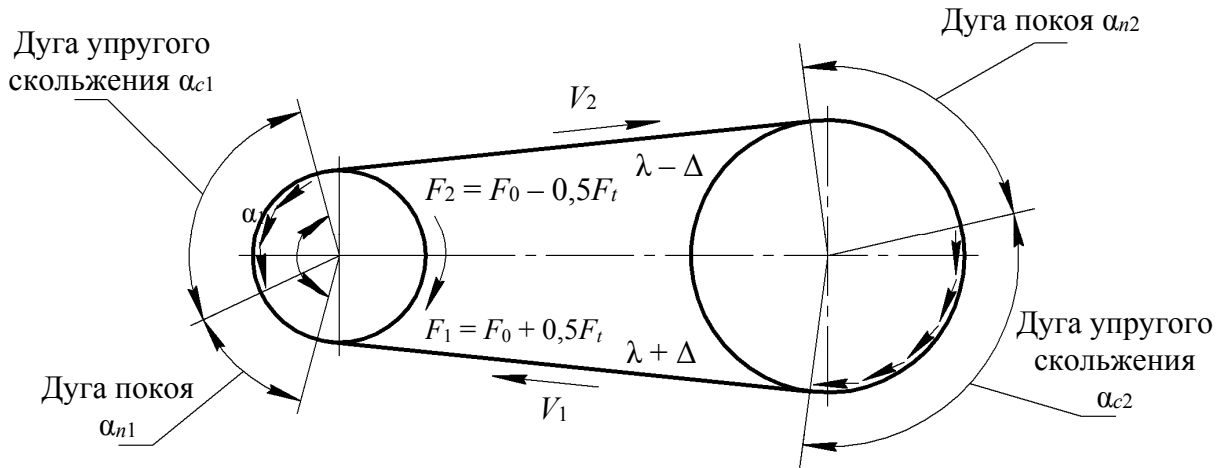


Рис. 3.11. Ремень на заторможенном шкиве

Отметим некоторый участок ремня длиной λ в ненагруженной передаче и затем дадим нагрузку (рис. 3.10). При прохождении ведущей ветви отмеченный участок удлинится до $\lambda + \Delta$, а на ведомой сократится до $\lambda - \Delta$. Определяя окружные скорости шкивов по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получаем:

$$\text{для ведущего шкива } V_1 = \frac{(\lambda + \Delta)}{t};$$

$$\text{для ведомого шкива } V_2 = \frac{(\lambda - \Delta)}{t};$$

откуда следует, что

$$V_2 < V_1 \text{ или } V_2 = V_1(1 - \varepsilon), \quad (3.16)$$

где t – время набегания отмеченного участка ремня на шкивы; ε – коэффициент скольжения. По мере увеличения нагрузки (увеличивается Δ) разность окружных скоростей возрастает, а передаточное отношение изменяется.

Если решить уравнение (3.16) совместно с выражениями

$$V_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \text{ и } V_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60},$$

то передаточное число ременной передачи составит

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 D_2}{V_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}. \quad (3.17)$$

Так как ε зависит от нагрузки, то передаточное число не является постоянным. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01-0,02$. Из-за малого значения ε возможно применять для практических расчетов выражение

$$U \approx \frac{D_2}{D_1}.$$

Упругое скольжение является причиной не только непостоянства передаточного числа, но и увеличения потерь на трение.

Если силы в ременной передаче (формулы (3.7), (3.10), (3.14)) разделить на площадь поперечного сечения ремня A , то получим соответствующие напряжения ($\frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A}$), следовательно,

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2}, \quad (3.18)$$

где σ_0 – напряжение предварительного натяжения; σ_t – полезное напряжение от окружной силы; σ_1 – напряжение ремня на набегающей ветви.

Т. к. $\frac{F_t}{A} = \frac{F_1}{A} - \frac{F_2}{A}$, следовательно,

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2. \quad (3.19)$$

$$\sigma_V = \frac{F_V}{A} = \frac{\rho A V^2}{A} = \rho V^2, \quad (3.20)$$

где σ_V – напряжение в ремне от действия центробежной силы.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба $\sigma_{и}$ (рис. 3.12). По закону Гука

$$\sigma_{и} = \varepsilon E, \quad (3.21)$$

где ε – относительное удлинение наружных волокон; E – модуль упругости. Известно, что при чистом изгибе $\varepsilon = y / r$. Здесь y – расстояние от нейтрального слоя; r – радиус кривизны нейтрального слоя. Для ремня, огибающего шкив, $y = \delta / 2$, $r = (D + \delta) / 2$. Подставив y и r в уравнение (3.21), получим

$$\sigma_{и} = \frac{E\delta}{D + \delta}.$$

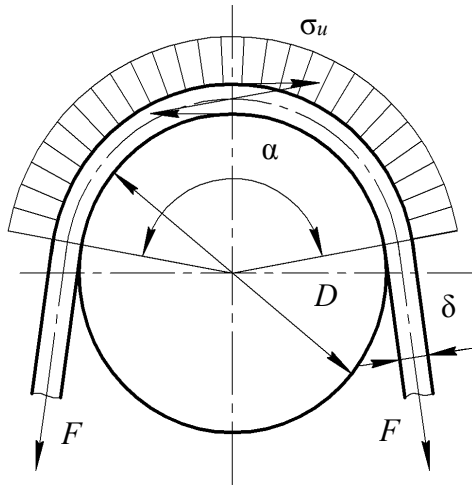


Рис. 3.12. Напряжения изгиба $\sigma_{и}$

Пренебрегая значением δ по сравнению с D , получим

$$\sigma_{и} = \frac{E\delta}{D} \quad (3.22)$$

Из формулы (3.22) видно, что наибольшее напряжение изгиба возникает на меньшем шкиве.

Построим эпюру распределения напряжений по длине ремня (рис. 3.13). Из эпюры видно, что максимальное напряжение находится на ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{и} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_V + \sigma_{и}. \quad (3.23)$$

Минимальное напряжение $\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_V$ в месте набегания ремня на ведомый шкив.

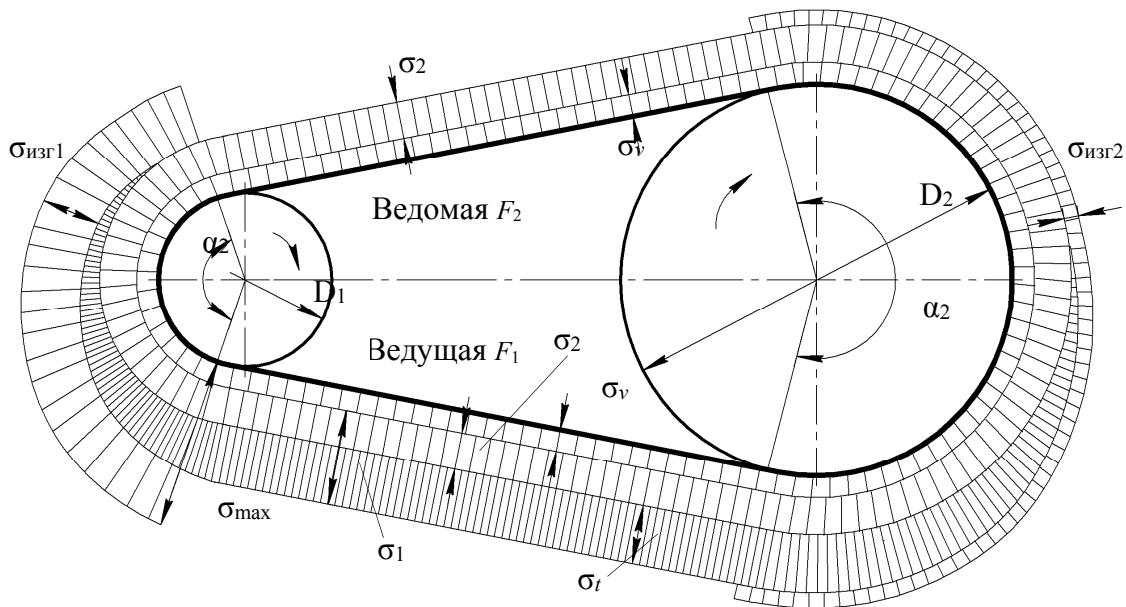


Рис. 3.13. Эпюра распределения напряжений по длине ремня

Влияние отдельных составляющих суммарного напряжения на тяговую способность передачи и долговечность ремня. Тяговая способность передачи характеризуется значением максимально допустимой окружной силы F_t или полезного напряжения σ_t .

Учитывая формулу (3.13), нетрудно убедиться, что допустимое по условию отсутствия буксования σ_t возрастает с увеличением напряжения от предварительного натяжения σ_0

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (3.24)$$

Однако практика показывает значительное снижение долговечности ремня с увеличением σ_0 . Так, например, для клиновых ремней

σ_0 , МПа	0,9	1	1,2	1,5	1,8
Относительная долговечность, %	420	250	100	33	13

Поэтому рекомендуют принимать:

для клиновых ремней $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа;

для плоских ремней $\sigma_0 \leq 1,8$ МПа;

для поликлиновых ремней $\sigma_0 \leq 1,8$ МПа.

Значение полезного напряжения σ_t влияет на долговечность примерно так же, как и σ_0 . При указанных значениях σ_0 допустимое значение σ_t не превышает 2,0–2,5 МПа.

Оценивая значение напряжений от центробежных сил по формуле (3.20), получаем

при $V = 10$ м/с $\sigma_V = 0,1$ МПа

при $V = 20$ м/с $\sigma_V = 0,4$ МПа

при $V = 40$ м/с $\sigma_V = 1,6$ МПа

Таким образом, для наиболее распространенных на практике среднескоростных ($V < 20$ м/с) и тихоходных ($V < 10$ м/с) ременных передач влияние напряжений от центробежных сил незначительно.

Оценивая зависимость значения напряжений от изгиба ремня по формуле (3.22), примем среднее значение $E = 200$ МПа (для различных материалов ремней $E = 100$ – 350 МПа), получаем

при $D / \delta = 200$ $\sigma_{и} = 1$ МПа

при $D / \delta = 100$ $\sigma_{и} = 2$ МПа

при $D / \delta = 50$ $\sigma_{и} = 4$ МПа

при $D / \delta = 25$ $\sigma_{и} = 8$ МПа

Сравнив абсолютные значения напряжений в ремне, можно сделать вывод, что напряжение изгиба является определяющим.

В отличие от σ_0 и σ_t , увеличение $\sigma_{и}$ не способствует повышению тяговой способности передачи. Более того, напряжения изгиба как периодически изменяющиеся являются главной причиной усталостного разрушения ремней.

На практике значение $\sigma_{и}$ ограничивают минимально допускаемыми значениями отношения: для кожаных $D / \delta \geq 25$, для прорезиненных $D / \delta \geq 30$.

Долговечность ремня зависит не только от значения напряжений, но и от характера и частоты цикла изменения этих напряжений. Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня:

$$\xi = \frac{V}{L_{\text{рем}}}, \quad (3.25)$$

где V – окружная скорость; $L_{\text{рем}}$ – длина ремня.

Чем больше ξ , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения на частоту пробегов ремня:

$$\begin{array}{ll} \text{для плоских ремней} & \xi \leq 3-5 \text{ с}^{-1} \\ \text{для клиновых и поликлиновых} & \xi \leq 10-20 \text{ с}^{-1} \end{array} \quad (3.26)$$

Допускаемые значения ξ косвенно ограничивают минимальную длину ремня [см. формулу (3.25)] или межосевое расстояние [см. формулу (3.5)]. Вот почему существуют рекомендации для выбора передаточного числа и межосевого расстояния для каждого типа ремня.

Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью, но и с термостойкостью ремня. В результате гистерезисных потерь при деформации ремень нагревается тем больше, чем больше частота пробегов. Перегрев ремня приводит к снижению прочности.

Практика эксплуатации позволила установить, что при соблюдении указанных рекомендаций по выбору основных параметров передачи средняя долговечность ремней составляет 2000–3000 ч.

Потери в передаче, КПД и кривые скольжения. Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с его периодическим деформированием; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов, потерь в опорах валов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, поэтому КПД передачи определяют экспериментально.

При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоремennых передач $\eta \approx 0,97$, для клиноремennых $\eta \approx 0,96$.

Работоспособность ременной передачи принято характеризовать кривыми скольжения и КПД (рис. 3.14).

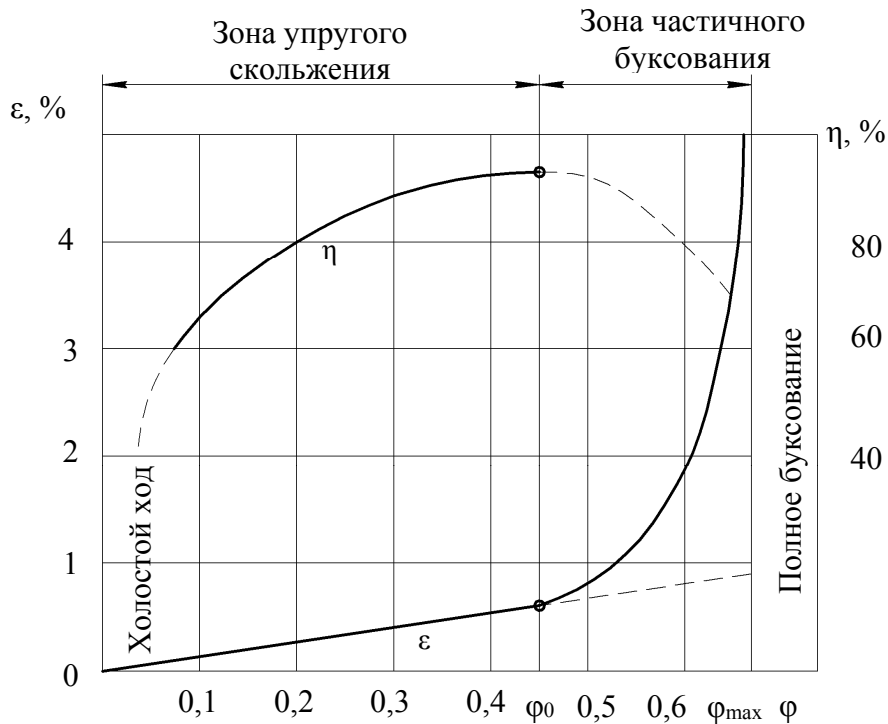


Рис. 3.14

Такие кривые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов. На графике по оси ординат отсчитывают относительное скольжение (ε , %) и КПД (η), а по оси абсцисс нагрузку передачи, которую выражают через коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (3.27)$$

Коэффициент тяги φ позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т. е. характеризует степень загруженности передачи. Целесообразность выражения нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и КПД связаны именно со степенью загруженности передачи, а не с абсолютным значением нагрузки.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и полному буксованию. В зоне ($\varphi_0 - \varphi_{\max}$) наблюдается как упругое скольжение, так и буксование.

Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от нее. Этому значению соответствует также максимальное значение КПД. Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например, при пуске. В этой зоне КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Отношение $\varphi_{\max} / \varphi_0$ для ремней:

плоских кожаных и шерстяных	1,35–1,5
прорезиненных	1,15–1,3
хлопчатобумажных	1,25–1,4
клиновых и поликлиновых	1,5–1,6

Определив по кривым скольжения φ_0 , из формулы (3.27) находят полезное допускаемое напряжение для испытываемой передачи:

$$[\sigma_t]_0 = 2\varphi_0\sigma_0/s, \quad (3.28)$$

где $s \approx 1,2-1,4$ – запас тяговой способности по буксованию.

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

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

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 K_\alpha K_V K_p K_0, \quad (3.29)$$

где K_α – коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата; K_V – скоростной коэффициент, вводимый только для передач без автоматического регулирования натяжения и учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил; K_p – коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня; K_0 – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту (у вертикальных передач собственная масса ремня уменьшает его прижатие к нижнему шкиву).

Формула (3.29) является общей для всех типов ременных передач. На практике в таком виде ее используют только при расчете плоскоременных передач. Особенности расчета клиноременных передач рассматриваются ниже.

3.2. Расчет передач клиновыми ремнями

Общие сведения. В этой передаче ремень имеет клиновую форму поперечного сечения (рис. 3.15) и располагается в соответствующих канавках шкива. Мощность передается одним или несколькими ремнями. Желательно применять несколько тонких ремней вместо одного толстого для уменьшения напряжения изгиба. Рабочими поверхностями являются боковые поверхности ремня. Вот почему форму канавки шкива выполняют так, чтобы между ее основанием и ремнем был зазор Δ . В тоже время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра D_n шкива, т. к. в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень.

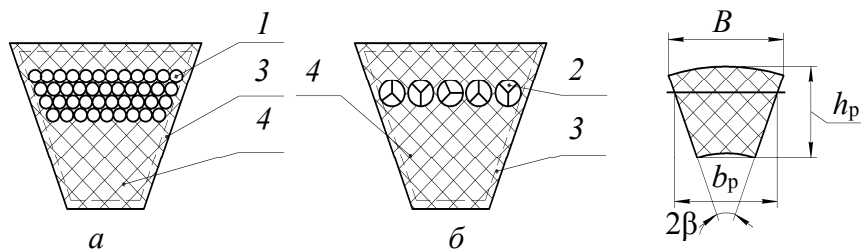


Рис. 3.15. Клиновые ремни: *a* – кордтканевый; *б* – кордшнуровой; 1 – кордткань; 2 – кордшнур; 3 – обкладка; 4 – наполнитель (резина)

Расчетным диаметром D_p шкива является диаметр окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня или нейтрального слоя при изгибе – ширина b_0 . Все размеры, определяющие форму шкива (H , φ , b , t , D_p , D_n), имеют стандартные значения и выбираются по таблицам в зависимости от стандартных размеров поперечного сечения ремня.

Применение клинового ремня позволяет увеличить тяговую способность передачи путем повышения силы трения за счет увеличения нормальной силы.

Сила трения $F_{тр}$ равна произведению нормальной силы F_n на коэффициент трения: $F_{тр} = F_n \cdot f$. Если в плоскоременной передаче $F_n = F_0$ (силе предварительного натяжения), то для клиноременной

$$F_n = \frac{F_0}{\sin(0,5\varphi)}. \quad (3.30)$$

Анализируя формулу (3.30), можно отметить, что сила трения увеличивается с уменьшением угла φ . Однако уменьшению угла φ

препятствует появлению самозаклинивания ремня в канавке шкива, при котором ремень испытывает дополнительный перегиб на сбегающей ветви, что приводит к разрушению от усталости. Поэтому угол φ для ремня принимают равным примерно 40° , а угол профиля канавки шкива изготавливается от 34 до 40° . Вызвано это тем, что при изгибе на шкиве профиль ремня искажается: ширина ремня в зоне растяжения уменьшается (внешний диаметр), а в зоне сжатия (внутренний диаметр) увеличивается. При этом угол профиля ремня уменьшается. В результате давление на боковые грани ремня при огибании шкива распределяется неравномерно, что приводит к уменьшению долговечности ремня. В целях выравнивания давления углы канавок в шкивах делают несколько меньше угла профиля ремня.

Передаваемая мощность – до 500 кВт, передаточное отношение до 7 (для передач с натяжным роликом – до 10), КПД $\eta = 0,94–0,97$, скорость ремня – 25–30 м/с (со стальным тросом – до 60 м/с).

Материалы и конструкции клиновых ремней. В соответствии с ГОСТ 1284.1, 1284.2, клиновые ремни общего назначения выпускают семи различных сечений: *Z, A, B, C, D, E, F*. Несущим элементом могут являться либо несколько слоев прорезиненной текстильной ткани *1* (кордтканевые ремни, рис. 3.15, *а*), либо корд в виде полиамидного шнура или стального троса *2* толщиной 1,6–1,7 мм (кордошнуровые ремни, рис. 3.15, *б*). Резина *4* является заполнителем, обеспечивающим эластичность ремня, а тканевая обкладка *3* предохраняет ремень от изнашивания и увеличивает его прочность.

При этом слои ткани и кордшнур расположены примерно симметрично относительно нейтрального слоя ремня. Кордошнуровые ремни более гибкие и долговечные и применяются при тяжелых условиях работы.

В клиноремненной передаче за счет эффекта заклинивания сила предварительного натяжения ремня меньше, чем у плоскоремненных передач, что приводит к уменьшению сил, действующих на опоры, а также уменьшению диаметров шкивов и увеличению передаточного числа.

Расчет клиноремненных передач. Исходными данными для расчета являются: мощность P_1 , кВт, крутящий момент T_1 , Н·м, угловая скорость ω_1 , с^{-1} , и частота вращения n_1 , мин^{-1} , на ведущем валу; передаточное число передачи U ; срок службы.

Расчет передачи выполняют в следующей последовательности:

а) Диаметр ведущего шкива и сечение ремня выбирают в зависимости от крутящего момента на ведущем шкиве по табл. 3.1. Рекомендуется вести параллельный расчет для нескольких сечений ремня,

принимая окончательно тот из них, который обеспечивает меньшие габаритные размеры передачи и минимальное количество ремней при требуемой долговечности.

б) Диаметр ведомого шкива D_2 , мм, определяют по формуле

$$D_2 = D_1 U (1 - \xi), \quad (3.31)$$

где ξ – коэффициент скольжения ремня ($\xi = 0,01-0,02$).

Полученное значение округляют до стандартного значения по ГОСТ 20889: 50, (53), 56, (60), 63; 71; (75), 80; (85), 90; (95), 100; (106), 112; (118), 125; (132), 140; (150), 160; (170), 180; (190), 200; (212), 224; (236), 250; (265), 280; (300), 315; (335), 355; (375), 400; (425), 450; 475, 500; (530), 560; (600), (620), 630; (670), 710; (750), 800; (850), 900; (950), 1000; (1060), 1120; (1180), 1250; (1320), 1400; (1500), 1600; (1700), 1800; (1900), 2000 мм и т. д. Размеры, указанные в скобках, применяются в технически обоснованных случаях.

Таблица 3.1

Значения диаметров шкивов для передачи наибольших моментов

Крутящий момент T_1 на ведущем шкиве, Н·м	Обозначение сечения ремня	Диаметр малого шкива D_1 , мм
до 30	Z	63
		71
		80
		90
11–70	A	90
		100
		112
		125
40–190	B	125
		140
		160
		180
110–600	C	200
		224
		280
		315
400–2400	D	355
		400
		450

в) Уточняют передаточное число передачи:

$$U_{\phi} = D_2 / D_1 (1 - \xi), \quad (3.32)$$

При этом должно выполняться условие $\frac{100|U_{\phi} - U|}{U} \leq 10\%$.

Если данное условие не выполняется, необходимо выбрать другой стандартный диаметр одного или обоих шкивов. Необходимо стремиться выбрать такие диаметры шкивов, чтобы отклонение фактического передаточного числа от заданного было минимальным.

г) Окружную скорость ремня определяют по формуле

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2000} \leq [30]. \quad (3.33)$$

Если скорость ремня превысит максимальное значение, необходимо уменьшить диаметры шкивов.

д) Принять межосевое расстояние $a_{\text{пр}}$, удовлетворяющее условию

$$0,55(D_1 + D_2) + h \leq a_{\text{пр}} \leq 2(D_1 + D_2), \quad (3.34)$$

где h – высота ремня, мм (табл. 3.2).

е) Определяют требуемую длину ремня L , мм, по формуле

$$L = 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{\text{пр}}}. \quad (3.35)$$

Полученное значение округлить до стандартного $L_{\text{ст}}$ в большую сторону (табл. 3.2, примечание)

Таблица 3.2

Клиновые ремни по ГОСТ 1284

	Тип ремня	Размеры сечения, мм			$A, \text{мм}^2$	Расчетная длина ремня L , мм	Масса 1 м ремня, q , кг
		b_0	b_p	h			
Z	10	8,5	6,0	47	400–2500	0,06	
A	13	11,0	8,0	81	560–4000	0,105	
B	17	14,0	10,5	138	800–6300	0,180	
C	22	19,0	13,5	230	1800–10600	0,300	
D	32	27,0	19,0	476	3150–15000	0,620	

Примечание. 1. Размер b_p относится к нейтральному слою. 2. Площадь поперечного сечения ремня А в ГОСТ 1284 не указана. Она определена по размерам b_0 и h при $\phi_0 = 40^\circ$. 3. Стандартный ряд предпочтительных длин ремня $L_{\text{ст}}$, мм: 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, 10 000, 11 000, 12 500, 14 000.

ж) Уточняют межосевое расстояние по формуле

$$a_{\text{утч}} = \frac{2L_{\text{ст}} - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_{\text{ст}} - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 + D_1)^2}}{8}. \quad (3.36)$$

з) Определяют угол обхвата на малом шкиве по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a_{\text{утч}}} \geq [\alpha_1]. \quad (3.37)$$

где $[\alpha_1]$ – допускаемое значение угла обхвата ($[\alpha_1] = 120^\circ$).

Если условие не выполняется, необходимо принять ремень большей длины для выбранного сечения и повторить пункты (ж) и (з).

и) Требуемое число ремней для передачи заданной мощности определяют по формуле

$$Z = \frac{P_1}{P_0 K_p K_\alpha K_L} \leq [8], \quad (3.38)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кВт; P_0 – значение мощности, передаваемое в стандартных условиях одним ремнем, кВт (табл. 3.3); K_p – коэффициент, учитывающий влияние режима работы (табл. 3.4); K_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата, равный

$$K_\alpha = 0,0029\alpha_1 + 0,4846; \quad (3.39)$$

K_L – коэффициент, учитывающий длину ремня (табл. 3.5).

Рассчитанное значение округлить до целого в большую сторону. Если условие не выполняется, необходимо увеличить диаметр малого шкива (табл. 3.1) и повторить расчет, начиная с пункта (б).

к) В настоящее время не существует метода расчета ремней на долговечность, учитывающего все влияющие на него факторы, поэтому расчет на долговечность ограничивают проверкой частоты пробегов ремня на шкивах по формуле

$$\xi = \frac{V}{L_{\text{ст}}} \leq [\xi], \quad (3.40)$$

где V – скорость ремня, м/с; $L_{\text{ст}}$ – стандартная длина ремня, м; $[\xi]$ – допускаемое число пробегов ремня, $[\xi] = 10 \text{ с}^{-1}$.

Если условие не выполняется, то необходимо выбрать большую длину ремня для выбранного сечения и повторить пункты (ж) – (к).

л) Определяют силу предварительного натяжения одного ремня F_{01} , Н, по формуле

$$F_{01} = \frac{780P_1}{VK_\alpha K_p Z} + qV^2, \quad (3.41)$$

где q – масса 1 м ремня, кг (табл. 3.2).

м) Определяют силу, действующую на валы F_B , Н, по формуле

$$F_B = 2F_{01}Z \sin(0,5\alpha_1). \quad (3.42)$$

Таблица 3.3

Мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Обозначение сечения ремня	Диаметр малого шкива D_1 , мм	Переда- точное число U	Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹					
			200	700	950	1450	2800	
1	2	3	4	5	6	7	8	
Z $L_0 = 1320$ мм	63	<3	0,10	0,29	0,38	0,53	0,86	
		≥3	0,11	0,30	0,39	0,54	0,88	
	71	<3	0,13	0,36	0,46	0,66	1,08	
		≥3	0,13	0,37	0,48	0,68	1,11	
	80	<3	0,15	0,44	0,56	0,80	1,32	
		≥3	0,15	0,45	0,58	0,82	1,36	
	90	<3	0,18	0,52	0,67	0,96	1,58	
		≥3	0,18	0,54	0,69	0,99	1,63	
	100	<3	0,20	0,60	0,78	1,11	1,83	
		≥3	0,21	0,62	0,80	1,14	1,89	
	≥112	<3	0,23	0,70	0,91	1,29	2,11	
		≥3	0,24	0,72	0,94	1,33	2,17	
	A $L_0 = 1700$ мм	90	<3	0,24	0,67	0,85	1,18	1,82
			≥3	0,25	0,65	0,88	1,21	1,87
100		<3	0,29	0,82	1,05	1,45	2,27	
		≥3	0,30	0,84	1,08	1,50	2,34	
112		<3	0,35	0,99	1,27	1,78	2,78	
		≥3	0,36	1,02	1,31	1,84	2,87	
125		<3	0,41	1,18	1,52	2,13	3,30	
		≥3	0,42	1,22	1,57	2,19	3,40	
A $L_0 = 1700$ мм	140	<3	0,48	1,39	1,79	2,51	3,85	
		≥3	0,49	1,43	1,85	2,59	3,87	
	160	<3	0,57	1,67	2,15	3,02	4,49	
		≥3	0,58	1,72	2,22	3,11	4,63	
	≥180	<3	0,66	1,94	2,51	3,50	5,02	
		≥3	0,68	2,00	2,59	3,61	5,18	
B $L_0 = 2240$ мм	125	<3	0,53	1,44	1,81	2,42	3,24	
		≥3	0,55	1,48	1,86	2,50	3,30	
	140	<3	0,66	1,81	2,30	3,10	4,21	
		≥3	0,68	1,87	2,37	3,21	4,30	

Окончание табл. 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8
B $L_0 = 2240 \text{ мм}$	160	<3	0,82	2,31	2,94	4,00	5,37
		≥ 3	0,84	2,38	3,03	4,13	5,48
	180	<3	0,98	2,79	3,56	4,85	6,36
		≥ 3	1,01	2,88	3,67	5,01	6,56
B $L_0 = 2240 \text{ мм}$	200	<3	1,13	3,27	5,17	5,67	7,16
		≥ 3	1,17	3,37	4,30	5,85	7,37
	224	<3	1,32	3,83	4,89	6,60	
		≥ 3	1,36	3,95	5,04	6,81	
	250	<3	1,52	4,42	5,63	7,58	
		≥ 3	1,57	4,56	5,81	7,82	
	≥ 280	<3	1,75	5,10	6,47	8,57	
		≥ 3	1,80	5,26	6,67	8,84	
C $L_0 = 3750 \text{ мм}$	200	<3	1,53	4,08	5,06	6,45	
		≥ 3	1,58	4,21	5,22	6,66	
	224	<3	1,88	5,12	6,38	8,23	
		≥ 3	1,94	5,29	6,58	8,49	
	250	<3	2,25	6,23	7,82	9,99	
		≥ 3	2,32	6,43	8,07	10,30	
	280	<3	2,67	7,52	9,37	11,84	
		≥ 3	2,76	7,76	9,67	12,22	
	315	<3	3,16	8,93	11,10	13,76	
		≥ 3	3,26	9,21	11,45	14,20	
	355	<3	3,71	10,49	12,95	15,59	
		≥ 3	3,82	10,82	13,36	16,09	
C $L_0 = 3750 \text{ мм}$	400	<3	4,32	12,17	14,89	17,15	
		≥ 3	4,45	12,56	15,36	17,70	
	≥ 450	<3	4,99	13,95	16,82		
		≥ 3	5,15	14,39	17,35		
D $L_0 = 6000 \text{ мм}$	315	<3	4,65	12,46	15,63		
		≥ 3	4,81	12,80	16,06		
	355	<3	5,87	15,13	17,84		
		≥ 3	6,06	15,61	18,40		
	400	<3	7,21	18,85	22,16		
		≥ 3	7,48	19,45	22,86		
	450	<3	8,72	22,79	26,52		
		≥ 3	9,00	23,51	27,36		
	500	<3	10,17	26,50	30,38		
		≥ 3	10,49	27,34	31,34		
	560	<3	11,89	30,64	34,30		
		≥ 3	12,26	31,61	35,38		
	630	<3	13,86	35,01	37,78		
		≥ 3	14,29	36,11	38,97		
	710	<3	16,07	39,32	40,17		
		≥ 3	16,58	40,57	41,44		

Таблица 3.4

Коэффициент динамичности и режима нагрузки K_p при работе привода от электродвигателя постоянного или переменного тока или асинхронного с короткозамкнутым ротором

Характер нагрузки		Приводимые в движение машины	Количество смен		
			1	2	3
пусковая	рабочая				
120%	Постоянная	Вентиляторы, центробежные насосы и компрессоры, станки токарные, сверлильные и шлифовальные. Ленточные конвейеры	1,0	0,9	0,8
150%	Небольшие колебания	Станки фрезерные, револьверные. Поршневые компрессоры, насосы Пластинчатые конвейеры	0,9	0,8	0,7
200%	Значительные колебания	Реверсивные приводы: станки строгальные и долбежные. Прессы винтовые и эксцентриковые. Конвейеры винтовые, цепные, скребковые, элеваторы	0,8	0,7	0,6
300%	Весьма неравномерная, ударная	Бегуны и глиномялки. Лесопильные рамы. Ножницы, молоты, дробилки, шаровые мельницы. Подъемники и экскаваторы	0,7	0,6	0,5

Примечание. Для приводов от синхронных электродвигателей переменного тока, асинхронных с контактными кольцами, а также от двигателей внутреннего сгорания табличное значение уменьшать на 0,1.

