



МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Российский государственный аграрный университет –
МСХА имени К.А. Тимирязева»

Институт механики и энергетики имени В.П. Горячкина

**М.Н. Ерохин, С.П. Казанцев, И.Ю. Игнаткин,
О.М. Мельников, Д.М. Скороходов**

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Под редакцией академика РАН, заслуженного деятеля науки
Российской Федерации, доктора технических наук,
профессора М.Н. Ерохина

*Рекомендовано Федеральным УМО по сельскому, лесному и рыбному хозяйству
в качестве учебного пособия для использования в учебном процессе
при подготовке бакалавров по направлению «Агроинженерия»*

Москва – 2024

УДК 621.852(075.8)

ББК 34.445я73

П 791

Рецензенты:

Дорохов А.С. – академик РАН, д-р техн. наук, проф., зам. директора
(Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ);

Пастухов А.Г. – д-р техн. наук, проф., профессор кафедры
технической механики и конструирования машин
(Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина).

Авторский коллектив

кафедры сопротивления материалов и деталей машин:

Ерохин М.Н. – академик РАН, д-р техн. наук, профессор;

Казанцев С.П. – д-р техн. наук, профессор;

Игнаткин И.Ю. – д-р техн. наук, доцент;

Мельников О.М. – канд. техн. наук, доцент;

Скорородов Д.М. – канд. техн. наук, доцент.

П 791 Проектирование ременных передач: учебное пособие / Под ред. акад.
РАН, засл. деят. науки РФ, д-ра техн. наук, М.Н. Ерохина. – М.:
МЭСХ, 2024. – 126 с.
ISBN 978-5-6052634-8-7

Рассмотрены типы ременных передач, применяемые в приводах машин и оборудования АПК. Изложены методы их расчета. Даны примеры проектирования различных типов ременных передач. Приведены необходимые справочные материалы.

Учебное пособие предназначено для формирования общепрофессиональных компетенций по созданию средств механизации для АПК в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом при подготовке бакалавров по направлению «Агроинженерия».

УДК 621.852(075.8)

ББК 34.445я73

ISBN 978-5-6052634-8-7

© Коллектив авторов, 2024

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	5
1.1. Общие сведения о плоскоременных передачах	5
1.2. Последовательность расчета плоскоременных передач	11
1.3. Примеры расчета плоскоременных передач	20
ГЛАВА 2. КЛИНОВЫЕ И ПОЛИКЛИНОВЫЕ РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	25
2.1. Общие сведения о клиновых и поликлиновых ременных передачах	25
2.2. Последовательность расчета клиноременных и поликлиновых передач	46
2.3. Примеры расчета клиновых и поликлиновых ременных передач	65
ГЛАВА 3. ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	79
3.1. Общие сведения о зубчато-ременных передачах.....	79
3.2. Последовательность расчета зубчато-ременных передач.....	87
3.3. Пример расчета зубчато-ременной передачи	94
ГЛАВА 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	97
4.1. Общие сведения.....	97
4.2. Шкивы плоскоременных передач.....	98
4.3. Проектирование шкивов для клиноременных и поликлиновых передач.....	103
4.4. Шкивы зубчато-ременных передач	108
ГЛАВА 5. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	111
ГЛАВА 6. НАТЯЖЕНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	114
6.1. Способы натяжения ремней	114
6.2. Способ контроля предварительного натяжения ремней	119
6.2.1. Плоскоременные передачи	120
6.2.2. Клиноременные передачи	121
6.2.3. Зубчато-ременные передачи	122
Литература	124

ВВЕДЕНИЕ

Для передачи энергии в машинах и оборудовании всех отраслей машиностроения используются механические передачи. В приводах сельскохозяйственной техники особенно широко используются ременные передачи. Они встречаются практически во всех сельскохозяйственных машинах. Только в зерноуборочных комбайнах для привода исполнительных механизмов их насчитывается более 10.

Ременные передачи (рис. 1) относятся к передачам с гибкой связью.

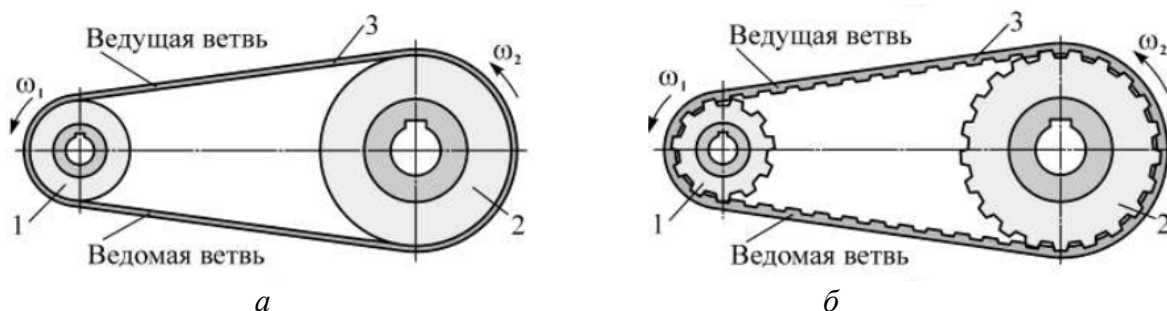


Рис. 1. Схемы ременных передач:
а – плоскоремennая передача; *б* – зубчато-ременная передача;
1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень

По принципу действия различают передачи трением (рис. 1, *а*) и передачи зацеплением – зубчато-ременная (рис. 1, *б*).

В свою очередь передачи трением бывают плоскоремennые (рис. 2, *а*), клиноремennые (рис. 2, *б*), поликлиновые (рис. 2, *в*) и круглоремennые (рис. 2, *г*). У этих передач нагрузка передается за счет сил сцепления (трения), возникающих между ремнем и шкивом. Необходимое сцепление создают натяжением ремня с помощью различных натяжных устройств.

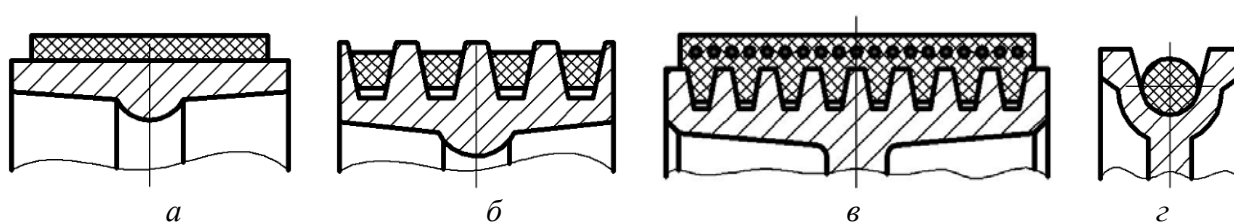


Рис. 2. Сечение ремней:
а – плоского; *б* – клинового; *в* – поликлинового; *г* – круглого

Ременные передачи постоянно совершенствуются. В их производство внедряются новые композиционные материалы, модернизируются новые технологии.

Учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов при изучении ременных передач в курсе «Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины», выполнении курсовых проектов и конструкторских разработок выпускных квалификационных работ.

ГЛАВА 1. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Общие сведения о плоскоременных передачах

Плоские ремни обладают высокой демпфирующей и амортизирующей способностью, могут передавать движение на значительные расстояния, не требовательны к точности изготовления и монтажа. Они незаменимы, когда наряду с высокой скоростью и передаваемой мощностью, требуется обеспечение плавности вращения ведомого вала. В машиностроении используются резинотканевые, кордтканевые, кордшнуровые, и синтетические плоские ремни.

Резинотканевые ремни (рис. 1.1) (ГОСТ 23831-79) состоят из нескольких слоев ткани БКНЛ с основой и утком из комбинированных нитей (полиэфирного и хлопчатобумажного волокна), обеспечивающих номинальную прочность прокладки по основе 60 Н/мм ширины прокладки; тканей ТК-150, ТА-150, ТК-200-2, ТА-300, ТК-300 из синтетических нитей, обеспечивающих номинальную прочность прокладки по основе 150, 200 и 300 Н/мм ширины прокладки. Слои ткани связаны между собой вулканизированной резиной. Такие ремни поставляются в рулонах. Ремни на основе ткани из комбинации полиэфирного и хлопчатобумажного волокна допускается изготавливать без резиновых прослоек.

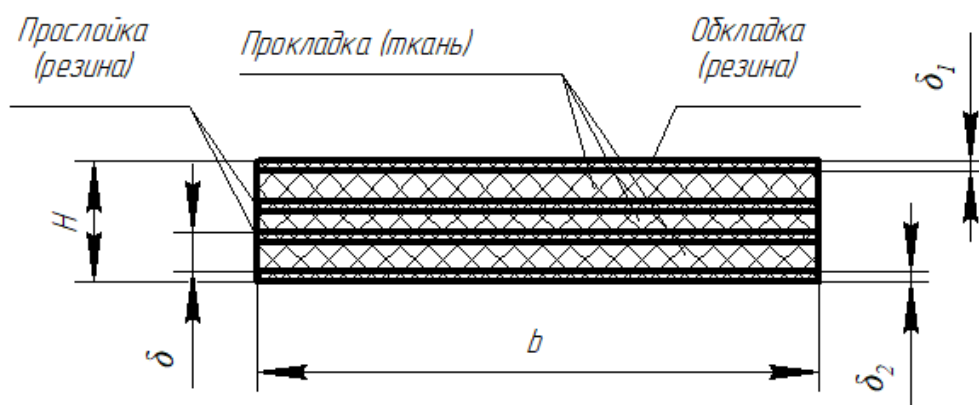


Рис. 1.1. Конструкция плоского резинотканевого ремня:

H – толщина ремня; b – ширина ремня;
 δ – толщина прокладки с резиновой прослойкой;
 δ_1 и δ_2 – толщины резиновых обкладок

По назначению плоские резинотканевые ремни подразделяют на три группы: общего назначения - для эксплуатации в условиях температурных значений от -25°C до $+60^{\circ}\text{C}$; антистатические – для эксплуатации в пожароопасной среде с температурным диапазоном от -25°C до $+60^{\circ}\text{C}$; морозостойкие – для эксплуатации в условиях пониженных температур – 45°C до $+60^{\circ}\text{C}$.

Основное достоинство ремней, выпускаемых по ГОСТу 23831-79, - возможность их установки на приводы с контуром любой длины. Вместе с тем стыковка ремней является сложным и трудоемким процессом, кроме того, снижает прочность ремня, а, следовательно, и надежность передачи. Сравнительно большая толщина (до 10 мм) снижает их эластичность и ограничивает их использование в быстроходных приводах.

Резинотканевые ремни применяют для привода различного сельскохозяйственного оборудования в полевых условиях: в льнокомбайнах, пресс-подборщиках, зернометателях, зернопогрузчиках в качестве транспортерных лент, для ремней транспортеров жаток, для ремней, используемых в качестве лент норий зерноочистительных агрегатов, норий, эксплуатируемых на предприятиях по хранению и переработке зерна и т.д., при скоростях до 25 м/с.

Технические данные плоских резинотканевых ремней приведены в таблице 1.1.

Средний срок службы ремней с основой и утком из комбинированных нитей транспортеров жаток – 500 ч.; лент норий зерноочистительных агрегатов – 2000 ч.; ремней норий, работающих на предприятиях по хранению и переработке зерна, – 5 лет.

ГОСТом 23831-79 предусмотрено условное обозначение резинотканевых ремней, состоящее из буквенных и цифровых индексов, обозначающих вид ремня, его ширину, количество прокладок каркаса, наименование ткани, толщину наружных резиновых обкладок, класс обкладочной резины и обозначение стандарта.

Таблица 1.1. Ремни плоские резинотканевые (по ГОСТ 23831-79)

Технические характеристики прокладок	Прокладки из тканей			
	БКНЛ-62-2 БКНЛ-65	ТА-150 ТК-150	ТК-200-2	ТА-300 ТК-300
Номинальная прочность, Н/мм ширины прокладки по основе	61-65	150	200	300
Максимально допускаемая рабочая нагрузка $[p_0]$ на прокладку, Н/мм ширины: для ремней, используемых в приводе, для ремней, используемых в качестве тяговых элементов (ленты конвейеров)	3,0	10,0	13,0	20,0
	5,5	15,0	20,0	30,0
Расчетная толщина прокладки с резиновой прослойкой, мм	1,20	1,30	1,40	1,50
Число прокладок при ширине ремня, мм: 20...71 80...112 125...560 700...1200	3...5	-	-	3
	3...6	3...4	-	-
	3...6	3...5	3...6	3
	-	3...6	3...6	3...6
Масса 1 м ² прокладки ремня, кг: без резиновой прослойки, с резиновой прослойкой	0,9	-	-	-
	1,3	1,3	1,4	1,5
<p>Примечание.</p> <p>1. Ткани прокладок БКНЛ из комбинированных нитей полиэфирного и хлопчатобумажного волокна; ТА-150, ТК-150, ТК-200-2, ТА-300, ТК-300 из синтетических тканей.</p> <p>2. Ширину ремня выбирают из стандартного ряда: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 700; 750; 800; 900; 1000; 1100; 1200.</p> <p>3. Масса ремня, кг $Q = (m \cdot i + \delta \cdot 1150) b \cdot l$, где m – масса 1 м² прокладки ремня, кг/м²; i – количество прокладок; δ – толщина обкладок, м; b – ширина ремня, м; 1150 – плотность резиновой обкладки, кг/м²; l – длина ремня, м.</p>				

Например, обозначение ремня общего назначения шириной 200 мм с пятью прокладками из ткани ТК-200, с наружными резиновыми обкладками толщиной три и один мм, из резины класса «М» имеет следующий вид:

«Ремень 200-5 ТК-200-3-1-М (ГОСТ 23831-79)».

В современных приводах в основном применяют прорезиненные плоские ремни с несущим слоем из кордшнура или кордткани, плоские ремни на основе полиамидных тканей и синтетические.

Кордшнуровые ремни (рис. 1.2) выпускают в виде замкнутых лент толщиной $\delta = 2,2 \dots 6$ мм и внутренней длиной до 13000 мм. Они состоят из одного ряда тягового сердечника 1 (лавсанового кордшнура), расположенного по винтовой линии в резиновом слое 2. Для обеспечения необходимой прочности на наружной и внутренней поверхностях предусмотрено покрытие из диагонально закраенной ткани 3. По ТУ59-066-2019 г. кордшнуровые ремни выпускают трех типов: ремни плоские бесконечные кордшнуровые с односторонней тканевой прокладкой (тип I); ремни плоские бесконечные кордшнуровые с двухсторонней тканевой обкладкой (тип II); ремни плоские бесконечные без тканевой обкладки (тип III).

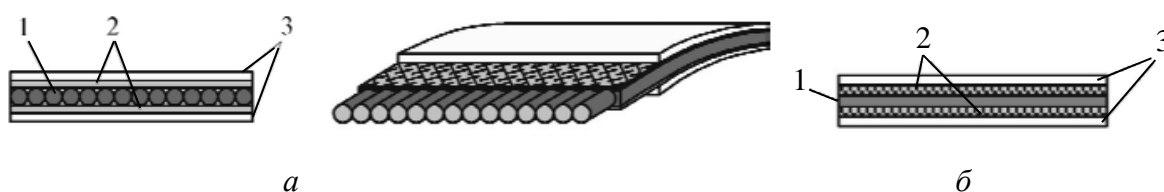


Рис. 1.2. Конструкции кордшнуровых *а*) и кордтканевых *б*) плоских ремней

Диапазон размеров выпускаемых ремней приведен в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Размеры плоских кордшнуровых ремней, выпускаемых по ТУ59-066-2019 (тип I, II, III)

Параметры ремня	Размеры, мм
Внутренняя длина ремня (L)	900, 950, 1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000; 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3500; 4000; 4500; 5000; 5600
Ширина (W)	25...200 с интервалом 5 мм
Толщина (t)	2,2; 2,8; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0

Пример обозначения плоского кордшнурового ремня шириной 100 мм, толщиной 3 мм, внутренней длиной 2800 мм, типа II:

«Ремень 100x3 – 2800 Тип II ТУ59-066-2019».

Ремни, выпускаемые по ТУ59-066-2019, рекомендуется применять в приводах быстроходного шлифовального оборудования и другого промышленного и сельскохозяйственного оборудования, где по конструкции предусматриваются плоскоременные передачи, для скоростей от 15 м/с до

40 м/с, для передачи мощности до 14 кВт. Они могут устойчиво работать в диапазоне температур от -30 °С до +60 °С.

Кордтканевые (рис. 1.2, б) плоские бесконечные ремни производятся по ТУ-59-292-2004 с внутренними прокладками из кордткани (от 3 до 6) и наружными резиновыми обкладками (одной или двумя) или без резиновых обкладок толщиной 0,9...3,5 мм и внутренней длиной ремня 500...13000 мм (табл. 1.3), а также ремни от 3,75 до 9,0 мм с внутренней длиной ремня 500...5600 мм (табл. 1.4). Эти ремни обладают достаточной прочностью и эластичностью. Они применяются в приводах, работающих при скоростях до 30 м/с и мощности до 14 кВт.

Таблица 1.3. Размеры кордтканевых плоских бесконечных ремней толщиной 0,9...3,5 мм (ТУ 59-292-2004)

Тип ремня	Толщина ремня, мм	Внутренняя длина ремня, мм
Кордтканевый плоский ремень	0,9; 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,5; 1,8; 3,5	500...13000 мм

Таблица 1.4. Размеры плоских прорезиненных кордтканевых ремней (ТУ 59-292-2004)

Толщина ремня, δ , мм	Число прокладок	Ширина ремня b , мм	Внутренняя длина ремня L , мм
3,75...4,5	3	20; 25; 32; 40; 50; 63; 71	500; 550; 600; 650; 700; 750; 800; 850; 900 1000 1050; 1100; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450;
5,0...6,0	4		
6,25...7,5	5		
3,75...4,5	3	80; 90; 100; 112; 140; 160; 180; 200	1500; 1600; 1700; 1800; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500; 5000; 5600
5,0...6,0	4		
6,25...7,5	5		
7,5...9,0	6		

Пример обозначения плоского кордтканевого ремня типа А шириной 100 мм, толщиной 5 мм и внутренней длиной 2000 мм:

«Ремень А 100Х5-2000 ТУ 59-292-2004».

Ремни плоские на основе полиамидных тканей (ТУ 59-292-2004) (табл. 1.5) применяются в приводах быстроходного шлифовального и другого промышленного оборудования для передачи мощности до 14 кВт, при окружной скорости до 40 м/с и температуре окружающей среды от -30 °С до +60 °С.

Таблица 1.5. Размеры плоских ремней на полиамидной основе
(ТУ-59-292-2004)

Параметры ремня	Размеры, мм
Внутренняя длина ремня (L)	1000...12500
Ширина ремня (b)	10...400
Толщина ремня (δ)	0,9; 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,5; 1,8

Синтетические ремни представляют собой пленочный материал из синтетических тканей, пропитанный полиамидным раствором, и покрытый специальной фрикционной пленкой. В Российской Федерации синтетические ремни выпускают определенных размеров (табл. 1.6) в виде бесконечных лент толщиной $\delta = 0,8$ мм (из ткани марки А) и $\delta = 1,0$ мм (марки Б).

Таблица 1.6. Ремни синтетические по ТУ17-21-598-87

Ширина b , мм	Внутренняя длина ремня L , мм	Предельные отклонения
$10 \pm 0,25$	250; 260; 280; 300; 320; 340; 350; 380	не более 20%
$15 \pm 0,25$	400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600	± 20 мм
$20 \pm 0,25$	630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950	
$25; 30; 40; 50 \pm 0,5$	1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400	
$60 \pm 1,0$	1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000	± 45 мм
$80 \pm 1,0$	2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000	
100 и более $\pm 1,0$	3150; 3350	

Примечание. 1. Толщина ремня 0,8; 1,0 мм с отклонением не более 20%. 2. Ремни толщиной $\delta = 0,8$ мм исполняются от 10 до 400 мм с шагом нарезки 5 мм.

Синтетические ремни толщиной δ не более 0,8 мм, изготавливаемые из ткани марки А, предназначены для работы в неагрессивной среде со скоростью до 75 м/с при температурах от -10°C до $+40^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности воздуха не выше 90%. Разрывная нагрузка ремней не менее 60 Н на 1 мм ширины, допускаемая удельная окружная сила не менее 1 Н на 1 мм ширины. Специальная текстильная основа, обеспечивающая низкое удлинение при очень высокой прочности материала, спрессованная с комбинированным покрытием из эластомера, обеспечивает этим ремням стойкость к воздействию масел и алифатических углеводородов, повышенную теплостойкость, что очень важно при постоянной эксплуатации в режиме «пуск-остановка».

Синтетические ремни толщиной $\delta = 1,0$ мм, изготавливаемые из пленочного материала многокомпонентной системы высокомолекулярных

соединений, армированного синтетическим материалом в виде мешковой ткани, предназначены для привода металлорежущих станков и других машин, работающих в неагрессивной среде со скоростью до 75 м/с при температурах не ниже +10°C и не выше +40°C, и относительной влажности воздуха не выше 90%.

Синтетические ремни широко применяются в машиностроении, приборостроении, сельском хозяйстве и других отраслях, использующих оборудование с плоскоременными передачами.

1.2. Последовательность расчета плоскоременных передач

Для выполнения расчета плоскоременных передач необходимы исходные данные, а именно: передаваемая мощность P_1 или вращающий момент T_1 на валу ведущего шкива, частота вращения n_1 ведущего шкива и необходимое передаточное число ременной передачи.

Диаметр ведущего шкива для резинотканевых и капроновых с полиамидным покрытием ремней плоскоременной передачи вычисляют по формуле М.А. Саверина

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1}, \quad (1.1)$$

$$\text{или } d_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1}, \quad (1.2)$$

где P_1 – мощность, кВт; n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹; T_1 – вращающий момент на валу ведущего шкива, Нм.

Для полиамидных кордленточных ремней по формуле

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1}, \text{ мм}, \quad (1.3)$$

где $K_d = 28,8$ при $n_1 \leq 2000$ мин⁻¹ и $K_d = 31,0$ при $n_1 > 2000$ мин⁻¹.