Таблица 3.5

Коэффициент K_L , учитывающий длину ремня

Длина ремня $L_{ст}$, мм	Значения K_L для ремней сечений				
	Z	A	B	C	D
1	2	3	4	5	6
400	0,49				
450	0,53				
500	0,58				
560	0,63	0,71			
630	0,68	0,74			
710	0,73	0,77			
800	0,78	0,80			
900	0,84	0,83	0,80		
1000	0,88	0,86	0,82		
1120	0,93	0,89	0,85		
1250	0,98	0,92	0,87		
1400	1,03	0,95	0,90		

Длина ремня $L_{ст}$, мм	Значения K_L для ремней сечений				
	Z	A	B	C	D
1600	1,08	0,98	0,93		
1800	1,13	1,02	0,95	0,85	
2000	1,18	1,04	0,98	0,87	
2240	1,23	1,07	1,00	0,90	
2500	1,27	1,10	1,02	0,92	
2800		1,13	1,05	0,94	
3150		1,16	1,07	0,97	0,89
3550		1,20	1,10	0,99	0,91
4000		1,23	1,13	1,01	0,93
4500			1,15	1,04	0,95
5000			1,17	1,06	0,97
5600			1,20	1,08	0,99
6300			1,22	1,10	1,01
7100				1,13	1,03
8000				1,15	1,05
9000				1,17	1,07
10 000				1,20	1,09
11 200					1,11
12 500					1,13
14 000					1,15

н) Определяют время работы ремня L_h , ч, по формуле

$$L_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^8 \frac{10^7 K_U K_H}{2 \cdot 3600 \cdot \xi} \geq [L_h], \quad (3.43)$$

где σ_y – напряжение упругости (для клиновых прорезиненных ремней $\sigma_y = 9$ МПа); K_U – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа ($K_U = 1$ при $U = 1$; $K_U = 1,7$ при $U = 2$; $K_U = 1,9$ при $U = 4$); K_H – коэффициент, учитывающий непостоянство нагрузки (при постоянной нагрузке $K_H = 1$, при переменной $K_H = 2$).

σ_{\max} – максимальное напряжение в сечении ремня, МПа, определяемое по формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_n + \sigma_V. \quad (3.44)$$

σ_1 – напряжение на ведущей ветви, МПа, равное

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}. \quad (3.45)$$

F_1 – сила натяжения ведущей ветви, Н, равная

$$F_1 = F_{01} + \frac{F_t}{2Z}. \quad (3.46)$$

F_t – окружная сила, Н, равная

$$F_t = \frac{2000 T_1}{D_1}. \quad (3.47)$$

A – площадь поперечного сечения ремня, мм² (табл. 3.2).

σ_n – напряжение изгиба ремня, МПа, равное

$$\sigma_n = \frac{Eh}{D_1}, \quad (3.48)$$

где E – модуль упругости, МПа (для клиновых кордтканевых ремней $E = 40$ – 100 МПа, кордошнуровых $E = 60$ – 150 МПа); h – высота ремня, мм (табл. 3.2).

σ_V – напряжение от центробежной силы, МПа, равное

$$\sigma_V = \rho V^2 10^{-6}, \quad (3.49)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³ ($\rho = 1100$ – 1200 кг/м³); V – скорость ремня, м/с.

Множитель 10^{-6} служит для перевода σ_V в МПа.

$[L_h]$ – минимальный рабочий ресурс ремней, ч (при легком режиме работы – 5000 ч, при среднем – 2000 ч, при тяжелом – 1000 ч).

Если условие не выполняется, необходимо увеличить длину ремня и повторить расчет, начиная с пункта (ж).

о) Определяют параметры и конструкцию шкивов по методике, изложенной в подразделе 3.4.

Пример расчета

Рассчитать клиноременную передачу привода бревнотаски. Мощность двигателя 15,0 кВт, частота вращения вала двигателя $n_1 = 1465$ мин⁻¹. Передаточное число $U = 3,15$, срок службы передачи – не менее 5000 час, конвейер работает 2 смены в сутки.

Угловая скорость на валу двигателя будет равна

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1465}{30} = 153,33 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящий момент на валу двигателя равен

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega} = \frac{15\,000}{153,33} = 97,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Порядок расчета.

а) Для заданного крутящего момента по табл. 3.1 выбираем ремень типа *B*. Диаметр ведущего шкива составит $D_1 = 125$ мм.

б) Диаметр ведомого шкива D_2 определим по формуле (3.31):

$$D_2 = D_1 U (1 - \xi) = 125 \cdot 3,15 (1 - 0,015) = 387,8 \text{ мм},$$

где ξ – коэффициент скольжения ремня ($\xi = 0,015$).

Принимаем стандартное значение диаметра ведомого шкива равным $D_2 = 400$ мм.

в) Уточняем передаточное число передачи по формуле (3.32):

$$U_\phi = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)} = \frac{400}{125(1 - 0,015)} = 3,25,$$

$$\frac{100|U_\phi - U|}{U} = \frac{100|3,25 - 3,15|}{3,15} = 3,17\% \leq [10\%].$$

Условие выполняется.

г) Определим окружную скорость ремня по формуле (3.33):

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2000} = \frac{153,33 \cdot 125}{2000} = 9,58 \text{ м/с}.$$

д) Из условия (3.34) определим межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) = 0,55(125 + 400) = 288,75 \text{ мм},$$

$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2) = 2(125 + 400) = 1050 \text{ мм}.$$

Принимаем межосевое расстояние равным $a_{\text{пр}} = 670$ мм.

е) Определяем требуемую длину ремня L по формуле (3.35):

$$L = 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{\text{пр}}} = 2 \cdot 670 + \\ + \frac{3,14(125 + 400)}{2} + \frac{(400 - 125)^2}{4 \cdot 670} = 2192,46 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартную длину ремня $L_{\text{ст}} = 2240$ мм (табл. 3.2).

ж) Уточняем межосевое расстояние по формуле (3.36):

$$a_{\text{утч}} = \frac{2L_{\text{ст}} - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_{\text{ст}} - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 + D_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 2240 - 3,14(400 + 125) + \sqrt{[2 \cdot 2240 - 3,14(400 + 125)]^2 - 8(400 - 125)^2}}{8} =$$

$$= 694,26 \text{ мм.}$$

з) Определяем угол обхвата на ведущем шкиве по формуле (3.37):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a_{\text{утч}}} = 180^\circ - \frac{57^\circ(400 - 125)}{694,26} = 157,4^\circ \geq [120^\circ].$$

Условие выполняется.

и) Определим требуемое число ремней для передачи заданной мощности по формуле (3.38):

$$Z = \frac{P_1}{P_0 K_p K_\alpha K_L} = \frac{15}{2,509 \cdot 0,7 \cdot 0,941 \cdot 1} = 9,08,$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиву, кВт; P_0 – значение мощности, передаваемое в стандартных условиях одним ремнем, кВт, $P_0 = 2,509$ кВт (табл. 3.3); K_p – коэффициент, учитывающий влияние режима работы, $K_p = 0,7$ (табл. 3.4).

K_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата, определим по формуле (3.39):

$$K_\alpha = 0,0029\alpha + 0,4846 = 0,0029 \cdot 157,4 + 0,4846 = 0,941,$$

Количество ремней превышает максимально возможное, поэтому увеличим диаметр ведущего шкива $D_1 = 140$ мм.

Диаметр ведомого шкива D_2 определим по формуле (3.31):

$$D_2 = D_1 U (1 - \xi) = 140 \cdot 3,15 \cdot (1 - 0,015) = 434,39 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение диаметра ведомого шкива равным $D_2 = 450$ мм.

в) Уточняем передаточное число передачи по формуле (3.32):

$$U_\phi = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)} = \frac{450}{140(1 - 0,015)} = 3,26 ;$$

$$\frac{100 \cdot |U_\phi - U|}{U} = \frac{100 \cdot |3,26 - 3,15|}{3,15} = 3,49\% \leq [10\%].$$

Условие выполняется.

г) Определим окружную скорость ремня по формуле (3.33):

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2000} = \frac{153,33 \cdot 140}{2000} = 10,73 \text{ м/с.}$$

д) Из условия (3.34) определим межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) = 0,55(140 + 450) = 324,5 \text{ мм};$$
$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2) = 2(140 + 450) = 1180 \text{ мм.}$$

Принимаем межосевое расстояние равным $a_{\text{пр}} = 760$ мм.

е) Определяем требуемую длину ремня L по формуле (3.35):

$$L = 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{\text{пр}}} = 2 \cdot 760 +$$
$$+ \frac{3,14(140 + 450)}{2} + \frac{(450 - 140)^2}{4 \cdot 760} = 2477,91 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартную длину ремня $L_{\text{ст}} = 2500$ мм (табл. 3.2).

ж) Уточняем межосевое расстояние по формуле (3.36):

$$a_{\text{утч}} = \frac{2L_{\text{ст}} - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_{\text{ст}} - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} =$$
$$= \frac{2 \cdot 2500 - 3,14(450 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 2500 - 3,14(450 + 140)]^2 - 8(450 - 140)^2}}{8} =$$
$$= 771,27 \text{ мм.}$$

з) Определяем угол обхвата на ведущем шкиве по формуле (3.37):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a_{\text{утч}}} = 180^\circ - \frac{57^\circ(450 - 140)}{771,27} = 157,1^\circ \geq [120^\circ].$$

Условие выполняется.

и) Определим требуемое число ремней для передачи заданной мощности по формуле (3.38):

$$Z = \frac{P_1}{P_0 K_p K_\alpha K_L} = \frac{15}{3,22 \cdot 0,7 \cdot 0,94 \cdot 1} = 7,08 \leq [8],$$

где $P_0 = 2,509$ кВт (табл. 3.3); $K_L = 1$ (табл. 3.5).

$$K_\alpha = 0,0029\alpha + 0,4846 = 0,0029 \cdot 157,1 + 0,4846 = 0,94;$$

Принимаем 8 ремней. Условие выполняется.

к) Определим число пробегов ремня по формуле (3.40):

$$\xi = \frac{V}{L_{\text{ст}}} = \frac{10,73}{2,5} = 4,29 \leq [10],$$

где $[\xi]$ – допускаемое число пробегов ремня, $[\xi] = 10 \text{ с}^{-1}$.

Условие выполняется.

л) Определим силу предварительного натяжения одного ремня F_{01} по формуле (3.41):

$$F_{01} = \frac{780P_1}{VK_{\alpha}K_pZ} + qV^2 = \frac{780 \cdot 15}{10,73 \cdot 0,94 \cdot 0,7 \cdot 8} + 0,18 \cdot 10,73^2 = 227,87 \text{ Н},$$

где q – масса 1 м ремня, кг, $q = 0,18 \text{ кг/м}$ (табл. 3.2).

м) Определим силу F_b , действующую на валы Н, по формуле (3.42):

$$F_b = 2F_{01}Z \sin(0,5\alpha_1) = 2 \cdot 227,87 \cdot 8 \cdot \sin(0,5 \cdot 157,1) = 3573,36 \text{ Н}.$$

н) Определим рабочий ресурс ремней L_h по формуле (3.43):

$$L_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{max}}} \right)^8 \frac{10^7 K_U K_H}{2 \cdot 3600 \xi} = \left(\frac{9}{6,6} \right)^8 \frac{10^7 \cdot 1,826 \cdot 1}{2 \cdot 3600 \cdot 4,29} = 7068,05 \text{ ч},$$

где σ_y – напряжение упругости (для клиновых прорезиненных ремней $\sigma_y = 9 \text{ МПа}$); K_U – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа ($K_U = 1,826$); K_H – коэффициент, учитывающий непостоянство нагрузки ($K_H = 1$).

σ_{max} – максимальное напряжение в сечении ремня, МПа, определяемое по формуле (3.44):

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{н}} + \sigma_V = 2,28 + 3 + 1,32 = 6,6 \text{ МПа}.$$

σ_1 – напряжение растяжения ремня определим по формуле (3.45)

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{315,22}{138} = 2,28 \text{ МПа}.$$

F_1 – сила натяжения ведущей ветви, Н, равная

$$F_1 = F_{01} + \frac{F_t}{2Z} = 227,87 + \frac{1397,57}{2 \cdot 8} = 315,22 \text{ Н}.$$

F_t – окружная сила, Н, равная

$$F_t = \frac{2000 T_1}{D_1} = \frac{2000 \cdot 97,83}{140} = 1397,57 \text{ Н},$$

где $T_1 = 97,83$ Н·м; $D_1 = 140$ мм; A – площадь поперечного сечения ремня, мм², $A = 138$ мм² (табл. 3.2).

$\sigma_{и}$ – напряжение от изгиба ремня –определим по формуле (3.48):

$$\sigma_{и} = \frac{Eh}{D_1} = \frac{40 \cdot 10,5}{140} = 3,0 \text{ МПа,}$$

где E – модуль упругости, МПа ($E = 40$ МПа); h – высота ремня, мм (табл. 3.2).

σ_V – напряжение от центробежной силы, МПа, равное

$$\sigma_V = \rho V^2 10^{-6} = 1150 \cdot 10,73^2 \cdot 10^{-6} = 1,32 \text{ МПа,}$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³ ($\rho = 1100$ – 1200 кг/м³); V – скорость ремня, м/с.

$[L_h]$ – 5000 ч (по условию задачи).

$7068,05 > 5000$ ч. Условие выполняется.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить долговечность клинового ремня типа Z привода сборочной ваймы, работающей в 2 смены. Мощность на валу электродвигателя $P_1 = 1,5$ кВт, частота вращения вала двигателя $n_1 = 1415$ мин⁻¹, диаметр ведущего шкива $D_1 = 63$ мм, передаточное число $U = 2,54$, межосевое расстояние $a = 375$ мм.

Задача 2. Рассчитать открытую клиноременную передачу от электродвигателя типа 4А160М6 мощностью $P_{дв} = 15$ кВт с частотой вращения $n_{дв} = 975$ мин⁻¹ к валу пластинчатого конвейера с частотой вращения $n_{в} = 120$ мин⁻¹. Передача наклонная.

Задача 3. Рассчитать клиноременную передачу привода ленточного конвейера со скоростью перемещения ленты $V = 1,2$ м/с, диаметр приводного барабана $D_6 = 500$ мм, мощность двигателя $P_1 = 5,5$ кВт, частота вращения вала двигателя $n_1 = 720$ мин⁻¹. Двигатель установлен на салазках, работа в 3 смены.

3.3. Расчет передач поликлиновыми ремнями

Общие сведения. Наряду с присущими ременным передачам недостатками передачи поликлиновыми ремнями (ПКР) имеют ряд положительных особенностей:

– поликлиновые ремни более тонкие и менее жесткие по сравнению с клиновыми, что позволяет уменьшить габариты передачи вследствие уменьшения диаметров шкивов, увеличить скорость ремня до 40 м/с и передаточное число до 15;

– неточности изготовления шкивов и ремней оказывают меньшее влияние на работоспособность передачи;

– сечение ремня используется более рационально, что приводит к повышению его несущей способности и долговечности;

– при одинаковой передаваемой нагрузке ширина ПКР значительно меньше ширины комплекта клиновых ремней, что позволяет уменьшить габариты и массу передачи по сравнению с клиноременной передачей, а также уменьшить нагрузки на валы и опоры передачи вследствие уменьшения длины консольной части шкивов;

– они обеспечивают более равномерное распределение нагрузки по рабочей поверхности, что также способствует уменьшению габаритов передачи;

– обеспечивают повышенную плавность работы;

– понижают упругое скольжение и тем самым обеспечивают более постоянное передаточное отношение.

Существенным недостатком поликлиноременных передач являются более жесткие требования к непараллельности валов и осевому смещению шкивов.

Выпускают ремни трех сечений (табл. 3.6): J, L и M. Ремень сечения J применяют вместо клиновых ремней Z и A при крутящем моменте $T_1 \leq 40$ Н·м; ремень сечения L вместо клиновых ремней A, B и C при $T_1 = 18-400$ Н·м; ремень сечения M – вместо клиновых ремней C, D, E и EO при $T_1 \geq 130$ Н·м.

Таблица 3.6

Выбор типа поликлинового ремня

Крутящий момент T_1 , Н·м	Тип ремня	k	m	Базовая длина ремня L_0 , мм
до 40	J	30,3	3	710
св. 18 до 250	L	30,3	3	1600
св. 250 до 400	L	12	2	1600
св. 130 до 250	M	30,3	3	2240
св. 250	M	12	2	2240

КПД передачи $\eta = 0,9-0,98$ при $V < 25$ м/с, с повышением скорости ремня КПД понижается.

Материалы и конструкции поликлиновых ремней. Поликлиновые ремни выполняются бесконечными плоскими с ребрами на внутренней поверхности, которые входят в канавки шкивов (рис. 3.16).

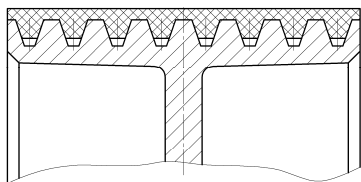


Рис. 3.16

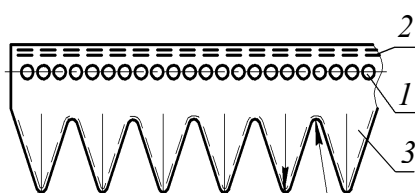


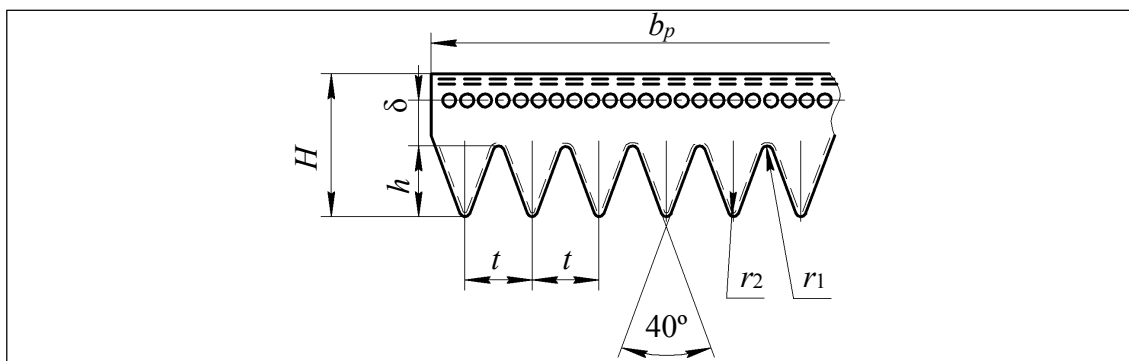
Рис. 3.17. Конструкция поликлинового ремня:
1 – кордшнур (вискоза, лавсан, стекловолокно); 2 – обкладка;
3 – наполнитель (резина)

Таким образом, поликлиновые ремни представляют собой резинордные вязкоупругие конструкции, состоящие из двух или трех основных элементов (рис. 3.17): 1 – кордшнур (несущий слой), передающий окружное усилие; 2 – обкладочный материал, обеспечивающий сцепные свойства ремня (может отсутствовать); 3 – наполнитель, придающий ремню монолитность и связывающий воедино все его элементы.

Поликлиновые ремни имеют стандартные геометрические размеры. Их параметры оговорены ТУ 38205763–84 (табл. 3.7).

Таблица 3.7

Параметры поликлиновых ремней



Продолжение табл. 3.7

Параметр	Сечение ремня		
	К (J)	Л (L)	М
Шаг ребер t , мм	2,4	4,8	9,5
Толщина ремня H , мм	4	9,5	16,7
Высота ребра h , мм	2,35	4,85	10,35
Радиус закругления впадин $r_{1\max}$, мм	0,1	0,2	0,4
Радиус закругления вершин $r_{2\max}$, мм	0,4	0,7	1,0
Длина ремня L , мм: минимальная	400	1250	2000
	максимальная	2000	4000
Число ребер рекомендуемое: минимальное Z_{\min}	2	4	2
	максимальное Z_{\max}	36	20
Масса 1 м ремня с 10 ребрами q_{10} , кг/м	0,09	0,45	1,6

Примечание. Длину ремней принимать из ряда: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 4000.

Расчет поликлиноремennых передач. Исходными данными для расчета являются: мощность P_1 , кВт, крутящий момент T_1 , Н·м, угловая скорость ω_1 , с⁻¹, и частота вращения n_1 , мин⁻¹, на ведущем валу; передаточное число передачи U ; срок службы.

Проектный расчет передачи ПКР выполняют по условию тяговой способности ремня в следующей последовательности.

а) В зависимости от передаваемого крутящего момента на ведущем валу передачи по табл. 3.6 выбрать тип ремня.

б) Определить оптимальный диаметр меньшего (ведущего) шкива по формуле

$$D_1 = k \sqrt[m]{T_1}, \quad (3.50)$$

где k и m – коэффициенты, зависящие от величины крутящего момента (табл. 3.6); T_1 – крутящий момент на валу ведущего шкива, Н·м.

Полученное значение округлить в большую сторону до стандартного (табл. 3.8), что позволяет увеличить долговечность ремня и КПД передачи.

в) Определить диаметр большего шкива D_2 , мм, по формуле

$$D_2 = UD_1(1 - \xi), \quad (3.51)$$

где ξ – коэффициент упругого скольжения ($\xi = 0,01-0,02$).

Полученное значение диаметра округлить до стандартного в меньшую сторону (табл. 3.8).

Таблица 3.8

Значение мощности, передаваемой одним ремнем

Сечение ремня	Диаметр меньшего шкива D_1 , мм	Мощность P_0 , кВт, передаваемая одним ремнем с 10 ребрами при окружной скорости ремня V , м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
J	40	0,65	1,40	2,40	3,2	3,7			
	45	0,70	1,55	2,70	3,6	4,3	4,9		
	50	0,76	1,65	2,90	4,0	4,8	5,3		
	56	0,80	1,80	3,10	4,3	5,2	5,9	6,2	
	63	0,85	1,90	3,40	4,6	5,2	6,4	6,8	
	71	0,88	2,00	3,60	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,70	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,90	5,4	6,7	7,7	8,4	
	100	0,97	2,20	4,00	5,6	6,9	8,0	8,7	
	112	1,00	2,25	4,10	5,8	7,2	8,2	9,1	
	125	1,02	2,30	4,20	6,0	7,5	8,7	9,5	
L	140	1,05	2,35	4,30	6,2	7,6	8,8	9,6	
	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3			
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8			
	100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0		
	112	2,54	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3		
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	
	140	2,9	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
L	160	3,05	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5	20,0
	180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	3,2	7,2	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	
	250	3,4	7,7	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	
	280	3,5	7,9	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	
	315	3,6	8,0	14,7	20,3	24,8	28,0	29,7	
M	355	3,6	8,2	15,0	20,7	25,5	28,8	30,6	
	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	
	224	8,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37,0
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57,0	56,0	48,0
	280	9,7	21,0	37,4	50,3	59,8	65,0	64,0	58,0
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65,0	71,0	72,0	68,0
M	355	10,7	23,7	42,4	58,0	70,0	78,0	80,0	76,0
	400	11,0	24,8	44,6	61,0	74,0	83,0	86,0	84,0
	450	11,5	25,7	46,5	64,0	78,0	87,0	92,0	91,0
	500	11,8	26,5	47,8	66,0	81,0	91,0	96,0	95,0
	630	12,3	28,0	50,7	70,0	87,0	98,0	105,0	105,0
	800	12,8	29,0	53,1	74,0	91,0	104,0	112,0	113,0
	1000	13,0	29,8	54,7	76,0	94,0	108,0	117,0	119,0

г) Уточнить передаточное число передачи:

$$U_{\phi} = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)}. \quad (3.52)$$

При этом должно выполняться условие

$$\frac{100|U_{\phi} - U|}{U} \leq [10\%]. \quad (3.53)$$

Если данное условие не выполняется, необходимо выбрать другой стандартный диаметр одного или обоих шкивов. Следует стремиться выбирать такие диаметры шкивов, чтобы отклонение фактического передаточного числа от заданного было минимально.

д) Определить окружную скорость ремня V , м/с, по формуле

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2000}, \quad (3.54)$$

где ω_1 – угловая скорость на валу ведущего (малого) шкива, с^{-1} ; D_1 – диаметр ведущего (малого) шкива, мм.

В случае, если скорость ремня превысит 35 м/с, необходимо уменьшить диаметр меньшего шкива и повторить расчет по формулам 3.51–3.54.

е) Предварительное межосевое расстояние $a_{\text{пр}}$, мм, определить из условия:

$$0,55(D_1 + D_2) + h \leq a_{\text{пр}} \leq 2(D_1 + D_2), \quad (3.55)$$

где h – высота клина, мм (табл. 3.7).

ж) Определить требуемую длину ремня L , мм, по формуле

$$L = 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{\pi(D_2 - D_1)^2}{4a_{\text{пр}}}. \quad (3.56)$$

Полученное значение длины ремня округлить до стандартного $L_{\text{ст}}$ в большую сторону для принятого сечения (табл. 3.7, примечание).

з) Уточнить межосевое расстояние $a_{\text{утч}}$, мм, по формуле

$$a_{\text{утч}} = \frac{2L_{\text{ст}} - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L_{\text{ст}} - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (3.57)$$

Наименьшее расстояние $a_{\text{наим.}}$, необходимое для надевания ремней, определить по формуле

$$a_{\text{наим.}} = a_{\text{утч}} - 0,03L_{\text{ст}}. \quad (3.58)$$

Наибольшее расстояние $a_{\text{наиб}}$, необходимое для компенсации вытяжки ремней, определить по формуле

$$a_{\text{наиб}} = a_{\text{утч}} + 0,03L_{\text{ст}}. \quad (3.59)$$

и) Определить угол обхвата малого шкива α_1 ремнем по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a_{\text{утч}}} \geq [\alpha]. \quad (3.60)$$

где $[\alpha]$ – допускаемое значение угла обхвата, $[\alpha] = 120^\circ$.

к) Требуемое количество ребер ремня Z определить по формуле

$$Z = \frac{10P_1}{[P]}. \quad (3.61)$$

$[P]$ – допустимая мощность, передаваемая одним ремнем с 10 ребрами, кВт, определяется по формуле

$$[P] = (P_0 K_\alpha K_L + \Delta P_1) K_p, \quad (3.62)$$

где P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем с 10 ребрами, кВт (табл. 3.8); K_α – коэффициент угла обхвата, определяемый по формуле

$$K_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1); \quad (3.63)$$

K_L – коэффициент длины ремня – определим по формуле

$$K_L = 0,1691 \ln \left(\frac{L_{\text{ст}}}{L_0} \right) + 1,0024, \quad (3.64)$$

где L_0 – базовая длина ремня, мм (табл. 3.6).

ΔP_1 – поправка мощности, учитывающая влияние изгиба на большом шкиве определяется по формуле

$$\Delta P_1 = 0,000 \Delta T_{U1} n_1, \quad (3.65)$$

где ΔT_{U1} – поправка к моменту на быстроходном валу (табл. 3.9).

K_p – коэффициент, учитывающий динамичность и режим нагрузки (табл. 3.4).

Полученное значение количества ребер необходимо округлить до целого в большую сторону. При этом должно выполняться условие $Z_{\text{min}} \leq Z \leq Z_{\text{max}}$ (табл. 3.7). При невыполнении этого условия, необходимо увеличить межосевое расстояние или, если возможно, диаметр малого шкива и повторить расчет с пункта (в).

Значение поправки ΔT_{U1}

Передаточное число	Тип сечения ремня		
	J	L	M
1,03–1,07	0,1	0,9	7,0
1,08–1,13	0,2	1,8	13,8
1,14–1,20	0,3	2,7	20,7
1,21–1,30	0,44	3,6	27,6
1,31–1,40	0,5	4,0	31,0
1,41–1,60	0,55	4,5	34,5
1,61–2,39	0,6	5,0	38,0
$\geq 2,40$	0,7	5,4	41,4

л) Найти силу предварительного натяжения ремня по формуле

$$F_0 = \frac{780P_1}{V \cdot K_\alpha \cdot K'_p} + \frac{q_{10}Z}{10} V^2, \quad (3.66)$$

где q_{10} – масса 1 м ремня с 10 зубьями (табл. 3.7); K'_p – коэффициент динамичности и режима нагрузки при односменной работе (табл. 3.4).

м) Силу, действующую на валы, определить по формуле

$$F_v = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \quad (3.67)$$

Пример расчета

Выполнить расчет поликлиноремненной передачи привода бревно-таски. Мощность двигателя 15,0 кВт, частота вращения вала двигателя $n_1 = 1465 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное число $U = 3,15$, конвейер работает 2 смены в сутки.

Угловая скорость на валу двигателя будет равна

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1465}{30} = 153,33 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящий момент на валу двигателя равен

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{15\,000}{153,33} = 97,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Порядок расчета.

а) По крутящему моменту $T_1 = 97,83 \text{ Н}\cdot\text{м}$ в табл. 3.6 принимаем ремень сечением L.

б) Определим диаметр ведущего шкива по формуле (3.50):

$$D_1 = k \cdot \sqrt[m]{T_1} = 30,3 \cdot \sqrt[3]{97,83} = 139,6 \text{ мм.}$$

где $k = 30,3$, $m = 3$ из табл. 3.6 при $T_1 = 97,83$ Н·м.

Принимаем ближайшее большее значение диаметра шкива $D_1 = 140$ мм.

в) Диаметр большего шкива D_2 , мм, определим по формуле (3.51)

$$D_2 = UD_1(1 - \xi) = 3,15 \cdot 140(1 - 0,015) = 434,38 \text{ мм,}$$

где ξ – коэффициент упругого скольжения ($\xi = 0,015$).

Принимаем ближайшее меньшее значение диаметра $D_2 = 425$ мм.

г) Уточним передаточное число передачи по формуле (3.52):

$$U_\phi = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)} = \frac{425}{140(1 - 0,015)} = 3,08.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного составит

$$\frac{100|U_\phi - U|}{U} = \frac{100|3,08 - 3,15|}{3,15} = 2,16\% \leq [10\%].$$

д) Определим окружную скорость ремня V , м/с, по формуле (3.54):

$$V = \frac{\omega_1 D_1}{2000} = \frac{153,33 \cdot 1400}{2000} = 10,73 \text{ м/с.}$$

е) Межосевое расстояние определим из условия (3.55):

$$a_{\min} = 0,55(140 + 425) + 4,85 = 315,6 \text{ мм,}$$

$$a_{\max} = 2(140 + 425) = 1130 \text{ мм,}$$

где h – высота ребра, мм (табл. 3.8), $h = 4,85$ мм.

Принимаем межосевое расстояние $a_{\text{пр}} = 700$ мм.

ж) Определим требуемую длину ремня L , мм, по формуле (3.56):

$$L = 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{\pi(D_2 - D_1)^2}{4a_{\text{пр}}} = 2 \cdot 700 +$$

$$+ \frac{3,14(140 + 425)}{2} + \frac{3,14(425 - 140)^2}{4 \cdot 700} = 2378,63 \text{ мм.}$$

По табл. 3.8 принимаем стандартную длину ремня $L_{\text{ст}} = 2500$ мм.

з) Уточним межосевое расстояние $a_{\text{утч}}$, мм, по формуле (3.57):

$$a_{\text{утч}} = \frac{2L_{\text{ст}} - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L_{\text{ст}} - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 2500 - 3,14(140 + 425)}{8} +$$

$$+ \frac{\sqrt{[2 \cdot 2500 - 3,14(140 + 425)]^2 - 8(425 - 140)^2}}{8} = 793,45 \text{ мм.}$$

и) Наименьшее расстояние $a_{\text{наим}}$, необходимое для надевания ремней, определим по формуле (3.58):

$$a_{\text{наим}} = a_{\text{утч}} - 0,03L_{\text{ст}} = 793,45 - 0,03 \cdot 2500 = 718,45 \text{ мм.}$$

Наибольшее расстояние $a_{\text{наиб}}$, необходимое для компенсации вытяги ремней, определим по формуле (3.59):

$$a_{\text{наиб}} = a_{\text{утч}} + 0,03L_{\text{ст}} = 793,45 + 0,03 \cdot 2500 = 868,45 \text{ мм.}$$

к) Угол обхвата α_1 , °, малого шкива по формуле (3.60):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a_{\text{утч}}} = 180^\circ - \frac{57^\circ(425 - 140)}{793,45} = 159,53^\circ.$$

$\alpha_1 \geq [\alpha]$. $159,53^\circ \geq [120^\circ]$. Условие выполняется.

л) Количество ребер ремня Z определим по формуле (3.61):

$$Z = \frac{10P_1}{[P]} = \frac{10 \cdot 15}{8,784} = 17,07.$$

$[P]$ – допустимую мощность, передаваемую одним ремнем с 10 ребрами, кВт, определим по формуле (3.62):

$$[P] = (P_0 K_\alpha K_L + \Delta P_1) K_p = (11,586 \cdot 0,94 \cdot 1,08 + 0,79) \cdot 0,7 = 8,784 \text{ кВт,}$$

где P_0 – мощность передаваемая одним ремнем с 10 ребрами, кВт (табл. 3.8), $P_0 = 11,586$ кВт; K_p – коэффициент, учитывающий динамичность и режим нагрузки (табл. 3.4), $K_p = 0,7$.

K_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата (3.63):

$$K_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 159,53^\circ) = 0,94.$$

K_L – коэффициент, учитывающий длину ремня, по формуле (3.64):

$$K_L = 0,1691 \ln \left(\frac{L_{\text{ст}}}{L_0} \right) + 1,0024 = 0,1691 \ln \left(\frac{2500}{1600} \right) + 1,0024 = 1,08;$$

L_0 – базовая длина ремня, мм (табл. 3.6), $L_0 = 1600$ мм.

ΔP_1 – поправка мощности, учитывающая влияние изгиба на большом шкиве, определяется по формуле (3.65):

$$\Delta P_1 = 0,0001 \Delta T_{U1} n_1 = 0,0001 \cdot 5,4 \cdot 1465 = 0,79 \text{ кВт},$$

где ΔT_{U1} – поправка к моменту на быстроходном валу (табл. 3.9), $\Delta T_{U1} = 5,4$.

Принимаем 18 ребер на ремне.

м) Силу предварительного натяжения ремня определим по формуле (3.66):

$$F_0 = \frac{780 P_1}{V K_\alpha K'_p} + \frac{q_{10} Z}{10} V^2 = \frac{780 \cdot 15}{10,73 \cdot 0,94 \cdot 0,8} + \frac{0,45 \cdot 18 \cdot 10,73^2}{10} = 1543 \text{ Н},$$

где q_{10} – масса 1 м ремня с 10 зубьями (табл. 3.7), $q_{10} = 0,45$; K'_p – коэффициент динамичности и режима нагрузки при односменной работе (табл. 3.4), $K'_p = 0,8$.

н) Силу, действующую на вал, H , определим по формуле (3.67):

$$F_B = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 1543 \cdot \sin\left(\frac{159,53}{2}\right) = 3037.$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить силу, действующую на вал поликлиноремненной передачи, передающей крутящий момент с вала двигателя на ведущий вал рубительной машины. Частота вращения вала двигателя $n_1 = 1470 \text{ мин}^{-1}$, вала рубительной машины $n_2 = 430 \text{ мин}^{-1}$, мощность двигателя $P_1 = 22 \text{ кВт}$, угол наклона передачи $\alpha = 40^\circ$, межосевое расстояние не менее 450 мм.

Задача 2. Рассчитать открытую поликлиноремленную передачу от электродвигателя типа 4А132S4 мощностью $P_{\text{дв}} = 7,5 \text{ кВт}$ с частотой вращения $n_{\text{дв}} = 1455 \text{ мин}^{-1}$ к валу пластинчатого конвейера с частотой вращения $n_{\text{в}} = 120 \text{ мин}^{-1}$. Передача наклонная.

Задача 3. Рассчитать поликлиноремленную передачу привода ленточного конвейера со скоростью перемещения ленты $V = 1,2 \text{ м/с}$. Диаметр приводного барабана, $D_6 = 500 \text{ мм}$, мощность двигателя $P_1 = 5,5 \text{ кВт}$, частота вращения вала двигателя $n_1 = 720 \text{ мин}^{-1}$. Двигатель установлен на салазках, работа в 2 смены.

3.4. Передача зубчатыми ремнями

Общие сведения. Зубчатые ремни представляют собой бесконечно плоские ленты, с зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями шкивов (рис. 3.18).

Передача зубчатыми ремнями совмещает достоинства ременной передачи и передач зацеплением. Она обладает следующими достоинствами:

- постоянное передаточное число из-за отсутствия скольжения;
- высокий КПД передачи (0,94–0,98);
- небольшое предварительное натяжение ремня, в результате чего на валы действуют небольшие силы, что упрощает конструкцию подшипниковых узлов и опор;
- простота эксплуатации;
- меньшие габаритные размеры по сравнению с другими ременными передачами;
- меньший шум при работе по сравнению с цепными и зубчатыми передачами;
- возможность передачи мощности от одного ведущего шкива на несколько ведомых при высоких передаточных отношениях;
- возможность передачи больших мощностей (до 1000 кВт).

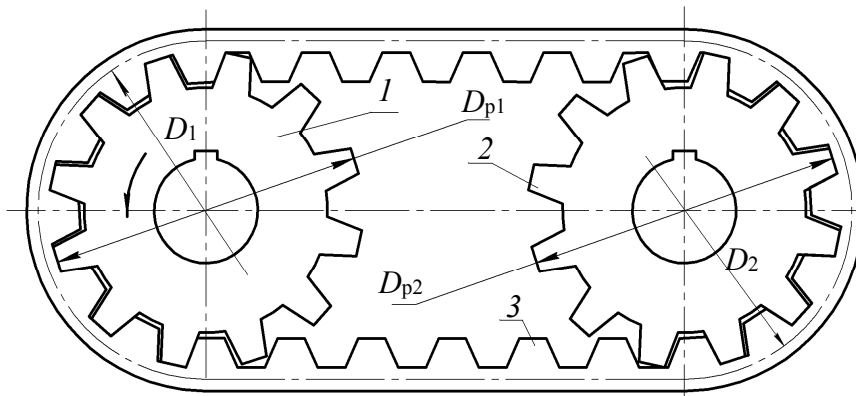


Рис. 3.18. Схема зубчато-ременной передачи:
1, 2 – шкивы; 3 – ремень

Одним из факторов, определяющих долговечность зубчатого ремня, является технология его изготовления. В настоящее время существуют две основные разновидности технологии – литье в пресс-формах и прессование в диафрагменном автоклаве.

Литьевой метод отличается простотой, высокой производительностью и точностью геометрических параметров ремней и позволяет

получать зубчатые ремни длиной до 1000 мм. Отличительная особенность литых ремней – наличие технологической канавки в межзубной впадине и отсутствие износостойкой тканевой обкладки на зубьях (рис. 3.19, *a*).

Ремни, получаемые прессованием в автоклаве (рис. 3.19, *б*), имеют повышенную долговечность благодаря наличию износостойкой тканевой обкладки. Данный метод позволяет изготавливать ремни длиной до 4000 мм. Однако они дороже в производстве.

Таким образом, приводные зубчатые ремни представляют собой резинокордные вязкоупругие конструкции, состоящие из трех основных элементов: кордшнур (несущий слой), передающий окружное усилие; обкладочный (облицовочный) материал, обеспечивающий сцепные и противозносные свойства ремня (для прессованных); наполнитель, придающий ремню гибкость, монолитность и связывающий воедино все его элементы.

Все ремни имеют стандартные геометрические размеры, трапецеидальные или полукруглые зубья. Наибольшее распространение среди стандартных получили ремни с трапецеидальным профилем зубьев. Параметры таких передач оговорены ТУ РБ 00149438–073–95 «Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней» (табл. 3.10).

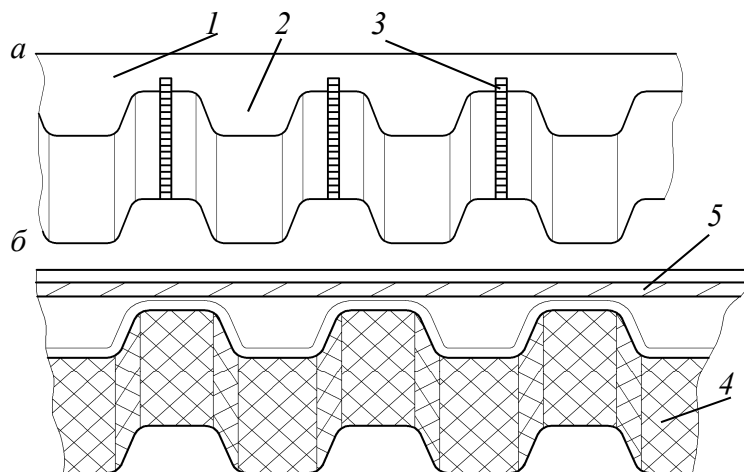


Рис. 3.19. Зубчатые ремни:

a – литевой; *б* – прессованный (сборочный); 1 – тело ремня (резина, пластмасса); 2 – зубья; 3 – технологическая канавка; 4 – износостойкая тканевая обкладка (для сборочных ремней); 5 – кордшнур (металлокорд, стеклокорд)

Опыт промышленной эксплуатации стандартных зубчатых ремней с трапецеидальным профилем зубьев показал, что они не отлича-

ются высокими эксплуатационными показателями. Слабым звеном таких ремней являются их зубья, долговечность которых намного меньше, чем несущего слоя.

Расчет передач зубчатыми ремнями по ТУ РБ. Проектный расчет передачи выполняют по условию тяговой способности ремня в следующей последовательности.

а) Определить расчетное значение модуля m_p ремня по формуле

$$m_p = 35 \sqrt[3]{P_1/n_1}, \quad (3.68)$$

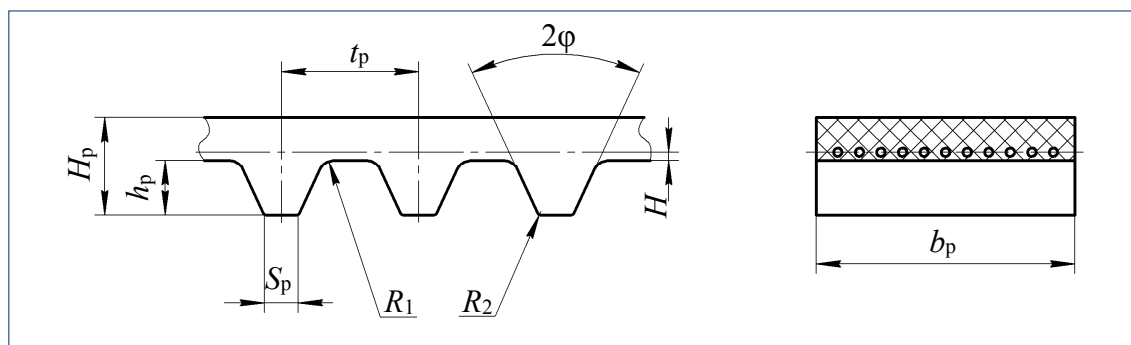
где P_1 – мощность на валу ведущего шкива, кВт; n_1 – частота вращения вала ведущего шкива, мин^{-1} .

Полученное значение округлить до ближайшего стандартного значения модуля m (табл. 3.10).

б) Определить число зубьев ведущего Z_1 и ведомого Z_2 шкивов. Число зубьев на ведущем шкиве принимается равным минимально допустимому числу зубьев при заданных условиях эксплуатации (табл. 3.11).

Таблица 3.10

Размеры и параметры поперечных сечений зубчатых ремней с трапецеидальными зубьями



Значение модуля m , мм	Шаг зубьев t_p , мм	Размеры сечения						
		H_p , мм	H , мм	h_p , мм	S_p , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	2ϕ , °
1,0	3,14	1,6	0,4	0,8	1,0	0,2	0,2	50
1,5	4,71	2,2	0,4	1,2	1,5	0,3	0,3	40
2,0	6,28	3,0	0,6	1,5	1,8	0,4	0,4	40
3,0	9,42	4,0	0,6	2,0	3,2	0,5	0,5	40
4,0	12,57	5,0	0,8	2,5	4,4	1,0	1,0	40
5,0	15,71	6,5	0,8	3,5	5,0	1,2	1,2	40
7,0	21,99	11,0	0,8	6,0	8,0	1,5	1,2	40
10,0	31,42	15,0	0,8	9,0	12,0	2,0	1,5	40

Рекомендуемое число зубьев меньшего шкива Z_1 , удельной окружной силы W_0 и масса 1 м ремня шириной 10 мм q

n_1 меньшего шкива, мин ⁻¹	Количество зубьев Z_1 при значении модуля m , мм								
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	4,0	5,0	7,0	10,0
≤ 1000	10	12	12	14	16	18	18	22	22
≤ 1500	10	12	12	14	16	18	18	24	24
≤ 2000	10	12	12	14	16	18	20	26	26
≤ 2500	10	12	12	16	18	20	20	28	30
≤ 3000	10	12	12	16	18	20	20	30	30
W_0 , Н/мм	2,5	3,5	4	10	15	25	35	45	60
q , $\frac{\text{кг}}{10 \text{ мм} \cdot \text{м}}$	0,020	0,025	0,032	0,04	0,05	0,065	0,075	0,09	0,11

Число зубьев на ведомом шкиве определяется по формуле

$$Z_2 = Z_1 \cdot U, \quad (3.69)$$

где U – передаточное число ременной передачи.

Полученное значение округлить в большую сторону до целого числа.

в) Определить фактическое передаточное число по формуле

$$U_{\text{ф}} = Z_2 / Z_1. \quad (3.70)$$

При этом должно выполняться условие $\frac{100|U_{\text{ф}} - U|}{U} \leq [2\%]$.

Если данное условие не выполняется, необходимо выбрать другое количество зубьев одного или обоих шкивов. Необходимо, чтобы отклонение фактического передаточного числа от заданного было минимально.

г) Определить диаметр ведущего D_1 и ведомого D_2 шкива, мм, по формулам

$$D_1 = mZ_1 \text{ и } D_2 = mZ_2. \quad (3.71)$$

д) Определить межосевое расстояние $a_{\text{пр}}$, мм, между шкивами из условия:

$$0,5(D_1 + D_2) \leq a_{\text{пр}} \leq 2(D_1 + D_2). \quad (3.72)$$

е) Определить расчетное число зубьев ремня по формуле

$$Z = \frac{2a_{\text{пр}}}{t_{\text{р}}} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 t_{\text{р}}}{4\pi a_{\text{пр}}}, \quad (3.73)$$

где $a_{пр}$ – принятое межосевое расстояние, мм; t_p – шаг зубьев ремня, мм (табл. 3.10).

Полученное значение числа зубьев Z с учетом ранее найденного модуля m округлить до целого в большую сторону Z_p (табл. 3.12).

ж) Вычислить действительную длину ремня L , мм, по формуле

$$L = Z_p t_p. \quad (3.74)$$

з) Уточнить межосевое расстояние $a_{утч}$, мм, для принятой длины ремня по формуле

$$a_{утч} = \frac{2L - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (3.75)$$

Расчет выполнить с точностью до 0,01 мм.

Таблица 3.12

Стандартные длины ремней, выраженные в числе зубьев Z_p

Модуль m , мм	Число зубьев ремней Z_p
1,0	40, 42, 45, 48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
1,5	40, 42, 45, 48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
2,0	27, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
3,0	36, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160
4,0	48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 210, 220, 232, 250
5,0	48, 50, 52, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 210, 220, 232, 250
7,0	56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150
10,0	56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112

и) Определить число зубьев, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом, по формуле

$$Z_0 = \frac{Z_1 \alpha_1}{360^\circ} \geq [6], \quad (3.76)$$

где Z_1 – число зубьев на ведущем шкиве.

α_1 – угол обхвата меньшего шкива, определяемый по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a_{\text{угч}}}. \quad (3.77)$$

В том случае, если условие не выполняется, необходимо увеличить Z_1 (в отдельных случаях допускается $Z_0 \geq 4$) или принять другой модуль и повторить расчет с пункта (б).

к) Определить расчетное значение ширины ремня b_p , мм:

$$b_p = \frac{F_t}{[W_t] - \frac{qV^2}{9,81}}, \quad (3.78)$$

где F_t – окружная сила, Н, определяемая по формуле

$$F_t = \frac{2000 T_1}{D_1}, \quad (3.79)$$

где T_1 – крутящий момент на валу ведущего (малого) шкива, Н·м; D_1 – диаметр ведущего шкива, мм. $[W_t]$ – удельная окружная сила при заданных условиях работы, определяемая по формуле

$$[W_t] = W_0 K_p K_U K_0 K_Z, \quad (3.80)$$

где W_0 – удельная окружная сила, передаваемая при спокойной работе и передаточном числе $U \geq 1$ и $Z_0 \geq 6$ (табл. 3.11); K_p – коэффициент режима работы (табл. 3.4); K_U – коэффициент передаточного числа (табл. 3.13); K_0 – коэффициент наличия натяжных или направляющих роликов (при одном ролике $K_0 = 0,9$, при двух – $K_0 = 0,8$, при отсутствии роликов $K_0 = 1$); K_Z – коэффициент, учитывающий число зубьев в зацеплении ($K_Z = 1$ при $Z_0 \geq 6$, $K_Z = 0,8$ при $Z_0 = 5$ и $K_Z = 0,4$ при $Z_0 = 4$); q – масса 1 м ремня шириной 10 мм, кг/(10 мм·м) (табл. 3.11); V – скорость ремня, определяемая по формуле (3.54).

Таблица 3.13

Коэффициент передаточного числа K_U

U	до 0,3	св. 0,3 до 0,4	св. 0,4 до 0,6	св. 0,6 до 0,8	св. 0,8
K_U	0,80	0,85	0,90	0,95	1

Полученное значение ширины ремня округлить в большую сторону до ближайшего стандартного значения (табл. 3.14) для принятого модуля m . При этом должно выполняться условие $b_p \leq D_1$. Если условие не выполняется, необходимо выбрать большее значение модуля и повторить расчет с пункта (б) заново.

л) Определить силу предварительного натяжения ремня F_0 по формуле

$$F_0 = (1,1 - 1,3)q b_p V^2 . \quad (3.81)$$

м) Определить силу F_b , действующую на валы передачи:

$$F_b = (1,1 - 1,2)F_t . \quad (3.82)$$

Расчет передач зубчатыми ремнями по международным стандартам ISO 5295/DIN7721. Наибольшее применение в международном масштабе получили ременные передачи, спроектированные и изготовленные в соответствии с международными стандартами ISO 5295/DIN7721. Проектный расчет таких передач выполняется по условию обеспечения тяговой способности ремня.

Расчетным параметром является шаг зубьев ремня t_p , измеряемый в дюймовой или метрической системах (табл. 3.15, 3.16).

Таблица 3.14

Ширина зубчатых ремней b_p в зависимости от модуля m

Ширина ремня b_p , мм	Модуль m , мм							
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
3,0								
4,0								
5,0								
8,0								
10,0								
12,5								
16,0								
20,0								
25,0								
32,0								
40,0								
50,0								
63,0								
80,0								
100,0								
125,0								

При выборе того или иного типа ремня следует руководствоваться следующими рекомендациями:

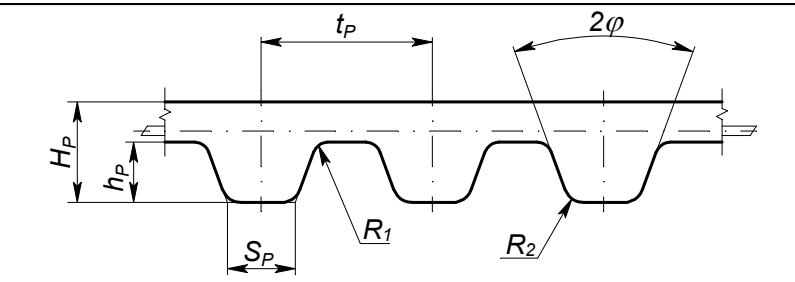
– зубчатоременные передачи с трапецеидальными зубьями и дюймовым шагом (типа MXL, XL, L, H, XH, XXH) следует применять в случае модернизации существующего импортного оборудования или при производстве его аналогов, а также в ремонтных целях;

– зубчатременные передачи с полукруглыми зубьями и метрическим шагом (HTD3M–HTD20M) следует предпочитать всем остальным при проектировании новых типов оборудования;

– образцы нового оборудования, предназначенного в том числе и на экспорт, должны соответствовать требованиям стандартов ISO 5295/DIN 7721;

– передачи типа MXL не применять в силовых приводах.

Таблица 3.15



Обозначение типа ремня	Размеры сечения						
	t_p , мм	S_p , мм	h_p , мм	H_p , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	$2\varphi_p$
MXL	2,032	0,76	0,51	1,1	0,127	0,127	40
XL	5,080	1,35	1,27	2,3	0,381	0,381	50
L	9,525	3,2	1,91	3,6	0,508	0,508	40
H	12,700	4,4	2,29	4,3	1,016	1,016	40
XH	22,225	8,0	6,35	11,2	1,20	1,20	40
XXH	31,750	12,2	9,53	15,7	1,52	1,52	40

Расчет выполняют в следующей последовательности:

а) По номограммам (рис. 3.20 и 3.21) по заданной мощности P_1 , кВт, и частоте вращения n_1 , мин⁻¹, на ведущем валу выбирают тип ремня.

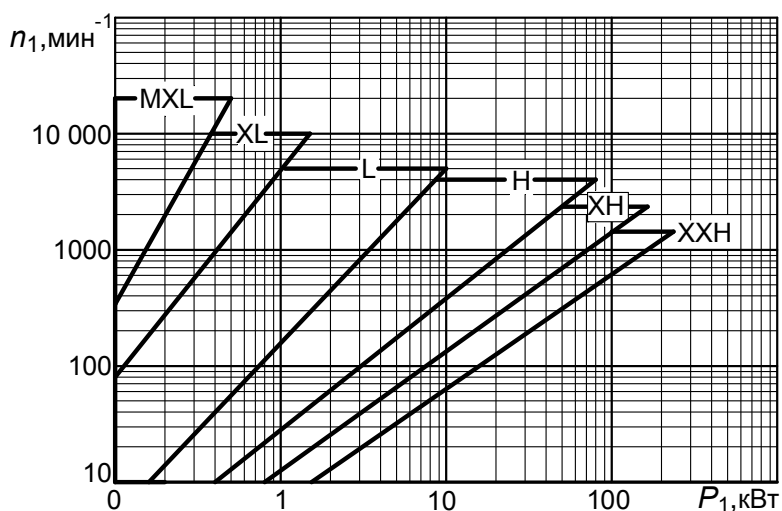


Рис. 3.20. Номограмма выбора типа зубчатого ремня с трапецидальным зубом

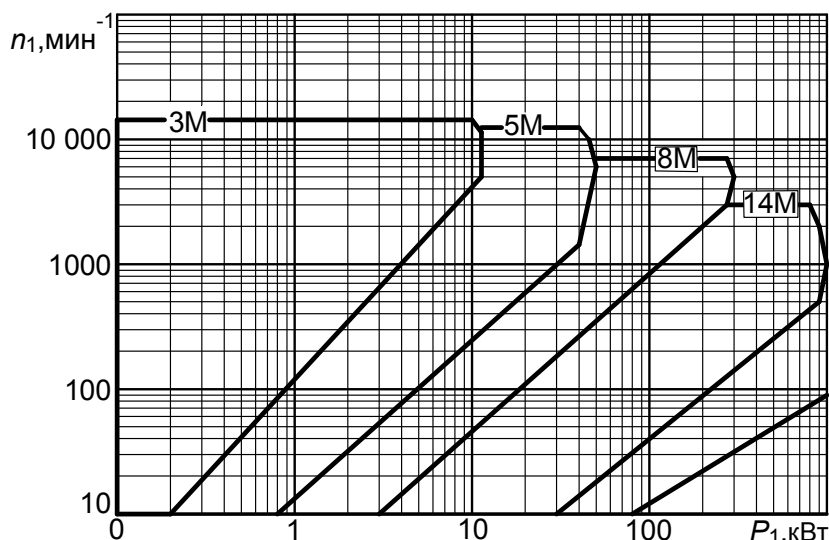
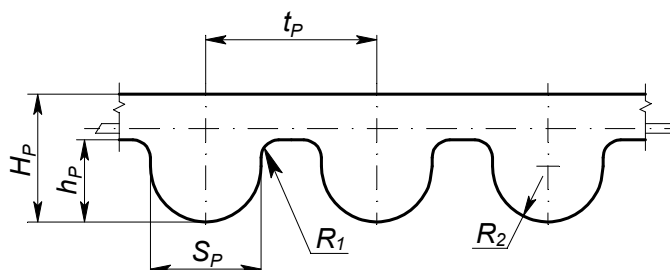


Рис. 3.21. Номограмма выбора типа зубчатого ремня с полукруглым зубом

б) Определяют расчетное значение шага по табл. 3.15 – для трапецеидальных и табл. 3.16 – для полукруглых зубьев.

При выборе шага следует отдавать предпочтение меньшим возможным значениям, что позволит получить более компактную и нематериалоемкую передачу.

Таблица 3.16



Обозначение типа ремня	Размеры сечения, мм					
	t_p	S_p	h_p	H_p	R_1	R_2
HTD3M	3,0	1,70	1,20	2,70	0,30	0,85
HTD5M	5,0	2,82	2,10	3,60	0,65	1,41
HTD8M	8,0	4,90	3,40	5,6	0,90	2,45
HTD14M	14,0	8,62	6,10	10,0	1,75	4,31
HTD20M	20,0	14,0	8,40	13,2	2,50	7,0

в) Определяют число зубьев ведущего Z_1 и ведомого Z_2 шкивов. Число зубьев на ведущем шкиве Z_1 принимается равным или несколько большим минимально допустимого числа зубьев Z_{1min} в зависимости от частоты вращения ведущего шкива n_1 , мин^{-1} , и типа ремня (табл. 3.17).

Рекомендуемое число зубьев меньшего шкива $Z_{1\min}$

$n \cdot 100, \text{ мин}^{-1}$	Минимальное число зубьев $Z_{1\min}$ для ремня типа										
	MXL	XL	L	H	XH	XXH	3M	5M	8M	14M	20M
≤ 9	12	10	12	14	20	24	14	14	22	24	24
9–12	12	12	14	16	22	26	15	16	24	26	28
12–18	14	12	15	18	24	28	16	20	26	28	–
18–36	16	14	16	20	28	–	18	24	28	32	–
36–48	18	15	18	22	–	–	20	26	30	–	–
48–100	20	18	–	–	–	–	22	28	–	–	–
≥ 100	22	20	–	–	–	–	24	–	–	–	–

Для длительно работающих передач рекомендуется принимать число зубьев Z_1 на 2–4 единицы больше $Z_{1\min}$.

Число зубьев на ведомом шкиве:

$$Z_2 = Z_1 U. \quad (3.83)$$

Округляют количество зубьев до ближайшего целого значения.

г) Определяют фактическое передаточное число по формуле

$$U_\phi = Z_2 / Z_1. \quad (3.84)$$

При этом должно выполняться условие $\frac{100|U_\phi - U|}{U} \leq [2\%]$.

Если данное условие не выполняется, необходимо выбрать другое количество зубьев одного или обоих шкивов. Необходимо, чтобы отклонение фактического передаточного числа от заданного было минимально.

д) Определяют делительный диаметр ведущего D_1 и ведомого D_2 шкивов, мм, по формулам

$$D_1 = \frac{t_p Z_1}{\pi} \text{ и } D_2 = \frac{t_p Z_2}{\pi}. \quad (3.85)$$

е) Определяют минимальное $a_{w\min}$ и максимальное $a_{w\max}$ межосевое расстояние между шкивами по формулам

$$\begin{aligned} a_{w\min} &= 1,2(D_1 + D_2), \\ a_{w\max} &= 1,6(D_1 + D_2). \end{aligned} \quad (3.86)$$

Если величина межосевого расстояния задана или принимается из компоновочных соображений, то следует сразу переходить к следующему этапу расчетов.

ж) Определяют диапазон возможных длин ремня $L_{p\min(\max)}$:

$$L_{p\min} = 2a_{w\min} + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{w\min}}, \quad (3.87, \text{ а})$$

$$L_{p\max} = 2a_{w\max} + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{w\max}}. \quad (3.87, \text{ б})$$

Из полученного диапазона длин $L_{p\min(\max)}$, если нет ограничений на габариты в сторону увеличения, выбирают ремень со стандартной длиной L_p (табл. 3.18, 3.19).

з) Уточняют окончательно значение межосевого расстояния для принятой длины ремня:

$$a_w = \frac{2L_p - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (3.88)$$

Расчет выполняется с точностью до 0,01мм. Значения допусков на длину ремня L_p и величину межосевого расстояния a_w приведены в табл. 3.18, 3.19.

и) Определяют расчетную мощность привода $P_{\text{расч.}}$ по формуле

$$P_{\text{расч.}} = P_1(K_o + K_i + K_r + K_L), \quad (3.89)$$

где P_1 – мощность на ведущем валу, кВт; K_o – коэффициент, учитывающий тип приводного двигателя и тип оборудования, которое приводится в движение зубчатоременной передачей (табл. 3.20); K_i – коэффициент, учитывающий наличие натяжного ролика (табл. 3.21). При его отсутствии $K_i = 0$; K_r – коэффициент, учитывающий величину передаточного отношения U зубчатоременной передачи (табл. 3.22); K_L – коэффициент, учитывающий срок службы зубчатоременной передачи в часах (табл. 3.23).

к) Определяют угол обхвата α_1 меньшего шкива ремнем

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3 \frac{(D_1 + D_2)}{a_w}. \quad (3.90)$$

л) Определяют число зубьев Z_M в зацеплении ремня с меньшим шкивом:

$$Z_M = \frac{Z_1 \alpha_1}{360^\circ}. \quad (3.91)$$

Таблица 3.18

Значения стандартных длин ремней L_P сечений XL–ХН

Длина ремня L_P		Допуск длины и межосевого расстояния, мм	Стандартное число зубьев ремня Z_P				
мм	дюймы		XL	L	H	ХН	
1	2	3	4	5	6	7	
508,00	20,0	±0,51	100				
533,40	21,0		105	56			
558,80	22,0		110				
571,50	22,5			60			
584,20	23,0			115			
600,00	24,0	±0,61	120	64	48		
635,00	25,0		125				
647,70	25,5			68			
660,40	26,0			130			
685,60	27,0			135	72	54	
723,90	28,5	±0,66		76			
762,00	30,0		150	80	60		
819,15	32,25			86			
838,20	33,0			165		66	
876,30	34,5				92		
914,40	36,0					72	
933,45	36,5				98		
990,00	39,0				104	78	
1066,80	42,0		±0,76		112	84	
1143,00	45,0					120	90
1219,20	48,0				128	96	
1289,05	50,75	±0,81				58	
1295,40	51,0				136	102	
1422,40	56,0	±0,81			112	64	
1447,80	57,0				152	114	
1524,00	60,0				160	120	
1371,60	54,0	±0,86		144	108		
1600,20	63,0				168	126	72
1676,40	66,0				176	132	
1773,00	70,0					140	80
1905,00	75,0				192	150	
1955,80	77,0	±0,91				88	
2032,00	80,0					160	
2163,60	84,0					164	96
2159,00	85,0	±0,97			170		
2286,00	90,0	±0,97			180		
2489,20	98,0	±1,02				112	
2540,00	100,0					200	
2794,00	110,0	±1,07			220		
2844,80	112,0					224	128
3048,00	120,0	±1,12			240		

Таблица 3.19

Значения стандартных длин ремней L_p сечений HTD3M–HTD14M

HTD3M		HTD5M		HTD8M		HTD14M	
L_p , мм	Z_p	L_p , мм	Z_p	L_p , мм	Z_p	L_p , мм	Z_p
300,0	100	300,0	60	480,0	60	798,0	57
312,0	104	325,0	65	512,0	64	826,0	59
336,0	112	330,0	66	520,0	65	924,0	66
339,0	113	350,0	70	560,0	70	966,0	69
360,0	120	375,0	75	576,0	72	1092,0	78
384,0	128	400,0	80	600,0	80	1190,0	85
390,0	130	425,0	85	608,0	76	1358,0	97
396,0	132	450,0	90	624,0	78	1400,0	100
405,0	135	475,0	95	640,0	80	1470,0	105
426,0	142	500,0	100	672,0	84	1610,0	115
435,0	145	525,0	105	720,0	90	1778,0	127
465,0	155	550,0	110	760,0	95	1890,0	135
474,0	158	575,0	115	800,0	100	2100,0	150
501,0	167	600,0	120	880,0	110	2450,0	175
510,0	170	635,0	127	920,0	115	2590,0	185
522,0	174	670,0	134	960,0	120	2800,0	200
525,0	175	700,0	140	976,0	122	3150,0	225
531,0	177	750,0	150	1000,0	125	3360,0	240
564,0	188	800,0	160	1040,0	130	3500,0	250
585,0	195	860,0	172	1080,0	135	3850,0	275
600,0	200	900,0	180	1120,0	140		
612,0	204	935,0	187	1160,0	145		
627,0	209	980,0	196	1200,0	150		
648,0	216	1080,0	210	1280,0	160		
663,0	221	1100,0	220	1360,0	170		
672,0	224	1135,0	227	1440,0	180		
684,0	228	1200,0	240	1520,0	190		
735,0	245	1350,0	270	1600,0	200		
753,0	251	1500,0	300	1760,0	220		
795,0	265			1800,0	225		
843,0	281			2000,0	250		
882,0	294			2240,0	280		
900,0	300			2400,0	300		

Таблица 3.20

Коэффициент K_b применяемого оборудования

Тип технологической машины (оборудования)	Двигатель с пусковым моментом					
	до 250%			более 250%		
	часовая нагрузка за сутки					
	1	2	3	1	2	3
Офисная техника. Ленточные и цепные конвейеры (для легких грузов). Токарные и ленточнопильные станки. Смесители для жидкости, глиномешалки, печатные машины	1,2	1,4	1,6	1,4	1,6	1,8
Конвейеры для угля, руды, щебня. Измельчители органики. Фрезерные станки. Насосы центробежные и ротационные. Смесители для вязких сред	1,3	1,6	1,8	1,6	1,8	2,1
Винтовые конвейеры. Деструкторы. Сепараторы. Общестроительное оборудование	1,5	1,8	2,0	1,8	2,0	2,2
Печатные прессы. Компрессоры всех типов. Резиносмесители	1,7	1,9	2,1	1,9	2,1	2,3

Примечание. Двигатели с пусковым моментом до 250% (асинхронный переменного тока, постоянного тока, ДВС с двумя и более цилиндрами); более 250% (специальные электромоторы (высокомоментные), одноцилиндровые ДВС, гидромоторы, двигатели с муфтами включения). Часовая нагрузка за сутки: 1 – малая, 3–5 ч; 2 – средняя, 8–10 ч; 3 – постоянная, 16–24 ч.

н) Определяют расчетную ширину ремня b_p , мм, по формуле

$$b_p = \frac{P_{\text{расч}}}{(P_r K_M)} + K_b, \quad (3.92)$$

где P_r – величина удельной мощности, кВт/мм, передаваемая одним миллиметром ширины ремня, определяется по рис. 3.22. и 3.23 в зависимости от Z_1 и n_1 , мин^{-1} для расчетного сечения ремня; K_M – коэффициент, учитывающий число зубьев в зацеплении (табл. 3.24); K_b – коэффициент, учитывающий ширину ремня (при $t_p \leq 8$ мм $K_b = 2-3$ мм; при $t_p \geq 9$ мм $K_b = 4-5$ мм).