Для синтетических плоских ремней толщиной $\delta = 0,4 \dots 1,2$ мм диаметр ведущего шкива

$$d_1 \approx 75\delta. \quad (1.4)$$

По найденному значению подбирают диаметр шкива из стандартного ряда по ГОСТ 17783: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120 мм.

Принимаемый диаметр ведущего шкива не должен быть меньше минимально допустимого $d_1 \geq d_{1\min}$ (табл. 1.7...1.9).

Таблица 1.7. Минимальный диаметр ведущего шкива для плоскоременной передачи с резинотканевым ремнем

Количество прокладок	Диаметр шкива (d_1 , мм) для скорости ремня (ϑ) до, м/с					
	5	10	15	20	25	30
3	80	100	112	125	140	160
4	112	125	160	180	200	225
5	160	180	200	225	250	280
6	250	280	320	360	400	450
7	360	400	450	500	500	600
8	400	450	560	630	710	800
9	500	560	630	710	800	900
10	630	710	800	900	1000	1120

Таблица 1.8. Рекомендуемые минимальные диаметры малого шкива для кордшнуровых ремней

Толщина ремня δ , мм	2,2	2,8	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
Диаметр малого шкива d_1 , мм	40	50	56	63	71	90	112

Таблица 1.9. Рекомендуемые минимальные диаметры малого шкива для синтетических ремней

Толщина ремня δ , мм	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Диаметр малого шкива d_1 , мм	28	36	45	56	63	75	80	90	100

При отсутствии ограничений по габаритным размерам передачи желательно принимать d_1 по возможности бóльшим. В этом случае уменьшается деформация ремня при изгибе и повышается его долговечность. Определяют окружную скорость на ведущем шкиве при принятом значении d_1 .

$$\vartheta = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}, \quad (1.5)$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива, мм.; n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹.

При этом величина скорости не должна превышать допустимую для выбранного типа ремня. Если это условие не выполняется, необходимо выбрать другой ремень или при возможности уменьшить диаметр ведущего шкива.

Диаметр ведомого шкива (мм) определяют, как

$$d_2 \approx d_1 \cdot u, \quad (1.6)$$

с последующим округлением до стандартного значения (см. стр. 13).

Уточняют фактическое значение передаточного числа

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (1.7)$$

где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коэффициент относительного скольжения ремня.

Отклонение фактического передаточного числа от заданного не должно превышать 5 % и определяется по формуле

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} 100 \% \quad (1.8)$$

Достижение такого результата осуществляют изменением диаметров шкивов или перераспределением передаточного числа между передачами.

Минимальное межосевое расстояние передачи

$$a_{\min} = 1,5 \dots 2(d_1 + d_2), \quad (1.9)$$

для быстроходных передач рекомендуют принимать 1,5 для среднескоростных 2,0. Значение a_{\min} для удобства дальнейших расчетов лучше принимать целым числом.

Требуемая длина ремня

$$L = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (1.10)$$

Для конечных ремней расчетное значение длины ремня следует увеличить на 50...100 мм в зависимости от способа соединения его концов.

При использовании бесконечных ремней (быстроходных кордшнуровых, кордтканевых и синтетических) по расчетной длине подбирают стандартный ремень ближайшей длины (табл. 1.2, 1.4, 1.6).

Оценку долговечности ремня производят по условию

$$\lambda = \frac{g}{L} \leq [\lambda], \quad (1.11)$$

где $[\lambda]$ – допускаемая частота пробегов в с^{-1} , для резинотканевых среднескоростных ремней $[\lambda] = 5 \text{ с}^{-1}$; для кордшнуровых прорезиненных ремней $[\lambda] = 15 \text{ с}^{-1}$; для быстроходных синтетических ремней $[\lambda] = 50 \text{ с}^{-1}$.

Уточняют значение межосевого расстояния передачи

$$a = 0,125 \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}, \quad (1.12)$$

$$\text{или } a' = a + \frac{L_{cm} - L}{2}, \quad (1.13)$$

где L_{cm} – принятая длина ремня.

Пределы изменения межосевого расстояния, необходимые для компенсации вытяжки ремней (натяжения) и монтажа передач, от $0,97a$ до $1,05a$.

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \geq [\alpha], \quad [\alpha] = 150^\circ. \quad (1.14)$$

После уточнения углов обхвата вычисляют необходимую толщину ремня, ориентируясь на рекомендуемые оптимальные значения δ/d_1 :

Тип ремня	Рекомендуемое δ/d_1	Допускаемое δ/d_1
Прорезиненные	1/40	1/30
Кордшнуровые	1/70	1/40
Синтетические	1/100...1/150	1/50...1/70

Рекомендуемая толщина ремня

$$\delta \leq d_1 \left(\frac{\delta}{d_{\min}} \right), \text{ мм.} \quad (1.15)$$

Окружная сила в ременной передаче, Н

$$F_t = \frac{P}{g}, \quad (1.16)$$

где P – передаваемая мощность, Вт.

Необходимая ширина ремня для резинотканевых ремней

$$b = \frac{F_t}{i \cdot [p]}, \quad (1.17)$$

где i – число прокладок в ремне; $[p]$ – допускаемая удельная окружная сила на 1 мм прокладки, Н/мм.

Допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины прокладки (для резинотканевых ремней)

$$[p] = [p_0]C_\beta C_\alpha C_v C_p C_d, \quad (1.18)$$

где $[p_0]$ – допускаемая приведенная удельная окружная сила на 1 мм ширины прокладки эталонной передачи (табл. 1.1).

Для кордшнуровых и синтетических ремней

$$b = \frac{F_t}{[F_t]}, \quad (1.19)$$

где $[F_t]$ – допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины ремня проектируемой передачи, Н/мм, при начальном напряжении в ремне.

Начальное напряжение ремня для плоскоремennых передач рекомендуют назначать в зависимости от расположения привода (табл. 1.10).

Таблица. 1.10 Рекомендуемые начальные напряжения σ_0 , МПа, для плоскоремennых передач

Тип привода	σ_0 , МПа
Расположение передачи вертикальное или близкое к нему, с углом наклона к горизонту $\Theta \approx 90^\circ$. Передачи с небольшим межосевым расстоянием, постоянным по величине	1,6
Передача с углом наклона $\Theta \leq 60^\circ$ с постоянным межосевым расстоянием или при периодическом подтягивании ремня	1,8
Передача с автоматически регулируемым постоянным натяжением	2,0
Передача с автоматическим регулированием переменным натяжением	2,4

Для синтетических ремней $\sigma_0 = 5 \dots 15$ МПа.

Допускаемая удельная окружная сила на 1 мм ширины ремня (для кордшнуровых и синтетических ремней) проектируемой передачи

$$[F_t] = [F_0]C_\beta C_\alpha C_v C_p, \quad (1.20)$$

где $[F_0]$ – допускаемая приведенная удельная окружная сила на 1 мм ширины ремня эталонной передачи (табл. 1.11...1.12).

Значение $[F_0]$ называют приведенным потому, что его получают при определенных условиях испытания ремня.

Таблица 1.11. Допускаемая удельная окружная сила $[F_0]$ на 1 мм ширины прорезиненных (кордшнуровых и кордтканевых) ремней

Тип ремня	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Толщина ремня δ , мм	Число слоев z	Допускаемая удельная окружная сила $[F_0]$, Н/мм, при начальном напряжении σ_0 , МПа, в ремне			
				1,6	1,8	2,0	2,4
Кордтканевый	125	4,5/3,75*	3	7,1	8,3	8,8	10,0
	160	4,5/3,75		7,3	8,5	9,1	10,3
	200			7,5	8,2	9,3	10,5
	180	6/5	4	10,2	11,1	12,0	13,4
	224			10,5	11,4	12,3	13,8
	280			10,7	11,6	12,5	14,1
	250	7,5/6,25	5	12,7	14,0	15,1	17,9
	315			13,0	14,4	15,5	17,4
	400			13,2	14,6	15,8	17,7
Кордшнуровой	100	2,2...6	-	2,5	2,7	3,0	3,3
	180			4,5	4,9	5,3	5,9
	224			6,5	7,0	7,7	8,6

Примечание. *В числителе указана толщина ремня с прослойками, в знаменателе – без прослоек.

Таблица 1.12. Допускаемая удельная окружная сила $[F_0]$ на 1 мм ширины плоских синтетических ремней

Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Рекомендуемые начальные напряжения в ремне σ_0 , МПа,	Допускаемая удельная окружная сила $[F_0]$, Н/мм, при толщине ремня δ , мм	
		0,8	1,0
56	5,0	1,9	-
63	5,6	3,2	-
71	6,3	3,5	4,4
80	7,1	4,0	5,0
90	8,0	4,5	5,6
100	8,0	5,0	6,3
112	10,0	5,6	7,0
125	11,1	6,2	7,8
140	12,5	6,4	8,8
160	14,3	8,0	10,0

Переход от $[p_0]$ к $[p]$ и от $[F_0]$ к $[F_t]$, (ф. 1.18, 1.20) осуществляют при помощи поправочных коэффициентов, учитывающих отклонение реальных условий от экспериментальных: коэффициенты C_β , C_α , C_v , C_p , C_d , учитывающие влияние угла наклона передачи к горизонтали и условия ее натяжения (табл. 1.13), влияние угла обхвата ремнем малого шкива (табл. 1.14), влияние скорости (табл. 1.15), влияние режима работы передачи (табл. 1.16), влияние диаметра меньшего шкива (табл. 1.17).

Таблица 1.13. Коэффициент C_β , учитывающий влияние угла наклона передачи к горизонтали и условия ее натяжения

Вид передачи	Коэффициент C_β при угле наклона β		
	0...60°	60°...80°	80°...90°
Самонатяжная (с автоматическим натяжением ремня)	1,0	1,0	1,0
Простая открытая передача с периодическим подтягиванием	1,0	0,9	0,8

Таблица 1.14. Коэффициент C_α , учитывающий влияние угла обхвата α_1 ремнем малого шкива d_1

α_1	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°	210°	220°	230°
C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0	1,03	1,06	1,09	1,12	1,15

Таблица 1.15. Коэффициент C_v , учитывающий влияние окружной скорости

Тип ремня	C_v при скорости ремня, м/с								
	1	5	10	15	20	25	30	35	40
Прорезиненные	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68	-	-
Синтетические	1,03	1,01	1,0	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85

Примечание. Для самонатяжных передач $C_v = 1,0$ при любой скорости.

Таблица 1.16. Коэффициент C_p , учитывающий режим работы передачи

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Электродвигатель переменного тока общепромышленного применения		Электродвигатель переменного тока с повышенным пусковым моментом			
			Число смен работы					
			1	2	3	1	2	3
Легкий	Ленточные конвейеры, станки	Спокойная, перегрузка до	1,0	0,91	0,71	0,83	0,71	0,63

Продолжение таблицы 1.16

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Электродвигатель переменного тока общепромышленного применения			Электродвигатель переменного тока с повышенным пусковым моментом		
			Число смен работы					
			1	2	3	1	2	3
	с непрерывным процессом резания и др.	120% от номинальной						
Средний	Цепные конвейеры (пластинчатые, подвесные, тяговые цепи и др.) элеваторы, станки фрезерные и др.	Умеренные колебания, перегрузка до 150% от номинальной	0,91	0,83	0,67	0,77	0,67	0,59
Тяжелый	Винтовые, скребковые конвейеры, станки строгальные, долбежные прессы винтовые, эксцентриковые и др.	Значительные колебания нагрузки, перегрузка до 200 % от номинальной	0,83	0,77	0,63	0,71	0,63	0,53
Очень тяжелый	Подъёмники, молоты, шаровые мельницы и др.	Ударная и неравномерная нагрузка, перегрузка до 300 % от номинальной	0,77	0,67	0,59	0,67	0,59	0,5

Таблица 1.17. Коэффициент C_d , учитывающий влияние диаметра меньшего шкива d_1

d_1	20	40	60	90	120 и более
C_d	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2

Силы, действующие в ременной передаче.

Окружная сила

$$F_t = \frac{P}{g}, \quad (1.21)$$

где P – мощность на ведущем шкиве, Вт; g – окружная скорость ведущего шкива.

Предварительное натяжение ремня

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A, \quad (1.22)$$

где σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремня. Оптимальное его значение для плоских резинотканевых ремней $\sigma_0 = 1,8$ МПа, для кордшнуровых и синтетических ремней (табл. 1.11, 1.12); A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

Сила, действующая на валы передачи в покое,

$$F_q = 2F_0 \frac{\sin \alpha}{2}. \quad (1.23)$$

Сила натяжения ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t. \quad (1.24)$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (1.25)$$

Центробежная сила

$$F_u = \rho g^2 b \delta 10^{-6}, \quad (1.26)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³: - для прорезиненных (кордшнуровых и кордтканевых) ремней $\rho = 1100 \dots 1200$ кг/м³; для синтетических $\rho = 800 \dots 900$ кг/м³; для хлопчатобумажных $\rho = 900 \dots 1000$ кг/м³.

Максимальное напряжение в ремне

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_i \leq [\sigma_p]. \quad (1.27)$$

Допускаемое напряжение растяжения ремня $[\sigma_p]$: для хлопчатобумажных ремней $[\sigma_p] = 5$ МПа; для кожаных $[\sigma_p] = 6$ МПа; резинотканевых $[\sigma_p] = 7$ МПа; кордшнуровых $[\sigma_p] = 8$ МПа.

Напряжение в ведущей ветви

$$\sigma_1 = F_1/A, \text{ МПа.} \quad (1.28)$$

Напряжение в ремне от центробежных сил

$$\sigma_u = \rho \cdot g^2 \cdot 10^{-6}. \quad (1.29)$$

Напряжение от изгиба ремня

$$\sigma_i = E \frac{\delta}{d_1}, \quad (1.30)$$

где E – модуль упругости материала ремня при изгибе. Для хлопчатобумажных ремней $E = 120 \dots 180$ МПа; для кордшнуровых ремней $E = 350 \dots 550$ МПа; для кордтканевых ремней $E = 100 \dots 150$ МПа; для синтетических ремней $E = 1400 \dots 1700$ МПа. [1, 5-7].

1.3. Примеры расчета плоскоремennых передач

Пример 1. Спроектировать плоскоремennую передачу при требуемой мощности электродвигателя $P_1 = 2,2$ кВт, частоте вращения ведущего шкива, установленного на вал электродвигателя $n_1 = 1425$ мин⁻¹, передаточном числе $u = 2$. Режим нагружения средний, нагрузка не реверсивная, планируемая эксплуатация передачи в две смены, регулирование натяжения ремня периодическое.

Решение. 1. Предварительно назначаем тип ремня. Для среднескоростной передачи принимаем кордшнуровой ремень с двухсторонней тканевой обкладкой (тип II) (стр. 9)

2. Определяем минимальный диаметр ведущего шкива (см. ф. 1.1)

$$d_1 \geq d_{\min} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{2,2}{1425}} = (127 \dots 150) \text{ мм.}$$

Значение диаметра ведущего шкива назначаем из ряда (см. стр. 12)
 $d_1 = 140$ мм.

3. Определяем окружную скорость ремня на ведущем шкиве при принятом d_1 (см. ф. 1.5)

$$g = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1425}{60 \cdot 1000} = 10,44 \text{ м/с.}$$

Скорость ремня не превышает допустимую (до 40 м/с, см. стр. 9)

4. Определяем диаметр ведомого шкива (см. ф. 1.6)

$$d_2 \approx d_1 \cdot u = 140 \cdot 2 = 280 \text{ мм,}$$

что соответствует значению из ряда (см. стр. 12)

5. Определяем фактическое значение передаточного числа (см. ф. 1.7)

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{280}{140(1-0,015)} \approx 2,03.$$

Отклонение фактического передаточного числа от требуемого (см. ф. 1.8)

$$\Delta = \frac{u_\phi - u}{u} 100\% = \frac{2,03 - 2}{2} 100 = 1,5\%,$$

что допустимо (не должно превышать 5%).

6. Определяем минимальное межосевое расстояние передачи (см. ф. 1.9)

$$a_{\min} = 2(d_1 + d_2) = 2(140 + 280) = 840 \text{ мм.}$$

7. Определяем расчетную длину ремня (см. ф. 1.10)

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 840 + \frac{3,14(140 + 280)}{2} + \frac{(280 - 140)^2}{4 \cdot 840} = 2345,2 \text{ мм.}$$

По таблице 1.2 принимаем внутреннюю длину ремня $L = 2360$ мм.

8. Производим оценку долговечности ремня (см. ф. 1.11)

$$\lambda = \frac{g}{L} = \frac{10,44 \cdot 10^3}{2360} \approx 4,42 \text{ с}^{-1},$$

что меньше допускаемого $[\lambda] = 15 \text{ с}^{-1}$. Долговечность ремня обеспечена.

9. Уточняем межосевое расстояние (см. ф. 1.13)

$$a' = a + \frac{L_{cm} - L}{2} = 840 + \frac{2360 - 2345,2}{2} = 847,4 \text{ мм.}$$

10. Для компенсации вытяжки и монтажа передачи устанавливаем предельные значения межосевого расстояния

$$a_{\min} = 0,97 \cdot a' = 0,97 \cdot 847,4 \approx 822 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 1,05 \cdot 847,4 \approx 890 \text{ мм.}$$

11. Определяем угол обхвата ремнем ведущего шкива (см. ф. 1.14),

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{280 - 140}{847,4} = 170,6^\circ.$$

12. Определяем рекомендуемую толщину ремня (см. ф. 1.15), ориентируясь на оптимальное значение δ/d_{\min} (см. стр. 15). Принимаем $\delta/d_{\min} = 1/70$.

$$\delta = d_1 \left(\frac{\delta}{d_{\min}} \right) = 140 \frac{1}{70} = 2 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем ремень толщиной $\delta = 2,2$ мм. (табл. 1.2)

13. Определяем допускаемую окружную силу на один мм ширины ремня $[F_t]$ для проектируемой передачи (см. ф. 1.20)

$$[F_t] = [F_0] \cdot C_\beta \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p = 3,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,83 = 3,154 \text{ Н/мм,}$$

Допускаемая удельная окружная сила эталонной передачи $[F_0]=3,8$ Н/мм, (табл. 1.11), получена интерполированием для $d_1 = 140$ мм, при $\sigma_0 = 1,8$ МПа.

Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона (табл. 1.13), $C_\beta \approx 1$.

Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ремнем малого шкива (табл. 1.14), $C_\alpha \approx 1$.

Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости, при $v = 10,44$ м/с для прорезиненного кордшнурового ремня $C_v \approx 1$ (табл. 1.15).

Коэффициент, учитывающий режим работы передачи (табл. 1.16), $C_p = 0,83$.

14. Определяем требуемую ширину ремня (см. ф. 1.19)

$$b = \frac{F_t}{[F_0]} = \frac{210,72}{3,154} = 66,8 \text{ мм},$$

где F_t – окружная сила $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 14,75 \cdot 1000}{140} = 210,71$ Н;

$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2200}{149,15} = 14,75$ Нм – момент на ведущем шкиве ременной передачи;

$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1425}{30} = 149,15$ рад/с – угловая скорость ведущего шкива.

Принимаем ширину ремня $b = 70$ мм. (табл. 1.2)

15. Определяем силы, действующие в ременной передаче:

а) сила предварительного натяжения ремня (см. ф. 1.22)

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A = 1,8 \cdot 70 \cdot 2,2 = 277,2 \text{ Н};$$

б) сила натяжения ведущей ветви (см. ф. 1.24)

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t = 277,2 + 0,5 \cdot 210,71 \approx 382,6 \text{ Н};$$

в) сила натяжения ведомой ветви (см. ф. 1.25)

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t = 277,2 - 0,5 \cdot 210,71 \approx 171,845 \text{ Н};$$

г) центробежная сила (см. ф. 1.26)

$$F_y = \rho \cdot v^2 \cdot b \cdot \delta \cdot 10^{-6} = 1150 \cdot 10,44^2 \cdot 2,2 \cdot 70 \cdot 10^{-6} = 19,3 \text{ Н};$$

д) сила, действующая на валы передачи (см. ф. 1.23)

$$F_q = 2 \cdot F_0 \frac{\sin \alpha}{2} = 2 \cdot 277,2 \frac{\sin 170,6^\circ}{2} \approx 47,124 \text{ Н}.$$

16. Определяем максимальное напряжение в ремне (см. ф. 1.27)

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_u = 2,48 + 5,5 + 0,131 = 8,111 \text{ МПа} \leq [\sigma_p].$$

Допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = 8 \text{ МПа}$ (стр. 19).

Напряжение в ведущей ветви (см. ф. 1.28)

$$\sigma_1 = F_1/A = 382,6 / 154 = 2,48 \text{ МПа},$$

где $A = b \cdot \delta = 70 \cdot 2,2 = 154 \text{ мм}^2$ – площадь поперечного сечения ремня.

Напряжение от изгиба при набегании ремня на ведущий шкив (см. ф. 1.30)

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d_1} = 350 \frac{2,2}{140} = 5,5 \text{ МПа},$$

где $E = 350 \text{ МПа}$ – модуль упругости при изгибе ремня (стр. 19).

Напряжение растяжения от центробежных сил (см. ф. 1.29)

$$\sigma_u = \rho \cdot g^2 \cdot 10^{-6} = 1200 \cdot (10,44)^2 \cdot 10^{-6} = 0,131 \text{ МПа}.$$

Перегрузка

$$\Delta = \frac{\sigma_{p.ф.} - [\sigma_p]}{[\sigma_p]} \cdot 100\% = \frac{8,111 - 8}{8} \cdot 100\% \approx 1,9\%,$$

что допустимо, так как допускаемая погрешность $\pm 5\%$.

Пример 2. Определить мощность, которую можно передавать плоскоремненной передачей с синтетическим тканевым ремнем. Исходные данные: толщина ремня $\delta = 0,8 \text{ мм}$; ширина ремня $b = 30 \text{ мм}$; диаметр ведущего шкива $d_1 = 80 \text{ мм}$; передаточное число передачи $u = 2$. Передача должна работать при окружной скорости $g = 40 \text{ м/с}$; угол наклона передачи $\beta = 60^\circ$. Межосевое расстояние, $a = 470 \text{ мм}$. Работа в две смены, нагрузка спокойная, передача с периодическим подтягиванием ремня.