Таблица 3.21

Значения коэффициента наличия натяжного ролика K_i

Количество и тип ролика	K_i
Один, внутри контура передачи	0
Один, снаружи	0,1
Два, внутри	0,1
Два, снаружи как минимум один	0,2

Таблица 3.22

Значения коэффициента учета передаточного числа K_r

Передаточное число U зубчатременной передачи	K_r
1,0–1,25	0
1,25–1,75	0,1
1,75–2,50	0,2
2,50–3,50	0,3
3,50 и более	0,4

Таблица 3.23

Значения коэффициента долговечности передачи K_L

Планируемая долговечность ремня (в часах непрерывной работы)	K_L
не оговаривается	0
до 1000	0
1000–2000	0,1
2000–5000	0,2
5000 и более	0,4

Таблица 3.24

Значения коэффициента количества зубьев в зацеплении K_M

Число зубьев в зацеплении Z_M	более 6	5–6	4–5	3–4	менее 3
K_M	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2

о) По полученной расчетной ширине b_p принимают ближайшее большее значение b_p , мм, из стандартного ряда (табл. 3.25, 3.26).

Допускается применение ремней с нестандартной шириной 30,5 мм (маркировка – 120) и шкивов соответствующей ширины.

п) Определяют конструктивные размеры шкивов:

– рабочую ширину шкивов $B_{ш}$ (для меньшего шкива – расстояние между ребрами b_p) по табл. 3.25, 3.26;

– наружный диаметр шкивов по формуле

$$D_{p1(2)} = D_{1(2)} - \Delta D_t, \quad (3.93)$$

где ΔD_t – поправка на диаметр шкива (табл. 3.27).

р) Определяют стандартную маркировку ремня. Маркировка записывается в заданной последовательности:

– для дюймовых ремней: длина в дюймах, умноженная на 10, тип ремня (MXL, XL, L, H, XH), ширина в целых и дробных долях дюйма;

– для метрических ремней: тип ремня (HTD), длина в мм, шаг зубьев ремня (3М–14М), ширина в мм.

Пример расчета

Рассчитать зубчатременную передачу привода цепного конвейера по стандарту ISO от трехфазного асинхронного двигателя мощностью $P_1 = 8,0$ кВт и частотой вращения $n_1 = 950$ мин⁻¹; передаточное число $U = 2,85$; срок службы передачи – не менее 5000 ч, загрузка в течение суток – средняя.

Порядок расчета.

а) По графику (рис. 3.20) для заданной мощности $P_1 = 8,0$ кВт и частоты вращения ведущего шкива $n_1 = 950$ мин⁻¹ принимаем ремень с трапецеидальным зубом типа «Н».

б) Число зубьев ведущего шкива Z_1 по табл. 3.17 при $n_1 = 950$ мин⁻¹ для сечения Н предварительно принимаем равным $Z'_1 = 16$. Так как передача – длительно работающая (долговечность – не менее 5000 ч), то значение Z_1 увеличиваем на 2 единицы. Окончательно принимаем $Z_1 = 18$.

в) Число зубьев на ведомом шкиве по формуле (3.83):

$$Z_2 = Z_1 U = 18 \cdot 2,85 = 51,3.$$

Округляя до ближайшего целого, принимаем $Z_2 = 51$.

Фактическое передаточное число равно (формула (3.84)):

$$U_\phi = Z_2 / Z_1 = 51 / 18 = 2,83.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного составит $\frac{100|U_\phi - U|}{U} = \frac{100(2,83 - 2,85)}{2,85} = 0,7\% \leq [2\%]$.

г) Определяем делительные диаметры шкивов (формула (3.85)):

$$D_1 = \frac{t_p Z_1}{\pi} = \frac{12,70 \cdot 18}{3,14} = 72,80 \text{ мм} \text{ и } D_2 = \frac{t_p Z_2}{\pi} = \frac{12,70 \cdot 51}{3,14} = 206,27 \text{ мм}$$

где $t_p = 12,70$ мм – шаг зубьев ремня типа Н (табл. 3.15).

д) Определяем оптимальные пределы межосевого расстояния между шкивами по формуле (3.86):

$$a_{w\min} = 1,2(72,80 + 206,27) = 334,9 \text{ мм},$$

$$a_{w\max} = 1,6(72,80 + 206,27) = 446,5 \text{ мм}.$$

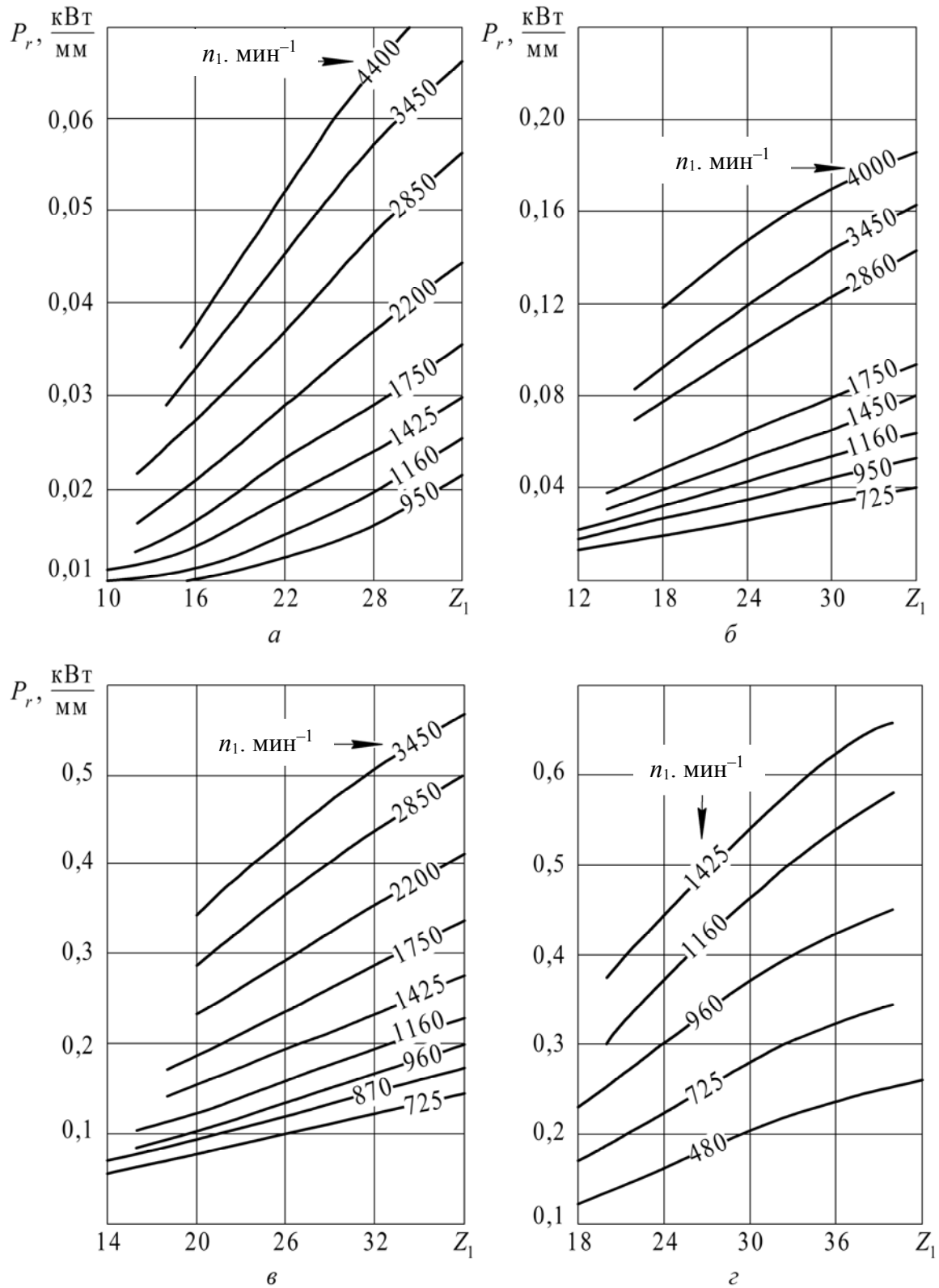


Рис. 3.22. Графики для определения удельной мощности, передаваемой одним миллиметром ширины ремня, для типов ремней XL–XH:
 а – сечение XL; б – сечение L; в – сечение H; г – сечение XH

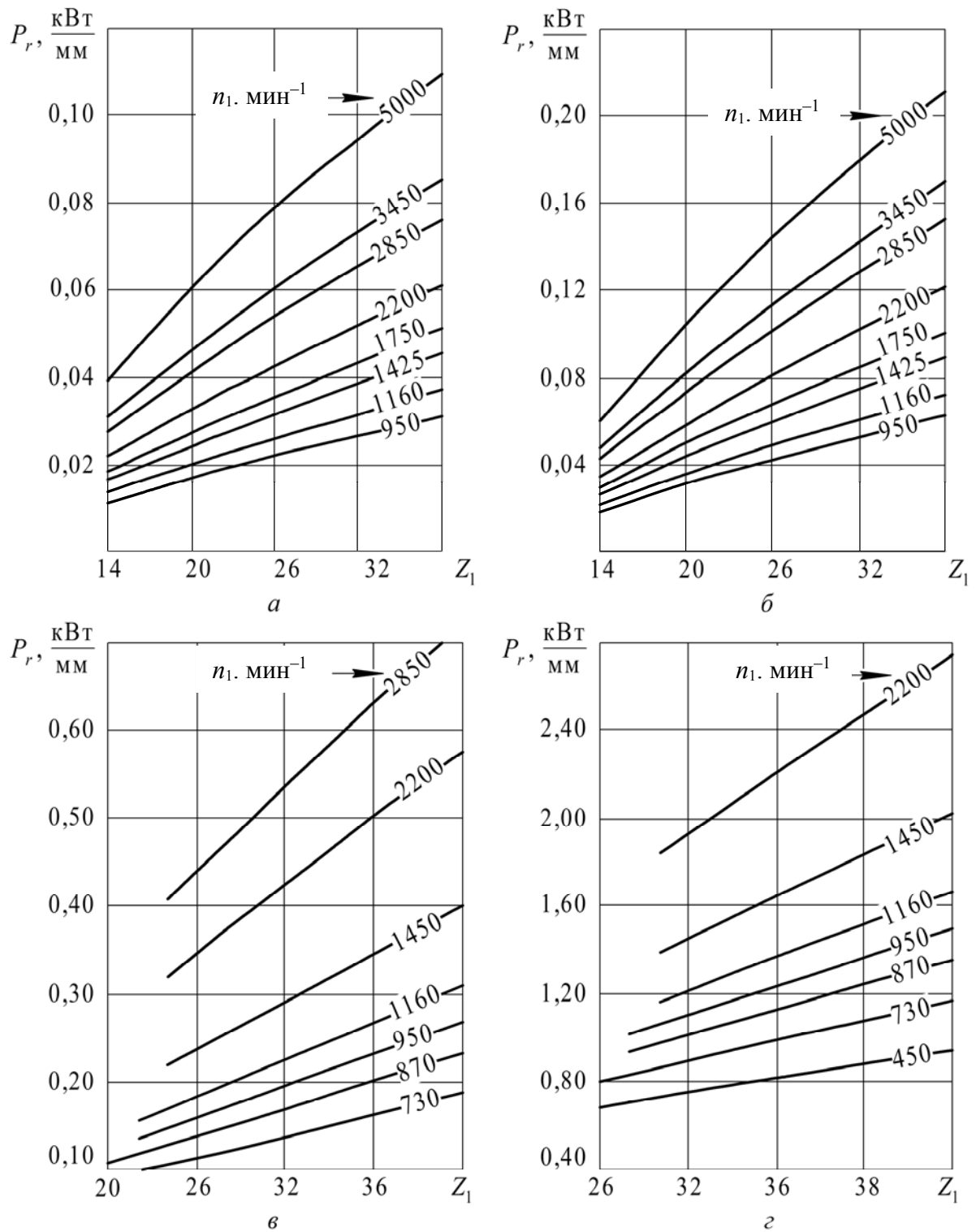


Рис. 3.23. Графики для определения удельной мощности, передаваемой одним миллиметром ширины ремня, для типов ремней НТД:
 а – сечение НТД3М; б – сечение НТД5М; в – сечение НТД8М;
 г – сечение НТД14М

Таблица 3.25

Стандартная ширина ремней и шкивов передач ремнями типов XL, L, H, ХН

Тип ремня	Стандартная маркировка ширины	Стандартная ширина ремня b_p		Ширина венца шкива $B_{ш}$
		мм	дюймы	мм
XL	031	7,9	0,31	10,4
	038	9,7	0,38	12,2
	050	12,7	0,5	14,5
	075	19,1	0,75	21,0
L	050	12,7	0,5	17,0
	075	19,1	0,75	23,3
	100	25,4	1,0	29,7
H	075	19,1	0,75	24,6
	100	25,4	1,0	31,2
	150	38,1	1,5	43,9
	200	50,8	2	57,3
	300	76,2	3	83,5
ХН	200	50,8	2	64,0
	300	76,2	3	91,5
	400	101,6	4	118,5

Таблица 3.26

Стандартная ширина ремней и шкивов передач ремнями типа НТД

Тип ремня	Ширина ремня b_p , мм	Ширина венца шкива $B_{ш}$, мм
НТД3М	9,0	10,5
	15,0	16,5
	20,0	22,0
	25,0	27,0
НТД5М	9,0	11,0
	15,0	17,5
	20,0	23,0
	25,0	28,0
	32,0	36,0
НТД8М	20,0	24,0
	30,0	34,0
	50,0	55,0
	85,0	90,0
НТД14М	40,0	46,0
	55,0	62,0
	85,0	92,0
	115,0	122,0

Значения поправки на диаметр шкива ΔD_i , мм

XL	L	H	XH	3M	5M	8M	14M	20M
0,51	0,76	1,37	2,79	0,55	0,65	0,82	1,45	2,50

Примечание. Допуск на наружный диаметр шкива – по $h9$.

е) Определяем интервал длин ремня (формула (3.87)):

$$L_{p\min} = 2a_{w\min} + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{w\min}} =$$

$$= 2334,9 + \frac{3,14(206,27 + 72,80)}{2} + \frac{(206,27 + 72,80)^2}{4 \cdot 334,9} = 1121 \text{ мм};$$

$$L_{p\max} = 2a_{w\max} + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_{w\max}} =$$

$$= 2 \cdot 446,5 + \frac{3,14(206,27 + 72,80)}{2} + \frac{(206,27 + 72,80)^2}{4 \cdot 446,5} = 1341 \text{ мм}.$$

ж) Из полученного диапазона длин можно принять ремни типа H со стандартной длиной $L_p = 1143,0$; $1219,20$ и $1295,40$ мм. Окончательно принимаем ремень длиной $L_p = 1295,40$ мм (51,0 дюйм) и числом зубьев $Z_p = 102$ зуба.

з) Уточненное межосевое расстояние по принятой длине ремня по формуле (3.88):

$$a_w = \frac{2L_p - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{\sqrt{[2 \cdot 1295,4 - 3,14(207,27 + 72,8)]^2 - 8(207,27 - 72,8)^2}}{8} +$$

$$+ \frac{2 \cdot 1295,4 - 3,14(207,27 + 72,8)}{8} = 423,37 \text{ мм}.$$

Таким образом, величина межосевого расстояния шкивов передачи с учетом допуска: $a_w = 423,37 \pm 0,81$ мм.

и) Расчетная мощность привода по формуле (3.89):

$$P_{\text{расч.}} = P_1(K_0 + K_i + K_r + K_L) = 8,0(1,4 + 0 + 0,3 + 0,4) = 16,80 \text{ кВт},$$

где $P_1 = 8,0$ кВт – расчетная мощность привода; $K_o = 1,4$ – для цепного конвейера с приводом от асинхронного электродвигателя при средней загрузке (табл. 3.20); $K_i = 0$, т. к. натяжные ролики отсутствуют (табл. 3.21); $K_r = 0,3$ т. к. передаточное число $U = 2,85$ (табл. 3.22); $K_L = 0,4$ – срок службы передачи не менее 5000 ч (табл. 3.23).

к) Угол обхвата α_1 меньшего шкива ремнем (формула 3.90):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57,3(D_1 + D_2)}{a_w} = 180^\circ - \frac{57,3(72,8 + 206,27)}{423,27} = 142,23^\circ.$$

л) Количество зубьев Z_M в зацеплении ремня с меньшим шкивом определим по формуле (3.91):

$$Z_M = Z_1 \frac{\alpha_1}{360^\circ} = 18 \frac{142,23^\circ}{360^\circ} = 7,11.$$

По полученному значению $Z_M = 7,11$ ($Z_M > 6$) в соответствии с табл. 3.24 принимаем величину коэффициента $K_M = 1,0$.

м) Расчетная ширина ремня по формуле (3.92):

$$b_p = \frac{P_{\text{расч.}}}{P_r K_M} + K_b = \frac{16,8}{0,08 \cdot 1} + 5,0 = 20,6 \text{ мм},$$

где $P_r = 0,09$ кВт/мм для ремня типа Н при $Z_1 = 18$ и $n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 3.22); $K_b = 5$ мм, т. к. шаг зубьев ремня $t_p = 12,7 \geq 9$ мм (см. пояснения к формуле (3.92)).

н) По табл. 3.25 для ремня типа Н принимаем окончательно ремень шириной $b_p = 25,4$ мм, или 1,00 дюйм (маркировка – 100).

о) Рабочая ширина шкивов $B_{\text{ш}} = 31,2$ мм (табл. 3.25).

п) Наружные диаметры шкивов:

$$D_{p1} = D_1 - \Delta D_t = 72,80 - 1,37 = 71,43 \text{ мм};$$

$$D_{p2} = D_2 - \Delta D_t = 206,27 - 1,37 = 204,90 \text{ мм},$$

где ΔD_t – величина поправки, $\Delta D_t = 1,37$ мм (табл. 3.27).

р) Стандартная маркировка ремня (по ISO 5296):

510Н100 (длина 51,0 дюйм, тип – Н, ширина – 1,00 дюйм).

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать ременную передачу зубчатым ремнем привода ленточного конвейера по следующим данным: мощность двига-

теля $P_1 = 22$ кВт, частота вращения вала двигателя $n_1 = 1470$ мин⁻¹, частота вращения приводного вала конвейера $n_2 = 430$ мин⁻¹, угол наклона передачи $\alpha = 20^\circ$, межосевое расстояние не менее 450 мм.

Задача 2. Определить, какую окружную силу может передать зубчатый ремень с модулем $m = 2$ мм, шириной $b = 20$ мм. Частота вращения ведущего шкива $n_1 = 975$ мин⁻¹, число зубьев шкива $Z_1 = 14$.

Задача 3. Рассчитать зубчатоременную передачу привода подвешенного конвейера со скоростью перемещения груза $V = 0,8$ м/с. Диаметр приводной звездочки $D_3 = 870$ мм, мощность двигателя $P_1 = 15,5$ кВт, частота вращения вала двигателя $n_1 = 720$ мин⁻¹. Работа в 2 смены. Недостающими данными задаться.

4. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Общие сведения

Сварка – технологический процесс неразъемного соединения металлических деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления и происходящий при сильном местном нагреве их до расплавленного или пластического состояния с применением механического усилия. В настоящее время это один из самых распространенных современных прогрессивных способов получения различных машиностроительных, строительных и других конструкций. Сваркой изготавливают станины, рамы и основания, корпуса, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, маховики, барабаны, балки и т. п.

Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называется *сварным швом*.

Современные технологии позволяют выполнять сварку всех конструкционных и высоколегированных сталей, чугуна, алюминиевых, медных и других сплавов цветных металлов, а также пластмасс.

В сравнении с литыми и заклепочными соединениями сварные значительно снижают трудоемкость процесса изготовления и обеспечивают существенную экономию металла, поэтому сварные конструкции в большинстве случаев гораздо дешевле литых и заклепочных. Замена конструкции из заклепок на сварную позволяет достигнуть экономии металла за счет частичного или полного устранения дополнительных деталей (накладок, косынок и т. п.) и лучшего использования основного металла благодаря отсутствию отверстий, ослабляющих рабочие сечения. Применение сварных соединений взамен заклепочных позволяет снизить массу конструкции на 10–20%. При замене литых конструкций сварными экономии металла достигают благодаря возможности: а) применения меньших сечений элементов конструкции, так как толщина стенок литых деталей с учетом технологии литья обычно значительно больше, чем у сварных деталей; б) более конструктивного размещения элементов, которое неосуществимо в литых конструкциях из-за опасности возникновения больших остаточных напряжений. Масса сварных конструкций до 50% меньше по сравнению с литыми чугунными и до 30% по сравнению с литыми стальными. Трудоемкость процесса сварки по сравнению с клепкой и литьем значительно ниже благодаря отсутствию таких операций, как разметка и пробивка или сверление от-

верстий для заклепок, изготовление для отливок моделей и стержней, изготовление литейных форм и т. д., а также из-за возможности автоматизации процесса сварки.

Благодаря приведенным преимуществам сварные конструкции, за исключением некоторых специальных случаев, вытеснили клепаные как из машиностроения, так и из строительства и во многих случаях применяются вместо литых. Наиболее целесообразным является применение сварки для изготовления конструкций сложной формы, состоящих из отдельных деталей, получаемых прокаткой, штамповкой, ковкой и отливкой.

Недостатками сварных конструкций являются: появление остаточных напряжений в свариваемых элементах после окончания процесса сварки, коробление, плохое восприятие переменных и особенно вибрационных нагрузок, сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов. Эффективность применения сварки при изготовлении деталей и узлов устанавливают в каждом отдельном случае на основании конструктивных и экономических показателей с учетом технологических возможностей предприятия.

Из большого разнообразия существующих видов сварки наибольшее распространение получили: ручная дуговая сварка плавящимся электродом, автоматическая дуговая сварка плавящимся электродом под флюсом, электрошлаковая сварка и контактная сварка (стыковая, шовная и точечная).

При ручной дуговой сварке плавящимся электродом подача электрода и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок осуществляются вручную. Нагрев производится электрической дугой между изделием и электродом. Электрод, расплавляясь при сварке, служит присадочным материалом для образования сварного шва. При данном способе рекомендована сварка стальных деталей толщиной 1–60 мм. Этот вид сварки применяют для конструкций с короткими и неудобно расположенными сварными швами, а также в единичном производстве.

При автоматической дуговой сварке плавящимся электродом под флюсом (рис. 4.1) подача электрода I и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок механизированы. Дуга горит под слоем сварочного флюса. В состав флюса входят шлакообразующие, легирующие и раскислительные составляющие, благодаря чему этот вид сварки обеспечивает высокую производительность процесса и хорошее качество шва. При нем возможна сварка деталей толщиной 2–130 мм. Этот вид сварки экономически наиболее целесообразен при непрерывных прямолинейных и кольцевых швах значительной протяженности

и особенно в крупносерийном и массовом производстве различных конструкций.

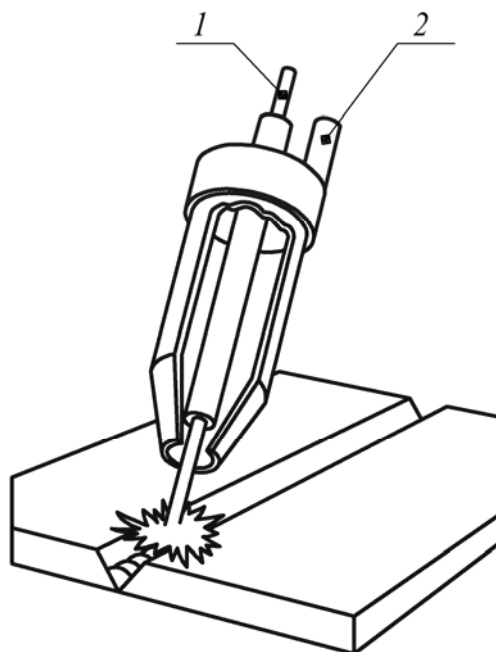


Рис. 4.1. Автоматическая сварка:
1 – электрод-проволока; 2 – штуцер подвода защитного газа

Электрошлаковая сварка – сварка плавлением, при которой для нагрева металла используется теплота, выделяющаяся при прохождении электрического тока через расплавленный шлак. Этот способ является самым производительным для сварки стальных листов толщиной 40–50 мм. Эффективность сварки возрастает с увеличением толщины свариваемых листов. Этим способом сваривают стальные и чугунные изделия толщиной до 1 м, как, например, станины прокатных станков, прессов, молотов и т. п.

Стыковая контактная сварка основана на нагреве стыкуемых торцов деталей теплотой, выделяющейся при прохождении электрического тока. Нагрев торцов деталей производится либо до оплавления их (сварка плавлением) либо до пластического состояния с последующим сдавливанием деталей (сварка давлением). Этот способ сварки самый производительный и рентабельный при массовом и крупносерийном производстве.

Шовная контактная сварка, при которой соединение элементов выполняется внахлест вращающимися дисковыми электродами в виде непрерывного или прерывистого шва, применяется для получения герметичных швов в тонколистовых конструкциях (различные сосуды).

Точечная контактная сварка, при которой соединение элементов происходит на участках, ограниченных площадью торцов электродов, применяется для тонколистовых конструкций, в которых не требуется герметичность швов.

4.2. Классификация сварных соединений

В зависимости от расположения соединяемых деталей выделяют следующие виды сварных соединений: *стыковые* (рис. 4.2), *нахлесточные* (рис. 4.3), *с накладками* (рис. 4.4), *угловые* (рис. 4.5), *тавровые* (рис. 4.6).

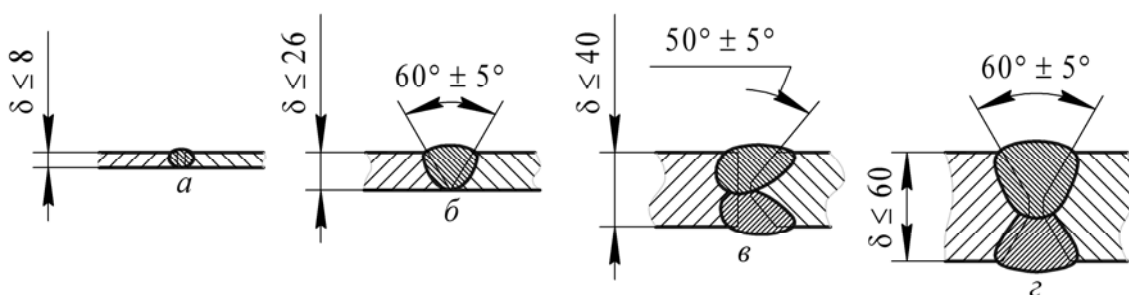


Рис. 4.2. Стыковое сварное соединение

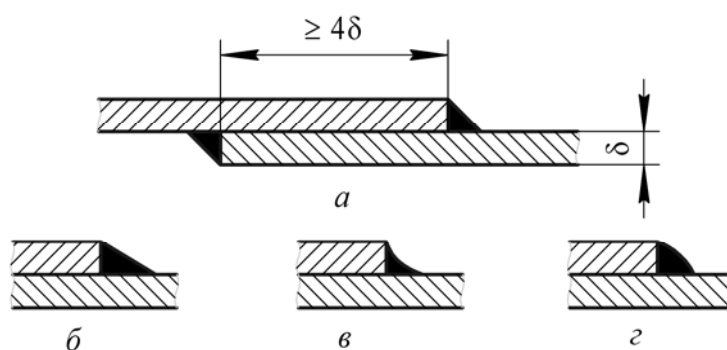


Рис. 4.3. Нахлесточное сварное соединение

Существуют следующие типы сварных швов: *стыковые* (рис. 4.2, 4.6, в), *угловые* (рис. 4.2, 4.4, 4.6, а, б), *пробочные* (рис. 4.7, а), *прорезные* (рис. 4.7, б) и *комбинированные*.

Геометрические параметры стыкового шва представлены на рис. 4.2, а угловых швов – на рис. 4.8.

Угловые швы по расположению относительно силы, которая действует на них, бывают лобовые (рис. 4.9, а), фланговые (рис. 4.9, б), косые (рис. 4.9, в) и комбинированные (рис. 4.9, г), которые состоят из двух или всех трех вышеуказанных швов.

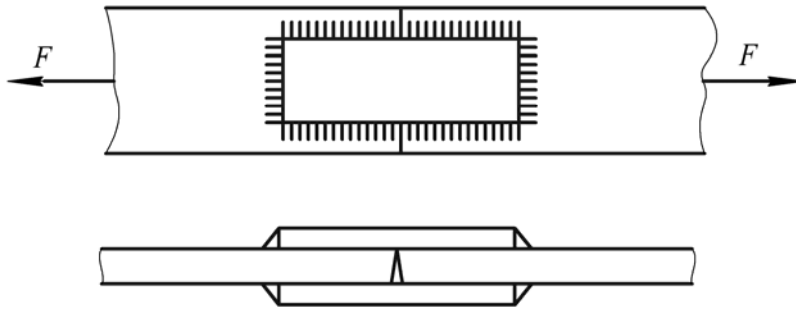


Рис. 4.4. Сварное соединение с накладками

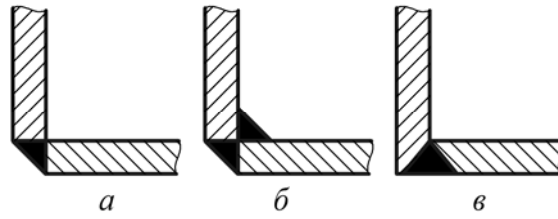


Рис. 4.5. Виды угловых сварных соединений

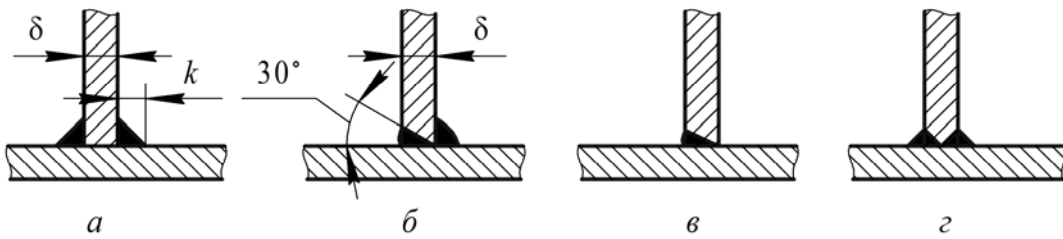


Рис. 4.6. Тавровые сварные соединения

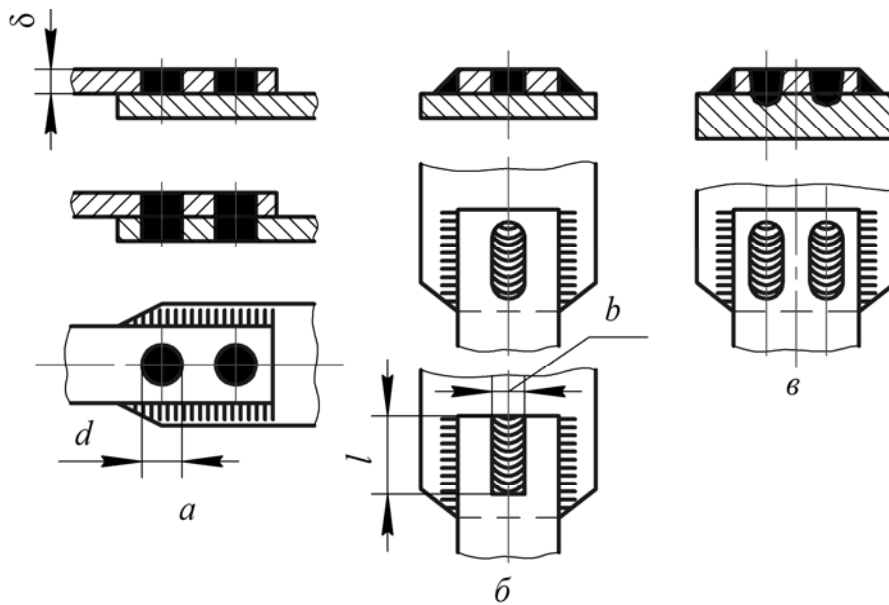


Рис. 4.7. Пробочные, прорезные, проплавные сварные соединения

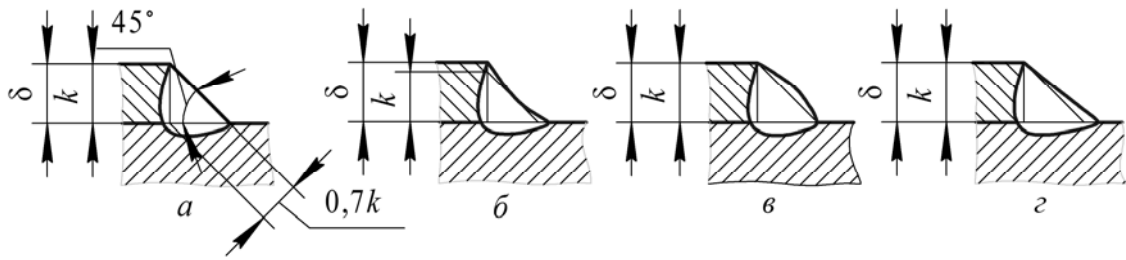


Рис. 4.8. Геометрические параметры угловых сварных швов

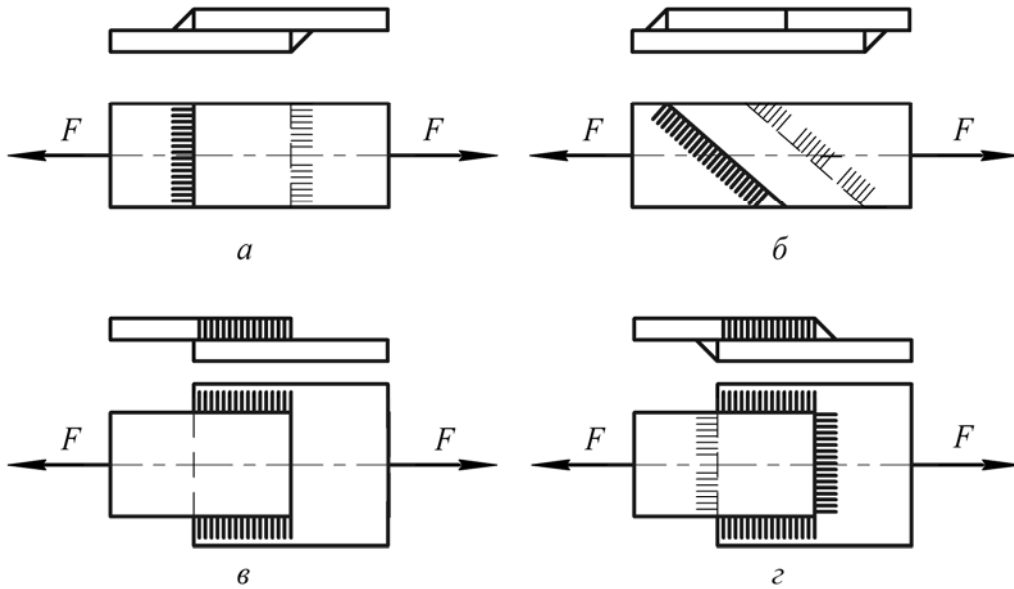


Рис. 4.9. Угловые сварные швы

4.3. Расчет сварных швов

Основное требование при проектировании сварных конструкций – обеспечение равной прочности шва и соединяемых им деталей. В соответствии с этим требованием, а также размерами и расположением свариваемых деталей устанавливают соответствующий тип сварного шва. Если сварное соединение осуществляется несколькими швами, то их располагают так, чтобы они были нагружены равномерно (рис. 4.10).

Для угловых швов размер катета шва выбирают в соответствии с толщинами соединяемых деталей. При различной толщине свариваемых деталей толщина шва равна толщине более тонкой детали. Требуемую длину шва определяют из расчета на прочность. В некоторых случаях длину швов принимают конструктивно. Затем проводится проверочный расчет на прочность. По результатам расчета вносят изменения в конструкцию и повторяют расчет.

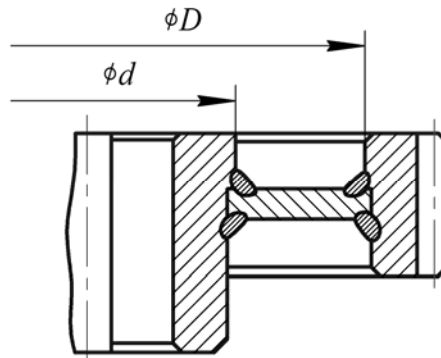


Рис. 4.10. Сварное колесо

Расчет стыковых швов. При расчете на прочность стыковых швов утолщение (наплыв металла) не учитывают. Рассмотрим существующие варианты нагружения стыковых швов и методику их расчета.

1. Шов нагружен перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой. При расчете шва (рис. 4.11) возникающие в нем напряжения определяются по формулам:

– при растяжении:

$$\sigma'_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_p], \quad (4.1)$$

– при сжатии:

$$\sigma'_c = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_c], \quad (4.2)$$

где σ'_p и σ'_c – расчетное напряжение растяжения и сжатия соответственно, Н/мм²; $[\sigma'_p]$ и $[\sigma'_c]$ – допускаемые напряжения для шва при растяжении и сжатии, соответственно, Н/мм²; F – сила, растягивающая или сжимающая соединяемые детали, Н; A – площадь шва, мм², определяемая по формуле

$$A = \delta l, \quad (4.3)$$

где δ – толщина более тонкой свариваемой детали, мм; l – длина шва, мм.

При проектном расчете требуемая длина сварного шва, мм, определяется:

– при растяжении:

$$l \geq \frac{F}{\delta[\sigma'_p]}, \quad (4.4)$$

– при сжатии:

$$l \geq \frac{F}{\delta[\sigma'_c]}. \quad (4.5)$$

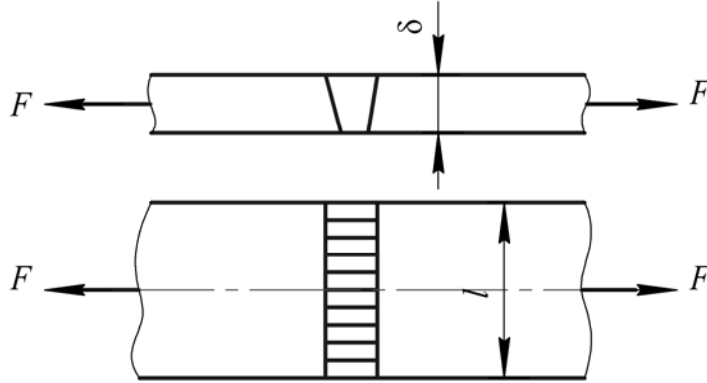


Рис. 4.11. Расчетная схема стыкового шва, нагруженного растягивающей силой

2. На шов действует изгибающий момент, приложенный в плоскости приварки (рис. 4.12).

Расчет шва выполняется по условию прочности на изгиб

$$\sigma' = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_p], \quad (4.6)$$

где W – момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе, мм^3 , рассчитываемый по формуле

$$W = \frac{\delta l^2}{6}. \quad (4.7)$$

Требуемая длина шва определяется по формуле

$$l = \sqrt{\frac{6M}{\delta[\sigma'_p]}}. \quad (4.8)$$

3. На шов действует изгибающий момент, приложенный в плоскости приварки, и растягивающая (сжимающая) сила (рис. 4.13).

При совместном действии изгибающего момента и растягивающей силы расчет шва проводят исходя из условия

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} + \frac{6M}{\delta l^2} \leq [\sigma'_p]. \quad (4.9)$$

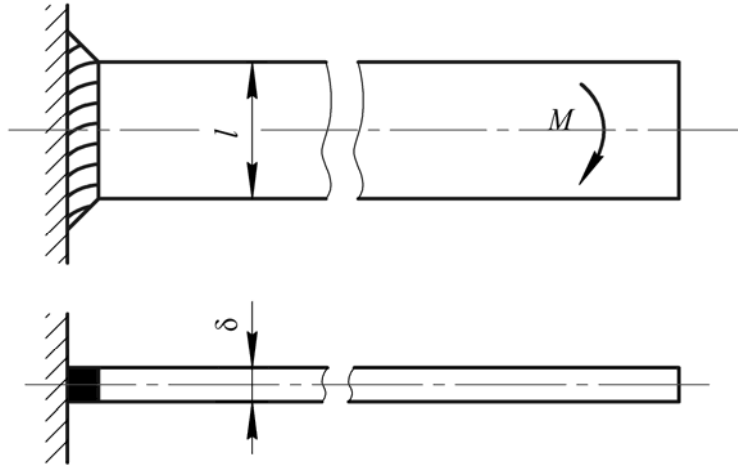


Рис. 4.12. Расчетная схема стыкового соединения при действии на него изгибающего момента, приложенного в плоскости приварки

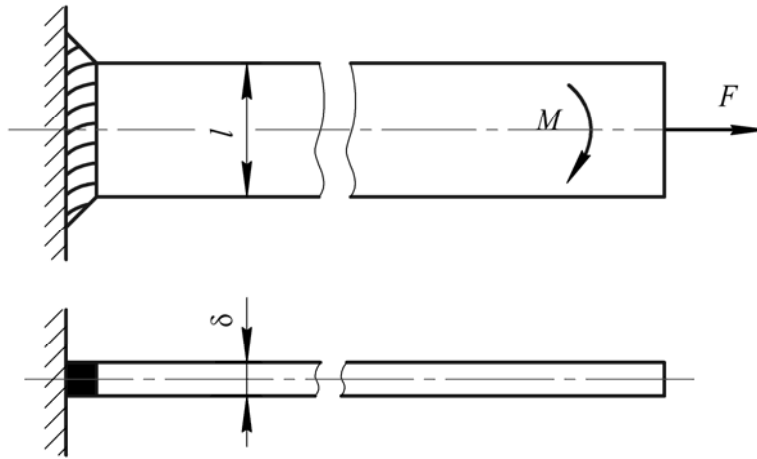


Рис. 4.13. Расчетная схема стыкового шва при действии на него изгибающего момента, приложенного в области приварки, и растягивающей (сжимающей) силы

Расчет угловых швов. Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва (рис. 4.14). В расчетном сечении толщина углового шва принимается равной $0,7k$, где k – катет поперечного сечения шва. Так же, как и при расчете стыковых швов, методика расчета зависит от способа нагружения.

1. Сварное соединение угловым лобовым швом нагружено перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой (рис. 4.14). В этом случае растягивающую (сжимающую) силу воспринимают два шва. Шов испытывает напряжение среза, которое определяют по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (4.10)$$

Площадь сечения шва, мм², определяется по формуле

$$A = 0,7klz, \quad (4.11)$$

где l – длина шва, мм; z – количество сварных швов.

Требуемая длина шва при выполнении проектировочных расчетов определяется из условия

$$l \geq \frac{F}{0,7k[\tau'_{\text{ср}}]z}. \quad (4.12)$$

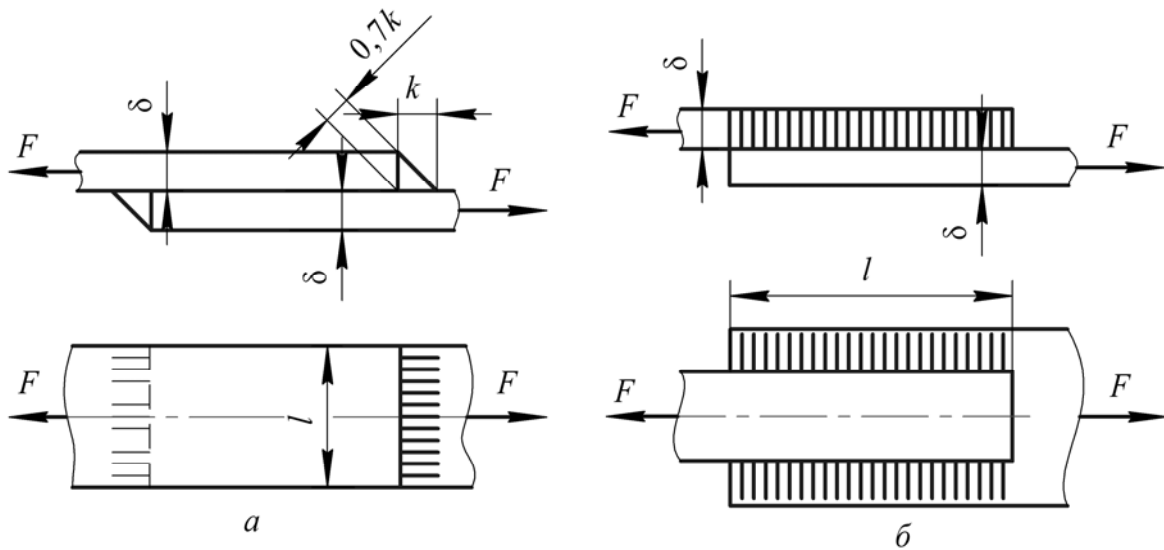


Рис. 4.14. Сварное соединение угловым лобовым швом, нагруженное перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой

2. Сварное соединение угловым лобовым швом нагружено изгибающим моментом M в плоскости сварки (рис. 4.15).

Расчет шва проводят из условия прочности на срез по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{M}{W} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (4.13)$$

Требуемая длина шва

$$l \geq \sqrt{\frac{6M}{0,7k[\tau'_{\text{ср}}]}}. \quad (4.14)$$

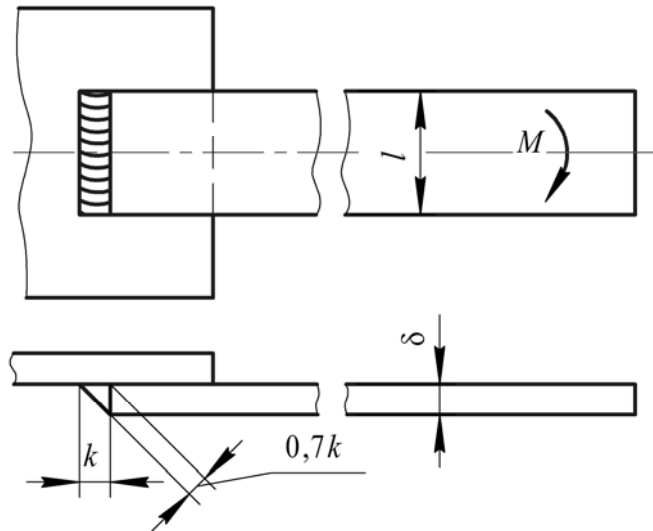


Рис. 4.15. Сварное соединение угловым лобовым швом, нагруженное изгибающим моментом в плоскости сварки

3. На сварное соединение угловым лобовым швом действует изгибающий момент M и растягивающая (сжимающая) сила F . На рис. 4.16 приведен пример такого способа нагружения.

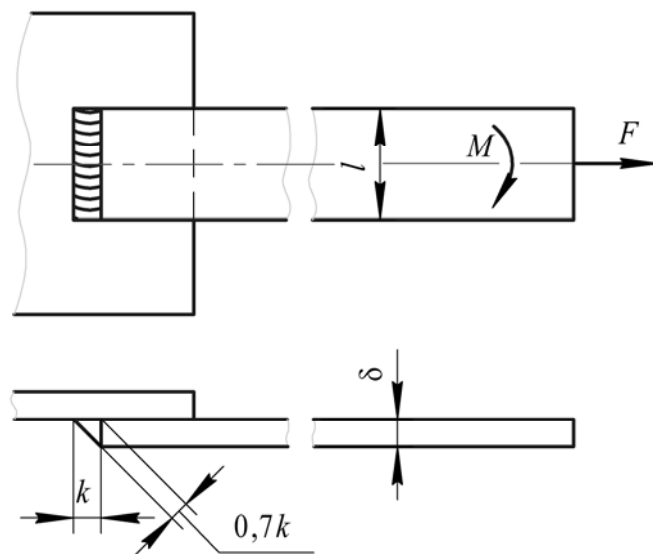


Рис. 4.16. Сварное соединение угловым лобовым швом, на которое действует изгибающий момент M и растягивающая (сжимающая) сила F

Как и в предыдущих случаях, расчет шва проводится из условия прочности на срез по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A} + \frac{M}{W} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (4.15)$$

Подставив значение площади и момента сопротивления расчетного сечения шва в формулу (4.15), получим

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7kl} + \frac{6M}{0,7kl^2}. \quad (4.16)$$

4. Сварное соединение угловым лобовым швом нагружено силой, приложенной параллельно шву. В этом случае на шов действует изгибающий момент $M = Fl$ от силы F и сама сила (рис. 4.17). Расчетные напряжения среза в этом случае рассчитываются по формуле

$$\tau' = \sqrt{\left[\frac{F}{0,7kl}\right]^2 + \left[\frac{6Fl}{0,7kl^2}\right]^2} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (4.17)$$

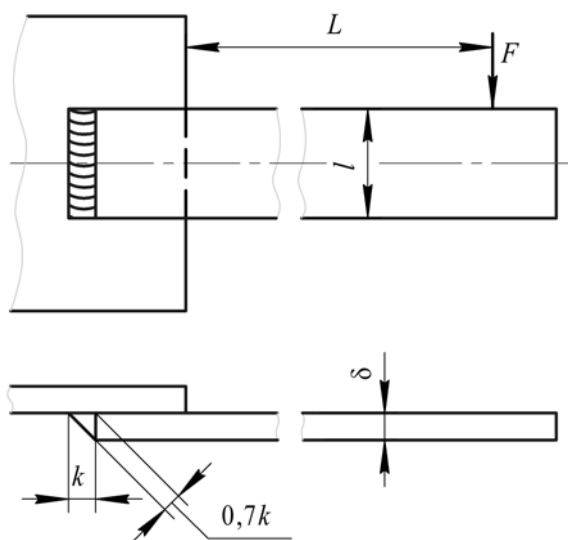


Рис. 4.17. Сварное соединение угловым лобовым швом, нагруженное силой, приложенной параллельно шву

5. Сварное соединение угловым комбинированным швом нагружено силой, перпендикулярной лобовому шву. Пример представлен на рис. 4.18, а. Задача состоит в определении расчетных напряжений среза. Площадь шва при проверочном расчете определяется по формуле

$$A = 0,7k(l_1 + l_2). \quad (4.18)$$

При проектном расчете определяется только суммарная длина фланговых швов, потому что длина лобового шва принимается равной ширине меньшей детали:

$$2l_2 = \frac{F}{0,7k[\tau'_{\text{ср}}]} - l_1. \quad (4.19)$$

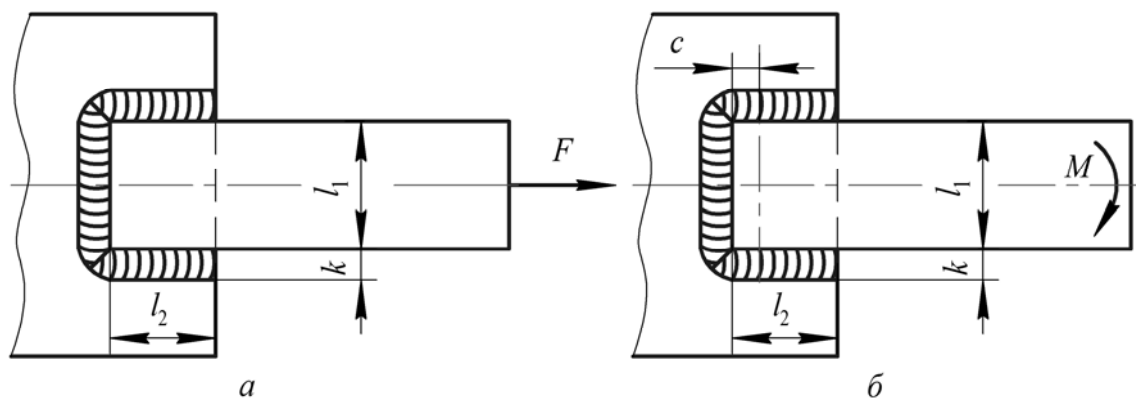


Рис. 4.18. Сварное соединение угловым комбинированным швом

б. Сварное соединение угловым комбинированным швом нагружено изгибающим моментом в плоскости сварки. Пример такого соединения представлен на рис. 4.18, б. Задача состоит в определении максимального расчетного напряжения среза $\tau'_{\text{ср max}}$ в точке шва, наиболее удаленной от центра тяжести площади опасных сечений, по формуле

$$\tau'_{\text{ср max}} = \frac{M\rho_{\text{max}}}{I_p} \leq [\tau'_{\text{ср}}], \quad (4.20)$$

где ρ_{max} – расстояние от указанного центра тяжести до наиболее удаленной точки шва, мм; I_p – полярный момент инерции площади опасных сечений шва, мм⁴, относительно центра тяжести этой площади.

Расстояние от лобового шва до центра тяжести c определяется по формуле

$$c = \frac{l_2^2}{l_1 + 2l_2}. \quad (4.21)$$

Максимальное расстояние до наиболее удаленной точки

$$\rho_{\text{max}} = \sqrt{\left(\frac{l_2}{2}\right)^2 + (l_1 - c)^2}. \quad (4.22)$$

Полярный момент инерции площади шва I_p равен

$$I_p = 0,7k \left[\left(\frac{l_1^3}{12} + l_1 c^2 \right) + 2 \left[\frac{(l_1 - c)^3 + c^3}{3} + \frac{l_1^3 l_2}{4} \right] \right]. \quad (4.23)$$

Расчет пробочных, прорезных и проплавных швов.

Пробочные, прорезные и проплавные швы, так же как и угловые швы, рассчитываются на срез по формуле

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{A} \leq [\tau'_{cp}].$$

При расчете площади швов необходимо учитывать диаметр отверстий d пробочных швов и ширину прорези b прорезных швов, которые следует принимать равными двум толщинам детали (δ):

$$d = 2\delta, \tag{4.24}$$

$$b = 2\delta.$$

Длина l прорезного шва определяется по формуле

$$l = (10 - 25)\delta. \tag{4.25}$$

4.4. Определение допускаемых напряжений сварных швов

Поскольку сварной шов должен обладать такой же прочностью, как и материал свариваемых деталей, его допускаемое напряжение принимается равным допускаемому напряжению на растяжение материала детали $[\sigma_p]$, определяемому по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S]}, \tag{4.26}$$

где σ_T – предел текучести материала детали Н/мм², принимаемый по табл. 4.1; ε – масштабный фактор для сварных швов, принимаемый равным $\varepsilon = 0,9$; $[S]$ – коэффициент запаса прочности, принимаемый равным $[S] = 1,2-1,3$ для углеродистых сталей, а для низколегированных $[S] = 1,3-1,5$.

Таблица 4.1

Механические характеристики некоторых углеродистых сталей

Марка стали	σ_b	σ_T	σ_{-1F}	τ_{-1}	$\delta_s, \%$
	Н/мм ²				
08 (Ст1)	340–420	210	–	–	34
10 (Ст2)	360–450	220	–	–	32
15 (Ст3)	400–490	240	170–220	100–130	29
20 (Ст4)	440–540	260	–	–	26
30 (Ст5)	520–620	300	220–300	130–180	22

Уточненные допускаемые напряжения $[\sigma'_p]$ для сварных швов при сварке деталей из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей при действии статических нагрузок принимаются по табл. 4.2.

Таблица 4.2

Допускаемые напряжения в швах сварных соединений

Метод сварки	При растяжении $[\sigma'_p]$	При сжатии $[\sigma'_c]$	При срезе $[\tau'_c]$
Автоматическая; ручная электродами Э42А, Э46А и Э50А в защитном газе	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Ручная электродами Э38, Э42, Э46, Э50. Газовая сварка	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Ручная электродами Э34	$0,6[\sigma_p]$	$0,75[\sigma_p]$	$0,5[\sigma_p]$
Контактная точечная и роликовая	–	–	$0,6[\sigma_p]$

В случае, если на сварное соединение действуют переменные нагрузки, выбранное по табл. 4.1 допускаемое напряжение умножают на коэффициент запаса γ , определяемый по формуле

$$\gamma = \frac{1}{(ak_\sigma \pm b) - (ak_\sigma \mp b)R}, \quad (4.27)$$

где k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 4.3); a и b – числовые коэффициенты (табл. 4.4); R – коэффициент асимметрии цикла, определяемый по формуле

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad \text{или} \quad R = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}. \quad (4.28)$$

Чтобы определить, какие знаки (верхние или нижние) использовать в формуле (4.27), необходимо сравнить между собой по абсолютному значению растягивающие и сжимающие напряжения, возникающие в сварном шве. Если растягивающие напряжения больше сжимающих, используют верхние знаки, в противном случае – нижние.

Таблица 4.3

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений k_σ

Вид шва	Низкоуглеродистая сталь	Низколегированная сталь
Стыковые с полным проваром	1,2	1,4
Угловые лобовые	2,0	2,5
Фланговые	3,5	4,5

Таблица 4.4

Числовые коэффициенты

Материал	a	b
Углеродистая сталь	0,58	0,26
Низколегированная сталь	0,65	0,30

Примеры расчета сварных соединений

Пример 1

Определить длину швов, крепящих уголок $80 \times 80 \times 8$ мм к стальной полосе (рис. 4.19). Соединение должно быть равнопрочным основному элементу. Материал изготовления полосы и уголка – сталь Ст1. Сварка ручная. Нагрузка статическая.

Порядок расчета.

а) По табл. 4.1 принимаем предел текучести уголка из стали Ст1 $\sigma_T = 210$ Н/мм². Коэффициент запаса прочности $[S] = 1,25$. Масштабный фактор $\varepsilon = 0,9$. Определяем допускаемое напряжение растяжения уголка по формуле (4.26).

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S]} = \frac{210 \cdot 0,9}{1,25} = 151,2 \text{ Н/мм}^2.$$

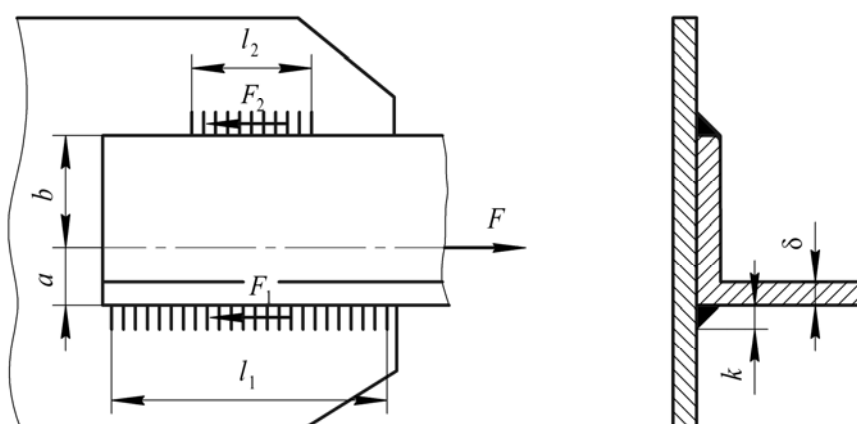


Рис. 4.19. Крепление уголка к плите

б) Расчетную формулу для определения допускаемого напряжения среза в сварном шве выбираем по табл. 4.2, допустив, что будут использованы электроды обыкновенного качества:

$$[\tau'_{\text{ср}}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 151,2 = 90,7 \text{ Н/мм}^2.$$

в) Из условия прочности уголка на растяжение (4.1) определяем усилие, которое он может передавать:

$$F = A[\sigma_p].$$

Из справочника принимаем площадь сечения уголка $80 \times 80 \times 8 \text{ мм}$ $A = 1230 \text{ мм}^2$ (ГОСТ 8509–72).

$$F = A[\sigma_p] = 1230 \cdot 151,2 = 185\,976 \text{ Н}.$$

г) По формуле (4.12) определяем требуемую суммарную длину лобового и флангового швов при катетах, равных толщинам пластин уголка $k = \delta = 8 \text{ мм}$:

$$l = \frac{F}{0,7k[\tau'_{\text{ср}}]} = \frac{185\,976}{0,7 \cdot 8 \cdot 90,7} = 366 \text{ мм}.$$

д) Длину лобового шва принимаем равной ширине пластины уголка $l_{\text{л}} = 80 \text{ мм}$, тогда суммарная длина фланговых швов

$$l_{\text{ф}} = l - l_{\text{л}} = 366 - 80 = 286 \text{ мм}.$$

е) Определяем нагрузку, приходящуюся на фланговые швы:

$$F_{\text{ф}} = \frac{Fl_{\text{ф}}}{l} = \frac{185\,976 \cdot 286}{366} = 145\,325 \text{ Н}.$$

ж) Фланговые швы расположены несимметрично относительно нейтральной линии уголка. Эти расстояния принимаем из справочника по ГОСТ 8509–72: $a = 22,7 \text{ мм}$, $b = 80 - 22,7 = 57,3 \text{ мм}$. Из условия равенства моментов сил F_1 и F_2 относительно центра тяжести уголка находим

$$F_2 = F_{\text{ф}} \frac{a}{a+b} = 145\,325 \frac{22,7}{80} = 41\,236 \text{ Н},$$

$$F_1 = F_{\text{ф}} - F_2 = 145\,325 - 41\,236 = 104\,089 \text{ Н}.$$

з) Находим длину каждого флангового шва:

$$l_1 = \frac{F_1}{0,7k[\tau'_{\text{ср}}]} = \frac{104\,089}{0,7 \cdot 8 \cdot 90,7} = 205 \text{ мм},$$

$$l_2 = l_{\phi} - l_1 = 286 - 205 = 81 \text{ мм.}$$

Ответ: $l_{\phi} = 80$ мм; $l_1 = 205$ мм; $l_2 = 81$ мм.

Пример 2

Рассчитать сварные швы, соединяющие зубчатый венец колеса с его диском и диск со ступицей (рис. 4.20). Передаваемая зубчатым венцом мощность $P = 36$ кВт, его угловая скорость $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$. Материал изготовления обода и ступицы – сталь 40, материал диска – сталь 20. Сварка автоматическая в защитном газе, катеты сварных швов $k_1 = 3$ мм, $k_2 = 5$ мм. Диаметр ступицы $d = 100$ мм, диаметр обода $D = 350$ мм.

Порядок расчета.

а) Определяем крутящий момент, передаваемый зубчатым венцом, по формуле

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{36 \cdot 10^3}{10} = 3600 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

б) Допускаемые напряжения среза для угловых швов будем определять из условия их равной прочности с материалом изготовления диска (как наименее прочного). Определяем допускаемое напряжение растяжения по формуле (4.26), приняв по табл. 4.1 предел текучести уголка из стали 20 $\sigma_T = 260 \text{ Н/мм}^2$. Коэффициент запаса прочности принимаем $[S] = 1,25$. Масштабный фактор $\varepsilon = 0,9$.

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S]} = \frac{260 \cdot 0,9}{1,25} = 187,2 \text{ Н/мм}^2.$$

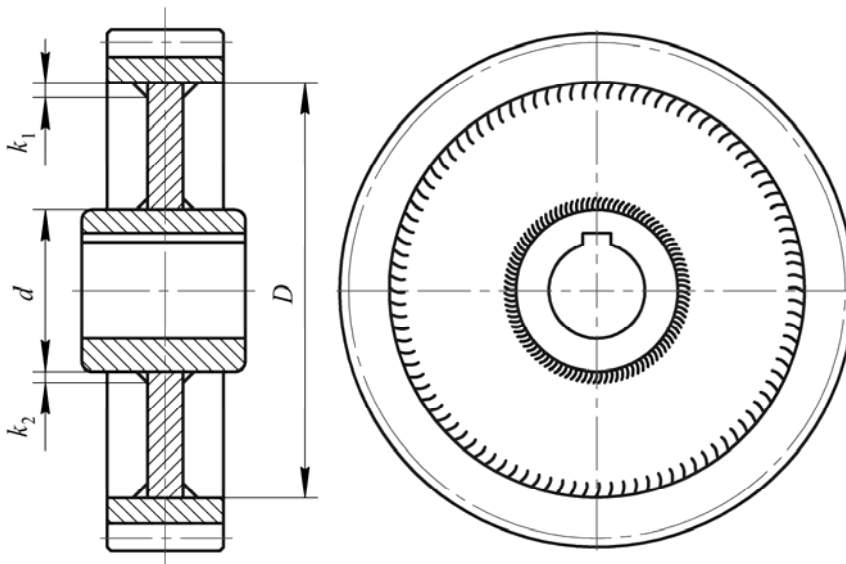


Рис. 4.20. Сварное стальное зубчатое колесо

в) Допускаемое напряжение среза в сварном шве определяем по табл. 4.2. При автоматической сварке в защитном газе

$$[\tau'_{\text{ср}}] = 0,65[\sigma_p] = 0,65 \cdot 187,2 = 121,7 \text{ Н/мм}^2.$$

г) Условие прочности сварных швов, соединяющих обод с диском, по формуле (4.10):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F'}{A} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

где $F' = \frac{2T}{D}$ – сила, действующая на сварное соединение;

$A = 0,7k_1z\pi D$ – рабочая площадь сварных швов; z – количество сварных швов (в нашем случае $z = 2$).

Тогда окончательно получим

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{T}{0,7k_1\pi D^2} = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 3 \cdot 3,14 \cdot 350^2} = 4,5 \text{ Н/мм}^2.$$

$4,5 \text{ Н/мм}^2 < 121,7 \text{ Н/мм}^2$. Условие прочности выполняется.

д) Условие прочности сварных швов, соединяющих диск со ступицей:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F''}{A} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

где $F'' = \frac{2T}{d}$ – сила, действующая на сварное соединение;

$A = 0,7k_2z\pi d$ – рабочая площадь сварных швов.

Тогда окончательно получим

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{T}{0,7k_2\pi d^2} = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 5 \cdot 3,14 \cdot 100^2} = 32,7 \text{ Н/мм}^2.$$

$32,7 \text{ Н/мм}^2 < 121,7 \text{ Н/мм}^2$. Условие прочности выполняется.

Ответ: прочность сварных швов обеспечивается.

Пример 3

Рассчитать сварное соединение, выполненное стыковым швом и нагруженное по схеме рис. 4.13. Размеры пластины $\delta = 10$ мм, $l = 25$ мм. Материал изготовления деталей – сталь 10, нагрузка знакопеременная с коэффициентом асимметрии цикла $R = -1$. Растягивающая сила $F = 3000$ Н, изгибающий момент, действующий на соединение, $M = 35$ Н·м. Сварка автоматическая в защитном газе.

Порядок расчета.

а) По табл. 4.1 предел текучести уголка из стали 10 $\sigma_T = 220 \text{ Н/мм}^2$. Коэффициент запаса прочности принимаем равным $[S] = 1,25$. Масштабный фактор $\varepsilon = 0,9$.

Допускаемое напряжение растяжения пластины определяем по формуле (4.26)

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S]} = \frac{220 \cdot 0,9}{1,25 \cdot 1} = 158,4 \text{ Н/мм}^2.$$

б) Определяем коэффициент запаса γ по формуле (4.27)

$$\gamma = \frac{1}{(ak_\sigma \pm b) - (ak_\sigma \mp b)R},$$

где k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений. По табл. 4.3 для низкоуглеродистых сталей $k_\sigma = 1,2$; a и b – числовые коэффициенты. По табл. 4.4 принимаем $a = 0,58$, $b = 0,26$. При коэффициенте асимметрии $R = -1$ преобладающие напряжения находятся в переходной зоне от сжимающих до растягивающих, поэтому расчет можно выполнять как по верхним, так и по нижним знакам.