Решение. Мощность, которую может передавать ремень можно определить следующим образом (см. ф. 1.21) $P = F_t \cdot g$.

Окружное усилие, которое может передавать рассматриваемый синтетический ремень (см. ф. 1.19) $F_t = [F_t] \cdot b$.

Допускаемое удельное окружное усилие на один мм ширины ремня (см. ф. 1.20)

$$[F_t] = [F_0] C_\beta C_\alpha C_v C_p$$

При толщине ремня $\delta = 0,8$ мм и диаметре ведущего шкива $d_1 = 80$ мм $[F_0] = 4$ Н/мм (табл. 1.12), $\sigma_0 = 7,1$ МПа.

Коэффициент влияния угла наклона передачи к горизонтали и условия ее натяжения $C_\beta = 1$ (табл. 1.13).

При угле обхвата ремнем малого шкива (см. ф. 2.14)

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180^\circ - 57^\circ \left(\frac{160 - 80}{470} \right) \approx 170^\circ.$$

Коэффициент влияния угла обхвата ремнем малого шкива $C_\alpha = 0,97$ (табл. 1.14).

Диаметр ведомого шкива $d_2 \approx d_1 \cdot u = 80 \cdot 2 = 160$ мм.

Коэффициент влияния окружной скорости $C_v = 0,85$ (табл. 1.15).

Коэффициент режима работы передачи $C_p = 0,91$ (табл. 1.16).

Определяем допускаемое удельное окружное усилие на один мм ширины ремня (см. ф. 1.20)

$$[F_t] = [F_0] C_\beta C_\alpha C_v C_p = 4 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \cdot 0,91 \approx 3 \text{ Н/мм.}$$

Используя формулу (1.19), определяем окружное усилие, которое может передавать рассматриваемый синтетический ремень.

$$F_t = [F_t] \cdot b = 3 \cdot 30 = 90 \text{ Н.}$$

Определяем мощность, которую может передавать ремень при окружной скорости 40 м/с (см. ф. 1.21)

$$P = F_t \cdot v = 90 \cdot 40 = 3600 \text{ Вт.} = 3,6 \text{ кВт.}$$

ГЛАВА 2. КЛИНОВЫЕ И ПОЛИКЛИНОВЫЕ РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения о клиновых и поликлиновых ременных передачах

В приводах сельскохозяйственных машин и оборудования широко используются клиновые ремни в виде замкнутой бесконечной ленты с трапецевидным поперечным сечением (рис. 2.1).

Они состоят из вулканизированных в одно изделие: несущего слоя 2 (кордткани или кордшнура), расположенного на нейтральной линии, резинового слоя растяжения 1 (вверху), сжатия 3 (внизу), оберточного слоя 4 из прорезиненной ткани.

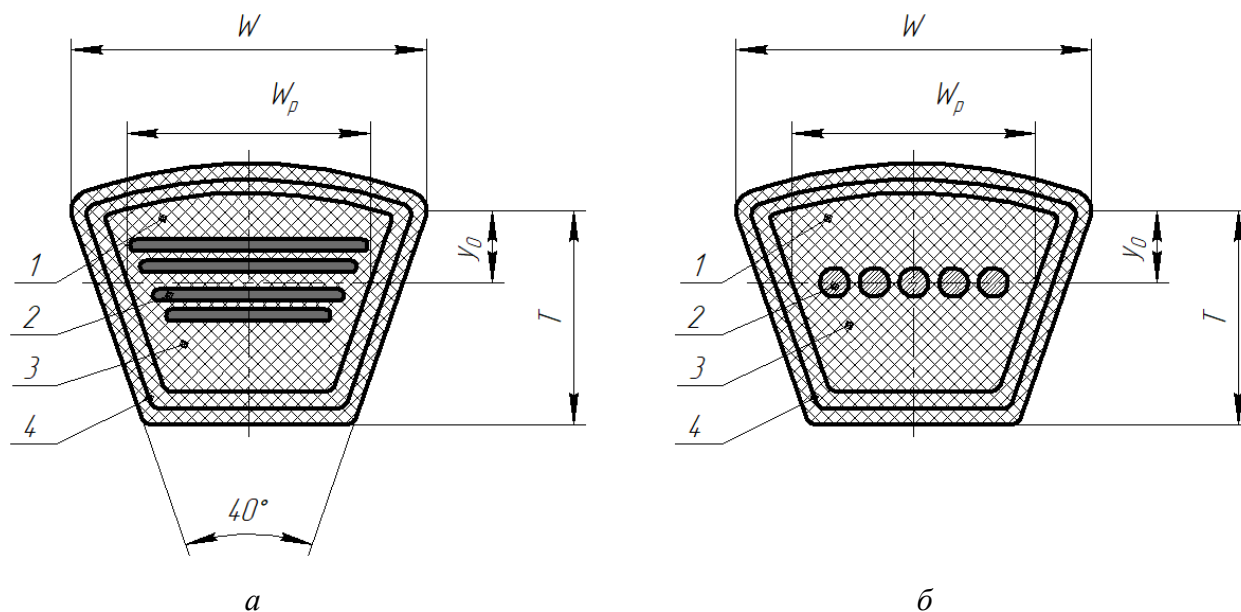


Рис. 2.1. Сечение клиновых ремней: *а* – кордтканевый; *б* – кордшнуровой; 1, 3 – резиновый слой соответственно растяжения и сжатия; 2 – несущий слой; 4 – оберточный слой

В кордтканевых ремнях несущий слой выполняется из нескольких слоев кордткани, а в кордшнуровых ремнях из одного слоя шнура, намотанного по винтовой линии.

Кордтканевые ремни имеют меньший модуль упругости. Они хорошо работают при ударной и вибрационной нагрузке. Их применяют при больших диаметрах шкивов. Кордшнуровые ремни более эластичны. Их рекомендуют применять при больших скоростях и малых диаметрах шкивов.

Клиновые ремни, благодаря своей форме, по сравнению с плоскими, обеспечивают в три раза большую силу трения между ремнем и шкивом и могут передавать в три раза больший момент.

Во всех типах клиновых ремней размеры поперечного сечения стандартные, а длина может изменяться.

В зависимости от соотношения большего основания ремня W и высоты ремня T выпускают ремни трёх типов: нормальные $W/T \approx 1,6...1,7$; узкие $W/T \approx 1,2...1,3$; широкие $W/T \approx 3,3...3,4$.

В приводах различных промышленных установок и сельскохозяйственных машин широко используются ремни (обозначаемые в порядке увеличения поперечного сечения) нормального сечения Z, A, B, C, D, E, ZX, AX, BX, CX, узкого сечения SPZ; XPZ; SPA; XPA; SPB; XPB; SPC; XPC (ТУ 2563-3870453527-2005).

Нормальные приводные клиновые ремни (рис. 2.2) самые первые клиновые ремни, которые были разработаны, поэтому их называют классическими.

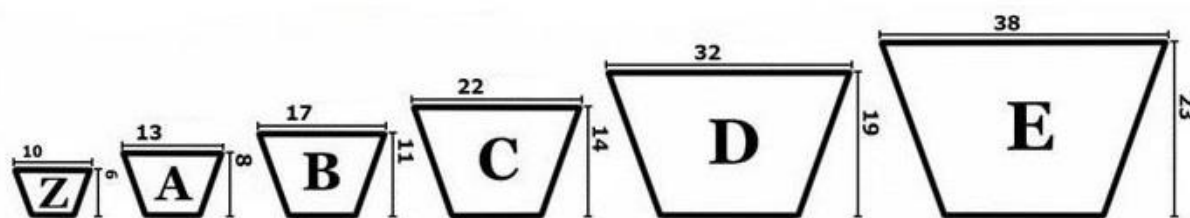


Рис. 2.2. Профили клиновых ремней нормального сечения

В настоящее время отечественная промышленность выпускает клиновые ремни нормального сечения следующего типа: Z; A; B; C; D; E; ZX; AX; BX; CX.

В свою очередь ремни нормального сечения Z; A; B; C; D; E (в порядке увеличения поперечного сечения) в зависимости от применяемых материалов и технологии их изготовления выпускают пяти классов 0, I, II, III, IV. Нарботка ремней класса 0 составляет 47% от наработки ремней класса I.

Наработка $N_{ц}$ и удлинение ремней всех сечений, проверяемых на стендах с передачей мощности, должны соответствовать значениям, указанным в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Наработка $N_{ц}$ и удлинение ремней всех сечений, проверяемых на стендах

Класс ремня	Наработка $N_{ц}$ млн. циклов, на стенде с передачей мощности	Удлинение ремней при заданной наработке, %, не более
0	0,7	2,5
I	1,5	2,5
II	2,0	2,0
III	2,5	1,5
IV	3,0	1,5

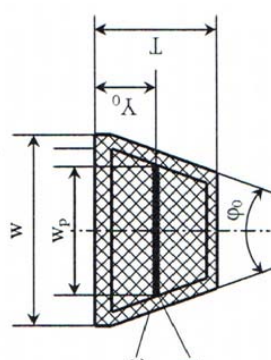
При соблюдении условий хранения, транспортирования и эксплуатации изготовитель ремней гарантирует их наработку, приведенную в таблице 2.2.

Таблица 2.2. Гарантийная наработка ремней

Режимы работы ремней	Гарантийная наработка, ч, по классам ремней				
	0	I	II	III	IV
На промышленном оборудовании:					
легкий и средний,	250	500	550	600	700
тяжелый и очень тяжелый	125	250	300	400	500
На самоходных и прицепных сельскохозяйственных машинах:					
в простых контурах,	100	200	250	300	400
в сложных контурах	50	110	140	160	200

Ремни Z; A; B; C; D; E применяют в приводах станков, стационарных сельскохозяйственных машин при скоростях до 30 м/с. Основные размеры этих ремней представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3. Основные размеры клиновых ремней



W_p – расчетная ширина по несущему слою, мм; T – высота, мм; φ_0 – угол клина, $\varphi_0 = 40^\circ$;
 L – расчетная длина ремня, измеренная по нейтральной линии ремня, мм; 1 – несущий слой;
 2 – обертка из прорезиненной ткани; Y_0 – расстояние до нейтрального слоя ремня, мм;
 A – площадь поперечного сечения ремня, мм²

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			A , мм ²	Базовая длина ремня, L_0 , мм	Интервал длин ремня, L , мм	d_{1min} , мм	Передаваемый момент на ведущем шкиве, T_1 , Н·м
	W_p	T	Y_0					
Клиновые ремни нормальных сечений по ГОСТ 1284.1-89; ГОСТ 1284.2-89								
Z	8,5	10,0	6,0	47	1320	400...3150	63 (50)	< 25,0
A	11,0	13,0	8,0	81	1700	560...4500	90 (75)	11,0...70
B	14,0	17,0	10,5	138	2240	630...6300	125	40...190
C	19,0	22,0	13,5	230	3550	1800...10000	200	110...550
D	27,0	32,0	14,0	476	6000	2240...14000	315	450...2000
E	32,0	38,0	23,5	691	7100	4000...18000	500	1100...4500
Клиновые ремни узких сечений по ТУ 2563-038-70453527-2005								
SPZ	8,5	10,0	8,0	56	1600	630...3550	63	< 150
SPA	11,0	13,0	10,0	98	2500	800...4500	90	90...400
SPB	14,0	17,0	13,0	159	3550	1250...8000	140	300...2000
SPC	19,0	22,0	18,0	278	5600	2000...10000	224	> 1500

Примечание. 1. Рекомендуемые длины ремней L , мм: 400; (425); 450; (475); 500; (530); 560; (600); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); 2800; (3000); 3150; (3350); 3550; (3750); 4000; (4250); 4500; (4750); 5000; (5300); 5600; (6000); 6300; (6700); 7100; (7500); 8000; (8500); 9000; (9500); 10000; (10600); 11200; (11800); 12500; (13200); 14000; (15000); 16000; (17000); 18000. 2. Размеры, указанные в скобках, допускаются применять в технически обоснованных случаях. 3. Предельные отклонения по длине ремней и наибольшая разность длин комплектующих ремней приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 Предельные отклонения длин ремней

L_p			Наибольшая разность длин ремней одной группы для передач	
Номин.	Пред. отклонения		Повышенной точности	Общего применения
	Для движущихся сельхозмашин	Для станков промышленных установок и стационарных сельхозмашин		
До 850	+8	+14	2	
	-4	-8		
900-1180	+10	+14		
	-6	-10		
1250-1400	+12	+16	2	4
	-8	-12		
1500-1900	+16	+24	2	4
	-12	-12		
1950-3150	+20	+28	4	8
	-12	-12		
3200-4250	+26	+36	5	10
	-14	-14		
4350-5000	+30	+42	6	12
	-18	-18		
5300-6700	±24	+48	6	12
		-24		
7100-1000	±32	+64	8	16
		-32		
1600-18000	±48	+96	9	18
		-48		

В практике часто приходится проектировать передачи с использованием нескольких ремней. Из-за отклонений ремней по длине, неодинаковых их упругих свойств нагрузка между ремнями распределяется неравномерно, что отрицательно влияет на их ресурс. С целью уменьшения неравномерности распределения нагрузки между ремнями по требованию потребителя ремни поставляют комплектами. Комплектом считают два или более ремней, предназначенных для одновременной работы в приводе. В комплект должны входить ремни одного класса, одного сечения, одной группы и одного сорта. На каждом ремне должна быть четко указана маркировка.

Пример маркировки ремня:



ЛРТИ С – 2500 I 89 ГОСТ 1284.2-89 IV кл. СХ;



– товарный знак изготовителя;

ЛРТИ – обозначение предприятия-изготовителя;

С – 2500 – сечение и расчетная длина ремня;

I 89 – квартал и год изготовления;

IV кл. – класс ремня

СХ – для движущихся сельскохозяйственных машин.

Последовательность и расположение маркировки определяет изготовитель. В зависимости от марки ремня количество ремней в комплекте ограничено (табл. 2.5).

Таблица. 2.5 Рекомендуемое число ремней в комплекте

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E
рекомендуемое	2...3	2...5	2...6	3...7	4...8	4...8
допустимое	1...4	1...6	1...7	2...8	3...9	3...10

Ремни нормального сечения ZX, AX, VX, СХ (рис. 2.3) в отличие от ремней Z, А, В, С имеют зубчатый внутренний профиль.

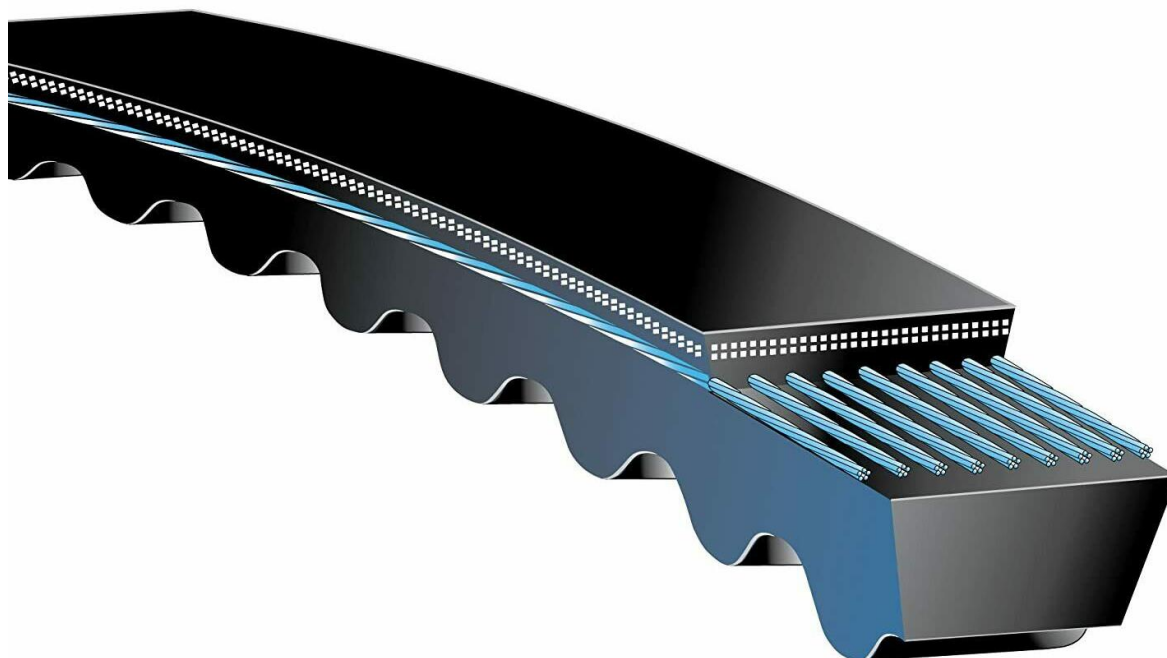


Рис. 2.3. Общий вид нормального клинового ремня с зубчатой внутренней поверхностью

Такая конструкция существенно снижает напряжение изгиба в ремне, что делает их более долговечными. Эти ремни изготавливают из высококачественной резины и синтетического кордшнура. Их можно эксплуатировать длительное время без технического обслуживания и остановки технологического процесса. По сравнению с обычными клиновыми ремнями нормального сечения, они передают большую мощность (на 15...20%). Их рекомендуют использовать в тяжело нагруженных передачах при наличии ударных нагрузок, в приводах с малыми диаметрами шкивов и высоким передаточным числом.

Технические характеристики классических клиновых ремней приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6. Технические характеристики классических клиновых ремней

Основные характеристики	Классические клиновые ремни				Классические ремни с зубчатым внутренним профилем			
								
	Z	A	B	C	ZX	AX	BX	CX
Соответствие стандартам	ISO4183; ISO4184; BS3790; DIN2215				ISO4183; ISO4184; BS3790; DIN2215			
Дополнительные свойства	Маслостойкие; Антистатические				Маслостойкие; Антистатические			
угол клина	40°				36°			
Температурный диапазон (°C)	-18 – +80				-18 – +100			
Макс. линейная скорость (м/с)	30				30			
Размер на ремне пишется по	L_w				L_w			
Размеры сечения, мм.	10x6	13x8	17x11	22x14	10x6	13x8	17x11	22x14
Мин. диаметр шкива, мм	50	71	112	180	40	63	90	140
Возможный диапазон длин, мм.	241-4953	330-9144	406-16713	788-16713	585-5080	560-5080	535-5080	535-5080
Перерасчет длины ремня между L_i ; L_w (L_p) и L_a :								
$L_w=L_i+$	22	36	43	56	22	36	43	56
$L_a=L_i+$	38	50	69	88	38	50	69	88
$L_a=L_w+$	16	14	26	32	16	14	26	32

Ряды длин, отдельных выпускаемых классических клиновых ремней с зубчатым внутренним профилем приведены в таблице 2.7

Таблица 2.7. Длина ремней отдельных выпускаемых классических клиновых ремней с зубчатым внутренним профилем

Тип ремня	Длина ремня, мм
ZX	500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 920; 900; 950; 1000; 1020; 1060; 1213; 1250; 1287; 1320; 1400; 1500; 1550; 1600; 1700; 1800; 1900; 2120; 2240
AX	600; 630; 650; 670; 710; 750; 800; 825; 850; 875; 900; 950; 1000; 1020; 1045; 1060; 1090; 1120; 1125; 1150; 1180; 1213; 1240; 1250; 1280; 1320; 1400; 1450; 1500; 1550; 1600; 1650; 1700; 1800; 1900; 2000; 2120
BX	600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 875; 900; 943; 950; 993; 1000; 1060; 1080; 1100; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600; 1650; 1800; 1850; 1900; 2000; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000

Узкие клиновые ремни (рис. 2.4) SPZ, XPZ, SPA, XPA, SPB, XPB, SPC, XPC, в отличие от классических нормальных ремней, имеют большую высоту трапеции при тех же размерах по ширине и том же угле клина, соответственно большую площадь боковой поверхности трапеции. Это позволяет им передавать большую мощность, чем с помощью классических клиновых ремней того же профиля.

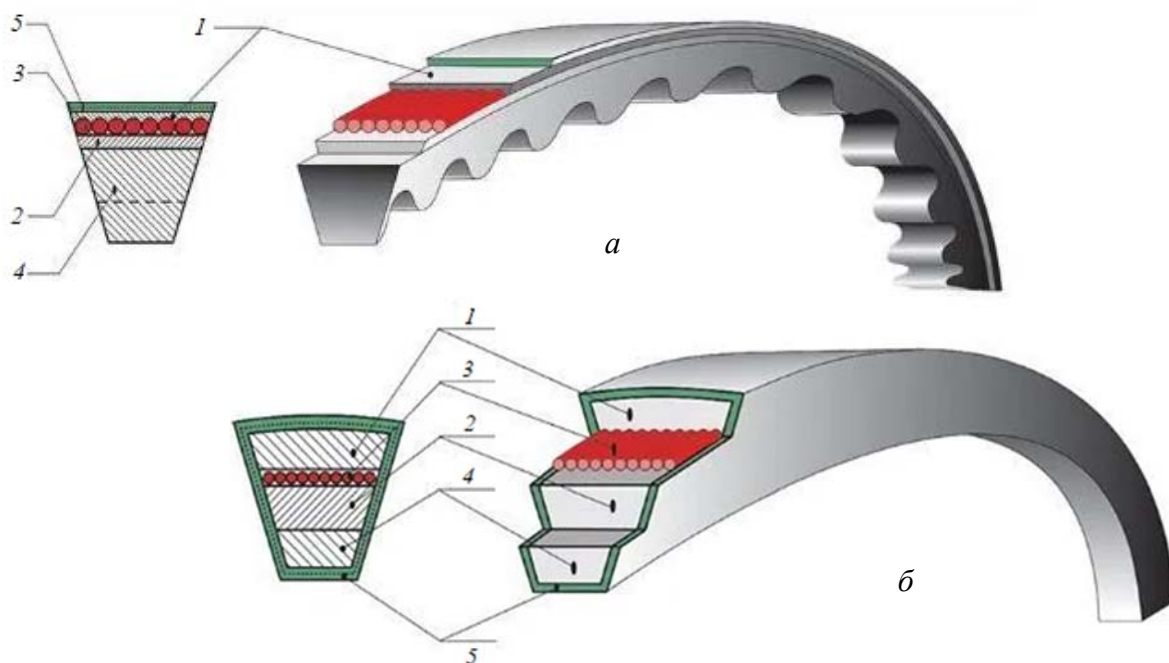


Рис. 2.4. Узкие ремни:

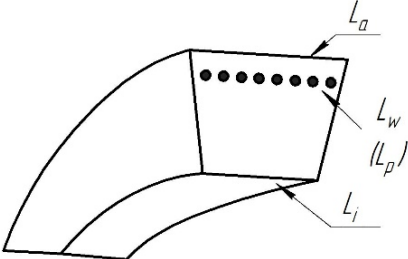
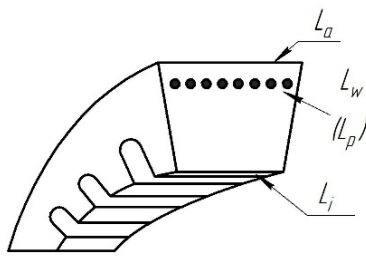
a – ремни узкого сечения с формованным зубом XPZ; XPA; XPB; XPC;
б – ремни узкого сечения SPZ, SPA, SPB, SPC;

1. Слой растяжения (резиновый слой); 2. Эластичный слой (резина).
 3. Несущий слой (кордшнур); 4. Слой сжатия (состоит из резины); 5. Обертка (ткань)

Они более эластичны, имеют лучшее распределение нагрузки по ширине несущего слоя и более высокую прочность. Их тяговая способность в 1,5...2 раза выше нормальных ремней, они хорошо работают при скоростях до 50 м/с. В ГОСТе 5813-93 эти ремни называют вентиляторными клиновыми ремнями.

Основные размеры ремней узкого сечения SPZ, SPA, SPB, SPC приведены в таблицах 2.3 и 2.8.

Таблица 2.8. Технические характеристики узких клиновых ремней

Основные характеристики	Вентиляторные ремни				Вентиляторные зубчатые ремни			
								
	SPZ	SPA	SPB	SPC	XPZ	XPA	XPB	XPC
Соответствие стандартам	BS3790				BS3790			
Дополнительные свойства	Маслостойкие; Антистатические				Маслостойкие; Антистатические			
угол клина	40°				36°			
Температурный Диапазон, °С	-18 – +80				-18 – +100			
Макс. линейная Скорость, м/с	30				30			
Размер на ремне пишется по	$L_w (L_p)$				$L_w (L_p)$			
Размеры сечения, мм.	10x8	13x10	17x14	22x18	10x8	13x10	17x14	22x18
Мин. диаметр шкива, мм	63	90	140	224	56	71	112	180
Возможный диапазон длин, мм.	365-4953	576-9144	940-16713	1750-16789	590-5117	590-5125	600-5140	600-5163
Перерасчет длины ремня между L_i ; $L_w (L_p)$ и L_a :								
$L_w=L_i+$	37	45	60	83	37	45	60	83
$L_a=L_i+$	50	63	88	113	50	63	88	113
$L_a=L_w+$	13	18	28	30	13	18	28	30

Использование узкоклиновых ремней значительно уменьшает ширину шкивов. Шкивы получаются более компактными и легкими, что значительно снижает маховые массы и нагрузку на подшипники. Однако следует отметить,

что ремни с узким сечением не следует использовать на шкивах маленьких диаметров.

Узкие ремни используют по несколько в одном комплекте, благодаря чему можно уменьшить габаритные размеры передач. Обычно выпускают комплекты с числом ремней от двух до восьми. Максимальное число ремней ограничивается неравномерностью распределения нагрузки между ними. Узкие ремни используют для привода вентиляторов автомобилей, комбайнов, тракторов и др.

В ряду узкоклиновых приводных ремней выпускают ремни с формованным зубом на внутренней поверхности XPZ; XPA; XPB; XPC (табл. 2.9), которые предназначены для работы в высоконагруженных промышленных приводах при температуре окружающего воздуха от -30°C до $+60^{\circ}\text{C}$.

Таблице 2.9. Основные размеры приводных клиновых ремней узкого сечения с формованным зубом

Обозначение сечений	Размеры сечения, мм			Интервал длин ремня, L , мм
	W_p	W	T	
XPZ	8,5	10	8	500-3550
XPA	11	13	10	800-3550
XPB	14	17	13	1250-3550
XPC	19	22	18	2000-3550

В таблице 2.10. приведены длины выпускаемых приводных клиновых ремней узкого сечения с формованным зубом.

Таблица 2.10. Длины выпускаемых приводных клиновых ремней узкого сечения с формованным зубом

Длина	XPZ	XPA	XPB	XPC
500	+	-	-	-
587	+	-	-	-
600	+	-	-	-
630	+	-	-	-
670	+	-	-	-
710	+	-	-	-
750	+	-	-	-
800	+	+	-	-
850	+	+	-	-
900	+	+	-	-
950	+	+	-	-
1000	+	+	-	-
1072	+	-	-	-

Продолжение таблицы 2.10

Длина	XPZ	XPA	XPB	XPC
1112	+	-	-	-
1120	+	+	-	-
1180	+	+	-	-
1212	+	-	-	-
1250	+	+	+	-
1280	-	-	+	-
1282	-	+	-	-
1320	+	+	+	-
1337	+	-	-	-
1400	+	+	+	-
1410	-	-	+	-
1412	+	-	-	-
1420	+	-	-	-
1450	-	+	-	-
1460	-	+	-	-
1500	+	+	+	-
1582	-	+	-	-
1600	+	+	+	-
1650	+	+	+	-
1700	+	+	-	-
1750	-	-	+	-
1800	+	+	+	-
1900	+	+	+	-
2000	+	+	+	+
2120	+	+	+	+
2240	+	+	+	+
2360	+	+	+	+
2500	+	+	+	+
2650	+	+	+	+
2800	+	+	+	+
3000	+	+	+	+
3150	+	+	+	+
3350	+	+	+	+
3550	+	+	+	+

Узкие клиновые ремни с формованным зубом на внутренней поверхности (рис. 2.4, а) более гибки, обеспечивают снижение и более равномерное распределение изгибающих напряжений в ремне. Они работают с меньшим шумом, могут работать при меньших диаметрах шкивов, чем ремни аналогичных сечений SPZ, SPA, SPB, SPC. При одинаковых диаметрах шкивов и тех же оборотах могут передавать на 15% большую мощность.

Для автомобильной промышленности разработаны специальные клиновые ремни AVX10 (табл. 2.11) и AVX13 (табл. 2.12).

Таблица 2.11. Зубчатые клиновые ремни AVX10

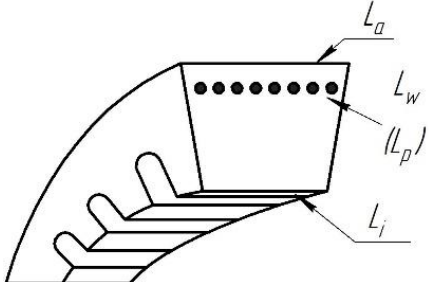
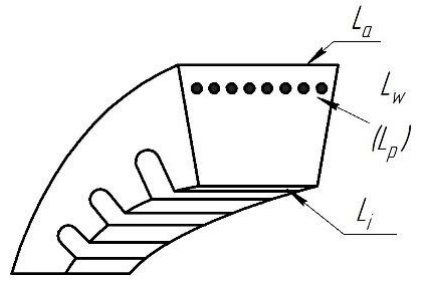
	$L_i = L_w - 37$	$L_a = L_w + 13$	Угол клина 36°	$d_{\min} = 56$ мм
Длина ремней, мм (L_a)				
600; 613; 617; 625; 630; 635; 643; 650; 660; 675; 685; 690; 695; 700; 710; 715; 725; 730; 735; 740; 750; 763; 775; 785; 800; 813; 818; 825; 838; 844; 850; 864; 875; 888; 900; 913; 920; 925; 930; 935; 937; 940; 944; 950; 960; 965; 970; 975; 980; 990; 995; 1000; 1005; 1013; 1025; 1030; 1050; 1060; 1070; 1075; 1080; 1085; 1090; 1100; 1110; 1125; 1140; 1150; 1155; 1160; 1165; 1175; 1184; 1200; 1215; 1225; 1235; 1238; 1240; 1250; 1260; 1275; 1300; 1325; 1340; 1350; 1370; 1375; 1385; 1388; 1400.				

Таблица 2.12. Зубчатые клиновые ремни AVX13

	$L_i = L_w - 45$	$L_a = L_w + 18$	Угол клина 36°	$d_{\min} = 71$ мм
Длина ремней, мм (L_a)				
725; 750; 775; 800; 810; 818; 825; 835; 850; 875; 900; 918; 925; 960; 975; 985; 992; 1000; 1015; 1018; 1025; 1030; 1040; 1045; 1050; 1055; 1060; 1075; 1100; 1125; 1145; 1150; 1175; 1180; 1200; 1220; 1225; 1250; 1260; 1275; 1285; 1290; 1300; 1310; 1320; 1325; 1330; 1350; 1375; 1400; 1425; 1450; 1460; 1475; 1500; 1525; 1550; 1675.				

Эти ремни с зубчатой внутренней поверхностью, которая обеспечивает им большую гибкость и соответственно работоспособность на шкивах меньшего диаметра. Состав материала ремней обеспечивает возможность их эксплуатации при температуре от -25°C до $+100^\circ\text{C}$ и стойкость ремня к попаданию пыли, масел и грязи. Ремни AVX10 и AVX13 маркируются так: профиль (AVX10 или AVX13) – длина ремня, которая указывается в мм по наружной длине (L_a). Так как ремни AVX работают на шкивах с тем же углом клина, что и остальные клиновые ремни, возможна их замена другими типами ремней. Ремни AVX10 идеально заменяются ремнями XPZ, а ремни AVX13 на

ремни ХРА. При этом необходимо учитывать особенности маркировки. Длина ремней ХРЗ и ХРА измеряется по средней линии (L_w), а у AVX10 и AVX13 по наружной кромке ремня (L_a).

В приводах промышленного оборудования, зерноуборочных комбайнах и других движущихся сельскохозяйственных машинах вместо комплекта клиновых ремней, работающих параллельно в одной передаче, применяют многоручьевые клиновые ремни (рис. 2.5).

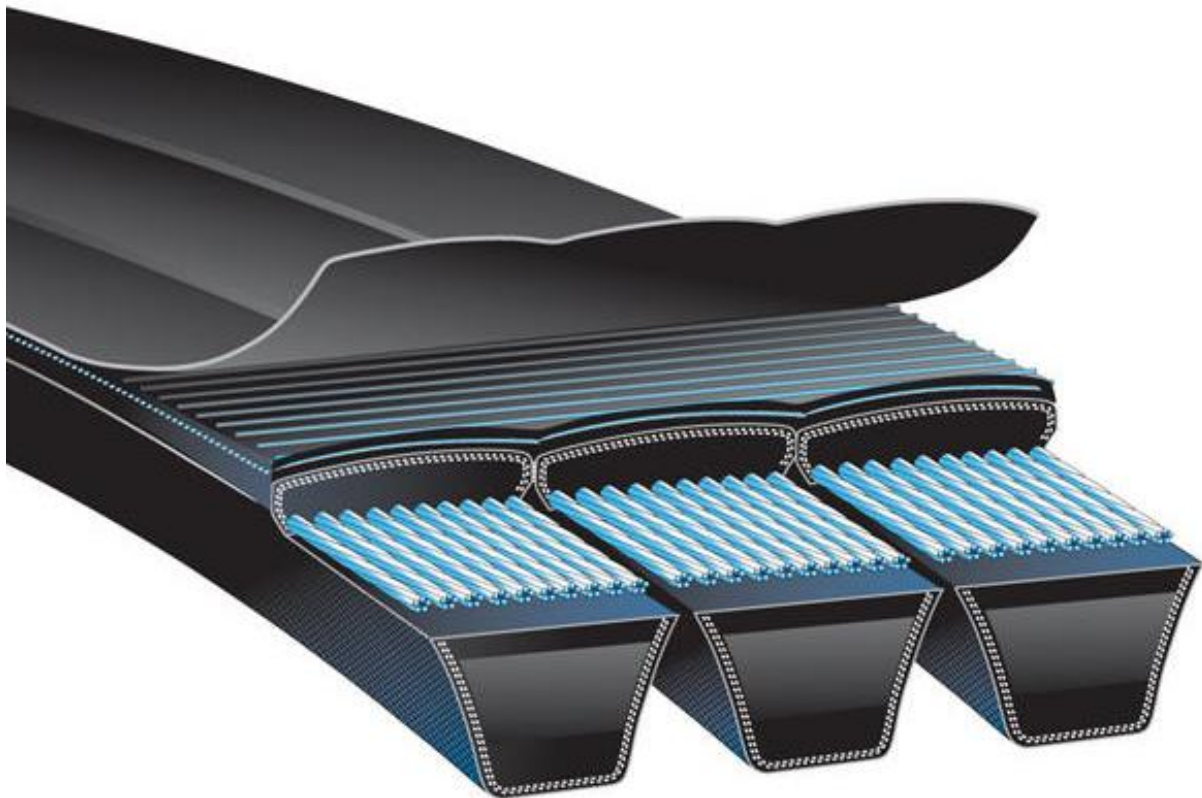


Рис. 2.5. Многоручьевой узкий клиновой ремень

Они состоят из плоской резинотканевой пластины, соединяющей вместе несколько клиновых ремней одного типа размера, одной группы и одного сорта. Пластина состоит из обрешиненной полиэфирной ленты.

Многоручьевые клиновые ремни обеспечивают более равномерное распределение нагрузки между отдельными ручьями.

В качестве примера в таблице 2.13 приведены размеры многоручьевых клиновых ремней, выпускаемых для клиноременных передач зерноуборочных и других сельскохозяйственных машин (ТУ 38.105 1998-91).

Таблица 2.13. Размеры сечений клиновых многоручьевых ремней

W – ширина большего основания отдельного ручья; W_p – расчетная ширина отдельного ручья; T – полная высота ремня; S – высота фаски прямого участка ремня; t – высота отдельного ручья; b – толщина связующей пластины; B – приближенная высота над несущим слоем; e – шаг многоручьевого ремня; φ – угол клина прямолинейного участка отдельного ручья

Обозначение сечения	W		W_p^*	T		S^*	t		b^*	$\varphi \pm 1^\circ$	B^*	$e \pm 0,25$
	ном.	пред.		ном.	пред.		ном.	пред.				
УБ (СПБ)	16,3	+0,7-0,5	14,0	13,0	$\pm 0,5$	-	-	-	-	38°	3,5	-
УВ (СПС)	22,0	+0,8-0,5	19,0	18,0	$\pm 0,6$	-	-	-	-	38°	4,5	-
Р/НВ	16,7	+0,7-0,5	14,85	13,0	$\pm 0,5$	2,3	11,0	$\pm 0,5$	2,0	40°	6,85	19,05
Р/УВ (Р/СПС)	21,3	+0,8-0,5	19,0	21,0	$\pm 0,7$	2,7	19,0	$\pm 0,6$	2,0	38°	8,0	25,50
С (В)	22,0	+0,8-0,5	19,0	13,5	$\pm 0,5$	-	-	-	-	40°	4,1	-

Примечание. 1. В обозначении сечения буква R означает что ремень многоручьевой.
2. Рекомендуемое количество ручьев в одном многоручьевом ремне: 2, 3, 4, 5, 6.

Расчетные длины выпускаемых многоручьевых ремней L_p , измеренные под натяжением, и разность между расчетной и внутренней длинами ремня (ΔL):

Ремни Р/НВ – 1900; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3600; 3750; 4000; 4250; 4500 при $\Delta L = 50$ мм.

Ремни R/УВ (R/SPC) – 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750; 5000; 5300; 5600; 6000 при $\Delta L = 87$ мм.

Наибольшая разность между длинами комплектуемых ремней не должна превышать значения, указанные в таблице 2.14.

Таблица 2.14. Наибольшая разность длин ремней одного комплекта

Расчетная длина ремня L_p	Наибольшая разность длин ремней одного комплекта
1800-1900	2
2000-3150	4
3350-4350	5
4500-5000	6
5300-6700	6
7100	8

Комплектом считают два или более ремней, предназначенных для одновременной работы в групповом приводе. Необходимость поставки ремней комплектами оговаривает потребитель в договоре с заводом-изготовителем по поставке ремней. Рекомендуемая комплектация многоручьевых ремней в зависимости от требуемого количества ручьев приведена в таблице 2.15.

Таблица 2.15. Рекомендуемая комбинация ручьев в ремнях

Количество ручьев по расчету	Количество комплектов многоручьевых ремней	Рекомендуемая комбинация ручьев в ремнях
2	1	-
3	1	-
4	1	-
5	1	-
6	1	-
	2	3+3
7	2	3+4
8	2	4+4
9	2	5+4
10	2	5+5
11	2	5+6
	3	4+3+4
12	2	6+6
	3	4+4+4
13	3	4+5+4
14	3	5+4+5
15	3	5+5+5
16	3	6+4+6

	4	4+4+4+4
17	4	4+5+4+4
18	3	6+6+6
19	4	5+4+4+5
20	4	5+5+5+5

Примеры записи обозначений многоручьевых ремней при их заказе:

- ремень многоручьевой с четырьмя ручьями сечения НВ с расчетной длиной 4250 мм – ремень 4/НВ-4250 ТУ38.105 1998-91;
- комплект многоручьевых ремней для работы на шкивах с одиннадцатью одинаковыми канавками, состоящий из двух многоручьевых ремней (с пятью и шестью ручьями) сечения НВ длиной 4500 мм – комплект ремней 5+6/НВ-4500 ТУ38.105 1998-91.

Клиновые ремни шестигранного сечения (рис. 2.6) представляют собой два ремня нормального сечения, соединённых между собой в процессе изготовления по большому основанию трапеции, с расположенным по середине кордшнуровым или кордтканевым слоем.

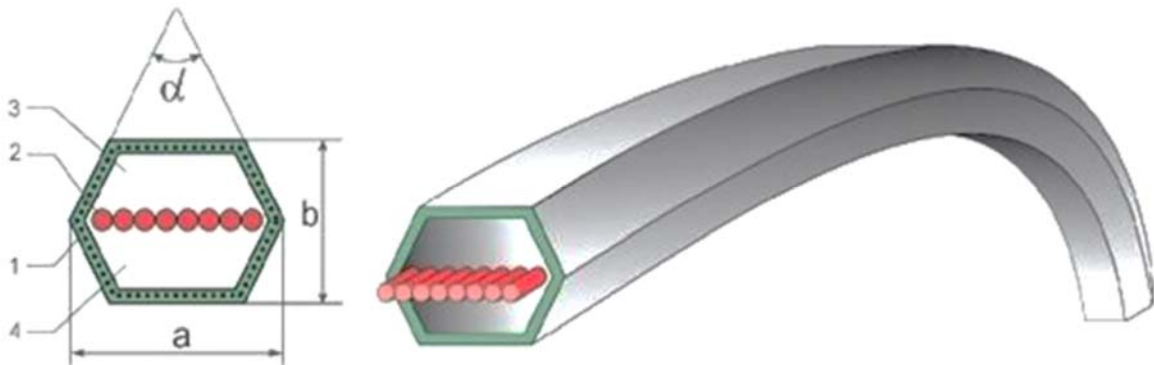


Рис. 2.6. Конструкция шестигранного ремня:

1 – обертка; 2 – кордшнур; 3 – верхнее основание (резина);
4 – нижнее основание (резина)

Эти ремни применяются в приводах промышленного и сельскохозяйственного оборудования с несколькими шкивами, расположенными в одной плоскости и вращающимися в разных направлениях (рис. 2.7).

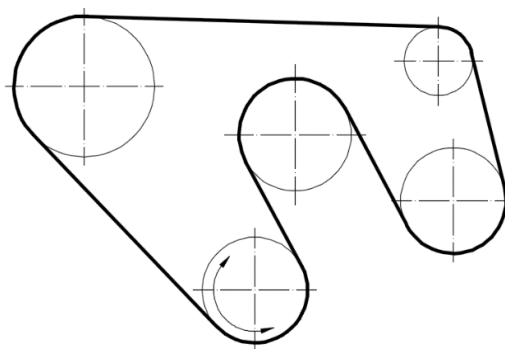


Рис. 2.7. Привод с несколькими ведомыми шкивами

Такие ремни могут обеспечивать передачу мощности до 30 кВт при окружной скорости до 30 м/с в интервале температур от -30°C до +60°C.

Отечественная промышленность выпускает шестигранные ремни трех типов АА/НАА; ВВ/НВВ; СС/НСС. Их размеры сечений приведены в таблице 2.16, а эффективные длины в таблице 2.17.

Таблица 2.16. Размеры сечений клиновых шестигранных ремней, мм
(ГУ2563-058-00152106-2010)

	АА/НАА	ВВ/НВВ	СС/НСС
W (a)	13	17	22
T (b)	11	13	17

Таблица 2.17. Эффективные (L_e) длины выпускаемых клиновых шестигранных ремней (по средней линии), мм

АА/НАА	2000	2120	2240	2360	2500	2650	2800	3000	3150	3350			
ВВ/НВВ	3000	3150	3350	3550	3750	4000	4250	4500	4750	5000	5300		
СС/НСС	3000	3150	3350	3550	3750	4000	4250	4500	4750	5000	5300	5600	6000

Примечание. 1. Клиновые ремни сечения СС/НСС предусмотрены как кордшнуровой (тип Ш), так и кордканевый (тип Т). 2. Для специальных многошкивных приводов предусмотрен выпуск клиновых ремней сечения ВВ/НВВ, состоящих полностью из кордной ткани (ремни с пометкой «спец»). 3. Возможен выпуск клиновых ремней в указанном диапазоне длин, стандартизованных в дюймовой системе (по импортному образцу) с номерами длин: сечение АА/НАА – от 77 до 128, сечение ВВ/НВВ – от 75 до 270 и сечение СС/НСС – от 86 до 224.