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{1}{(ak_\sigma - b) - (ak_\sigma + b)R} = \\ &= \frac{1}{(0,58 \cdot 1,2 - 0,26) - (0,58 \cdot 1,2 + 0,26)(-1)} = 0,72. \end{aligned}$$

в) Определяем допускаемое напряжение растяжения в сварном шве. Учитывая рекомендации, приведенные в табл. 4.2, и рассчитанный коэффициент запаса γ , получим:

$$[\sigma'_p] = \gamma [\sigma_p] = 0,72 \cdot 158,4 = 114,0 \text{ Н/мм}^2.$$

г) Фактическое нормальное напряжение, действующее на сварной шов, определим по формуле (4.9):

$$\begin{aligned} \sigma' &= \frac{F}{\delta l} + \frac{6M}{\delta l^2} \leq [\sigma'_p] \\ \sigma' &= \frac{3000}{5 \cdot 25} + \frac{6 \cdot 35 \cdot 10^3}{5 \cdot 25^2} = 91,2 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

$91,2 \text{ Н/мм}^2 < 114,0 \text{ Н/мм}^2$. Условие прочности выполняется.

Ответ: прочность сварного шва обеспечивается.

Пример 4

Рассчитать сварное соединение крепления балки к колонне, выполненное двумя угловыми швами и нагруженное по схеме рис. 4.21. Материал изготовления деталей – сталь 15. Сила, действующая на соединение, $F = 20\,000$ Н. Размеры: $a = 350$ мм, $b = 50$ мм, $c = 100$ мм, $\beta = 20^\circ$. Катет шва $k = 5$ мм. Сварка автоматическая в защитном газе.

Порядок расчета.

а) По табл. 4.1 предел текучести уголка из стали 15 $\sigma_T = 240$ Н/мм². Согласно рекомендациям, приведенным в п. 4.4, принимаем коэффициент запаса прочности $[S] = 1,25$ и масштабный фактор $\varepsilon = 0,9$.

По формуле (4.26) определяем допускаемое напряжение растяжения пластины:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S]} = \frac{240 \cdot 0,9}{1,25 \cdot 1} = 172,8 \text{ Н/мм}^2.$$

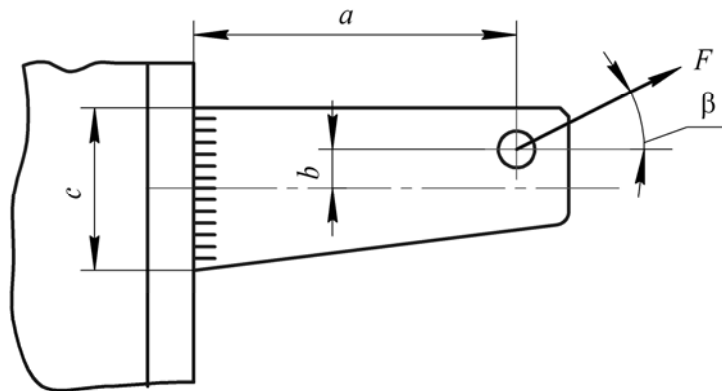


Рис. 4.21. Крепление балки к колонне

б) Определим допускаемое напряжение среза в сварном шве по табл. 4.2. При автоматической сварке в защитном газе

$$[\tau'_{cp}] = 0,65[\sigma_p] = 0,65 \cdot 172,8 = 112,3 \text{ Н/мм}^2.$$

в) Условие прочности сварных швов запишем в виде

$$\tau'_{cp} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} \leq [\tau'_{cp}],$$

где τ_F – напряжения среза, возникающие в сварных швах от действия силы, приложенной к центру швов; τ_M – напряжения среза от действия момента M , определяемого по формуле

$$M = aF \sin \beta - bF \cos \beta = 20\,000(350 \sin 20^\circ - 50 \cos 20^\circ) = 1\,454\,448 \text{ Н мм.}$$

Напряжения среза, возникающие в сварных швах от действия силы F , найдем по формуле

$$\tau_F = \frac{F}{A},$$

где A – площадь среза сварных швов, мм².

$$A = 0,7lkz,$$

где l – длина сварного шва, мм; k – катет шва, мм; z – количество сварных швов.

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{20000}{0,7 \cdot 5 \cdot 100 \cdot 2} = 28,57 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения среза от действия момента M

$$\tau_M = \frac{M}{W},$$

где W – момент сопротивления сварных швов. Для соединения, представленного на рис. 4.21,

$$W = \frac{0,7kc^2}{6} z.$$

$$\tau_M = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot 1\,454\,448}{0,7 \cdot 5 \cdot 100^2 \cdot 2} = 124,67 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетное напряжение среза в сварных швах

$$\tau'_{\text{ср}} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} = \sqrt{28,57^2 + 124,67^2} = 127,8 \text{ Н/мм}^2.$$

$127,8 \text{ Н/мм}^2 > 112,3 \text{ Н/мм}^2$. Условие прочности не выполняется. Необходимо увеличить катет сварного шва k . Принимаем $k = 6$ мм, тогда

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{20\,000}{0,7 \cdot 6 \cdot 100 \cdot 2} = 23,81 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\tau_M = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot 1\,454\,448}{0,7 \cdot 6 \cdot 100^2 \cdot 2} = 103,89 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетное напряжение среза в сварных швах

$$\tau'_{\text{ср}} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} = \sqrt{23,81^2 + 103,89^2} = 106,6 \text{ Н/мм}^2.$$

$106,6 \text{ Н/мм}^2 < 112,3 \text{ Н/мм}^2$. Условие прочности выполняется.

Ответ: для обеспечения прочности сварного соединения необходимо увеличить катет сварных швов до значения $k = 6 \text{ мм}$.

Пример 5

Рассчитать силу F , передаваемую сварным соединением, выполненным двумя угловыми швами и двумя проплавными швами, нагруженным по схеме рис. 4.22. Материал изготовления деталей – сталь Ст3. Размеры соединения: $l_1 = 55 \text{ мм}$, $l_2 = 90 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$. Катет шва $k = 7 \text{ мм}$. Сварка автоматическая в защитном газе.

Порядок расчета.

а) Предел текучести уголка из стали Ст3 по табл. 4.1 $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$. Коэффициент запаса прочности принимаем $[S] = 1,25$. Масштабный фактор $\varepsilon = 0,9$.

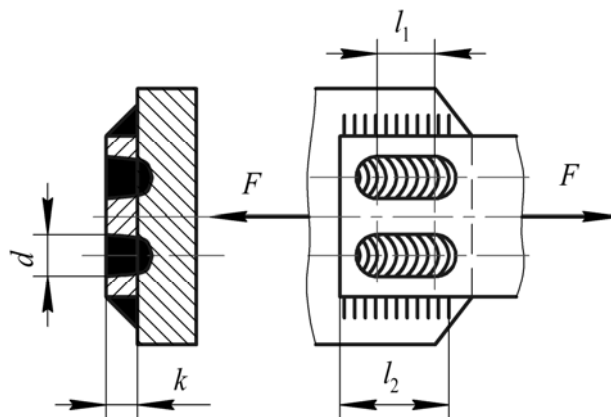


Рис. 4.22. Сварное соединение угловыми и проплавными швами

Допускаемое напряжение растяжения пластины определяем по формуле (4.26):

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S]} = \frac{240 \cdot 0,9}{1,25} = 172,8 \text{ Н/мм}^2.$$

б) Определяем допускаемое напряжение среза в сварном шве по табл. 4.2. При автоматической сварке в защитном газе

$$[\tau'_{\text{ср}}] = 0,65[\sigma_p] = 0,65 \cdot 172,8 = 112,3 \text{ Н/мм}^2.$$

в) Условие прочности сварных швов, работающих на срез:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\Sigma}} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

где A_{Σ} – суммарная площадь угловых и проплавных швов, определяемая по формуле

$$A_{\Sigma} = A_{\text{пр}} + A_{\text{уг}} = dz_{\text{пр}}(l_1 + d) + 0,7kz_{\text{уг}}l_2,$$

где $z_{\text{пр}}$ – количество проплавных швов, $z_{\text{уг}}$ – количество угловых швов.

Из условия прочности швов получим

$$\begin{aligned} F &= (dz_{\text{пр}}(l_1 + d) + 0,7kz_{\text{уг}}l_2) [\tau'_{\text{ср}}] = \\ &= (10 \cdot 2(55 + 10) + 0,7 \cdot 7 \cdot 2 \cdot 90) \cdot 112,3 = 245 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Ответ: $F = 245$ кН.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить длину c и катет сварных швов, которыми кронштейн приварен к плите (рис. 4.23), если на него действует постоянная нагрузка силой $F = 100$ кН. Толщина листов $\delta = 10$ мм, материал кронштейна – сталь Ст3. Сила приложена на расстоянии $a = 250$ мм от сварных швов. Сварка ручная электродами Э42.

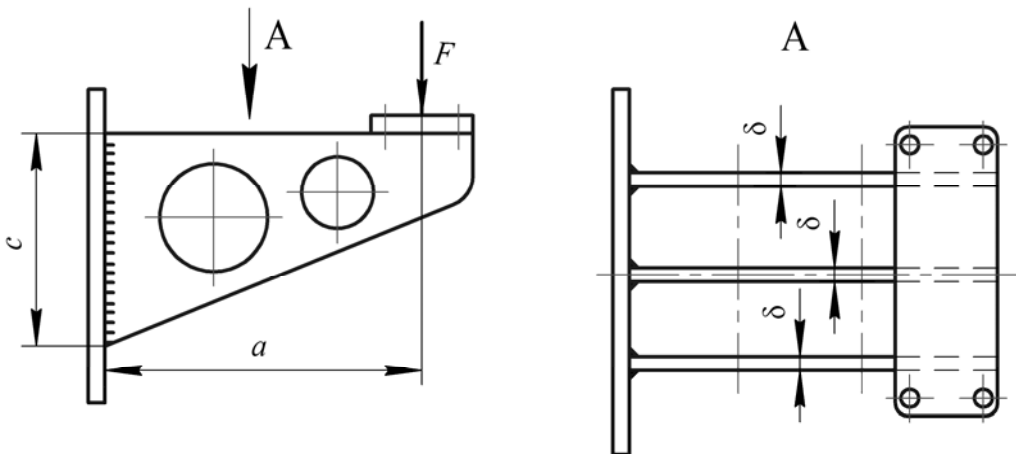


Рис. 4.23. Сварной кронштейн

Задача 2. Рассчитать сварное соединение фронтальными угловыми швами двух неравнополочных уголков с косынкой (рис. 4.24). На два уголка действует растягивающая сила $2F = 50$ кН. Материал косынки и уголков – сталь 15. Сварка автоматическая электродами Э50А под флюсом.

Задача 3. Проверить прочность стыкового сварного соединения крепления вертикальной стойки к горизонтальной балке (рис. 4.25). Поперечное сечение стойки (рис. 4.26) имеет следующие размеры: $B = H = 100$ мм, $\delta = 5$ мм. Нагрузка, действующая на стойку, переменная $F = 4500 \dots 6000$ Н, приложенная на расстоянии $h = 800$ мм от сварного соединения. Материал изготовления стойки и балки сталь 09Г2 с пределом текучести $\sigma_T = 310$ Н/мм². Сварка автоматическая.

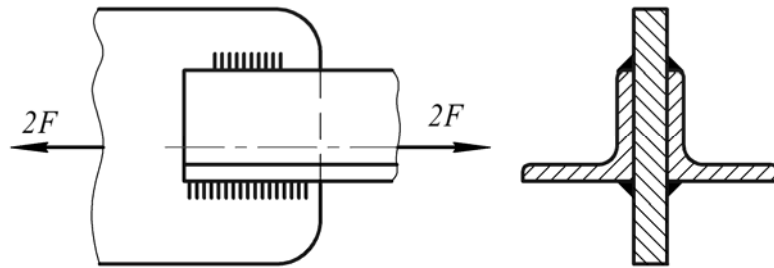


Рис. 4.24. Крепление уголков к косынке

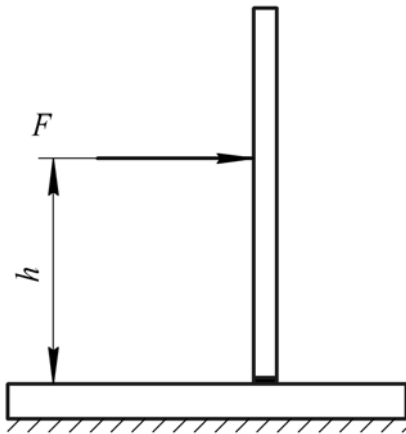


Рис. 4.25. Крепление стойки к горизонтальной балке

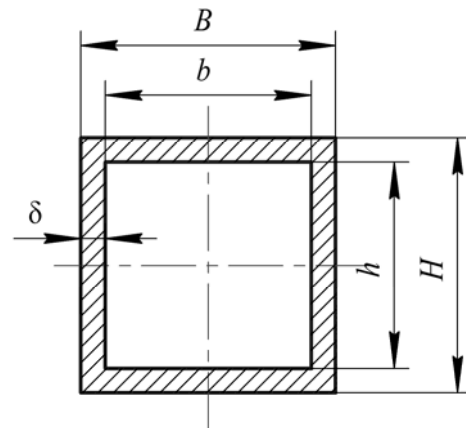


Рис. 4.26. Поперечное сечение стойки

Задача 4. Определить катеты угловых швов сварного барабана ленточного конвейера (рис. 4.27). Тяговая сила на приводном барабане $F_t = 5000$ Н. Диаметр приводного барабана $D_b = 400$ мм, диаметр обода $d_o = 380$ мм, диаметр вала $d_v = 65$ мм. Нагрузка пульсирующая, с коэффициентом асимметрии $R = 0$. Толщина дисков, соединяющих вал с ободом, $\delta = 7$ мм, толщина ребер $\delta_1 = 6$ мм. Материал вала – сталь 40, материал диска и ребер – сталь Ст5, материал обода – сталь 30. Сварка выполнена вручную электродами Э42А.

Задача 5. Проверить прочность сварных угловых швов приварного фланца сосуда (рис. 4.28), находящегося под давлением

$P = 2,5$ МПа. Материал свариваемых деталей – сталь Ст1. Сварка выполнена вручную электродами Э50А. Катеты швов $k = 5$ мм. Диаметры сопряжений: $D = 250$ мм, $D_1 = 240$ мм, $D_2 = 255$ мм.

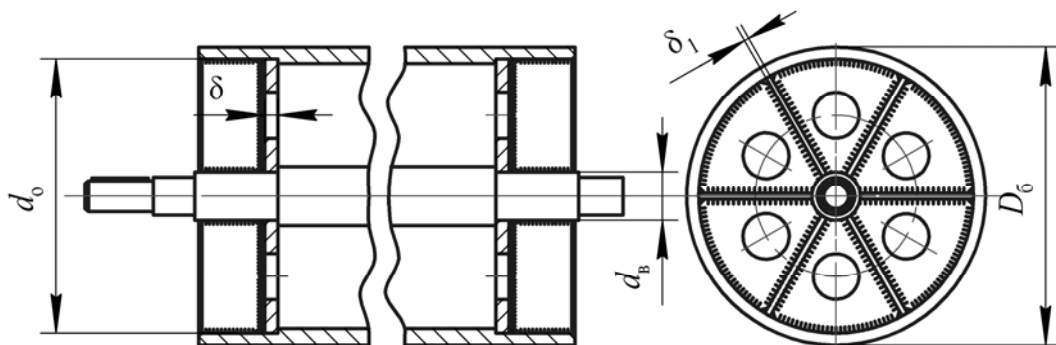


Рис. 4.27. Сварной барабан

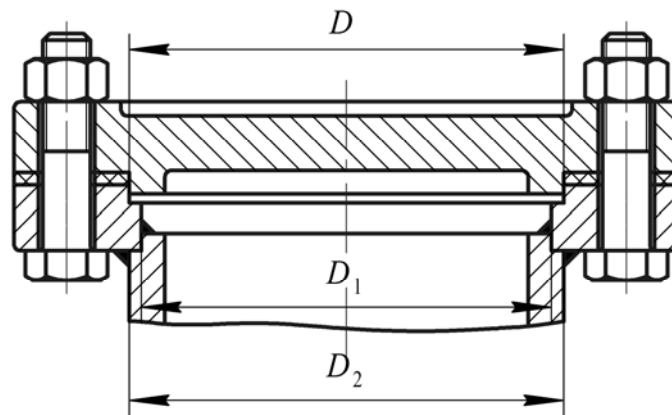


Рис. 4.28. Сварное соединение плоского фланца к сосуду, находящемуся под давлением

Задача 6. Рассчитать сварное соединение элементов корпуса домкрата (рис. 4.29). Размеры элементов корпуса: $\delta_1 = 10$ мм, $\delta_2 = 8$ мм, $d = 100$ мм. Грузоподъемность домкрата $F = 35$ кН. Материал изготовления корпуса – сталь 35ХГСА с пределом текучести $\sigma_T = 1400$ Н/мм². Сварка автоматическая под слоем флюса.

Задача 7. Сконструировать сварное соединение из листового материала впритык: а) стыковым швом; б) угловым швом. Толщина листа $\delta = 10$ мм, нагрузка $F = 225$ кН, материал – сталь 30.

Задача 8. Подобрать катеты и определить длины угловых швов 1, 2, 3, 4 крепления швеллеров № 12 к металлической колонне (рис. 4.30). Сила, действующая на соединение, $F = 75$ кН. Материал свариваемых деталей – сталь 15. Сварка ручная электродами Э46А.

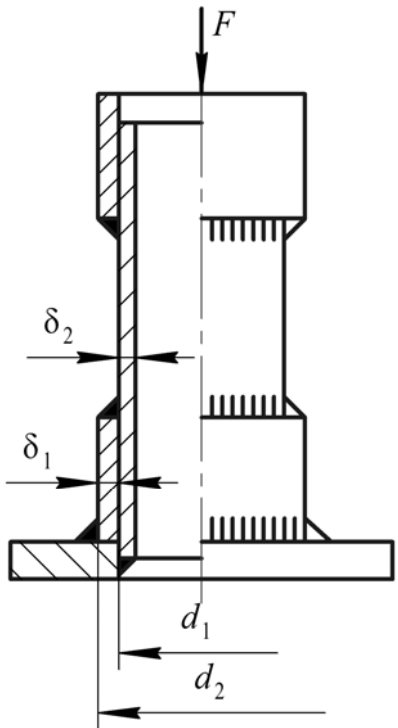


Рис. 4.29. Сварное соединение элементов корпуса домкрата

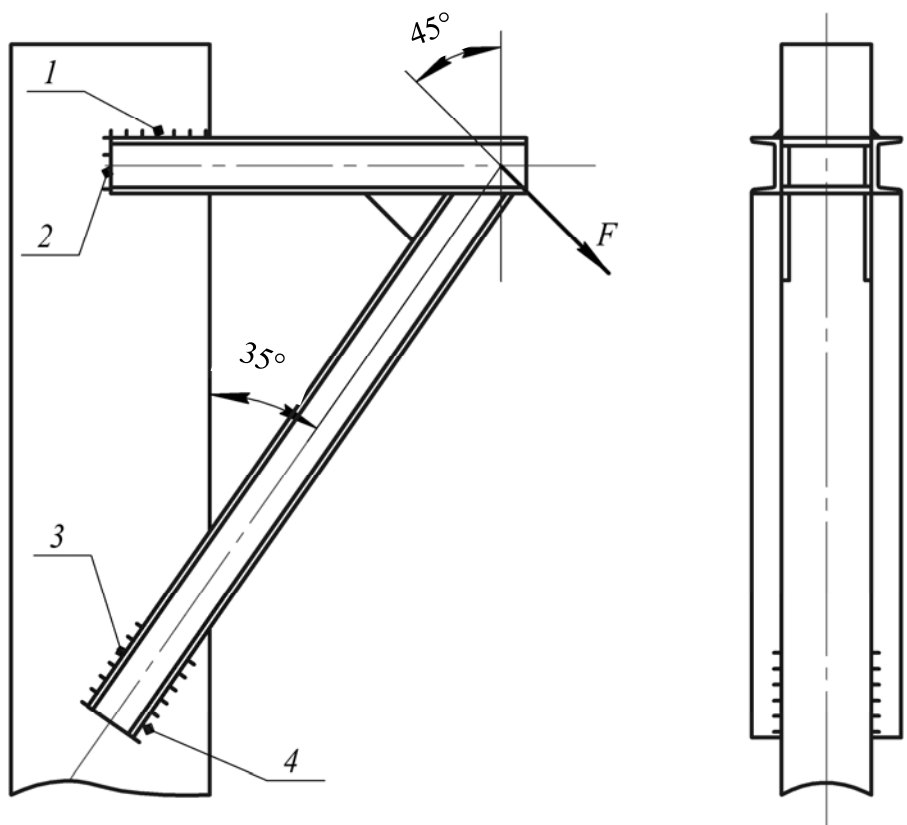


Рис. 4.30. Крепление швеллеров к металлической колонне

5. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1. Общие сведения

Шпоночное соединение состоит из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). Шпоночные соединения предназначены для жесткого соединения валов с насаженными на них деталями и передачи между ними вращающего момента.

Все шпоночные соединения делятся на ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения получают при использовании призматических (рис. 5.1, 5.2), сегментных (рис. 5.3) и круглых (рис. 5.4) шпонок. Напряженные соединения получают при использовании клиновых (рис. 5.5) и тангенциальных (рис. 5.6) шпонок.

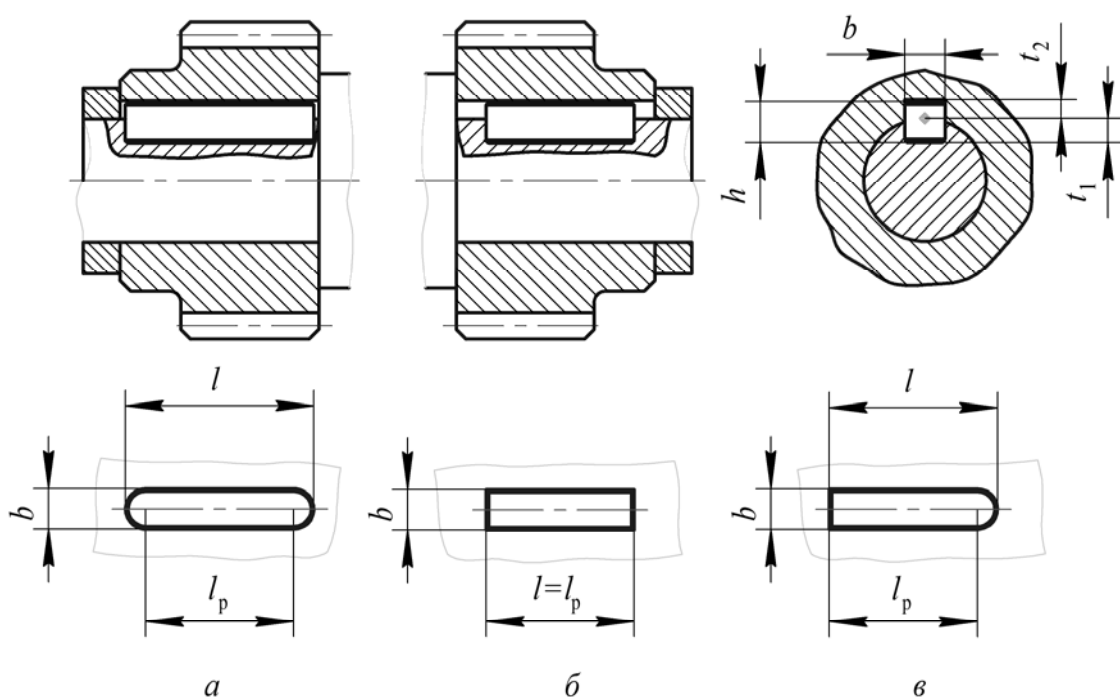


Рис. 5.1 Соединение призматическими шпонками:
a – исполнение 1; *б* – исполнение 2; *в* – исполнение 3

Конструкции соединений призматическими шпонками приведены на рис. 5.1. Размеры призматических шпонок стандартизированы по ГОСТ 23360 и приведены в табл. 5.1.

По форме торцов призматические шпонки бывают: со скругленными торцами – исполнение 1 (рис. 5.1, *a*); с плоскими торцами – исполнение 2 (рис. 5.1, *б*) и с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 3 (рис. 5.1, *в*).

Призматические направляющие шпонки, закрепленные на валу, применяются в подвижных соединениях, чтобы перемещать ступицу вдоль вала (рис. 5.2).

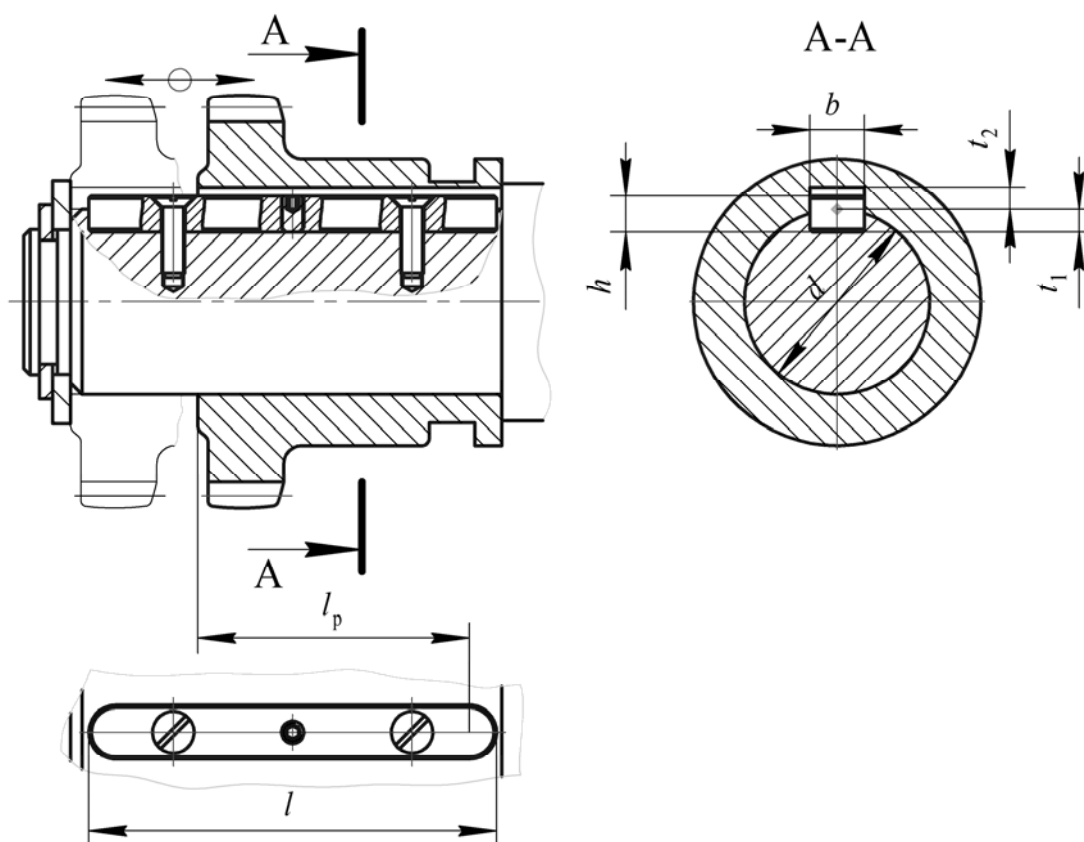


Рис. 5.2. Соединение призматическими направляющими шпонками

Таблица 5.1

Шпоночные соединения с призматическими шпонками (по ГОСТ 23360), мм

Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина паза		Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	t_1	t_2		b	h	t_1	t_2
10–12	4	4	2,5	1,8	58–65	18	11	7,5	4,4
12–17	5	5	3,0	2,3	65–75	20	12	7,5	4,9
17–22	6	6	3,5	2,8	75–85	22	14	9,0	5,4
22–30	8	7	4,0	3,3	85–95	25	14	9,0	5,4
30–38	10	8	5,0	3,3	95–10	28	16	10,0	6,4
38–44	12	8	5,0	3,3	110–130	32	18	11,0	7,4
44–50	14	9	5,5	3,8	130–150	36	20	12,0	8,4
50–58	16	10	6,0	4,3					

Примечание. Длины призматических шпонок выбираются из ряда (по ГОСТ 23360): 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 126, 150, 160, 180, 220.

Сегментные шпонки (рис. 5.3), как и призматические, работают боковыми гранями и создают ненапряженное соединение. Размеры сегментных шпонок стандартизированы по ГОСТ 24071 и приведены в табл. 5.2.

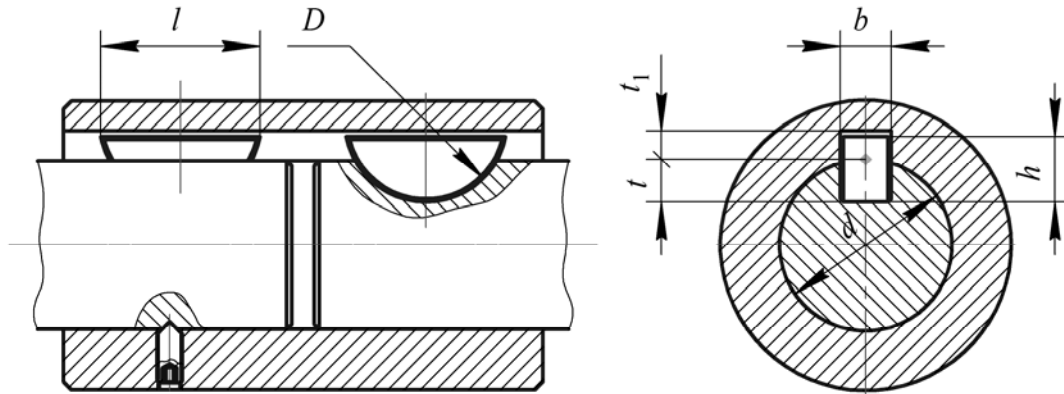


Рис. 5.3. Соединение сегментной шпонкой

Таблица 5.2

Шпоночные соединения сегментными шпонками (по ГОСТ 24071), мм

Диаметр вала d для шпонок		Размеры шпонки $b \times h \times D$	Шпоночный паз		
передающих вращающий момент	фиксирующих элементы		ширина	глубина	
				вал t	втулка t_1
3–4	3–4	$1 \times 1,4 \times 4$	1,0	1,0	0,6
4–5	4–6	$1,5 \times 2,6 \times 7$	1,5	2,0	0,8
5–6	6–8	$2 \times 2,6 \times 7$	2,0	1,8	1,0
6–7	8–10	$2 \times 3,7 \times 10$		2,9	1,0
7–8	10–12	$2,5 \times 3,7 \times 10$	2,5	2,7	1,2
8–10	12–15	$3 \times 5 \times 13$	3,0	3,8	1,4
10–12	15–18	$3 \times 6,5 \times 16$		5,3	1,4
12–14	18–20	$4 \times 6,5 \times 16$	4,0	5,0	1,8
14–16	20–22	$4 \times 7,5 \times 19$		6,0	1,8
16–18	22–25	$5 \times 6,5 \times 16$	5,0	4,5	2,3
18–20	25–28	$5 \times 7,5 \times 19$		5,5	2,3
20–22	28–32	$5 \times 9 \times 22$		7,0	2,3
22–25	32–36	$6 \times 9 \times 22$	6,0	6,5	2,8
25–28	36–40	$6 \times 10 \times 25$		7,5	2,8
28–32	св. 40	$8 \times 11 \times 28$	8,0	8,0	3,3
32–38	св. 40	$10 \times 13 \times 32$	10,0	10,0	3,3

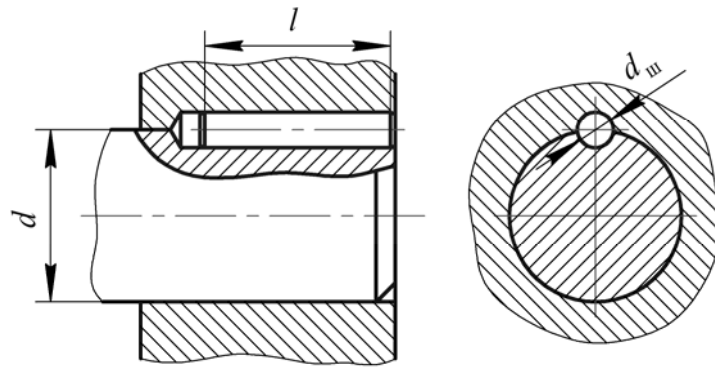


Рис. 5.4. Соединение круглой шпонкой

Клиновые шпонки (рис. 5.5) имеют форму скошенных самотормозящих клиньев с наклоном 1:100. Такой же наклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки бывают с головкой и без головки. Клиновые шпонки работают широкими гранями, в отличие от призматических и сегментных, на боковых гранях имеется зазор. Размеры клиновых шпонок стандартизированы по ГОСТ 24068. Основные параметры соединений с клиновыми шпонками приведены в табл. 5.3.