Примеры обозначений клиновых ремней шестигранного сечения:

«АА/НАА – 2500; ВВ/НВВ – 3350; СС/НСС – 4000Т».

Поликлиновые ремни (рис. 2.8) сочетают в себе гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами клиновых ремней.

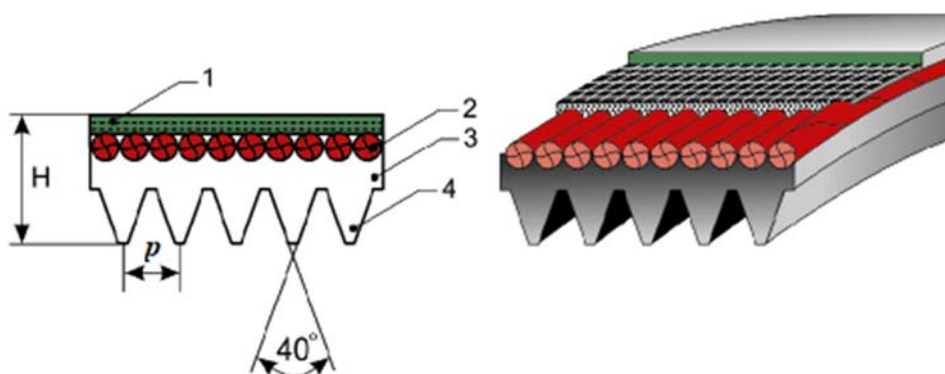


Рис. 2.8. Общий вид поликлинового ремня:

H – толщина (мм); p – шаг (мм); 1 – слой растяжения (состоит из слоев ткани, закроенной под углом $50 \pm 5^\circ$, или слоев резины); 2 – несущий слой (тяговый) состоит из одного ряда корд-шнура); 3 – слой сжатия (состоит из слоев резины); 4 – эластичный слой (состоит из слоев резины)

Передачи с поликлиновыми ремнями имеют большую нагрузочную способность (до 20 кВт на ребро), позволяют реализовать большие передаточные отношения (до 40), обеспечивают плавность вращения, низкий шум, высокий КПД (до 0,98), допускают обратный изгиб, что позволяет осуществлять компоновку с несколькими приводными ремнями. Они применяются в бытовой технике, автомобильной промышленности и сельскохозяйственном оборудовании.

Выпускают ремни, как правило, маслостойкими с рабочим диапазоном температур от -30 до 80 °С, износостойкими. Они представляют собой бесконечные плоские ремни с высокопрочным кордшнуром и с продольными клиньями на нижней стороне, работающие на шкивах с клиновыми канавками при скоростях до 60 м/с. При одинаковой мощности ширина шкивов для поликлиновых ремней в 1,5...2 раза меньше ширины шкивов передач с клиновыми ремнями. Малая высота таких ремней способствует снижению уровня колебаний шкивов. Вместе с тем поликлиновые ремни более чувствительны к не параллельности валов и осевому смещению шкивов. Отечественная промышленность выпускает поликлиновые ремни трех сечений *K*, *L*, *M* по ТУ 2563-040–70453527-2004 с числом ребер от 2 до 50 (табл. 2.18, 2.19) и углом клина $\varphi = 40^\circ$.

Таблица 2.18. Поликлиновые приводные ремни

1 – несущий слой из кордшнура;
2 – обертка из прорезиненной ткани

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Предельные расчетные длины l , мм	Число ребер Z		T_1 , Н·м	
	p	H	h	δ		рекомендуемые	допускаемые		
<i>K</i>	2,4	4,0	2,35	1,0	400...2000	2...35	35	40	< 40
<i>L</i>	4,8	9,5	4,85	2,4	1250...4000	4...20	50	80	18...35
<i>M</i>	9,3	16,7	9,6	3,5	2000...4000	4...20	50	180	> 130

Примечание. Длины ремней на уровне нейтральной линии сечения L приведены в таблице 2.19.

Таблица 2.19. Длины отечественных поликлиновых ремней сечений *K, L, M*

Тип ремня	Расчетная длина, мм
<i>K</i>	500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000.
<i>L</i>	1250; 1320; 1400; 1600; 1700; 1800; 2000; 2120; 2240; 2500; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 4000.
<i>M</i>	2000; 2120; 2240; 2500; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 4000; 7650.

Примечание. По требованию заказчика в указанном диапазоне длин поликлиновые ремни могут быть изготовлены любой нестандартной длины.

Кроме отечественных поликлиновых ремней в России используются поликлиновые ремни зарубежных фирм, которые следуют стандартам DIN 7867/ISO 9982. Зарубежные стандарты нормализуют 5 сечений поликлиновых ремней (*PH, PJ, PK, PL, PM*) с числом ребер от 3 до 20. Приблизительное соответствие отечественных и зарубежных ремней следующее: *K-PJ; L-PL; M-PM*. Геометрические размеры этих ремней представлены в таблице 2.20.

Таблица 2.20. Геометрические размеры импортных поликлиновых ремней

Обозначение	<i>PH</i>	<i>PJ</i>	<i>PK</i>	<i>PL</i>	<i>PM</i>
Шаг ребер, <i>p</i> , мм	1,6	2,34	3,56	4,7	9,4
Высота ремня, <i>H</i> , мм	3,0	3,5	6,0	9,5	16,5
Расстояние до нейтрального слоя, δ , мм	1,0	1,1	1,5	1,5	2,0
Высота ребра, <i>h</i> , мм	1,3	1,8	3,0	5,0	10,5
Минимальный диаметр шкива, d_b , мм	13	20	45	75	180
Максимальная скорость, v_{max} , м/с	60	60	50	40	35
Диапазон длины, <i>L</i> , мм	1140...2404	356...2489	527...2550	991...2235	2286...16764

Эти ремни применяют в приводах механизмов высокой точности.

Длины импортных поликлиновых ремней следует принимать из ряда стандартных размеров (табл. 2.21).

Таблица 2.21. Длины импортных поликлиновых ремней сечений *PH*, *PJ*, *PK*, *PL*, *PM*

Тип ремня	Расчетная длина, мм
<i>PH</i>	1140; 1219; 1260; 1580; 1600; 1653; 1845; 1874; 1890; 1915; 1930; 1951; 1980; 1992; 2404
<i>PJ</i>	356; 381; 406; 432; 457; 483; 508; 559; 584; 610; 660; 686; 711; 737; 762; 786; 813; 838; 864; 889; 914; 965; 991; 1016; 1054; 1092; 1143; 1168; 1194; 1219; 1245; 1270; 1295; 1321; 1372; 1397; 1461; 1473; 1549; 1600; 1626; 1651; 1702; 1753; 1778; 1854; 1930; 1956; 1981; 2019; 2210; 2286; 2337; 2489
<i>PK</i>	527; 630; 648; 698; 730; 755; 770; 810; 830; 880; 920; 960; 1000; 1035; 1130; 1205; 1280; 1314; 1397; 1420; 1460; 1480; 1520; 1549; 1610; 1645; 1725; 1843; 1885; 1980; 2031; 2080; 2164; 2236; 2550
<i>PL</i>	991; 1041; 1149; 1168; 1194; 1219; 1270; 1295; 1321; 1334; 1346; 1372; 1397; 1422; 1435; 1473; 1499; 1562; 1613; 1651; 1664; 1715; 1727; 1765; 1803; 1841; 1943; 1956; 1981; 2019; 2070; 2096; 2134; 2197; 2235; 2324; 2362; 2477; 2515; 2705; 2743; 2745; 2895; 2921; 2997; 3085; 3124; 3289; 3327; 3492; 3696; 4051; 4191; 4470; 4622; 5029; 5385; 6096
<i>PM</i>	2286; 2388; 2515; 2693; 2832; 2921; 3010; 3124; 3327; 3531; 3734; 4089; 4191; 4470; 4648; 5029; 5410; 6121; 6883; 7646; 8408; 9169; 9931; 10693; 12217; 13741; 15266; 16764

Окончательно при заказе принятую длину ремня следует уточнять у фирмы, поставляющей ремни. Возможна более широкая номенклатура ремней. При заказе необходимо руководствоваться следующей схемой обозначения: например, 10-РК-1314, где 10 число ребер; РК обозначение сечения; 1314 длина ремня. В обозначении могут быть и другие символы, специфические для каждого производителя.

Поликлиновые ремни, широко применяемые в автомобильной промышленности, бытовой технике, промышленном и сельскохозяйственном оборудовании:

сечения К: 4К-500; 6К-550; 10К-550; 12К-550; 10К-630; 4К-730; 7К-730; 10К-730; 12К-730; 4К-800; 8К-800; 10К-800; 20К-800; 22К-800; 6К-900; 8К-900; 10К-900; 16К-900; 18К-900; 20К-900; 20К-1120; 28К-1120; 6К-1250; 10К-1250; 16К-1250; 20К-1250; 24К-1250; 10К-1400; 18К-1400; 6К-1600; 20К-1600; 6К-1800; 10К-1800; 16К-1800; 18К-1800; 6К-2000; 10К-2000; 16К-2000; 22К-900; 4К-1005; 6К-1005; 8К-1005; 10К-1005; 16К-1005; 20К-1005; 22К-105; 10К-1120.

сечения Л: 12Л-1250; 6Л-1320; 8Л-2000; 12Л-2000; 14Л-2000; 10Л-2120; 10Л-2240; 12Л-2240; 16Л-2240; 20Л-2240; 20Л-2360; 10Л-2500; 14Л-2500; 12Л-2800; 20Л-4000; 8Л-1400; 10Л-1400; 12Л-1400; 20Л-1400; 10Л-1600; 16Л-1600; 20Л-1600; 18Л-1800; 20Л-1800.

сечения М: 10М-2000; 12М-2000; 18М-2000; 18М-2240; 16М-2240; 18М-2240; 8М-2500; 5М-3550; 20М-3550; 18М-4000; 20М-4000; 8М-4500; 46М-7650; 22М-2500; 8М-2650; 8М-2800; 10М-2800; 12М-2800; 18М-2800; 20М-2800; 10М-3150; 12М-3150.

сечения РК: 6РК-975; 6РК-1000; 6РК-1030; 6РК-1045; 6РК-1054; 6РК-1080; 6РК-1100; 6РК-1115; 6РК-1125; 6РК-1138; 6РК-1165; 6РК-1190; 6РК-1195; 6РК-1200; 6РК-1400; 6РК-1413; 6РК-1420; 6РК-1425; 6РК-1430; 6РК-1440; 6РК-1445; 6РК-1460; 6РК-1475; 6РК-1490; 6РК-1510; 6РК-1520; 6РК-1526; 6РК-1600; 6РК-1620; 6РК-1625; 6РК-1630; 6РК-1635; 6РК-1650; 6РК-1660; 6РК-1885; 6РК-1888; 6РК-2005; 6РК-2030; 6РК-2050; 6РК-2055; 6РК-

2085; 6PK-2100; 6PK-2190; 6PK-1210; 6PK-1220; 6PK-1226; 6PK-1230; 6PK-1235; 6PK-1240; 6PK-1250; 6PK-1275; 6PK-1370; 6PK-1675; 6PK-1703; 6PK-1727; 6PK-1740; 6PK-1750; 6PK-1790; 6PK-1800; 6PK-1816; 6PK-1825.

2.2. Последовательность расчета клиноременных и поликлиновых передач

Проектирование клиноременной передачи при заданной передаваемой мощности ($P_{дв}$), частоте вращения ведущего шкива (n_1) и передаточного числа ($u_{1,2}$) начинают с выбора типа клинового ремня.

Ремни нормального сечения типа *Z* применяют при передаваемой мощности до 2 кВт. Сечение ремней *A*, *B*, *C*, *D*, *E* выбирают в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения ведущего шкива по номограмме, представленной на рисунке 2.9.

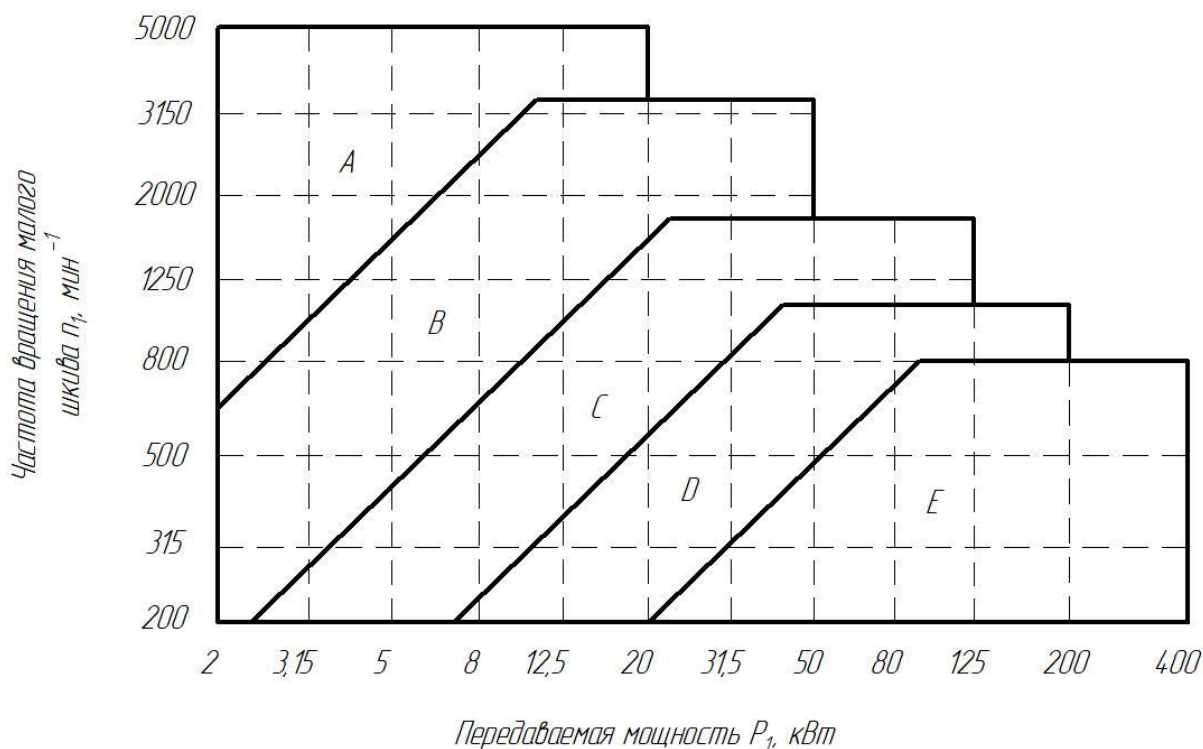


Рис. 2.9. Номограмма для выбора клинового ремня нормального сечения

Сечения узких ремней *SPZ*, *SPA*, *SPB*, *SPC* выбирают по номограмме, (рис. 2.10).

Сечение поликлиновых ремней выбирают по номограмме (рис. 2.11).

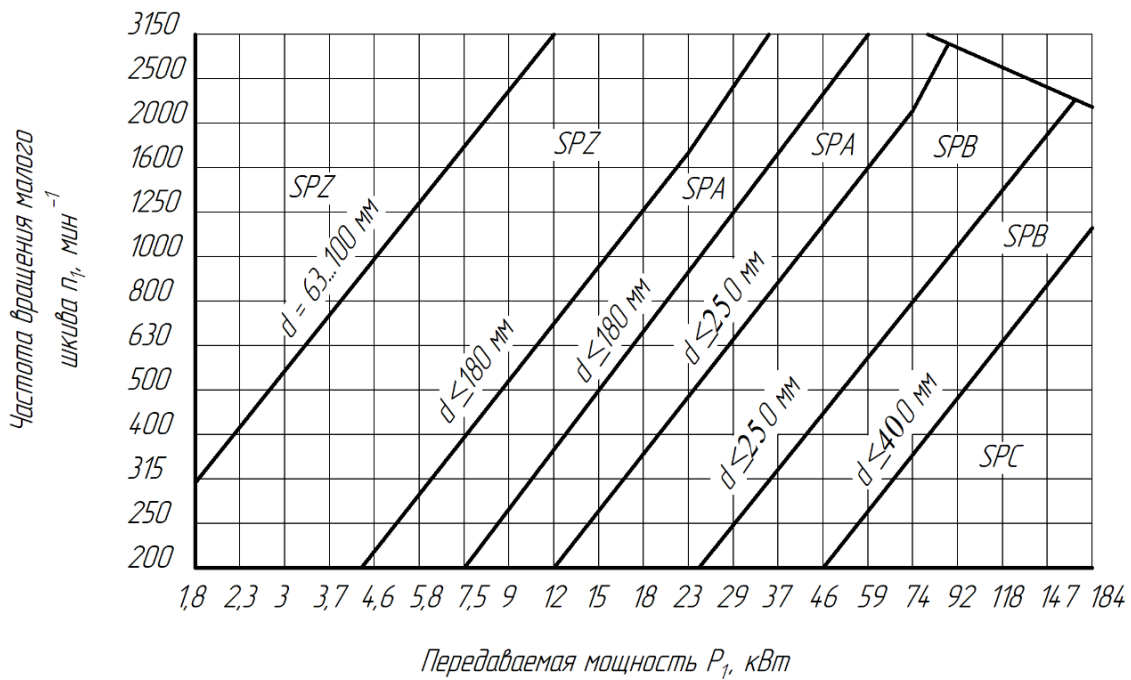


Рис. 2.10. Номограмма для выбора клинового ремня узкого сечения

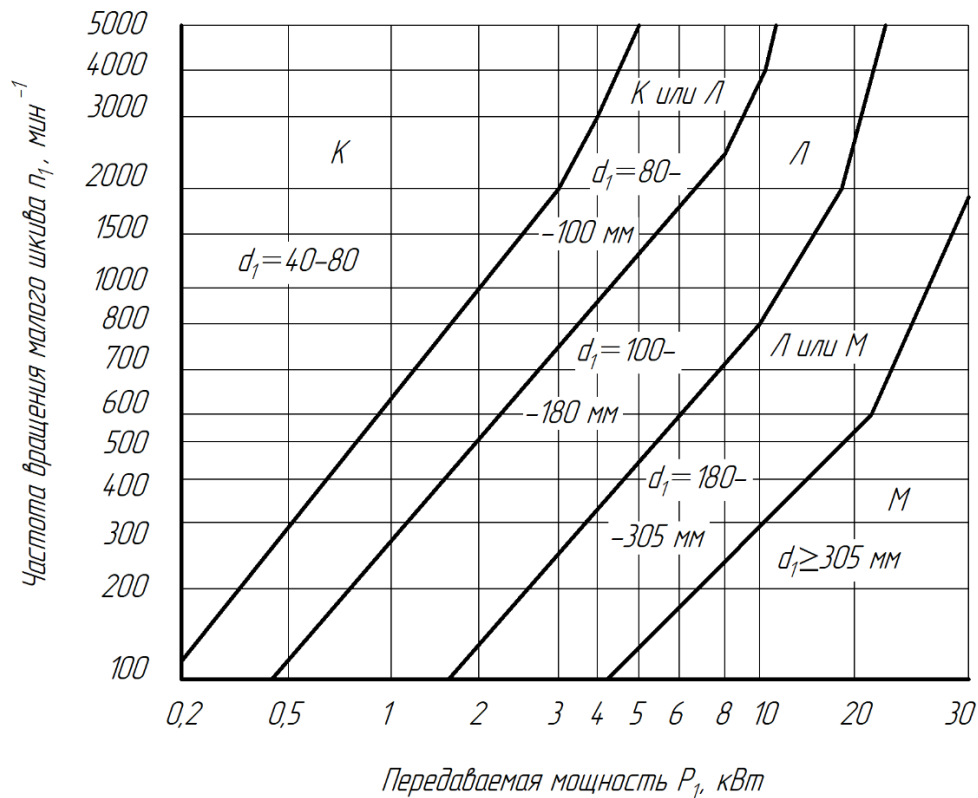


Рис. 2.11. Номограмма для выбора типа поликлинового ремня

Расчетную передаваемую мощность P_p в кВт определяют по формуле

$$P_p = P_1 \cdot C_p, \quad (2.1)$$

где P_1 – номинальная мощность, потребляемая приводом, на ведущем шкиве, кВт;
 C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, определяемый по таблицам 2.22 и 2.23.

Справочные данные по мощности, P_0 , кВт, передаваемой одним ремнем различного типа, класса и сечения, приведены в таблицах 2.24 – 2.30.

Таблица 2.22. Коэффициент C_p динамичности нагрузки и режима работы ремней в приборах
 общепромышленного применения (ГОСТ 1284.3-96)

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	C_p при числе смен работы ремней								
			1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Легкий	Ленточные конвейеры, веялки, сепараторы, легкие грохоты, машины для очистки и погрузки зерна и др. Станки: токарные, сверлильные, шлифовальные, легкие вентиляторы, насосы и компрессоры центробежные и ротационные	3 Спокойная. Максимальная кратковременная нагрузка до 120% от номинальной	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Средний	Станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные, электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами, вентиляторы и воздухоподувки, цепные транспортеры, элеваторы, дисковые пилы для дерева, пищевые машины, станки скоростного шлифования и др.	Умеренные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 150% от номинальной	1,0	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Тяжелый	Станки строгальные, долбежные, зубодолбежные и деревообрабатывающие, конвейеры винтовые, скребковые, хлопкоочистительные машины, машины для прессования и брикетирования кормов и др.	Значительное колебание нагрузки. Кратковременная перегрузка до 200%	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, прессы винтовые и эксцентриковые с относительно легким маховиком, ножницы, молоты, бегуны, глиномялки, мельницы шаровые, жерновые, вальцовые, дробилки лесопильные рамы и др.	Ударная и резконеравномерная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 300%	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

Таблица 2.23. Коэффициент C_p динамичности нагрузки и режима работы ремней в приводах сельхозмашин (ГОСТ 1284.3-96)

Режим работы	Тип машины и агрегата сельхозмашин	Характер нагрузки	C_p при числе смен работы ремней					
			1			2		
			1	2	3	1	2	3
Легкий	Равномерно вращающиеся роторы, ленточные и цепнопланчатые элеваторы, клавишные соломотрясы, шнековые питатели, подборщики стеблей, вентиляторы очистки, гидронасосы, погрузчики тюков, плющилки травы стеклоподъемники	Спокойная. Кратковременная перегрузка до 120% номинальной	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5
Средний	Мотовило, шнеки жаток, грохоты, гидростатическая передача, питающие транспортеры, легкие ротационные почвообрабатывающие органы; приводы ходовой части самоходных машин	Умеренная колебательная. Кратковременная перегрузка до 150% номинальной	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,7
Тяжелый	Молотильные барабаны, режущие аппараты, измельчители стеблей, вентиляторы измельченной массы, прессы для соломы (сена), разбрасыватели удобрений, тяжелые грохоты и ротационные почвообрабатывающие органы	Значительные колебательные. Кратковременная перегрузка до 200% номинальной	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7
Примечание. При реверсировании, частом пуске и установке натяжного шкива на ведущей ветви коэффициент C_p увеличивается на 0,1								

Таблица 2.24. Мощность, P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнём нормального сечения 0, I и II классов сечения Z, A, B, при $\alpha = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $L_p = L_0$

Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при частоте вращения n_1 мин ⁻¹						
		700	950	1450	2800	2900	3200	3600
Z при $L_0 = 1320$ мм	63	0,27	0,34	0,48	0,78	-	0,85	0,21
	71	0,33	0,42	0,59	0,98	-	1,07	1,15
	80	0,40	0,51	0,72	1,20	-	1,31	1,41
	90	0,47	0,61	0,86	1,43	-	1,56	1,67
	100	0,54	0,71	1,00	1,65	-	1,80	1,92
	112 и более	0,63	0,82	1,17	1,91	-	2,06	2,19
A при $L_0 = 1700$ мм	90	0,61	0,77	1,07	1,64	-	1,75	1,83
	100	0,74	0,95	1,32	2,05	-	2,19	2,28
	112	0,90	1,15	1,61	2,51	-	2,68	2,78
	125	1,07	1,37	1,92	2,98	-	3,16	3,26
	140	1,26	1,62	2,28	3,48	-	3,65	3,79
	160	1,51	1,95	2,73	4,06	-	4,15	4,17
	180 и более	1,76	2,27	3,16	4,54	-	4,58	-
B при $L_0 = 2240$ мм	125	1,30	1,64	2,19	2,95	2,96	-	-
	140	1,64	2,08	2,82	3,07	3,85	-	-
	160	2,09	2,66	3,62	-	4,89	-	-
	180	2,53	3,22	4,39	-	5,76	-	-
	200	2,96	3,70	5,13	-	6,43	-	-
	224	3,47	4,42	5,97	-	-	-	-
	250	4,00	5,10	6,82	-	-	-	-
	280 и более	4,61	5,85	7,76	-	-	-	-

Таблица 2.25. Мощность, P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнём нормального сечения 0, I и II классов сечения C, D, E, при $\alpha = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $L_p = L_0$

Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при частоте вращения n_1 мин ⁻¹				
		700	950	1450	1800	2000
C при $L_0 = 3750$ мм	200	3,69	4,58	5,84	6,28	6,34
	222	4,64	5,78	7,45	8,00	8,00
	250	5,64	7,04	9,04	9,63	9,62
	280	6,76	8,49	10,72	11,22	11,04
	315	8,09	10,05	12,46	12,67	12,14
	355	9,50	11,73	14,12	13,73	-
	400	11,02	13,48	15,53	-	-
	450 и более	12,63	15,23	-	-	-

Таблица 2.26. Мощность, P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым нормальным ремнём 0, I и II классов сечения D, E , при $\alpha = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $L_p = L_0$

Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при частоте вращения n_1 мин ⁻¹								
		100	200	300	500	700	950	1000	1100	1200
D при $L_0 = 6000$ мм	315	2,22	4,22	5,82	8,69	12,23	14,09	14,64	15,78	16,78
	355	3,01	5,31	7,35	10,9	13,7	16,15	16,48	16,98	17,25
	400	3,66	6,52	9,13	13,55	17,07	20,06	20,45	20,99	21,20
	450	4,37	7,90	11,02	16,4	20,63	24,0	24,39	24,84	24,84
	500	5,08	9,21	12,88	19,17	23,99	27,50	27,82	28,02	27,61
	560	5,91	10,76	15,07	22,38	27,73	31,04	31,17	30,85	-
	630	6,88	12,64	17,57	25,94	31,68	34,19	-	-	-
	710	8,01	14,55	20,35	29,76	35,59	36,35	-	-	-
800 и более	9,22	16,76	23,39	33,72	39,14	-	-	-	-	
E при $L_0 = 7100$ мм	500	6,12	10,86	14,96	21,65	26,21	28,32	-	-	-
	560	7,32	13,09	18,10	26,25	31,59	33,40	-	-	-
	630	8,75	15,65	21,69	31,36	37,26	37,92	-	-	-
	710	10,31	18,52	25,69	36,85	42,87	-	-	-	-
	800	12,05	21,70	30,06	42,53	47,96	-	-	-	-
	900	13,96	25,15	34,71	48,20	-	-	-	-	-
	1000 и более	15,84	28,52	39,17	53,12	-	-	-	-	-

Таблица 2.27. Мощность, P_0 , кВт, передаваемая одним нормальным ремнём III и IV классов, при $\alpha = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $L_p = L_0$

Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при частоте вращения n_1 мин ⁻¹				
		700	800	950	1450	2850
Z при $L_0 = 1320$ мм	63	-	0,32	0,36	0,47	0,66
	71	-	0,42	0,48	0,65	0,97
	80	-	0,54	0,62	0,84	1,30
	90	-	0,67	0,77	1,06	1,66
	100	-	0,80	0,91	1,27	2,01
	112 и более	-	0,95	1,09	1,51	2,40
A при $L_0 = 1700$ мм	75	-	0,66	0,74	1,00	1,57
	80	-	0,78	0,89	1,20	1,83
	90	-	1,02	1,17	1,62	2,54
	100	-	1,26	1,45	2,02	3,23
	112	-	1,55	1,78	2,50	4,02
	125	-	1,85	2,14	3,01	4,84
	140	-	2,20	2,54	3,58	5,73
	160	-	2,66	3,07	4,32	6,81
180 и более	-	3,10	3,58	5,04	7,78	
B при $L_0 = 2240$ мм	125	1,77	1,96	2,23	2,99	4,11
	140	2,24	2,48	2,83	3,85	5,40
	160	2,85	3,17	3,63	4,96	7,93
	180	3,45	3,85	4,41	6,03	8,25
	200	4,05	4,51	5,17	7,06	9,34
	224	4,75	5,29	6,06	8,24	-
	250	5,49	6,12	7,00	9,45	-
280 и более	6,33	7,04	8,05	10,73	-	

Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при частоте вращения n_1 мин ⁻¹				
		700	800	950	1450	2850
Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	700	800	950	1450	2850
С при $L_0 = 3750$ мм	200	4,71	-	5,88	7,66	7,70
	224	5,81	-	7,29	9,52	-
	250	6,99	-	8,77	11,41	-
	280	8,31	-	10,42	13,42	-
	315	9,81	-	12,26	15,53	-
	355	11,47	-	14,25	17,59	-
	400	13,26	-	16,34	18,98	-
	450 и более	15,15	-	18,44	-	-

Таблица 2.28. Мощность, P_0 , кВт, передаваемая одним нормальным ремнём III и IV классов, при $\alpha = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $L_p = L_0$

Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при частоте вращения n_1 мин ⁻¹						
		100	200	300	500	700	950	1450
D при $L_0 = 3750$ мм	355	2,62	4,71	6,59	9,80	12,35	14,51	14,56
	400	3,16	5,72	8,02	11,97	15,06	17,52	16,57
	450	3,75	6,83	9,59	14,30	17,89	20,48	-
	500	4,34	7,91	11,12	16,55	20,51	20,99	-
	560	5,03	9,20	12,93	19,12	23,39	25,34	-
	630	5,84	10,68	14,98	21,95	27,32	27,1	-
	710	6,74	12,34	17,25	24,93	29,06	-	-
	800 и более	7,75	14,16	19,72	27,96	31,29	-	-
E при $L_0 = 3750$ мм	500	7,11	12,89	18,06	26,78	33,22	37,42	-
	560	8,35	15,20	21,31	31,50	38,69	42,49	-
	630	9,78	17,84	25,01	36,73	44,43	46,90	-
	710	11,40	20,81	29,12	42,34	50,07	-	-
	800	13,20	24,09	33,60	48,12	55,11	-	-
	900	15,17	27,65	38,39	53,85	-	-	-
	1000 и более	17,11	33,13	42,67	58,78	-	-	-

Таблица 2.29. Мощность, P_0 , кВт, передаваемая одним узким клиновым ремнём при $\alpha = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, при базовой длине L_0 и спокойной односменной работе

Тип ремня	Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при скорости ремня v м/с						
			3	5	10	15	20	25	30
Узкий клиновой	SPZ при $L_0 = 1600$ мм	63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,75	2,65	-
		80	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
		90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35

Тип ремня	Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_0], кВт, при скорости ремня v м/с						
			3	5	10	15	20	25	30
			112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85
	125	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85	
<i>SPA</i> при $L_0 = 2500$ мм	90	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-	
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-	
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-	
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10	
	140	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43	
	160	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	
<i>SPB</i> при $L_0 = 3550$ мм	140	1,96	2,95	5,0	6,37	-	-	-	
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-	
	180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5	
	200	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3	
	224	2,81	4,26	7,83	10,7	13,0	14,6	15,1	
<i>SPC</i> при $L_0 = 5600$ мм	224	2,33	5,45	9,40	12,3	14,3	-	-	
	250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1	
	280	4,18	6,60	11,5	16,3	18,7	20,5	20,7	
	315	4,70	7,08	12,8	17,4	20,9	23,2	23,9	
	355	-	7,63	13,8	18,8	22,9	25,6	26,8	
	400	-	8,04	14,6	20,0	24,5	27,3	29,4	
	450	-	8,30	15,2	21,2	26,1	30,3	31,4	

Таблица 2.30. Мощность, P_0 , кВт, передаваемая одним поликлиновым ремнём с десятью клиньями при $\alpha = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, базовой длине L_0 и спокойной односменной работе

Тип ремня	Сечение ремня при L_0	Диаметр меньшего шкива, мм	Мощность [P_{10}] ₀ , кВт, при скорости ремня v м/с							
			3	5	10	15	20	25	30	35
				40	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	-
<i>K</i> при $L_0 = 710$ мм	45	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-	-	
	50	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-	-	
	63	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8	-	
	71	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	-	
	80	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	-	
	90	1,35	2,15	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7	-	
	100	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1	-	
	80	2,57	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-	-	
<i>L</i> при $L_0 = 1600$ мм	90	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-	-	
	100	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-	-	
	112	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-	-	
	125	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	-	
	140	4,04	6,3	11,0	15,0	17,2	19,2	19,0	17,2	
	180	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	-	
<i>M</i> при $L_0 = 2240$ мм	200	10,56	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	-	
	224	11,67	18,0	31,3	41,5	47,5	49,5	46,3	37	
	250	19,7	19,7	-	45,0	-	57,0	-	48	
	280	-	21,0	-	50,3	-	65,0	-	58	
	315	-	22,5	-	54,3	-	71,0	-	68	

После выбора сечения ремня и режима его работы определяют геометрические размеры передачи.

На рисунке 2.12 представлена схема двухшківной ременной передачи.

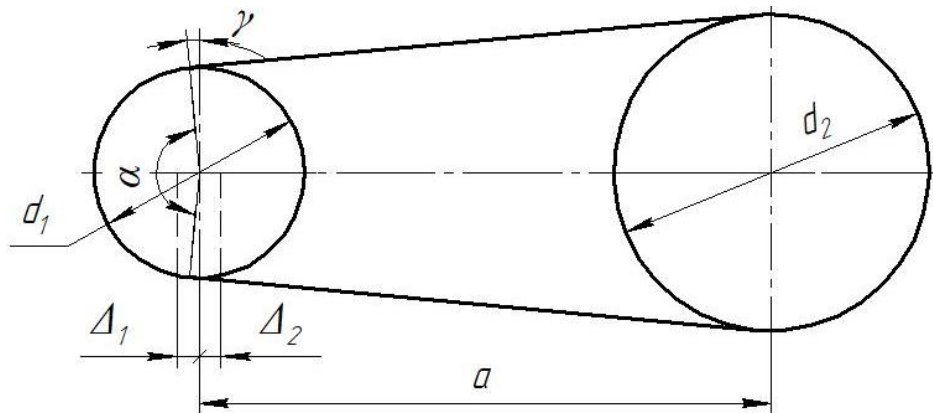


Рис. 2.12. Расчётная схема двухшківной ременной передачи

Диаметр ведущего шкива, из условия обеспечения ресурса работы ременной передачи не менее 2000 ч, определяют по эмпирической формуле

$$d_1 = C_d \sqrt[3]{T_1}, \quad (2.2)$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве, Нм; C_d – коэффициент, определяемый в зависимости от типа передачи (табл. 2.31).

Таблица 2.31. Значение коэффициента C_d

Тип передачи	C_d
Клиноременная передача с нормальным ремнем	38...42
Клиноременная передача с узким ремнем	20...25
Передача с поликлиновым ремнём	30...32

Определенное значение диаметра ведущего шкива d_1 округляют до ближайшего большего значения из стандартного ряда (стр. 12). При отсутствии ограничений по габаритным размерам передачи желательно принимать d_1 по возможности большим. В этом случае уменьшается деформация ремня при изгибе и повышается его долговечность. При этом должно соблюдаться условие $d_1 > d_{\min}$ (d_{\min} – минимально допустимый размер ведущего шкива для принятого типоразмера ремня). Максимальное значение d_1 ограничивается предельно допустимой окружной скоростью

ремня. Для классических нормальных ремней $v_{\max} = 30$ м/с, узких клиновых ремней $v_{\max} = 50$ м/с, поликлиновых ремней - $v_{\max} = 60$ м/с.

Линейную скорость ремня вычисляют по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad (2.3)$$

где d_1 – расчетный диаметр ведущего шкива, мм; n_1 – частота вращения меньшего шкива, мин⁻¹.

Расчетный диаметр большого (ведомого) шкива определяют по формуле

$$d_2 \approx d_1 \cdot u \quad (2.4)$$

По определенному значению d_2 подбирают шкив с диаметром из стандартного ряда.

Уточняют передаточное число передачи

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}, \quad (2.5)$$

где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – относительное скольжение при нормальных условиях ременной передачи.

$$\text{Допускаемое отклонение } \Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u} \cdot 100\% \leq 5\%.$$

Межосевое расстояние передачи определяется конструктивными особенностями привода. Оно должно находиться в диапазоне

$$0,7(d_1 + d_2) \leq a \leq 2(d_1 + d_2). \quad (2.6)$$

Для обеспечения необходимой компактности передачи при выборе межосевого расстояния необходимо ориентироваться на следующие рекомендации (табл. 2.32).

Таблица 2.32. Рекомендуемые межосевые расстояния a , мм

u	1	2	3	4	5	6
a , мм	$1,5d_2$	$1,2d_2$	d_2	$0,95d_2$	$0,9d_2$	$0,85d_2$

Расчетную длину ремня, в зависимости от принятого межосевого расстояния, вычисляют по формуле

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \text{ мм} \quad (2.7)$$

По полученному значению расчётной длины подбирают ремень стандартной длины.

Далее уточняют, предварительно принятое, межосевое расстояние по формуле

$$a_{\text{ут.}} = 0,125\{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\}, \text{мм.} \quad (2.8)$$

Для свободной установки новых ремней в передаче, а также компенсации отклонений от номинала по длине ремня, его удлинение в процессе эксплуатации, предусматривают регулировку межцентрового расстояния шкивов.

Возможное изменение межцентрового расстояния Δ для нормальных ремней относительно $a_{\text{ном}}$ (рис. 2.12) должно удовлетворять условию:

$$\text{увеличение } \Delta_1 \geq S_1 L_p; \quad (2.9)$$

$$\text{уменьшение } \Delta_2 \geq S_2 L_p + 2W_p, \quad (2.10)$$

где S_1 и S_2 – коэффициенты, определяемые по табл. 2.33; W_p – расчетная ширина канавки шкива для выбранного ремня (ГОСТ 20889).

Таблица 2.33. Значения S_1 и S_2 для нормальных (классических) ремней [6]

Класс ремня (ГОСТ 1284.2)	S_1	S_2
I, II	0,025	0,009
III, IV	0,020	0,009

Примечание. По согласованию потребителя с разработчиком ремней для движущихся сельхозмашин допускается изменять пределы регулирования межцентрового расстояния.

Для облегчения надевания ремня на шкив и для обеспечения необходимого натяжения узких и поликлиновых ремней рекомендуют принимать $a_{\text{min}} = a - 0,01L$, $a_{\text{max}} = a + 0,02L$.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива α в градусах вычисляют по формулам:

$$\text{при } \alpha > 110^\circ \quad \alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}, \quad (2.11)$$

$$\text{при } \alpha \leq 110^\circ \quad \alpha = 2 \arccos \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad (2.12)$$

Минимальный угол обхвата шкива клиновым и поликлиновым ремнями рекомендуется принимать $[\alpha] \geq 120^\circ$. В исключительных случаях допускается брать не менее 90° .

На рисунке 2.13 приведены расчетные схемы трёх шкивных передач. На схеме (рис. 2.13, а) третий шкив может быть как рабочим, так и натяжным, а на схеме (рис. 2.13, б) – только натяжным. Натяжные шкивы должны располагаться на ведомой ветви передачи.

Предпочтительно расположение натяжного шкива внутри контура. В этом случае его диаметр должен быть не менее меньшего расчетного диаметра рабочего шкива передачи.

При расположении натяжного шкива вне контура его диаметр должен быть больше диаметра меньшего рабочего шкива передачи не менее чем в 1,35 раза. При невыполнении этих условий коэффициент C_p увеличивают на 0,1.

Натяжные шкивы должны обеспечивать необходимое регулирование длины контура клиноременной передачи.

Максимальную длину контура L_{\max} вычисляют по формуле

$$L_{\max} \geq (1 + 2 S_1) L_p . \quad (2.13)$$

Минимальную длину контура L_{\min} вычисляют по формуле

$$L_{\min} \leq (1 - 2 S_2) L_p - 4W_p . \quad (2.14)$$

Расчетные формулы для определения геометрических параметров трех шкивных передач приведены в таблице 2.34.

Таблица 2.34. Геометрический расчет трех шкивной клиноременной передачи. Исходные данные: диаметр шкивов – d ; координаты центров – x, y

Величина	Номер рисунка	Расчетная формула
Межцентровое расстояние	2.13, а	$a_1 = x_2$; $a_2 = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + y_3^2}$; $a_3 = \sqrt{x_3^2 + y_3^2}$
	2.13, б	$a_1 = x_2$; $a_2 = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + y_3^2}$; $a_3 = \sqrt{x_3^2 + y_3^2}$
Углы наклона ветвей к линиям, соединяющим центры шкивов, рад	2.13, а	$\gamma_1 = \arcsin \frac{d_1 - d_2}{2a_1}$; $\gamma = \arcsin \frac{d_2 - d_3}{2a_2}$; $\gamma_3 = \arcsin \frac{d_1 - d_3}{2a_3}$;
	2.13, б	$\gamma_1 = \arcsin \frac{d_1 - d_2}{2a_1}$; $\gamma = \arcsin \frac{d_2 + d_3}{2a_2}$; $\gamma_3 = \arcsin \frac{d_1 + d_3}{2a_3}$;
Углы наклона ветвей к оси x , рад	2.13, а	$\beta_1 = \gamma_1$; $\beta_2 = \arctg \frac{y_3}{x_2 - x_3} - \gamma_2$; $\beta_3 = \arctg \frac{y_3}{x_3} - \gamma_3$;
	2.13, б	$\beta_1 = \gamma_1$; $\beta_2 = \arctg \frac{y_3}{x_2 - x_3} - \gamma_2$; $\beta_3 = \arctg \frac{y_3}{x_3} - \gamma_3$;
Углы обхвата шкивов, рад	2.13, а	$\alpha_1 = \pi + \beta_1 - \beta_2$; $\alpha_2 = \pi - \beta_1 - \beta_2$; $\alpha_3 = \beta_2 - \beta_3 $;
	2.13, б	$\alpha_1 = \pi + \beta_1 - \beta_3$; $\alpha_2 = \pi - \beta_1 - \beta_2$; $\alpha_3 = \beta_1 - \beta_3 $;
Длина ремня	2.13, а	$L = a_1 \cos \gamma_1 + a_2 \cos \gamma_2 + a_3 \cos \gamma_3 + \frac{d_1}{2} \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \alpha_2 + \frac{d_3}{2} \alpha_3$;
	2.13, б	$L = a_1 \cos \gamma_1 + a_2 \cos \gamma_2 + a_3 \cos \gamma_3 + \frac{d_1}{2} \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \alpha_2 + \frac{d_3}{2} \alpha_3$;

Необходимое число клиновых ремней в приводе определяют по формуле:

$$Z = \frac{P_p}{[P_0] \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z \cdot C_u}, \quad (2.15)$$

где $[P_0]$ – допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем, при базовой длине L_0 , $u = 1$, $v = 10$ м/с, $\alpha = 180^\circ$ (табл. 2.24–2.29); C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня (для нормальных ремней табл. 2.38, для узкопрофильных табл. 2.39); C_α – коэффициент, угла обхвата (табл. 2.35); C_u – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа (табл. 2.36); C_Z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями, определяемый по количеству необходимых ремней Z' без учета всех коэффициентов (табл. 2.37).