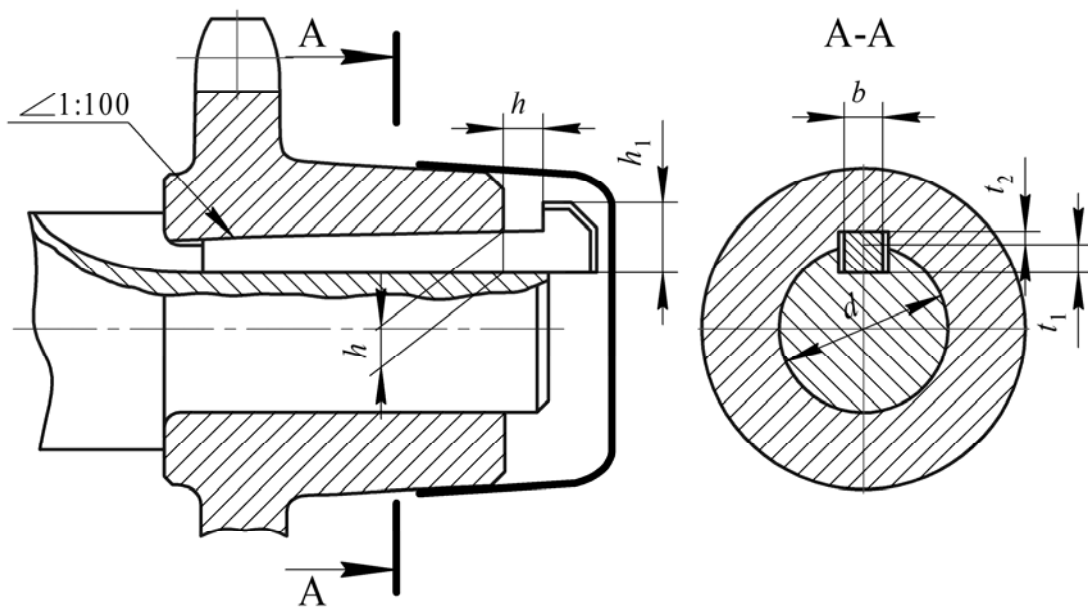


Рис. 5.5. Соединение клиновой врезной шпонкой

Тангенциальные шпонки (рис. 5.6) состоят из двух скошенных клиньев с наклоном 1:100 каждый.

Они отличаются от клиновых шпонок тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном направлении, а в касательном. Одна из не прямых граней тангенциальной шпонки направлена по

касательной к сечению вала, а одна из узких граней – по радиусу вала. Такое расположение вызывает необходимость постановки в соединении двух шпонок, размещенных, как правило, под углом 120° .

Таблица 5.3

Параметры соединений с клиновыми шпонками (по ГОСТ 24068), мм

Диаметр вала d	Ширина b	Высота h	Длина l		Глубина паза		Высота головки h_1
			от	до	вала t_1	втулки t_2	
6–8	2	2	6	20	1,2	0,5	–
8–10	3	3	5	30	1,8	0,9	–
10–12	4	4	8	45	2,5	1,2	7
12–17	5	5	10	56	3,0	1,7	8
17–22	6	6	14	70	3,5	2,2	10
22–30	8	7	18	90	4,0	2,4	11
30–38	10	8	22	110	5,0	2,4	12
38–44	12	8	28	140	5,0	2,4	12
44–50	14	9	36	160	5,5	2,9	14
50–58	16	10	45	180	6,0	3,4	16
58–65	18	11	50	200	7,0	3,4	18
65–75	20	12	56	220	7,5	3,9	20
75–85	22	14	63	250	9,0	4,4	22
85–95	25	14	70	280	9,0	4,4	25
95–110	28	16	80	320	10,0	5,4	28

Примечание. Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160 и т.д.

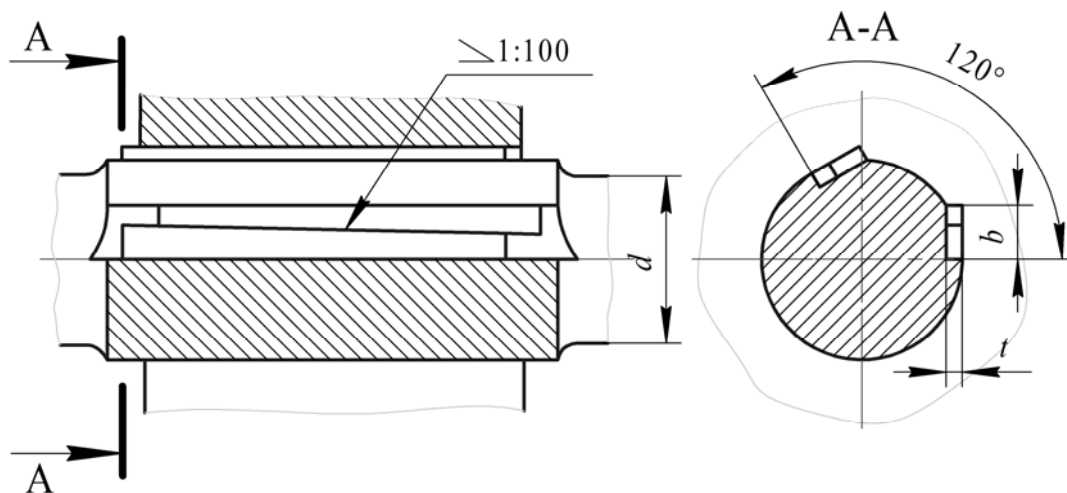


Рис. 5.6. Соединение тангенциальной шпонкой

Размеры тангенциальных шпонок стандартизированы по ГОСТ 24069 и 24070. Основные параметры соединений с тангенци-

альными шпонками приведены в табл. 5.4. Длина шпонки принимается на 10–15% больше длины ступицы насаженной детали.

Таблица 5.4

Параметры соединений с тангенциальными шпонками (по ГОСТ 24070), мм

Диаметр вала d	Шпонка		Глубина шпоночного паза	
	толщина t	расчетная ширина b	втулки t_1	вала t_2
100	10	30	10	10,4
110	11	33	11	11,4
120	12	36	12	12,4
130	13	39	13	13,4
140	14	42	14	14,4
150	15	45	15	15,4
160	16	48	16	16,4
170	17	51	17	17,4
180	18	54	18	18,4
190	19	57	19	19,4
200	20	60	20	20,4
210	21	63	21	21,4
220	22	66	22	22,4
240	24	72	24	24,4
250	25	75	25	25,4

5.2. Материал шпонок и допускаемые напряжения соединений

Материалом для изготовления шпонок служит конструкционная углеродистая сталь с пределом прочности не ниже 550 МПа. Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и ступицы, типа посадки ступицы на вал, но обязательно меньше, чем допускаемые напряжения материала ступицы и вала. Наиболее часто применяют стали Ст5, Ст6, 45, 50.

Легированную сталь применяют редко. Призматические шпонки и клиновые шпонки без головок изготавливают из чистотянутой стали. Сегментные шпонки выполняют из цельнотянутой стали сегментного профиля.

Значения допускаемых напряжений назначают в зависимости от характера нагрузки (статическая или динамическая); условий работы соединения (ступица перемещается относительно вала или перемещение отсутствует); степени достоверности величины нагрузки.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ в неподвижных шпоночных соединениях определяют по формуле

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (5.1)$$

где σ_T – предел текучести наиболее слабого материала деталей (вал, шпонка или ступица); $[S]$ – коэффициент запаса прочности. При точном учете нагрузок $[S] = 1,25$, в остальных случаях $[S] = 1,5 \dots 2,0$.

При назначении высоких допускаемых напряжений смятия (от 200 до 400 Н/мм²) необходимо соблюдение условия: твердости материала вала и материала втулки должны быть больше твердости материала шпонки.

При изготовлении шпонок из чистотянутой стали по ГОСТ 8787–68 принимают $[\sigma_{см}] = 80 \dots 150$ Н/мм² (меньшие значения для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов). При изготовлении шпонок из стали 45 принимают: $[\sigma_{см}] = 50 \dots 70$ Н/мм² при непрерывном использовании передач с полной нагрузкой; $[\sigma_{см}] = 130 \dots 180$ Н/мм² – при среднем режиме использования; $[\sigma_{см}] = 260$ Н/мм² – при предельных статических нагрузках; $[\sigma_{см}] = 20$ Н/мм² – для ступиц из текстолита и древеснослоистых полимеров.

При движении ступицы вдоль вала под нагрузкой предельное давление на шпонку определяется сопротивлением заеданию. При незакалённых трущихся поверхностях и малых скоростях перемещения $[\sigma_{см}] = 10 \dots 20$ Н/мм².

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau_{ср}] = 70 \dots 100$ Н/мм².

5.3. Расчет шпоночных соединений

Так как все размеры шпонок стандартизированы и зависят от размеров вала и ступицы, расчет шпоночных соединений, как правило, производится как проверочный.

Призматические, сегментные и круглые шпонки работают боковыми гранями. Проверочный расчет проводится из условия прочности на смятие по условию

$$\sigma_{см} = \frac{F_p}{A_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (5.2)$$

где F_p – расчетная сила, Н; A_p – расчетная площадь опасного сечения шпонки, мм²; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

Для всех ненапряженных шпонок расчетная сила определяется по формуле

$$F_p = \frac{2T}{d}, \quad (5.3)$$

где T – крутящий момент на валу, Н·мм; d – диаметр вала, мм.

Площадь опасного сечения определяется:

для призматической шпонки

$$A_p = (h - t_1)l_p, \quad (5.4)$$

где h – высота шпонки, мм; t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм;

l_p – рабочая длина шпонки (зависит от исполнения, рис. 5.1);

для сегментной шпонки

$$A_p = (h - t)l; \quad (5.5)$$

для круглой шпонки

$$A_p = 0,5d_{ш}l, \quad (5.6)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шпонки, мм; l – длина шпонки.

Поскольку сегментные шпонки исполняются шириной меньше других типов шпонок, их дополнительно проверяют на срез по условию

$$\tau_{ср} = \frac{F_p}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}], \quad (5.7)$$

где $A_{ср}$ – расчетная площадь среза шпонки, мм²; $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза, Н/мм².

Площадь среза определяется по формуле

$$A_{ср} = bl, \quad (5.8)$$

где b – ширина шпонки, мм.

Клиновые шпонки. В клиновых шпонках неподвижность вала и ступицы обеспечивается за счет сил трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки. В этом случае момент сил трения T_f должен быть больше передаваемого крутящего момента T .

$$T_f = F_f \frac{d}{2}, \quad (5.9)$$

где F_f – сила трения между шпонкой, ступицей и валом, Н; d – диаметр вала, мм.

$$F_f = F_n f, \quad (5.10)$$

где f – коэффициент трения; F_n – нормальная сила, создаваемая от усилия запрессовки клиновой шпонки.

При выполнении практических расчетов определяют максимальный крутящий момент, который может обеспечить соединение:

$$T \leq \frac{bl_p}{12} \left[b + 3 \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) fd \right] [\sigma_{см}], \quad (5.11)$$

где b – ширина шпонки, мм; l_p – рабочая длина шпонки, определяемая из расчета, мм; $f = 0,15 \dots 0,20$ – коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью, когда поверхности сухие, вал и шпонка стальные, втулка стальная или чугунная; d – диаметр вала, мм.

При выполнении проверочного расчета прочность на смятие широкой грани в соединении одной шпонкой определяется по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{см}]. \quad (5.12)$$

Тангенциальные шпонки. Проверочный расчет тангенциальных шпонок выполняют по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{T}{(0,45 + 0,5f)dlt_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (5.13)$$

где t – ширина рабочей грани шпонки, мм.

Максимальный крутящий момент, передаваемый шпонками, определяется по формуле

$$T \leq (0,45 + 0,5f)dlt_p[\sigma_{см}]. \quad (5.14)$$

Круглые шпонки (рис. 5.4) применяют при расположении ступицы насаживаемой детали на конце вала. Они являются разновидностью призматических шпонок. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят несколько шпонок под таким углом, чтобы радиальные усилия, вызванные запрессовкой шпонок, были уравновешены.

Круглые цилиндрические и конические шпонки не стандартизованы. Диаметр $d_{ш}$ принимается равным высоте h призматической шпонки (см. табл. 5.1), соответствующей диаметру вала d .

Расчет цилиндрических шпонок ведут в предположении, что площади соприкасающихся поверхностей шпонки с валом равны между собой; силы давления вала на одну шпонку и шпонки на ступицу распределены по дугам давления косинусоидально, а по длине шпонок – равномерно.

Условия прочности одной шпонки на смятие определяют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T}{dd_{\text{ш}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (5.15)$$

а условие прочности на срез – по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{dd_{\text{ш}}l} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (5.16)$$

Примеры расчета шпоночных соединений

Пример 1

Подобрать соединение призматической шпонкой, передающее крутящий момент с выходного вала редуктора на звездочку цепной передачи. Диаметр вала $d = 63$ мм, материал шпонки – сталь чистотянутая, материал ступицы звездочки – сталь 45, длина ступицы $L_{\text{ст}} = 90$ мм. Крутящий момент, передаваемый соединением, $T = 1250$ Н · м.

Порядок расчета

а) По табл. 5.1 для диаметра вала $d = 63$ мм принимаем размеры поперечного сечения шпонки $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $t_1 = 7,5$ мм, $t_2 = 4,4$ мм.

б) По рекомендациям, приведенным в п. 5.2, принимаем допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ Н/мм².

в) Определим расчетную силу, действующую на соединение, по формуле (5.3):

$$F_{\text{р}} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 1250 \cdot 10^3}{63} = 39682,5 \text{ Н.}$$

г) Из условия (5.2) найдем расчетную величину площади опасного сечения шпонки

$$A_{\text{р}} \geq \frac{F_{\text{р}}}{[\sigma_{\text{см}}]} = \frac{39682,5}{150} = 265,5 \text{ мм}^2.$$

д) Минимальную рабочую длину шпонки определим из формулы (5.4):

$$l_{\text{р}} = \frac{A_{\text{р}}}{(h - t_1)} = \frac{265,5}{(11 - 7,5)} = 75,8 \text{ мм.}$$

е) Принимаем, что шпонка имеет исполнение 1 (рис. 5.1, а), для которого полная длина определяется по формуле

$$l = l_{\text{р}} + b = 75,8 + 18 = 93,8 \text{ мм.}$$

По табл. 5.1 принимаем по ГОСТ 23360 шпонку длиной $l = 100$ мм.

ж) Проверяем возможность установки выбранной шпонки под ступицей звездочки по условию

$$l \leq L_{\text{ст}} - (3...7) \text{ мм}$$

$100 \text{ мм} > 90 - 5 = 85 \text{ мм}$. Условие не выполняется.

Необходимо в соединении использовать две шпонки, установленные под углом 180° друг к другу. Тогда рабочая длина каждой шпонки должна быть

$$l_p = \frac{A_p}{2(h-t_1)} = \frac{265,5}{2(11-7,5)} = 37,9 \text{ мм.}$$

Полная длина

$$l = l_p + b = 37,9 + 18 = 55,9 \text{ мм.}$$

По табл. 5.1 принимаем по ГОСТ 23360 шпонку длиной $l = 56$ мм.

Ответ: необходимо использовать две шпонки длиной $l = 56$ мм, сечением $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $t_1 = 7,5$ мм, $t_2 = 4,4$ мм.

Пример 2

Зубчатое колесо диаметром $d_w = 550$ мм, рассчитанное для передачи окружного усилия $F_t = 5000$ Н, соединено с валом диаметром $d = 60$ мм при помощи тангенциальных нормальных шпонок (рис. 5.6). Материал колеса – чугун; вала и шпонки – сталь Ст.5. Длина ступицы колеса $L_{\text{ст}} = 80$ мм. Направление вращения вала – реверсивное. Выбрать по ГОСТ 24069–97 шпонку и проверить на напряжения смятия. Коэффициент трения $f = 0,18$.

Порядок расчета

а) Крутящий момент, передаваемый шпоночным соединением, найдем по формуле

$$T = F_t \frac{d_w}{2} = 5000 \frac{550}{2} = 1375000 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

б) Из ГОСТ 24069–97 выбираем размеры шпонок: $t = 7$ мм, $b = 19,3$ мм.

Длину шпонки выбираем на 10–15% больше длины ступицы

$$l = (1,1...1,15)L_{\text{ст}} = (1,1...1,15)80 = 88...92 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 24069–97 принимаем стандартную длину шпонки $l = 90$ мм.

в) По рекомендациям п. 5.2 принимаем при чугунной ступице допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 80 \text{ Н/мм}^2$.

г) Фактическое напряжение смятия шпонки при рабочей длине $l_p = L_{\text{ст}}$ определим по формуле (5.13):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{(0,45 + 0,5f)d t l_p} = \frac{1\,375\,000}{(0,45 + 0,5 \cdot 0,18)60 \cdot 7 \cdot 80} = 75,8 \text{ Н/мм}^2.$$

$75,8 \text{ Н/мм}^2 < 80 \text{ Н/мм}^2$. Условие выполняется.

Ответ: тангенциальная шпонка $7 \times 19,3 \times 90 \text{ мм}$.

Пример 3

Подобрать и проверить сегментные шпонки, передающие крутящий момент $T = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ на шкив поликлиновой передачи. Диаметр вала $d = 30 \text{ мм}$. Материал шпонок – сталь 45, материал ступицы – сталь 50, режим работы – средний.

Порядок расчета

а) По табл. 5.2 принимаем шпонку со следующими параметрами: $b \times h \times D = 8 \times 11 \times 28 \text{ мм}$, глубина паза $t = 8 \text{ мм}$.

б) По рекомендациям п. 5.2 принимаем при среднем режиме работы допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ Н/мм}^2$, допускаемое напряжение среза $[\tau_{\text{ср}}] = 85 \text{ Н/мм}^2$.

в) Определим расчетную силу, действующую на соединение, по формуле (5.2):

$$F_p = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{30} = 20\,000 \text{ Н}.$$

г) Длину шпонки найдем как длину хорды $l = X$, высотой $h = 11 \text{ мм}$ для окружности $D = 28 \text{ мм}$.

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{2h}{D}\right) = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot 11}{28}\right) = 77,6^\circ,$$

$$X = D \sin \alpha = 28 \sin 77,6^\circ = 27,3 \text{ мм}.$$

Площадь смятия шпонки определим по формуле (5.4)

$$A_p = (h - t)l = (11 - 8)27,3 = 81,9 \text{ мм}^2.$$

д) Выполним проверочный расчет шпонки на смятие по условию (5.1):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_p}{A_p} = \frac{20\,000}{81,9} = 244,2 \text{ Н/мм}^2,$$

$$244,2 \text{ Н/мм}^2 > 150 \text{ Н/мм}^2$$

Условие прочности не выполняется. Необходимо установить две сегментных шпонки под углом 180° .

е) Определим площадь среза шпонок:

$$A_{\text{ср}} = 2bl = 2 \cdot 8 \cdot 27,3 = 436,8 \text{ мм}^2.$$

Выполним проверочный расчет шпонок на срез по условию (5.6)

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{п}}}{A_{\text{ср}}} = \frac{20\,000}{436,8} = 45,8 \text{ Н/мм}^2.$$

$45,8 \text{ Н/мм}^2 < 85 \text{ Н/мм}^2$. Условие выполняется.

Ответ: необходимо использовать две сегментные шпонки $b \times h \times D = 8 \times 11 \times 28 \text{ мм}$.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить длину цилиндрической шпонки диаметром $d_{\text{ш}} = 16 \text{ мм}$, передающей крутящий момент с вала диаметром $d = 55 \text{ мм}$ на прямозубое зубчатое колесо. Количество зубьев на колесе $Z = 100$, модуль зубьев $m = 5 \text{ мм}$, длина ступицы $L_{\text{ст}} = 80 \text{ мм}$, окружное усилие в зацеплении $F_t = 3500 \text{ Н}$. Материал ступицы – чугун. Проверить шпонку на срез.

Задача 2. Для крепления ступицы звездочки на валу диаметром 120 мм подобрать тангенциальную шпонку из стали 50 и определить величину момента, который она сможет передать. Длина ступицы $L_{\text{ст}} = 250 \text{ мм}$.

Задача 3. Подобрать клиновую шпонку крепления шевронного зубчатого колеса к валу и проверить ее на смятие. Мощность на валу зубчатого колеса $P = 11\,500 \text{ Вт}$, частота вращения вала $n = 35 \text{ мин}^{-1}$, диаметр вала $d = 80 \text{ мм}$. Материал изготовления шпонки – сталь 50Г с пределом текучести $\sigma_{\text{T}} = 400 \text{ Н/мм}^2$. Вал и ступица колеса изготовлены из стали 40Х с пределом текучести $\sigma_{\text{T}} = 850 \text{ Н/мм}^2$. Длину ступицы принять из соотношения $L_{\text{ст}} = (1,4 \dots 1,6)d$.

6. ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

6.1. Общие сведения

Шлицевые соединения создаются выступами – зубьями на валу и впадинами – пазами в ступице (рис. 6.1). Рабочими поверхностями являются боковые грани зубьев. Все размеры шлицевых соединений стандартизированы и зависят от диаметра вала, передаваемого крутящего момента и условий эксплуатации.

Шлицевые соединения могут быть неподвижными и подвижными. Шлицевые соединения обеспечивают большую точность, центрирование осей вала и ступицы, что позволяет использовать их при больших скоростях. Центрирование осуществляется: по наружному диаметру D (рис. 6.1, *a*), по внутреннему диаметру d (рис. 6.1, *б*) или по боковым граням шлицов b (рис. 6.1, *в*).

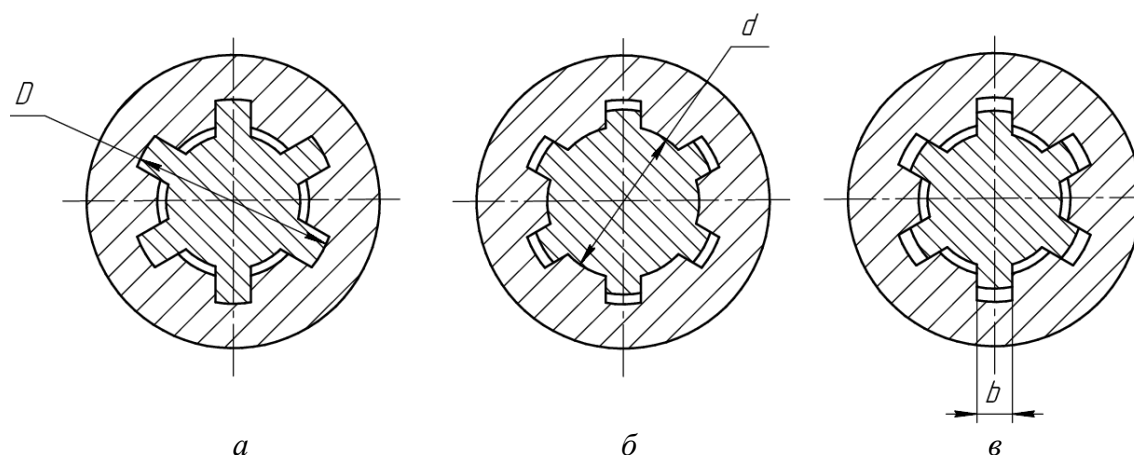


Рис. 6.1. Центрирование шлицевых соединений с прямобочным профилем: *a* – центрирование по наружному диаметру; *б* – центрирование по внутреннему диаметру; *в* – центрирование по боковым сторонам

При выборе способа центрирования руководствуются следующим. Центрирование по диаметрам (D или d) обеспечивает более высокую соосность ступицы и вала по сравнению с центрированием по боковым граням. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям.

По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямобочные (рис. 6.1), эвольвентные (рис. 6.2, *a* – с центрированием по боковым граням, *б* – с центрированием по наружному диаметру) и треугольные (рис. 6.3). Номинальные размеры шлицевых (зубчатых)

соединений стандартизированы: прямобочных – ГОСТ 1139; эвольвентных – ГОСТ 6033.

Соединения с треугольными зубьями не стандартизированы. Их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных ступицах и стесненных габаритах по диаметру. Основные геометрические параметры шлицевых соединений с прямобочным профилем приведены в табл. 6.1.

Для передачи большого крутящего момента в соединениях, предусматривающих осевое перемещение ступицы, применяют шариковые шлицевые соединения. Они мало распространены из-за сложной конструкции и большой стоимости изготовления.

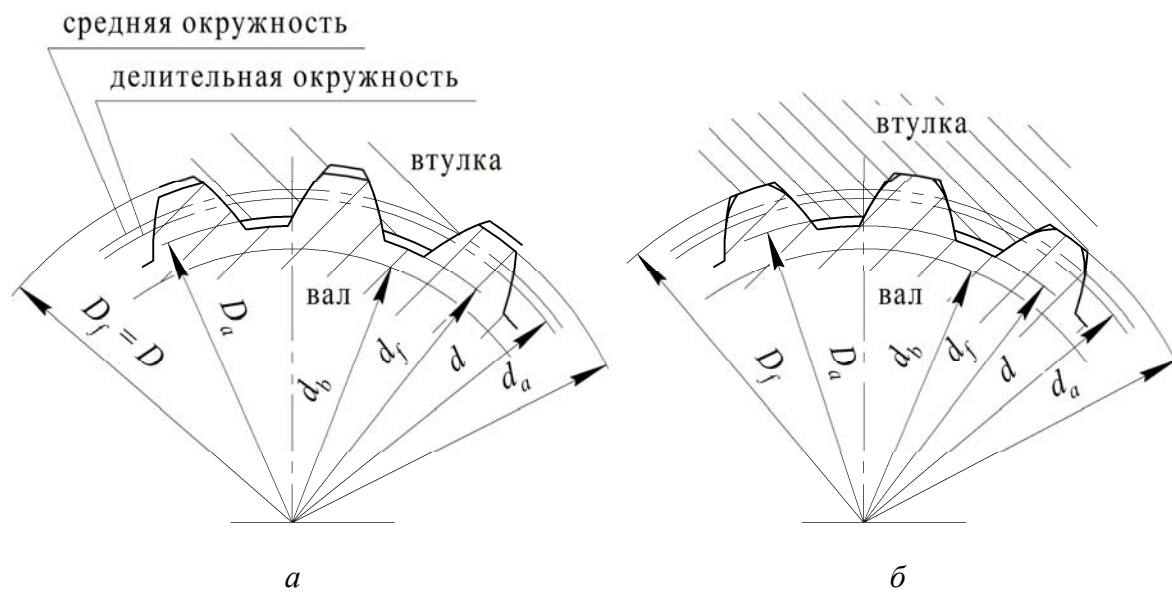


Рис. 6.2. Геометрия эвольвентного шлицевого соединения

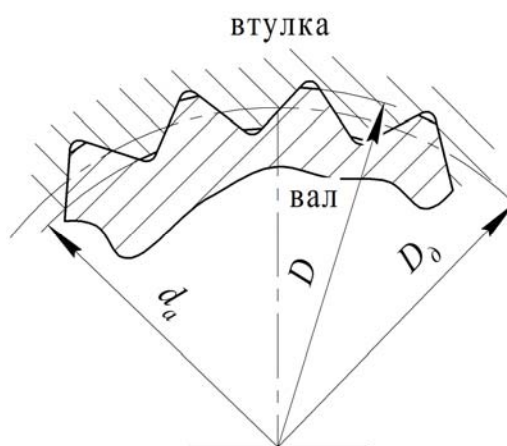


Рис. 6.3. Треугольное шлицевое соединение

Таблица 6.1

**Основные геометрические параметры элементов шлицевого соединения
с прямоугольным профилем (z – число зубьев)**

Легкая серия			Средняя серия			Тяжелая серия		
z (шт.) $\times d$ (мм) $\times D$ (мм)	b , мм	f , мм	z (шт.) $\times d$ (мм) $\times D$ (мм)	b , мм	f , мм	z (шт.) $\times d$ (мм) $\times D$ (мм)	b , мм	f , мм
6 \times 23 \times 26	6,0	0,3	6 \times 11 \times 14	3,0	0,3	10 \times 16 \times 20	2,5	0,2
6 \times 26 \times 30	6,0	0,3	6 \times 13 \times 16	3,5	0,3	10 \times 18 \times 23	3,0	0,2
6 \times 28 \times 32	7,0	0,3	6 \times 16 \times 20	4,0	0,3	10 \times 21 \times 26	3,0	0,2
8 \times 32 \times 36	6,0	0,4	6 \times 18 \times 22	5,0	0,3	10 \times 23 \times 29	4,0	0,2
8 \times 36 \times 40	7,0	0,4	6 \times 21 \times 25	5,0	0,3	10 \times 26 \times 32	4,0	0,2
8 \times 42 \times 46	8,0	0,4	6 \times 23 \times 28	6,0	0,3	10 \times 28 \times 35	4,0	0,2
8 \times 46 \times 50	9,0	0,4	6 \times 26 \times 32	6,0	0,4	10 \times 32 \times 40	5,0	0,2
8 \times 52 \times 58	10,0	0,5	6 \times 28 \times 34	7,0	0,4	10 \times 36 \times 45	5,0	0,2
8 \times 56 \times 62	10,0	0,5	8 \times 32 \times 38	6,0	0,4	10 \times 42 \times 52	6,0	0,2
8 \times 62 \times 68	12,0	0,5	8 \times 36 \times 42	7,0	0,4	10 \times 46 \times 56	7,0	0,3
10 \times 72 \times 78	12,0	0,5	8 \times 42 \times 48	8,0	0,4	16 \times 52 \times 60	5,0	0,3
10 \times 82 \times 88	12,0	0,5	8 \times 46 \times 54	9,0	0,5	16 \times 56 \times 65	5,0	0,3
10 \times 92 \times 98	14,0	0,5	8 \times 52 \times 60	10,0	0,5	16 \times 62 \times 72	6,0	0,3
10 \times 102 \times 108	16,0 18,0	0,5	8 \times 56 \times 65	10,0	0,5	16 \times 72 \times 82	7,0	0,3
10 \times 112 \times 120	– –	– –	8 \times 62 \times 72	12,0	0,5	20 \times 82 \times 92	6,0	0,3
–	–	–	10 \times 72 \times 82	12,0	0,5	20 \times 92 \times 102	7,0	0,3
–	–	–	10 \times 82 \times 92	12,0	0,5	20 \times 102 \times 115	8,0	0,3

6.2. Расчет шлицевых соединений

Так как размеры шлицов (зубьев) стандартизированы, производится проверочный расчет соединений.

Неподвижные соединения рассчитываются только на смятие боковых поверхностей зубьев, а подвижные дополнительно на изнашивание.

На практике используют упрощенный расчет по обобщенному критерию $\sigma_{см}$ и более точный в соответствии с ГОСТ 21425.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию. При упрощенных расчетах допускают, что нагрузка распределяется по длине зубьев шлицев равномерно (расчетная схема рис. 6.4). При этом должно выполняться условие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.1)$$

где T – номинальный вращающий момент; K_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_z = 0,7-0,8$; z – число зубьев; h – рабочая высота зубьев; d_{cp} – средний диаметр соединения; l – рабочая длина зубьев.

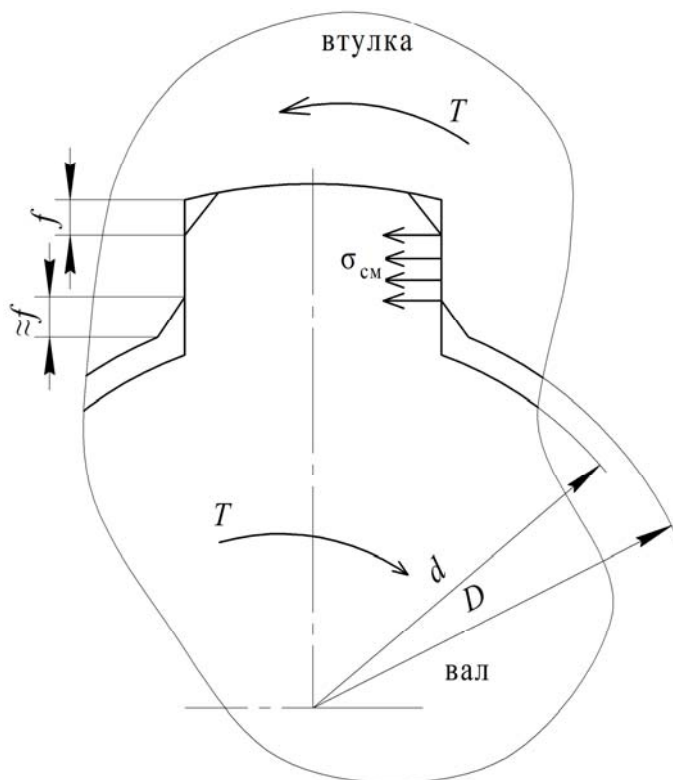


Рис. 6.4. Схема к расчету шлицевого соединения

Для прямобочных зубьев рабочая высота зубьев и средний диаметр соединения могут быть рассчитаны по зависимостям:

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad (6.2)$$

$$d_{cp} = 0,5(D + d). \quad (6.3)$$

Для эвольвентных зубьев можно принять значения соответствующих параметров:

$$h \approx m, \quad d_{cp} = zm. \quad (6.4)$$

Значения допускаемых напряжений смятия для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы, принимают в соответствии с табл. 6.2.

Расчет по ГОСТ 21425. В настоящее время этот расчет применяют только для прямобочных шлицевых соединений. Его не применяют для расчета соединений валов со шкивами, паразитными шестернями и

специальных соединений, компенсирующих перекося или несоосность валов. Этим стандартом предусмотрен расчет на смятие боковых поверхностей шлицев и на износ.