Требуемое число ремней без учета всех коэффициентов

$$z' = P / P_0 \quad (2.16)$$

Таблица 2.35. Коэффициент C_α влияния угла обхвата ведущего шкива ремнем

при $\alpha_1 \geq 180^\circ$										
угол обхвата α°	180°	190°	200°	210°	220°	230°	240°			
C_α	1,0	1,03	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18			
при $\alpha_1 < 180^\circ$										
угол обхвата α°	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°	110°	100°	90°
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

Таблица 2.36. Коэффициент C_u , учитывающий влияние передаточного числа

Передаточное число u	1	1,05	1,1	1,2	1,5	1,8	$\geq 3,0$
C_u	1,0	1,03	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

Таблица 2.37. Коэффициент C_Z , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями

Число ремней в передаче	1	2...3	4...6	> 6
C_Z	1	0,95	0,9	0,86

Таблица 2.38. Коэффициент C_L , учитывающий влияние длины ремня для нормальных ремней

Расчетная длина ремня, L_p , мм	C_L для ремней сечением					
	Z(O)	A	B(B)	C(B)	D(G)	E(D)
400	0,49					
(425)	0,51					
450	0,53					
(475)	0,56	–				
500	0,58					
(530)	0,61					
560	0,63	0,71				
(600)	0,66	0,72				
630	0,68	0,74				
(670)	0,71	0,75			–	
710	0,73	0,77				
(750)	0,76	0,78				
800	0,78	0,80				
(850)	0,81	0,82				
900	0,84	0,83	0,80			
(950)	0,86	0,85	0,81			
1000	0,88	0,86	0,82			
(1060)	0,91	0,87	0,84			
1120	0,93	0,89	0,85			
(1180)	0,95	0,90	0,86			

Расчетная длина ремня, L_p , мм	C_L для ремней сечением					
	$Z(O)$	A	B(B)	C(B)	D(Г)	E(D)
1250	0,98	0,92	0,87			
(1320)	1,00	0,93	0,89			
1400	1,03	0,95	0,90			
(1500)	1,05	0,97	0,91			
1600	1,08	0,98	0,93			
(1700)	1,11	1,00	0,94			
1800	1,13	1,02	0,95	0,85		
(1900)	1,16	1,03	0,96	0,86		
2000	1,18	1,04	0,98	0,87		
(2120)	1,20	1,06	0,99	0,89		
2240	1,23	1,07	1,00	0,90		
(2360)	1,25	1,09	1,01	0,91		
2500	1,27	1,10	1,02	0,92		
(2650)		1,12	1,04	0,93		
2800		1,13	1,05	0,94		
(3000)		1,15	1,06	0,96		
3150		1,16	1,07	0,97	0,89	
(3350)		1,18	1,08	0,98	0,80	
3550		1,20	1,10	0,99	0,91	
(3750)		1,21	1,11	1,00	0,92	
4000		1,23	1,13	1,01	0,93	
(4250)			1,14	1,03	0,94	
4500			1,15	1,04	0,95	
(4750)			1,16	1,05	0,96	0,94
5000			1,17	1,06	0,97	0,95
(5300)			1,19	1,07	0,98	0,96
5600			1,20	1,08	0,99	0,96
(6000)			1,21	1,09	1,00	0,97
6300	–		1,22	1,10	1,01	0,98
6700				1,12	1,02	0,99
7100				1,13	1,03	1,00
7500				1,14	1,04	1,01
8000				1,15	1,05	1,02
8500		–		1,16	1,06	1,03
9000				1,17	1,07	1,04
9500				1,19	1,08	1,04
10000				1,20	1,09	1,05
10600				1,21	1,10	1,06
11200					1,11	1,07
11800			–		1,12	1,08
12500					1,13	1,09
13200					1,14	1,09
14000				–	1,15	1,10
15000					1,16	1,11
16000						1,12
17000					–	1,13
18000						1,14

Таблица 2.39. Значение коэффициента C_L для узкопрофильных (узких) ремней

Расчетная длина ремня, L_p , мм	Тип ремня			
	SPZ	SPA	SPB	SPC
630	0,82	–	–	–
710	0,84	–	–	–
800	0,86	0,81	–	–
900	0,88	0,83	–	–
1000	0,90	0,85	–	–
1120	0,93	0,87	–	–
1250	0,94	0,89	0,82	–
1400	0,96	0,91	0,84	–
1600	1,00	0,93	0,86	–
1800	1,01	0,95	0,88	–
2000	1,02	0,96	0,90	–
2240	1,05	0,98	0,92	0,83
2500	1,07	1,00	0,94	0,86
2800	1,09	1,02	0,96	0,88
3150	1,11	1,04	0,98	0,90
3550	1,13	1,06	1,00	0,92
4000	–	1,08	1,02	0,94
4500	–	1,09	1,04	0,96
5000	–	–	1,06	0,98
5600	–	–	1,08	1,00
6300	–	–	1,10	1,02
7100	–	–	1,12	1,04
8000	–	–	1,14	1,06
9000	–	–	–	1,08
10000	–	–	–	1,10
11200	–	–	–	1,12
12500	–	–	–	1,14

Для поликлиновой передачи требуемое число клиньев ремня

$$z = \frac{10 \cdot P_p}{[P_{10}]}, \quad (2.17)$$

где $[P_{10}]$ – мощность, передаваемая 10 клиньями ремня, кВт, в реальных условиях эксплуатации.

$$[P_{10}] = [P_{10}]_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_z, \quad (2.18)$$

где $[P_{10}]_0$ – мощность, передаваемая 10 клиньями ремня, кВт, в эталонных условиях (табл. 2.30); C_L – коэффициент длины ремня (табл. 2.40); C_α – коэффициент влияния угла обхвата (табл. 2.35); C_u – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа (табл. 2.36); C_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 2.37);

Таблица 2.40. Коэффициент длины поликлинового ремня, C_L

L_0/L_p	0,3	0,5	0,8	1,0	1,6	2,4
C_L	0,79	0,86	0,95	1,0	1,1	1,2

Примечание. L_0 – длина базового (эталонного) ремня

Сила предварительного натяжения одного ремня F_0 для передач с закрепленными центрами

$$F_0 = 850 \frac{P \cdot C_L \cdot C_p}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + q \cdot v^2, \quad (2.19)$$

где P – передаваемая мощность, кВт; C_L – коэффициент длины ремня; C_p – коэффициент динамичности и режима работы; z – число ремней; C_α – коэффициент влияния угла обхвата; q – масса одного погонного метра ремня (табл. 2.41); v – окружная скорость, м/с.

Таблица 2.41. Масса одного погонного метра длины ремня

Тип ремня	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC	K	L	M
q	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	0,07	0,12	0,20	0,37	0,09	0,45	1,6

Для передач с автоматическим натяжением при расчете предварительного натяжения F_0 влияние центробежной силы не учитывается.

Сила предварительного натяжения комплекта ремней передачи

$$F_0 = F_0' \cdot z. \quad (2.20)$$

Предварительное натяжение ремня можно определить

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A. \quad (2.21)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм²; σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремня, МПа.

Для клиновых резинотканевых ремней $\sigma_0 = 1,6$ МПа.

Окружное усилие, передаваемое ременной передачей

$$F_t = \frac{P}{v}, \quad (2.22)$$

где P – передаваемая мощность, Вт; v – окружная скорость, м/с.

Натяжение ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}. \quad (2.23)$$

Натяжение в ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (2.24)$$

Нагрузка на вал передачи

$$F_B = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (2.25)$$

Проверка прочности клиновых ремней

Максимальное суммарное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{ц}} + \sigma_{\text{и}} \leq [\sigma_p], \quad (2.26)$$

где σ_1 – напряжение в ведущей ветви, $\sigma_{\text{ц}}$ – напряжение от действия центробежных сил, $\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба.

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A \cdot z} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A}. \quad (2.27)$$

$$\sigma_{\text{ц}} = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}. \quad (2.28)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{h(T)}{d_1} E. \quad (2.29)$$

Модуль упругости материала прорезиненного клинового ремня $E = 80 \dots 100$ МПа.

Плотность материала прорезиненного клинового ремня $\rho = 1250 \dots 1400$ кг/м³.

Допускаемое напряжение на растяжение материала клинового ремня $[\sigma_p] = 10$ МПа.

Если максимальное напряжение σ_{\max} окажется больше $[\sigma_p]$, то следует увеличить диаметр ведущего шкива или принять большее сечение ремня или увеличить количество ремней и повторить расчет.

2.3. Примеры расчета клиновых и поликлиновых ременных передач

Пример 1. Рассчитать клиноременную передачу к приводу смесителя кормов. Передаваемая мощность $P = 10$ кВт, частота вращения ведущего шкива, установленного на валу электродвигателя $n_1 = 1450$ мин⁻¹, передаточное число $u = 2,5$, работа двухсменная, режим работы средний.

Решение. 1. По номограмме (см. рис. 2.9) по мощности $P = 10$ кВт и частоте вращения $n_1 = 1450$ мин⁻¹ назначаем тип ремня B нормального сечения.

Параметры ремня (табл. 2.3):

Размеры сечения, мм			Базовая длина, L_0 , мм	d_{\min}	Наибольший передаваемый момент T , Нм
W_p	W	T			
14,0	17,0	10,5	2240	125	40...190

2. Определяем вращающий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1450} \approx 65,9 \text{ Нм.}$$

3. Диаметр ведущего шкива для обеспечения необходимого ресурса рекомендуют определять по формуле (2.2)

$$d_1 = C_d \sqrt[3]{T_1} = (38 \dots 42) \sqrt[3]{65,9} \approx 153 \dots 169 \text{ мм,}$$

Принимаем стандартное значение диаметра $d_1 = 160$ мм (стр. 12).

Диаметр ведомого шкива (см. ф. 2.4)

$$d_2 = d_1 \cdot u = 160 \cdot 2,5 = 400 \text{ мм,}$$

Соответствует стандартному значению.

Уточняем приемлемость принятого ремня по окружной скорости (см. ф. 2.3)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} \approx 12,14 \text{ , м/с}$$

Ремень по окружной скорости подходит, так как допускаемая скорость ремней нормального сечения до 30 м/с (стр. 30).

4. Уточняем фактическое передаточное число (см. ф. 2.5)

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{400}{160(1-0,02)} \approx 2,55 \text{ ,}$$

где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коэффициент относительного скольжения ремня.

Отклонение фактического передаточного числа от заданного составляет

$$\Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u} \cdot 100\% = \frac{2,55 - 2,5}{2,5} \cdot 100\% = 2\% \text{ ,}$$

что меньше $[\Delta u] = 5\%$.

5. Назначаем межосевое расстояние, которое должно находиться в диапазоне (см. ф. 2.6)

$$0,7(d_1 + d_2) \leq a \leq 2(d_1 + d_2) \text{ ,}$$

$$0,7(160 + 400) \leq a \leq 2(160 + 400) ,$$

$$392 \text{ мм} \leq a \leq 1120 \text{ мм}.$$

Для обеспечения необходимой компактности при $u = 2,55$ (табл. 2.32)

$$a = 1,15d_2 = 1,15 \cdot 400 = 460 \text{ мм}.$$

6. Требуемая длина ремня (см. ф. 2.7)

$$\begin{aligned} L_p &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 460 + \frac{3,14}{2}(160 + 400) + \frac{(400-160)^2}{4 \cdot 460} = 1830,5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем стандартный ремень длиной $L_p = 2000$ мм. (табл. 2.3).

Обозначение ремня при его заказе:

«Ремень В-2000 мм ГОСТ1284.2-89».

7. Проверяем ремень на долговечность по числу пробегов (см. ф. 1.11)

$$\lambda = \frac{v}{L} = \frac{12,14}{2,00} = 6,07 \text{ с}^{-1} < [\lambda].$$

Для среднескоростных ремней $[\lambda] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$.

8. Уточняем окончательное значение межосевого расстояния (см. ф. 2.8)

$$\begin{aligned} a_{\text{ут.}} &= 0,125 \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = \\ &= 0,125 \left\{ 2 \cdot 2000 - 3,14(400 + 160) + \right. \\ &\quad \left. \sqrt{[2 \cdot 2000 - 3,14(400 + 160)]^2 - 8(400 - 160)^2} \right\} = 547,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для свободной установки новых ремней и их последующей регулировки определяем диапазон изменения межцентрового расстояния

$$\begin{aligned} a_{\text{min}} &= a - \Delta_2 = a - (S_2 L_p + 1W_p) = \\ &= 547,2 - (0,009 \cdot 2000 + 2 \cdot 14) = 501,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

$$a_{\text{max}} = a + \Delta_1 = a + S_1 L_p = 547,2 + 0,02 \cdot 2000 = 587,2 \text{ мм},$$

где S_1 и S_2 – коэффициенты (табл. 2.33); W_p – расчетная ширина канавки для выбранного ремня (ГОСТ 20889).

9. Угол обхвата ремнем ведущего шкива (см. ф. 2.11)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{400 - 160}{547,2} = 155^\circ > [\alpha].$$

$$[\alpha] = 120^\circ.$$

10. Допустимая приведенная мощность, передаваемая одним ремнем II класса типа *B*, при эталонной длине $L_0 = 2240$ мм, $\alpha_1 = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $d_1 = 160$ мм, $n_1 = 1450$ мин⁻¹ (табл. 2.24)

$$P_0 = 3,62 \text{ кВт.}$$

11. Необходимое число ремней для передачи расчетной мощности (см. ф. 2.15)

$$z = \frac{P_p}{P_0 \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z} = \frac{10,00 \cdot 1,2}{3,62 \cdot 1,13 \cdot 0,98 \cdot 0,935 \cdot 0,95} = 3,37,$$

где $C_u = 1,13$ – коэффициент влияния передаточного числа (табл. 2.36) $C_L = 0,98$ – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (табл. 2.38); $C_\alpha = 0,935$ – коэффициент, влияния угла обхвата ведущего (малого) шкива (интерполирование) (табл. 2.35); $C_Z = 0,95$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 2.37).

Без учета влияния коэффициентов требуемое число ремней (см. ф. 2.16)

$$z'_t = \frac{P}{P_0} = \frac{10}{3,62} \approx 2,8. \text{ При } z' = 3, C_Z = 0,95 \text{ (табл. 2.37),}$$

Окончательно принимаем четыре ремня типа *B*.

12. Сила предварительного натяжения одного ремня (см. ф. 2.19)

$$F_0 = 850 \frac{P \cdot C_L \cdot C_p}{z \cdot \vartheta \cdot C_\alpha} + q \cdot \vartheta^2 = 850 \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 0,98}{4 \cdot 12,4 \cdot 0,935} + q \cdot \vartheta^2 = 220,2 \text{ Н.}$$

13. Усилие предварительного натяжения комплекта ремней (см. ф. 2.20)

$$F_0 = F'_0 \cdot z = 220,2 \cdot 4 = 880,8 \text{ Н.}$$

14. Окружное усилие, передаваемое ременной передачей (см. ф. 2.22)

$$F_t = \frac{P_p}{\vartheta} = \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 10^3}{12,4} = 988,5 \text{ Н.}$$

15. Усилие, действующее на валы ременной передачи от натяжения всех ветвей ремня (см. ф. 2.25)

$$F_B = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 880,8 \cdot \sin \frac{155^\circ}{2} \approx 1720 \text{ Н.}$$

16. Напряжение в ведущей ветви ремня (см. ф. 2.27)

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A} = \frac{220,2}{138} + \frac{988,5}{2 \cdot 4 \cdot 138} \approx 2,5 \text{ МПа.}$$

17. Напряжение при изгибе ремня на ведущем шкиве (см. ф. 2.29)

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{h(T)}{d_1} E = \frac{11}{160} \cdot 100 = 6,875 \text{ МПа.}$$

При $E = 100 \text{ МПа}$ $\sigma_{\text{и}} = 6,875 \text{ МПа}$.

18. Напряжения от действия центробежных сил (см. ф. 2.28)

$$\sigma_{\text{ц}} = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 12,14^2 \cdot 10^{-6} \approx 0,2 \text{ МПа.}$$

19. Максимальное суммарное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив (см. ф. 2.26)

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{ц}} + \sigma_{\text{и}} \leq [\sigma_p] = 10 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 2,5 + 6,875 + 0,2 \approx 9,6 \text{ МПа,}$$

условие $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma_p]$ выполняется.

Пример 2. Рассчитать передачу с узким клиновым ремнем к приводу смесителя кормов. Исходные данные: потребляемая мощность $P_1 = 10 \text{ кВт}$, частота вращения ведущего шкива, установленного на валу электродвигателя $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число $u = 2,5$, работа двухсменная, режим работы средний.

Решение. 1. Определяем расчетную передаваемую мощность (см. ф. 2.1)

$$P_p = P_1 \cdot C_p = 10 \cdot 1,2 = 12 \text{ кВт,}$$

где: P_1 – номинальная мощность, потребляемая приводом, на ведущем шкиве, кВт; $C_p = 1,2$ – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, определяемый по таблицам 2.22, 2.23.

По номограмме (см. рис. 2.10), по расчетной мощности $P_p = 12 \text{ кВт}$ и частоте вращения $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$ назначаем узкий ремень сечения *SPZ*.

Параметры ремня:

Размеры сечения, мм			Площадь ремня A , мм	Базовая длина, L_0 , мм	Диапазон длин, мм	d_{min} , мм	Наибольший передаваемый момент T , Нм
W_p	W	T					
8,5	10,0	8,0	56	1600	630...3550	63	<150

2. Момент на ведущем шкиве

$$T_1 = \frac{P_p}{\omega_1} = \frac{30 \cdot P_p}{3,14 \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 12 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1450} \approx 79 \text{ Нм}$$

3. Диаметр ведущего шкива d_1 (см. ф. 2.2)

$$d_1 = C_d \sqrt[3]{T_1} = 20 \dots 25 \sqrt[3]{79} = 85,82 \dots 107,27,$$

где: $C_d = 20 \dots 25$ – коэффициент, определяемый в зависимости от типа передачи (табл. 2.31).

Принимаем стандартное значение $d_1 = 112$ мм.

Диаметр ведомого шкива (см. ф. 2.4)

$$d_2 = d_1 \cdot u = 112 \cdot 2,5 = 280 \text{ мм},$$

Соответствует стандартному значению (см. стр. 12).

Уточняем приемлемость принятого ремня по окружной скорости (см. ф. 2.3)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} \approx 8,5 \text{ м/с.}$$

$$v_1 < [v] = 50 \text{ м/с (см. стр. 34)}$$

Ремень по окружной скорости подходит.

4. Уточняем фактическое передаточное число (см. ф. 2.5)

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{280}{112(1-0,02)} \approx 2,55,$$

где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коэффициент относительного скольжения ремня.

Отклонение фактического передаточного числа от заданного составляет

$$\Delta u = \frac{u - u_\phi}{u} \cdot 100\% = \frac{2,55 - 2,5}{2,5} \cdot 100\% = 2\%,$$

что меньше $[\Delta u] = 5\%$.

5. Межосевое расстояние

$$a_{max} = 2(d_1 + d_2) = 2(112 + 280) = 784 \text{ мм},$$

$$a_{min} = 0,7(d_1 + d_2) = 0,7(112 + 280) = 274,4 \text{ мм},$$

$$a_{min} \leq a \leq a_{max}$$

$$274,4 \text{ мм} \leq a \leq 784 \text{ мм}.$$

Оптимальное значение (табл. 2.32)

$$a = 1,15 \cdot d_2 = 1,15 \cdot 280 = 322 \text{ мм}.$$

6. Требуемая длина ремня (см. ф. 2.7)

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

$$= 2 \cdot 322 + \frac{3,14}{2}(112 + 280) + \frac{(280-112)^2}{4 \cdot 322} = 1281 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный ремень длиной $L_p = 1400$ мм. (табл. 2.3).

7. Проверяем ремень на долговечность (см. ф. 1.11)

$$\lambda = \frac{\vartheta}{L} = \frac{8,5}{1,4} = 6,07 \text{ с}^{-1} < [\lambda] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

8. Уточняем окончательное значение межосевого расстояния (см. ф. 2.8)

$$a_{\text{ут.}} = 0,125 \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} =$$

$$= 0,125 \{ 2 \cdot 1400 - 3,14(280 + 112) +$$

$$\sqrt{[2 \cdot 1400 - 3,14(280 + 112)]^2 - 8(280 - 112)^2} \} \approx 383 \text{ мм.}$$

Для свободной установки новых ремней и их последующей регулировки определяем диапазон изменения межцентрового расстояния.

$$a_{\text{min}} = a - 0,01L = 383 - 0,01 \cdot 1400 \approx 369 \text{ мм.}$$

$$a_{\text{max}} = a + 0,02L = 383 + 0,02 \cdot 1400 \approx 411 \text{ мм.}$$

9. Допустимая приведенная мощность, передаваемая одним ремнем типа *SPZ* (табл. 2.29), при эталонной длине $L_0 = 1600$ мм, $\alpha_1 = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $d_1 = 112$ мм, $n_1 = 1450$ мин⁻¹, $\vartheta = 8,5$ м/с определяется методом интерполирования

$$P_0 = P_5 + \frac{P_{10} - P_5}{P_5} \cdot 3,5 = 1,80 + \frac{3,20 - 1,80}{5} \cdot 3,5 = 2,78 \text{ кВт.}$$

10. Угол обхвата ремнем ведущего шкива (см. ф. 2.11)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{280 - 112}{383} = 155^\circ > [\alpha].$$

$$[\alpha] = 120^\circ.$$

11. Требуемое число ремней для реальных условий эксплуатации (см. ф. 2.15)

$$Z = \frac{P_p}{P_0 \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z} = \frac{12}{2,78 \cdot 1,132 \cdot 0,93 \cdot 0,96 \cdot 0,9} = 4,75,$$

где $C_u = 1,132$ – коэффициент влияния передаточного числа (табл. 2.36);

$C_L = 0,93$ – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (табл. 2.39);

$C_\alpha = 0,96$ – коэффициент, влияния угла обхвата ведущего (малого) шкива (интерполирование) (табл. 2.35); $C_z = 0,9$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 2.37).

Без учета влияния коэффициентов требуемое число ремней

$$z'_t = \frac{P}{P_0} = \frac{10}{2,78} \approx 3,59. \text{ При } z' = 4, C_z = 0,9 \text{ (табл. 2.36),}$$

Окончательно принимаем пять ремней типа *SPZ*.