Таблица 6.2

Рекомендации по выбору значений допускаемых напряжений на смятие при расчете упрощенным методом

Тип соединения	Условия эксплуатации	[$\sigma_{см}$], МПа	
		$\leq 350\text{HB}$	$\geq \text{HRC}40$
Неподвижное	1	35–50	40–70
	2	60–100	100–140
	3	80–120	120–200
Подвижное без нагрузки	1	15–20	20–35
	2	20–30	30–60
	3	25–40	40–70
Подвижное под нагрузкой	1		3–10
	2	-	5–15
	3		10–20

Примечание. 1 – тяжелые условия эксплуатации (нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления); 2 – средние условия эксплуатации; 3 – хорошие условия эксплуатации.

Расчет на смятие. Этот расчет выполняется по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_{ср}l} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.5)$$

а величину допускаемых напряжений на смятие определяют по формуле:

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{sK_3 K_{пр} K_{п} K_{д}}, \quad (6.6)$$

где σ_T – предел текучести материала рабочих поверхностей зубьев детали меньшей твердости; s – коэффициент запаса прочности ($s = 1,25$ – для незакаленных поверхностей, $s = 1,4$ – для закаленных поверхностей); K_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, принимают по табл. 6.3 в зависимости от параметра $\psi = Fd_{ср} / 2T$ (для соединения зубчатого колеса и вала $\psi = d_{ср} / d_w \cos \alpha_w$); $K_{пр}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки, $K_{пр} = K_{кр} + K_e - 1$; $K_{кр}$ – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала (табл. 6.4); K_e – коэффициент концентрации нагрузки от несимметричного расположения зубчатого венца относи-

тельно ступицы – принимают по графику (рис. 6.5) в зависимости от параметров ψ и ε ($\varepsilon = e / l$ – для прямозубых зубчатых колес, $\varepsilon = e / l + (0,5 d_{cp} / l) \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w$ – для косозубых, e – расстояние между проекциями середины зубчатого венца и середины ступицы на ось вала), для соединений, нагруженных только моментом, $K_e = 1$; K_{Π} – коэффициент концентрации нагрузки от погрешности изготовления, $K_{\Pi} = 1,1-1,2$ – при высокой точности изготовления, $K_{\Pi} = 1,3-1,6$ – при низкой точности изготовления; K_d – коэффициент динамичности нагрузки (при систематичной знакопеременной нагрузке $K_d = 2$, при действии только пусковых перегрузок $K_d = 1,4-1,6$).

Таблица 6.3

Значения коэффициентов K_3 и K'_3

ψ	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
K_3	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
K'_3	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

Таблица 6.4

Значения коэффициента $K_{кр}$

Серия соединения	Диаметр D, мм	$K_{кр}$ при l / d				
		1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Легкая	до 26	1,3 / 1,1	1,7 / 1,2	2,2 / 1,4	2,5 / 1,5	3,2 / 1,7
	30–50	1,5 / 1,2	2,0 / 1,3	2,6 / 1,5	3,3 / 1,8	3,9 / 1,9
	58–120	1,8 / 1,3	2,6 / 1,4	3,4 / 1,7	4,2 / 2,0	5,1 / 2,2
Средняя	до 19	1,6 / 1,2	2,1 / 1,3	2,8 / 1,5	3,5 / 1,7	4,1 / 1,9
	20–30	1,7 / 1,2	2,3 / 1,4	3,0 / 1,6	3,8 / 1,9	4,5 / 2,1
	32–50	1,9 / 1,3	2,8 / 1,5	3,7 / 1,8	4,6 / 2,1	5,5 / 2,3
	54–112	2,4 / 1,4	3,5 / 1,7	4,8 / 2,1	5,8 / 2,4	7,0 / 2,8
	св. 112	2,8 / 1,5	4,1 / 1,9	5,5 / 2,5	6,8 / 2,7	8,2 / 3,1
Тяжелая	до 23	2,0 / 1,3	3,0 / 1,6	4,0 / 1,9	5,0 / 2,2	6,0 / 2,5
	23–32	2,4 / 1,4	3,5 / 1,8	4,7 / 2,1	5,7 / 2,4	7,0 / 2,8
	35–65	2,7 / 1,5	4,1 / 1,9	5,3 / 2,2	6,8 / 2,7	8,0 / 3,1
	72–102	2,9 / 1,6	3,4 / 2,0	5,5 / 2,4	7,0 / 2,8	8,5 / 3,3
	св. 102	3,1 / 1,7	4,7 / 2,1	6,2 / 2,5	7,8 / 3,0	9,3 / 3,6

Примечание. Значения в числителе используют в расчетах на смятие соединений с не прирабатывающимися поверхностями с твердостью HRC > 40. В знаменателе – для расчета на смятие и износ соединений с прирабатывающимися поверхностями с твердостью HRC < 35 хотя бы у одной из деталей.

Расчет на износ. Соединения, нагруженные только крутящим моментом (например, муфты с валами), на износ не рассчитываются.

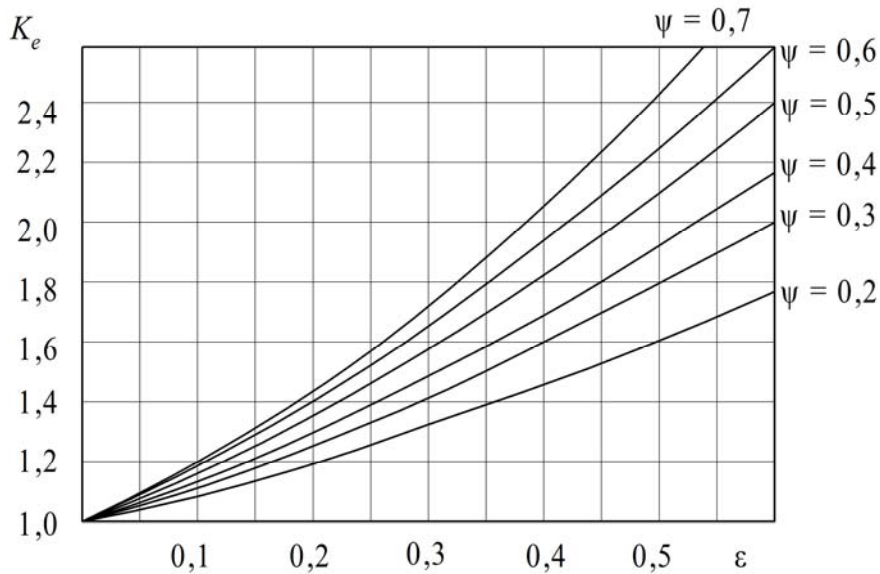


Рис. 6.5. График к выбору коэффициента K_e

Расчет на износ при ограниченном сроке службы выполняют по условию:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{zhd_{\text{cp}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}}, \quad (6.7)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}}$ – допускаемое напряжение по износу, значение определяют по зависимости:

$$[\sigma_{\text{см}}]_{\text{изн}} = \frac{[\sigma_{\text{см}}]_{\text{усл}}}{sK'_3 K_{\text{пр}} K_{\text{н}} K_{\text{ц}} K_{\text{с}} K_{\text{ос}}}, \quad (6.8)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{усл}}$ – допускаемое условное давление при числе циклов $N = 10^8$ циклов (табл. 6.5); K'_3 – коэффициент неравномерности нагрузки и различного скольжения на зубьях при расчете на износ (табл. 6.3); $K_{\text{пр}}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки (см. расчет на смятие); $K_{\text{н}}$ – коэффициент нагрузки (табл. 6.6); $K_{\text{ц}}$ – коэффициент числа циклов микросдвигов в соединении за весь срок службы:

$$K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{N}{10^8}}, \quad (6.9)$$

где $N = 60nt$; n – частота вращения вала, мин^{-1} ; t – срок службы; $K_{\text{с}}$ – коэффициент условий смазки подвижных соединений ($K_{\text{с}} = 0,7$ – смазка без загрязнений, $K_{\text{с}} = 1,4$ – смазка с загрязнениями); $K_{\text{ос}}$ – ко-

коэффициент осевой подвижности в соединении ($K_{oc} = 1$ – неподвижное, $K_{oc} = 1,25$ – подвижное соединение без нагрузки, $K_{oc} = 3$ – подвижное соединение под нагрузкой).

Таблица 6.5

Значения $[\sigma_{cm}]_{усл}$ в зависимости от твердости поверхностей зубьев

Термическая обработка и средняя твердость поверхностей зубьев					
Без обработки (218НВ)	Улучшение (270НВ)	Закалка			Цементация или азотирование (60HRC)
		40HRC	45HRC	52HRC	
95	110	135	170	185	205

Таблица 6.6

Значения коэффициента K_H

Типовые режимы нагрузки	Обозначение режима	K_H
Постоянная номинальная нагрузка	0	1,0
Работа большую часть времени с номинальной нагрузкой	I	0,77
Одинаковое время работы со всеми величинами нагрузок	II	0,63
Работа большую часть времени со средними нагрузками	III	0,57
Работа большую часть времени с малыми нагрузками	IV	0,43

Расчет на безизносную работу при неограниченном сроке службы выполняют по условию:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{zhd_{cp}l} \leq [\sigma_{cm}]_{без}, \quad (6.10)$$

где $[\sigma_{cm}]_{без}$ – допускаемое напряжение на рабочих поверхностях зубьев по условию безизносной работы соединения ($[\sigma_{cm}]_{без} = 0,028HB$ – без термообработки поверхности зубьев, $[\sigma_{cm}]_{без} = 0,032HB$ – с улучшением поверхности зубьев при $HB \leq 350$, $[\sigma_{cm}]_{без} = 0,3HRC$ – с закалкой поверхности зубьев, $[\sigma_{cm}]_{без} = 0,4HRC$ – с цементацией поверхности зубьев).

Пример расчета шлицевого соединения

Рассчитать по обобщенному критерию (упрощенным методом) подвижное (без нагрузки) шлицевое соединение с прямобочным профилем прямозубой шестерни коробки передач с валом. Передаваемый вращательный момент $T = 320$ Н·м; диаметр вала в месте посадки шестерни принять не более 40 мм. Материал шестерни и вала – сталь 40Х (термообработка – улучшение, 260НВ). Условия эксплуатации – хорошие.

Порядок расчета

а) По табл. 6.1 с учетом условия по ограничению диаметра вала принимаем следующие размеры шлицевого соединения: число зубьев $z = 8$ шт., внутренний диаметр $d = 36$ мм, наружный диаметр $D = 40$ мм, ширина зуба $b = 7$ мм, размер фаски $f = 0,4$ мм.

б) По зависимостям (6.2) и (6.3) определяем рабочую высоту зуба и средний диаметр

$$h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5(40 - 36) - 2 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ мм},$$

$$d_{\text{cp}} = 0,5(D + d) = 0,5(40 + 36) = 38 \text{ мм}.$$

в) Из формулы 6.1 выражаем рабочую длину соединения с учетом $[\sigma_{\text{см}}] = 32,5$ МПа (табл. 6.2, приняли среднее значение из диапазона) и $K_3 = 0,75$:

$$l = \frac{2T}{K_3 z h d_{\text{cp}} [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{2 \cdot 320 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 38 \cdot 32,5} = 71,97 \text{ мм}.$$

г) Принимаем рабочую длину соединения $l = 82$ мм.

Ответ: для данных условий подходит шлицевое соединение с прямобочным профилем легкой серии со следующими параметрами: число зубьев $z = 8$ шт., внутренний диаметр $d = 36$ мм, наружный диаметр $D = 40$ мм, ширина зуба $b = 7$ мм, рабочая длина соединения $l = 82$ мм.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Для выходного вала редуктора подобрать шлицевое соединение с прямобочным профилем и определить длину ступицы насаживаемой на этот участок вала звездочки открытой цепной передачи, если наименьший диаметр вала ограничен 50 мм, а передаваемый вращательный момент $T = 648$ Н·м.

Материал вала сталь 40Х (улучшение 270НВ), материал звездочки цепной передачи сталь 40 (улучшение 200НВ). Условия эксплуатации – тяжелые.

Задача 2. Блок шестерен (колеса цилиндрические прямозубые, $d_{w1} = 100$ мм, $d_{w2} = 80$ мм) установлен на шлицевом валу коробки передач со следующими параметрами: число зубьев $z = 8$ шт., внутренний диаметр $d = 46$ мм, наружный диаметр $D = 54$ мм, ширина зуба $b = 9$ мм. Длина ступицы блока шестерен $l = 50$ мм, ширина зубчатых

венцов $b_1 = b_2 = 16$ мм. Материал рабочих поверхностей сталь 35ХМ (улучшение, 280НВ), условия работы хорошие. Передаваемый вращающий момент $T = 165$ Н · м. Выполнить проверочный расчет соединения по упрощенной методике.

Задача 3. Для соединения, приведенного в задаче 2, выполнить проверочный расчет по ГОСТ 21425, если срок службы составляет не менее 15 000 ч, частота вращения вала 725 мин⁻¹, условия смазки хорошие, передаваемый крутящий момент $T = 195$ Н · м, соединение работает большую часть времени с номинальной нагрузкой.

7. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

Для неподвижных соединений деталей без дополнительного крепления нашли применение посадки с натягом. Неподвижность соединяемых деталей в этом случае достигается за счет сил трения на поверхностях соединяемых деталей, вызванных упругими деформациями материала этих деталей.

К достоинствам такого метода соединения деталей можно отнести:

- упрощение конструкции соединяемых деталей;
- высокая степень центрирования соединяемых деталей.

Поэтому посадки с натягом нашли широкое применение во всех отраслях машиностроения.

При использовании посадок с натягом необходимо проводить их расчет и опытную проверку. В зависимости от конструктивных особенностей и эксплуатационных требований сборки соединения деталей по посадке с натягом выполняют следующими способами: механическим – запрессовкой вала во втулку (применяется преимущественно при относительно небольших натягах, до $0,001d$); термическим – разогревом втулки и охлаждением вала в средах с низкой температурой. В некоторых случаях используют комбинированный способ со сниженной температурой разогрева втулки и дополнительной подпрессовкой.

Расчет и выбор посадки с натягом. При выборе посадки с натягом должны выполняться два условия:

- при минимальном натяге должна быть обеспечена неподвижность соединяемых деталей при действии внешней нагрузки;
- при максимальном натяге должна быть обеспечена прочность соединяемых деталей, т. е. должны отсутствовать пластические деформации на сопрягаемых поверхностях.

В основу расчета положены выводы задачи Ляме.

Величину минимального удельного давления, возникающего на контактируемых поверхностях соединяемых деталей (расчетная схема представлена на рис. 7.1), необходимого для передачи заданной нагрузки, можно определить из условия неподвижности деталей в соединении ($F_{тр} > F_{вн}$, где $F_{тр}$ – сила трения, $F_{вн}$ – внешняя нагрузка) по одной из зависимостей:

- при действии осевой силы

$$p_{\min} = \frac{F_a}{\pi d_n l f}; \quad (7.1)$$

– при действии вращающего момента

$$P_{\min} = \frac{2T}{\pi d_{\text{н}}^2 l f}; \quad (7.2)$$

– при совместном действии осевой силы и вращающего момента

$$P_{\min} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d_{\text{н}}}\right)^2}}{\pi d_{\text{н}} l f}, \quad (7.3)$$

где F_a – осевая сила, Н; $d_{\text{н}}$ – номинальный диаметр сопряжения, м; l – длина сопряжения, м; f – коэффициент трения (табл. 7.1); T – вращающий момент, Н · м.

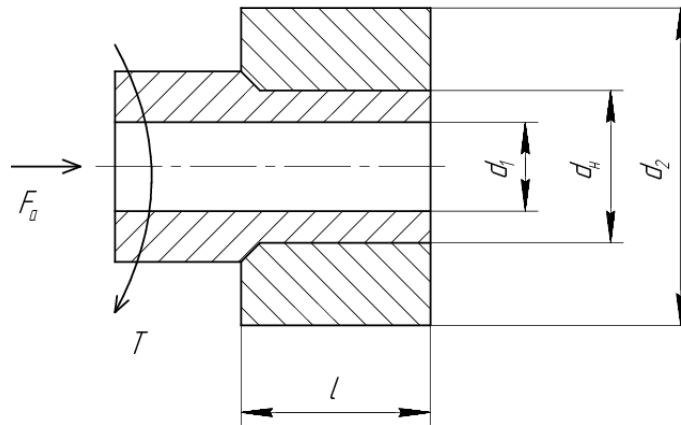


Рис. 7.1. Схема к расчету посадки с натягом

Таблица 7.1

**Коэффициенты трения для некоторых пар трения
при установившемся процессе распрессовки**

Материалы пары трения	Коэффициент трения
Сталь – сталь	0,06–0,13
Сталь – чугун	0,07–0,12
Сталь – магниево-алюминиевые сплавы	0,03–0,05
Сталь – латунь	0,05–0,01
Сталь – пластмассы	0,15–0,25

Величина минимального необходимого натяга, обеспечивающего неподвижность соединения, определяется по формуле, полученной из известного соотношения для нахождения напряжений и упругих перемещений в толстостенных полых цилиндрах:

$$N_{\min p} = P_{\min} d_H \left[\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right], \quad (7.4)$$

где E_D и E_d – модули упругости материалов втулки и вала, табл. 7.2.

Таблица 7.2

Механические характеристики для некоторых материалов

Материал	Предел прочности σ_6 , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Относительное удлинение δ , %	Модуль упругости E , Па	Коэффициент Пуассона μ
Стали:				$(1,96-2,0)10^{11}$	0,3
35	540	320	20		
40	580	340	19		
45	610	360	16		
50	640	380	18		
Чугуны:				$(0,74-1,05)10^{11}$	0,25
СЧ15	147	–	–		
СЧ20	196	–	–		
СЧ25	245	–	–		
Бронзы:				$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
БрАЖ9-4	350	195	40		
БрАЖН10-4-4	520	–	45		
БрАМц9-2	450	195	35		
БрОФ7-0,2	410	140	–		
Латунь ЛМц58-2	412	170	41	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,35
Пластмассы				$(0,005-0,35) \cdot 10^{11}$	0,38

C_D и C_d – коэффициенты Лямэ для втулки и вала, которые определяются по зависимостям:

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2} + \mu_D, \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_H}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_H}\right)^2} - \mu_d, \quad (7.5)$$

где μ_D и μ_d – коэффициенты Пуассона для втулки и вала соответственно (табл. 7.2).

Определяется наименьший допустимый натяг с учетом уменьшения действительного натяга за счет смятия неровностей при запрессовке:

$$[N_{\min}] = N_{\min p} + 1,2(R_{zD} + R_{zd}), \quad (7.6)$$

где R_{zD} , R_{zd} – высота неровностей профиля на соединяемых поверхностях втулки и вала соответственно, мкм.

При необходимости учитываются поправки на температурные деформации, действие центробежных сил (для быстровращающихся деталей большого диаметра), увеличение контактного давления у торцов охватываемых деталей, действие вибраций и ударов.

Максимально допустимое удельное давление $[p_{\max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей, определяются по следующим выражениям:

– для вала

$$[p_{\max d}] = 0,58\sigma_{Td} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2 \right], \quad (7.7)$$

– для втулки

$$[p_{\max D}] = 0,58\sigma_{TD} \left[1 - \left(\frac{d_H}{d_2} \right)^2 \right], \quad (7.8)$$

где σ_{Td} и σ_{TD} – пределы текучести при растяжении материала вала и втулки соответственно (для хрупких материалов – σ_B , предел прочности), МПа (табл. 7.2).

В качестве $[p_{\max}]$ принимают наименьшее из двух значений и находят величину наибольшего расчетного натяга:

$$N_{\max \text{ расч.}} = [P_{\max}] d_H \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right). \quad (7.9)$$

Наибольший допустимый натяг с учетом среза и смятия неровностей:

$$[N_{\max}] = N_{\max \text{ расч.}} + 1,2(R_{zD} + R_{zd}). \quad (7.10)$$

Выбираем стандартную посадку (табл. в Прил.), удовлетворяющую условиям:

$$N_{\max} \leq [N_{\max}], \quad N_{\min} > [N_{\min}]. \quad (7.11)$$

Для выбранной посадки находят запасы прочности при сборке и эксплуатации соответственно по выражениям:

$$N_{3.E} = [N_{\max}] - N_{\max T}, \quad N_{3.e} = N_{\min T} - [N_{\min}]; \quad (7.12)$$

при этом должно выполняться следующее условие:

$$N_{3.E} > N_{3.e}. \quad (7.13)$$

Необходимое усилие для запрессовки деталей без применения термических методов сборки определяют по формуле:

$$R_{\text{запр.}} = f_{\Pi} p_{\max} \pi d_{\text{н}} l, \quad (7.14)$$

где f_{Π} – коэффициент трения при запрессовке ($f_{\Pi} = (1,15-1,2)f$); p_{\max} – удельное давление при максимальном натяге выбранной посадки, определяемое по зависимости:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max T} - 1,2(R_{zD} + R_{zd})}{[N_{\min}]} p_{\min}. \quad (7.15)$$

Пример расчета

Рассчитать и выбрать стандартную посадку с натягом втулки на валу, если номинальный размер сопряжения $d_{\text{н}} = 60$ мм, вал сплошной, наружный диаметр втулки $d_2 = 90$ мм, длина сопряжения $l = 80$ мм, вращающий момент, приложенный к деталям соединения, $T = 30$ Н · м, осевая сила $F_a = 2500$ Н, высота неровностей профиля поверхности вала $R_{zd} = 4$ мкм, высота неровностей профиля поверхности втулки $R_{zD} = 8$ мкм, материал вала – сталь 45, материал втулки – сталь 45.

Порядок расчета.

Определяем величину минимального удельного давления по формуле (7.2) при коэффициенте трения сталь по стали $f = 0,1$ (табл. 7.1):

$$p_{\min} = \frac{\sqrt[2]{2500^2 + \left(\frac{2 \cdot 30}{0,06}\right)^2}}{3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,08 \cdot 0,1} = 1,77 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Определяем коэффициенты Лямэ для ступицы и вала (7.5):

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{60}{90}\right)^2}{1 - \left(\frac{60}{90}\right)^2} + 0,3 = 2,87,$$

$$C_d = 1 - 0,3 = 0,7,$$

где $\mu_D = \mu_d = 0,3$ – коэффициенты Пуассона для материала втулки и вала (табл. 7.2).

Минимальный необходимый натяг, обеспечивающий неподвижность, находим по зависимости (7.4):

$$N_{\min p} = 1,77 \cdot 10^6 \cdot 0,06 \left[\frac{2,87}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right] = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 1,9 \text{ мкм},$$

где $E_D = E_d = 2 \cdot 10^{11}$ МПа – модули упругости материалов втулки и вала (табл. 7.2).

Определяем наименьший допустимый натяг с учетом смятия неровностей при запрессовке по формуле (7.10):

$$[N_{\min}] = 1,9 + 1,2(8 + 4) = 16,3 \text{ мкм}.$$

Находим максимально допустимое удельное давление $[p_{\max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей, по выражениям (7.7) и (7.8):

$$[p_{\max d}] = 0,58 \cdot 360 = 203 \text{ МПа},$$

$$[p_{\max D}] = 0,58 \cdot 360 \left[1 - \left(\frac{60}{90} \right)^2 \right] = 100 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{Td} = \sigma_{TD} = 360$ МПа – предел текучести материала вала и втулки (табл. 7.2).

Принимаем $[p_{\max}] = 100$ МПа как величину, меньшую из двух полученных.

Определяем величину наибольшего расчетного натяга (7.9):

$$N_{\max p} = 100 \cdot 10^6 \cdot 0,06 \left(\frac{2,87}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 107,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Вычисляем наибольший допустимый натяг с учетом среза и смятия неровностей по зависимости (7.10):

$$[N_{\max}] = 107,1 + 1,2(8 + 4) = 121,5 \text{ мкм}.$$

По таблице приложения выбираем стандартную посадку так, чтобы выполнялось условие (7.11). Таким условиям соответствуют посадки $60 \frac{H7}{s6}$ и $60 \frac{H7}{t6}$. Принимаем посадку $60 \frac{H7}{s6}$, т. к. она является

предпочтительной. Предельные натяги выбранной посадки: $N_{\min} = 23$ мкм, $N_{\max} = 72$ мкм.

Запасы прочности при сборке и эксплуатации найдем по выражениям (7.12):

$$N_{3,E} = 121,5 - 72 = 49,5 \text{ мкм}, \quad N_{3,e} = 23 - 16,3 = 6,7 \text{ мкм}.$$

Сравнивая полученные величины, видим, что условие (7.13) выполняется. Удельное давление при максимальном натяге выбранной посадки определяем по формуле (7.15):

$$p_{\max} = \frac{72 - 1,2(8 + 4)}{16,3} \cdot 1,77 \cdot 10^6 = 6,25 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Необходимое усилие для запрессовки деталей находим по зависимости (7.14):

$$R_{\text{запр.}} = 0,12 \cdot 6,25 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,08 = 11 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

где $f_{\text{п}} = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12$.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать и выбрать стандартную посадку с натягом втулки на валу по следующим данным (табл. 7.3): $d_{\text{н.с.}}$ – номинальный размер сопряжения, мм; d_1 – внутренний диаметр вала, мм; d_2 – наружный диаметр втулки, мм; l – длина сопряжения, мм; T – вращающий момент, Н·м; F_a – осевая сила, Н; R_{zd} и R_{zD} – высота неровностей профиля поверхности вала и втулки соответственно, мкм.

Таблица 7.3

Исходные данные к задаче 1

Вариант	$d_{\text{н.с.}}$	d_1	d_2	l	T	F_a	Материал		R_{zd}	R_{zD}
							вала	втулки		
1	80	0	150	120	1200	–	Сталь 30	Сталь 30	10	10
2	220	55	240	110	–	20	Сталь 35	БрАЖ 9-4	6,3	6,3
3	40	20	120	60	–	16	СЧ 25	Сталь 35	6,3	10
4	50	20	80	75	350	–	СЧ15	Сталь 45	3,2	6,3
5	80	0	150	140	1800	–	Сталь 35	Сталь 50	6,3	10
6	40	0	80	60	185	–	Сталь 35	ЛМц 58-2	3,2	6,3
7	50	0	80	75	250	–	Сталь 35	Сталь 35	3,2	6,3
8	80	40	160	160	275	–	Сталь 45	БрАМц 9-2	6,3	6,3
9	40	0	60	60	250	–	Сталь 45	СЧ-20	6,3	10
10	100	60	240	50	80	60	Сталь 50	БрОФ 7-0,2	10	10

Задача 2. Для соединения по посадке с натягом втулки и вала проверить выполнение условия прочности соединяемых деталей по следующим данным (табл. 7.4): $d_{н.с.}$ – номинальный размер сопряжения, мм; d_1 – внутренний диаметр вала, мм; d_2 – наружный диаметр втулки, мм; l – длина сопряжения, мм; R_{zd} и R_{zD} – высота неровностей профиля поверхности вала и втулки соответственно, мкм.

Таблица 7.4

Исходные данные к задаче 1

Вариант	Посадка	d_1	d_2	l	Материал		R_{zd}	R_{zD}
					вала	втулки		
1	$20 \frac{H7}{p6}$	0	30	25	Сталь 30	Сталь 30	10	10
2	$40 \frac{H7}{s7}$	20	50	25	Сталь 35	БрАЖ9-4	6,3	6,3
3	$70 \frac{H7}{s6}$	0	100	60	СЧ 25	Сталь 35	6,3	10
4	$63 \frac{H8}{u8}$	20	80	75	СЧ15	Сталь 45	3,2	6,3
5	$22 \frac{H7}{r6}$	0	35	35	Сталь 35	Сталь 50	6,3	10
6	$48 \frac{H7}{s6}$	10	60	60	Сталь 35	ЛМц58-2	3,2	6,3
7	$50 \frac{H7}{u7}$	0	80	80	Сталь 35	Сталь 35	3,2	6,3
8	$100 \frac{H7}{t6}$	40	130	120	Сталь 45	БрАМц9-2	6,3	6,3
9	$30 \frac{R7}{h6}$	0	40	30	Сталь 45	СЧ-20	6,3	10
10	$80 \frac{H7}{t6}$	60	110	80	Сталь 50	БрОФ7-0,2	10	10

ПРИЛОЖЕНИЕ

Предельные натяги в посадках с натягом

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	$\frac{H5}{n4}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$
	Посадки в системе вала							
	$\frac{N5}{h4}$	$\frac{P6}{h5}$	—	—	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	—
Предельные натяги N_{max} и N_{min} , мкм								
От 1 до 3	7* 0	10* 0	14 4	18 8	12* -4	16* 0	20* 4	24 4
Свыше 3 до 6	12 3	17 4	20 7	24 11	20 0	23 3	27 7	31 7
» 6 » 10	14 4	21 6	25 10	29 14	24 0	28 4	32 8	38 8
» 10 » 18	17 4	26 7	31 12	36 17	29 0	34 5	39 10	46 10
» 18 » 30	21 6	31 9	37 15	44 22	35 1	41 7	48 14	56 14
» 30 » 50	24 6	37 10	45 18	54 27	42 1	50 9	59 18	68 18
» 50 » 65	28 7	45 13	54 22	66 34	51 2	60 11	72 23	83 23
» 65 » 80	28 7	45 13	56 24	72 40	51 2	62 13	78 29	89 29
» 80 » 100	33 8	52 15	66 29	86 49	59 2	73 16	93 36	106 36
» 100 » 120	33 8	52 15	69 32	94 57	59 2	76 19	101 44	114 44
» 120 » 140	39 9	61 18	81 38	110 67	68 3	88 23	117 52	132 52
» 140 » 160	39 9	61 18	83 40	118 75	68 3	90 25	125 60	140 60
» 160 » 180	39 9	61 18	86 43	126 83	68 3	93 28	133 68	148 68
от 1 до 3	—	28 8	24 0	32 8	32 4	34 6	40 12	от 1 до 3
Свыше 3 до 6	—	35 11	31 1	41 11	41 5	46 10	53 17	свыше 3 до 6
» 6 » 10	—	43 13	38 1	50 13	50 6	56 12	64 20	» 6 » 10
» 10 » 14	—	51 15	46 1	60 15	60 6	67 13	77 23	» 10 » 14

Окончание табл.

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия						
	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{s7}$	—	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
	Посадки в системе вала						
	$\frac{T7}{h6}$	—	—	$\frac{U8}{h7}$	—	—	—
Предельные натяги N_{\max} и N_{\min} , мкм							
» 14 » 18	—	51 15	46 1	60 15	60 6	72 18	87 33
» 18 » 24	—	62 20	56 2	74 20	74 8	87 21	106 40
» 24 » 30	54 20	69 27	56 2	81 27	81 15	97 31	121 55
» 30 » 40	64 23	85 35	68 4	99 35	99 21	119 41	151 73
» 40 » 50	70 29	95 45	68 4	109 45	109 31	136 58	175 97
» 50 » 65	85 36	117 57	83 7	133 57	133 41	168 76	218 126
» 65 » 80	94 45	132 72	89 13	148 72	148 56	192 100	256 164
» 80 » 100	113 56	159 89	106 17	178 89	178 70	232 124	312 204
» 100 » 120	126 69	179 109	114 25	198 109	198 90	264 156	364 256
» 120 » 140	147 82	210 130	132 29	233 130	233 107	311 185	428 302
» 140 » 160	159 94	230 150	140 37	253 150	253 127	242 217	478 352
» 160 » 180	171 106	250 170	148 45	273 170	273 147	373 247	528 402

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин: учебное пособие для студентов / П. Г. Гузенков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
3. Проектирование механических передач: учебное пособие для машиностроительных вузов / С. А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
4. Решетов, Д. Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. Сурус, А. И. Нормирование точности и технические измерения / А. И. Сурус, А. В. Блохин. – Минск, 2014. – 198 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ЗАКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ.....	4
1.1. Общие сведения	4
1.2. Выбор материала и допускаемых напряжений.....	7
1.3. Проектировочный расчет закрытой червячной передачи цилиндрическим червяком.....	9
1.4. Проверочный расчет на контактную выносливость	13
1.5. Определение допускаемых напряжений изгиба	13
1.6. Проверочный расчет на выносливость при изгибе	14
1.7. Определение параметров червяка и червячного колеса	14
1.8. Силы в зацеплении	17
1.9. Расчет вала червяка на жесткость (выполняется после разработки эскизной компоновки редуктора)	18
1.10. Тепловой расчет червячной передачи.....	18
2. РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВТУЛОЧНОЙ ИЛИ РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ.....	25
2.1. Общие сведения	25
2.2. Основные исходные характеристики для расчета.....	28
2.3. Проектный расчет цепной передачи втулочной и роликовой цепью	29
2.4. Проверочные расчеты цепной передачи с втулочной и роликовой цепями	38
2.5. Конструирование звездочек для роликовых и втулочных цепей	41
3. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	47
3.1. Общие сведения	47
3.2. Расчет передач клиновыми ремнями	63
3.3. Расчет передач поликлиновыми ремнями	77
3.4. Передача зубчатыми ремнями	88
4. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	110
4.1. Общие сведения	110
4.2. Классификация сварных соединений	113
4.3. Расчет сварных швов	115
4.4. Определение допускаемых напряжений сварных швов	123

5. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	137
5.1. Общие сведения.....	137
5.2. Материал шпонок и допускаемые напряжения соединений.....	142
5.3. Расчет шпоночных соединений.....	143
6. ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ.....	150
6.1. Общие сведения.....	150
6.2. Расчет шлицевых соединений.....	152
7. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ.....	160
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	168
ЛИТЕРАТУРА.....	170

Учебное издание

Блохин Алексей Владимирович

Лось Александр Михайлович

Осоко Сергей Анатольевич

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Редактор *В. Андреева*

Компьютерная верстка *К. Лактысева*

Корректор *В. Андреева*

Издатель:

УО «Белорусский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/227 от 20.03.2014.

ЛП № 023330/12 от 30.12.2013.

Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.