12. Сила предварительного натяжения одного ремня (см. ф. 2.19)

$$F'_0 = 850 \frac{P_p \cdot C_L}{z \cdot \vartheta \cdot C_\alpha} + q \cdot \vartheta^2 = 850 \frac{12 \cdot 0,93}{5 \cdot 8,5 \cdot 0,96} + 0,07 \cdot 8,5^2 \approx 238 \text{ Н.}$$

13. Усилие предварительного натяжения комплекта ремней (см. ф. 2.20)

$$F_0 = F'_0 \cdot z = 238 \cdot 5 = 1190 \text{ Н.}$$

14. Окружное усилие, передаваемое ременной передачей,

$$F_t = \frac{P_p}{\vartheta} = \frac{12 \cdot 10^3}{8,5} \approx 1412 \text{ Н.}$$

15. Усилие, действующее на валы ременной передачи от натяжения всех ветвей ремня (см. ф. 2.25),

$$F_B = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1190 \cdot \sin \frac{155^\circ}{2} \approx 2323 \text{ Н.}$$

$\sin 77,5^\circ = 0,976.$

16. Проверка ремней на прочность.

Напряжение растяжения в ведущей ветви ремня (см. ф. 2.27)

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A} = \frac{238}{56} + \frac{1412}{2 \cdot 5 \cdot 56} \approx 6,77 \text{ МПа.}$$

17. Напряжение при изгибе ремня на ведущем шкиве (см. ф. 2.29)

$$\sigma_{и} = \frac{h(T)}{d_1} E = \frac{8}{112} \cdot 80 \approx 5,71 \text{ МПа.}$$

При $E = 80 \text{ МПа}$

18. Напряжения растяжения от действия центробежных сил (см. ф. 2.28)

$$\sigma_{ц} = \rho \cdot \vartheta^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 8,5^2 \cdot 10^{-6} \approx 0,094 \text{ МПа.}$$

19. Максимальное суммарное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив (см. ф. 2.26)

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{ц} + \sigma_{и} \leq [\sigma_p] = 10 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\max} = 6,77 + 5,71 + 0,094 \approx 12,57 \text{ МПа,}$$

условие $\sigma_{\max} \leq [\sigma_p]$ не выполняется, необходимо увеличить диаметр ведущего шкива ременной передачи и повторить расчет.

Принимаем $d_1 = 125$ мм.

Диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u = 125 \cdot 2,5 = 312,5 \text{ мм,}$$

Принимаем из стандартного ряда $d_2 = 315$ мм.

Окружная скорость ремня

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} \approx 9,5 \text{ м/с.}$$

Уточняем фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{315}{125(1-0,02)} \approx 2,57,$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного составляет

$$\Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u} \cdot 100\% = \frac{2,5 - 2,57}{2,5} \cdot 100\% = 2,8\%, \text{ что допустимо.}$$

5. Назначаем межосевое расстояние в пределах

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(125 + 315) = 880 \text{ мм,}$$

$$a_{\min} = 0,7(d_1 + d_2) = 0,7(125 + 315) = 308 \text{ мм,}$$

$$a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$$

$$308 \text{ мм} \leq a \leq 880 \text{ мм.}$$

Оптимальное значение

$$a = 1,15d_2 = 1,15 \cdot 315 = 362,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 365$ мм.

Требуемая длина ремня

$$\begin{aligned} L_p &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 365 + \frac{3,14}{2}(125 + 315) + \frac{(315 - 125)^2}{4 \cdot 365} = 1445,53 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем стандартный ремень длиной $L_p = 1600$ мм (табл. 2.3).

Проверяем ремень на долговечность

$$\lambda = \frac{v}{L} = \frac{9,5}{1,6} \approx 6 \text{ с}^{-1} < [\lambda] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Уточняем межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a_{\text{ут.}} &= 0,125 \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = \\ &= 0,125 \left\{ 2 \cdot 1600 - 3,14(315 + 125) + \right. \\ &\quad \left. \sqrt{[2 \cdot 1600 - 3,14(315 + 125)]^2 - 8(315 - 125)^2} \right\} \approx 445 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для свободной установки новых ремней и их последующей регулировки определяем диапазон изменения межцентрового расстояния.

$$a_{\text{min}} = a - 0,01L = 445 - 0,01 \cdot 1600 \approx 429 \text{ мм.}$$

$$a_{\text{max}} = a + 0,02L = 445 + 0,02 \cdot 1600 \approx 477 \text{ мм.}$$

Допустимая приведенная мощность, передаваемая одним ремнем типа SPZ (табл. 2.29), при эталонной длине $L_0 = 1600$ мм, $\alpha_1 = 180^\circ$, $u_{1,2} = 1$, $d_1 = 125$ мм, $n_1 = 1450$ мин⁻¹, $v = 9,5$ м/с определяется методом интерполирования

$$P_0 = 3,25 \text{ кВт.}$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{315 - 125}{445} = 156^\circ > [\alpha].$$

$$[\alpha] = 120^\circ.$$

Требуемое число ремней для реальных условий эксплуатации

$$Z = \frac{P_p}{P_0 \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z} = \frac{12}{3,25 \cdot 1,13 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 0,9} = 3,9,$$

где: $C_u = 1,13$ – коэффициент влияния передаточного числа (табл. 2.36);

$C_L = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (табл. 2.38);

$C_\alpha = 0,93$ – коэффициент влияния угла обхвата ведущего (малого) шкива (интерполирование) (табл. 2.35); $C_Z = 0,9$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями (табл. 2.37).

Без учета влияния коэффициентов требуемое число ремней

$$z'_t = \frac{P}{P_0} = \frac{10}{3,25} \approx 3,07. \text{ При } z' = 4, C_z = 0,9 \text{ (табл. 2.37),}$$

Окончательно принимаем четыре ремня типа *SPZ*.

Сила предварительного натяжения одного ремня

$$F'_0 = 850 \frac{P_p \cdot C_L}{z \cdot \vartheta \cdot C_\alpha} = 850 \frac{12 \cdot 1}{4 \cdot 9,5 \cdot 0,93} \approx 289 \text{ Н.}$$

Усилие предварительного натяжения комплекта ремней

$$F_0 = F'_0 \cdot z = 289 \cdot 4 = 1156 \text{ Н.}$$

Окружное усилие, передаваемое ременной передачей

$$F_t = \frac{P_p}{\vartheta} = \frac{12 \cdot 10^3}{9,5} \approx 1263,15 \text{ Н.}$$

Усилие, действующее на валы ременной передачи от натяжения всех ветвей ремня,

$$F_B = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1156 \cdot \sin \frac{156^\circ}{2} \approx 2261,2 \text{ Н.}$$

$\sin 78^\circ = 0,978$.

Проверка ремней на прочность.

Напряжение растяжения в ведущей ветви ремня

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A} = \frac{238}{56} + \frac{1412}{2 \cdot 5 \cdot 56} \approx 6,77 \text{ МПа.}$$

Напряжение при изгибе ремня на ведущем шкиве

$$\sigma_{и} = \frac{h(T)}{d_1} E = \frac{8}{125} \cdot 80 \approx 5,12 \text{ МПа.}$$

При $E = 80 \text{ МПа}$

Напряжения растяжения от действия центробежных сил

$$\sigma_{ц} = \rho \cdot \vartheta^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 9,5^2 \cdot 10^{-6} \approx 0,117 \text{ МПа.}$$

Максимальное суммарное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{ц} + \sigma_{и} \leq [\sigma_p] = 10 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\max} = 6,77 + 0,117 + 5,12 \approx 12 \text{ МПа,}$$

условие $\sigma_{\max} \leq [\sigma_p]$ не выполняется.

Окончательно принимаем четыре ремня типа *XPZ* с формованным зубом на внутренней поверхности, что обеспечивает снижение (\approx на 20%) и более равномерное напряжение в ремне.

Пример 3. Рассчитать поликлиновую ременную передачу к приводу цепного конвейера. Передаваемая мощность $P = 10$ кВт, частота вращения ведущего шкива, установленного на валу электродвигателя $n_1 = 1450$ мин⁻¹, передаточное число $u = 2,5$, работа двухсменная, режим работы средний.

Решение. 1. Определяем расчетную передаваемую мощность (см. ф. 2.1)

$$P_p = P_1 \cdot C_p = 10 \cdot 1,2 = 12 \text{ кВт},$$

где: P_1 – номинальная мощность, потребляемая приводом, на ведущем шкиве, кВт; $C_p = 1,2$ – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, определяемый по таблицам 2.22, 2.23.

По номограмме (см. рис. 2.11) по мощности $P = 12$ кВт и частоте вращения $n_1 = 1450$ мин⁻¹ назначаем поликлиновой ремень типа *L*.

2. Определяем вращающий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 12 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1450} \approx 79 \text{ Нм}.$$

3. Диаметр ведущего шкива для обеспечения необходимого ресурса рекомендуют определять по формуле (2.2)

$$d_1 = C_d \sqrt[3]{T_1} = 30 \sqrt[3]{79} \approx 128,7 \text{ мм},$$

Принимаем стандартное значение диаметра $d_1 = 125$ мм.

Диаметр ведомого шкива (см. ф. 2.4)

$$d_2 = d_1 \cdot u = 125 \cdot 2,5 = 312,5 \text{ мм},$$

Принимаем $d_2 = 315$ мм.

Уточняем приемлемость принятого ремня по окружной скорости (см. ф. 2.3)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} \approx 9,5, \text{ м/с}$$

Ремень по окружной скорости подходит, так как допустимая скорость для поликлиновых ремней 40 м/с.

4. Уточняем фактическое передаточное число (см. ф. 2.5)

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{315}{125(1-0,01)} \approx 2,55 ,$$

где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коэффициент относительного скольжения ремня.

Отклонение фактического передаточного числа от заданного составляет

$$\Delta u = \frac{u-u_{\phi}}{u} \cdot 100\% = \frac{2,55-2,5}{2,5} \cdot 100\% = 2\% ,$$

что меньше $[\Delta u] = 5\%$.

5. Назначаем межосевое расстояние, которое должно находиться в диапазоне

$$\begin{aligned} 0,7(d_1 + d_2) + H &\leq a \leq 2(d_1 + d_2) , \\ 0,7(125 + 315) + 9,5 &\leq a \leq 2(125 + 315) , \\ 317,5 \text{ мм} &\leq a \leq 880 \text{ мм} , \end{aligned}$$

где $H = 9,5$ мм – высота сечения поликлинового ремня, L

Для обеспечения необходимой компактности при $u = 2,55$ (табл. 2.32)

$$a = 1,1d_2 = 1,1 \cdot 315 = 346,5 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем $a = 350$ мм.

6. Требуемая длина ремня (см. ф. 2.7)

$$\begin{aligned} L_p &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 350 + \frac{3,14}{2}(125 + 315) + \frac{(315-125)^2}{4 \cdot 350} = 1416,6 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Принимаем стандартный ремень длиной $L_p = 1400$ мм. (табл. 2.19).

7. Проверяем ремень на долговечность по числу пробегов (см. ф. 1.10)

$$\lambda = \frac{\vartheta}{L} = \frac{9,5}{1,4} = 6,79 \text{ с}^{-1} < [\lambda] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

8. Уточняем окончательное значение межосевого расстояния (см. ф. 2.8)

$$\begin{aligned} a_{\text{ут.}} &= 0,125 \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = \\ &= 0,125 \left\{ 2 \cdot 1400 - 3,14(315 + 125) + \right. \\ &\quad \left. \sqrt{[2 \cdot 1400 - 3,14(315 + 125)]^2 - 8(315 - 125)^2} \right\} \approx 342 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Для свободной установки новых ремней и их последующей регулировки определяем диапазон изменения межцентрового расстояния (см. стр. 58).

$$a_{\min} = a - 0,013L = 342 - 0,013 \cdot 1400 = 323,8 \text{ мм.}$$

$$a_{\max} = a + 0,02L = 342 + 0,02 \cdot 1400 = 370 \text{ мм.}$$

9. Угол обхвата ремнем ведущего шкива (см. ф. 2.11)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{315 - 125}{342} = 149^\circ > [\alpha].$$

$$[\alpha] = 120^\circ.$$

10. Допустимая приведенная мощность, передаваемая ремнем марки Л с десятью клиньями эталонной длины $L_0 = 1600$ мм и при спокойной односменной работе. (табл. 2.30)

$$P_0 = 5,9 + \frac{10,4 - 5,9}{5} \cdot 4,5 = 9,95 \text{ кВт. (интерполированием)}$$

При $\alpha_1 \approx 150^\circ$ коэффициент угла обхвата $C_\alpha = 0,92$ (табл. 2.35)

11. Допускаемая мощность, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью клиньями в условиях эксплуатации

$$P_{10} = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_u = 9,95 \cdot 0,92 \cdot 0,97 \cdot 1,13 \approx 10,06 \text{ кВт,}$$

где: $C_\alpha = 0,92$ – коэффициент влияния угла обхвата ведущего (малого) шкива (интерполирование) (табл. 2.35); $C_L = 0,97$ – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (табл. 2.38); $C_u = 1,134$ – коэффициент влияния передаточного числа (табл. 2.36) при $u = 2,55$.

12. Требуемое число клиньев (см. ф. 2.17)

$$z = \frac{10P_p}{P_{10}} = \frac{10 \cdot 12}{10,06} = 11,9.$$

Принимаем число клиньев $z = 12$.

Для нашего примера подходит ремень 12Л-1400, выпускаемый отечественной промышленностью.

ГЛАВА 3. ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Общие сведения о зубчато-ременных передачах

Зубчато-ременные передачи объединяют в себе достоинства ременных и цепных передач. Они компактны, долговечны, могут передавать мощность от 0,2 до 500 кВт при скоростях от 0,5 до 80 м/с. Обеспечивают стабильность передаточного числа ($u \leq 12,5$), имеют высокий КПД (0,95...0,98). Благодаря своим достоинствам значительно быстро расширяются их области применения в различных областях машиностроения.

Они используются в сельхозмашиностроении, робототехнике, в оргтехнике и других отраслях промышленности при необходимости передачи вращающего момента на небольшое расстояние и обеспечения стабильности передаточного числа.

В зубчато-ременной передаче нагрузка передается за счет зацепления зубьев ремня со шкивом (рис. 3.1), что исключает скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении ремня, уменьшает влияние угла обхвата на его тяговую способность.

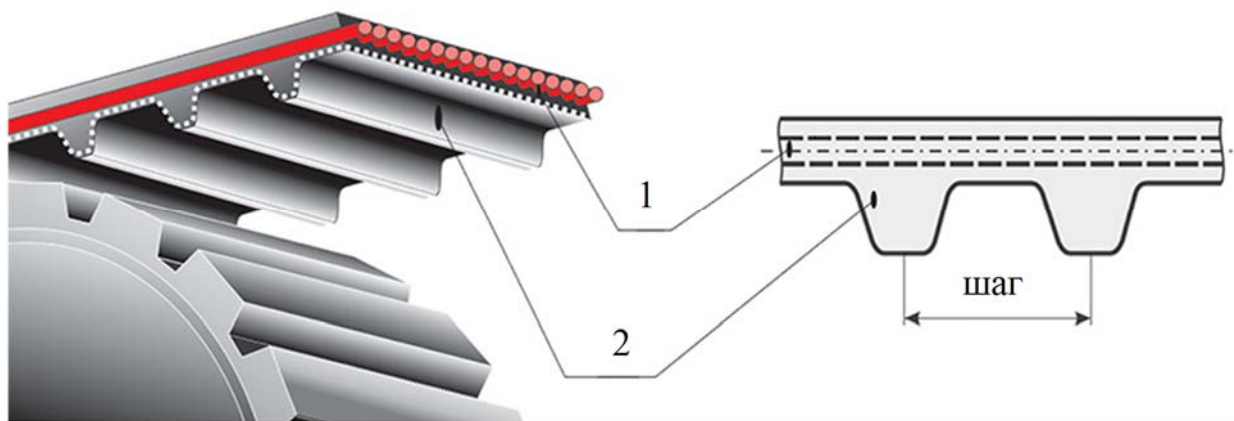


Рис. 3.1. Зацепление зубчатого ремня со шкивом:

1 – корд (металлокорд или другой несущий материал); 2 – резина (полиуретан)

Зубчатые ремни работают с меньшим шумом, не требуют смазки и ухода. Невысокое их предварительное натяжение создает небольшие нагрузки на валы и опоры.

Зубчатые ремни по ОСТ 38-05114-76 выполняются бесконечными плоскими на наружной поверхности, с выступами на внутренней поверхности. Из недостатков зубчато-ременных передач следует прежде всего отметить их сравнительно высокую стоимость, чувствительность к отклонению параллельности валов, незащищенность привода от перегрузок (из-за отсутствия проскальзывания).

Зубчатые ремни изготавливают литьем или прессованием. Литьем получают ремни длиной до 1000 мм. Данный метод прост, высокопроизводителен и обеспечивает высокую точность геометрических параметров ремней. Их отличие – они имеют канавки в межзубной впадине и не имеют износостойкой тканевой обкладки на зубьях. Зубья ремней, получаемых прессованием, имеют износостойкую тканевую обкладку, что обеспечивает им повышенную долговечность. Прессованием получают ремни длиной до 4000 мм. Такие ремни называют сборочными (СБ). Зубчатые ремни состоят из несущего слоя стального троса, шнура из стекловолокна или кевлара и связующего материала резины или полиуретана. Зубья ремня (рис. 3.2) выполняют трапецеидального или полукруглого профиля.

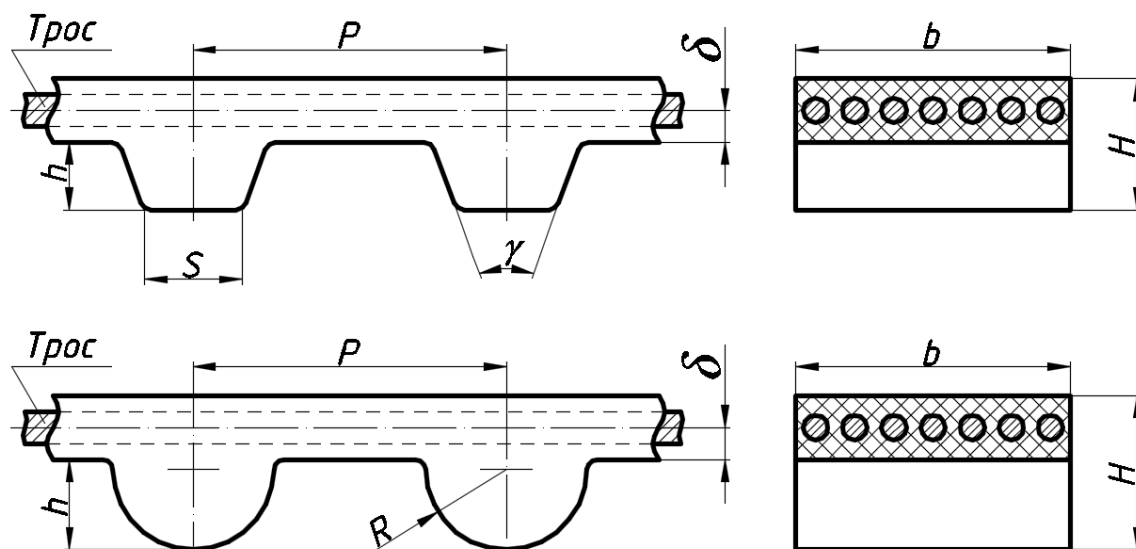


Рис. 3.2. Профили зубчатых ремней:

a – трапецеидальный профиль; *б* – полукруглый профиль

Полукруглый профиль зубьев обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, более плавный вход зубьев в зацепление и повышает нагрузочную способность ремня на 40 %. Однако технология изготовления ремней с трапецеидальным профилем проще, поэтому эти ремни выпускаются с большим диапазоном модулей и находят наибольшее применение.

Параметры отечественных зубчатых ремней с трапецеидальным профилем стандартизованы ОСТ 38-05114-76, ТУ РБ 00149438-07395. Эти ремни (табл. 3.1) изготавливаются из армированного стальным тросом неопрена или полиуретана. Рабочая нагрузка передается спирально навитым по длине ремня стальным тросом. Зубья ремня для большей износостойкости покрыты тканевым нейлоном.

Таблица 3.1. Геометрические размеры сечений отечественных ремней с трапецеидальными зубьями и их характеристики

m	p	S	h	H	δ	γ°	b	z_p	$[F_t]_0$	q
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3,0...16,7	40...160	2,5	2
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0...20,0	40...160	3,5	2,5
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	6,0...20,0	27...60	5,0	3
3,0	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	12,5...50,0	36...160	9,0	4
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0...100,0	48...250	25,0	6
5,0	15,71	5,0	2,5	6,5	0,8	40	20,0...100,0	48...250	30,0	7
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0...125,0	56...150	32,0	8
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	63,0...125,0	56...112	42,0	1,1

Примечание. В таблице указаны диапазоны ширины ремня b и числа зубьев z_p . Конкретные значения выбираются по ОСТ 38-05114.

Европейские производители ремней с трапецевидным зубом руководствуются ISO 5296 (табл. 3.2). Эти ремни изготавливаются из хлоропрена и износостойкой защитной ткани на зубчатой стороне, они отличаются высоким уровнем гибкости, могут работать в интервале температур от -30° до $+100^{\circ}\text{C}$.

Таблица 3.2. Геометрические размеры зубчатых ремней OPTIBELTZR (по ISO 5296)

Типоразмер	p	S	h	H	γ°	b	z_p
MXL $m=0,647$ мм	2,032	1,2	0,51	1,6	50	3,175...6,35	45...505
XL $m=1,617$ мм	5,08	2,57	1,27	2,3	50	6,35...9,53	30...315
L $m=3,032$ мм	9,525	4,65	1,91	3,6	40	12,7...25,4	29...176
H $m=4,043$ мм	12,7	6,12	2,29	4,3	40	19,05...76,2	46...340
XH $m=7,074$ мм	22,225	12,57	6,35	11,2	40	50,8...127	58...200
XXH $m=10,106$ мм	31,75	12,57	9,53	15,7	40	50,8...127	56...144

Примечание. В таблице указаны диапазоны ширины ремня b и числа его зубьев z_p .

В таблице 3.3 представлены геометрические характеристики ремней с трапецеидальным зубом, выпускаемые американскими производителями, которые руководствуются DIN 7721.

Таблица 3.3. Геометрические размеры ремней с трапецеидальными зубьями американских производителей (DIN 7721)

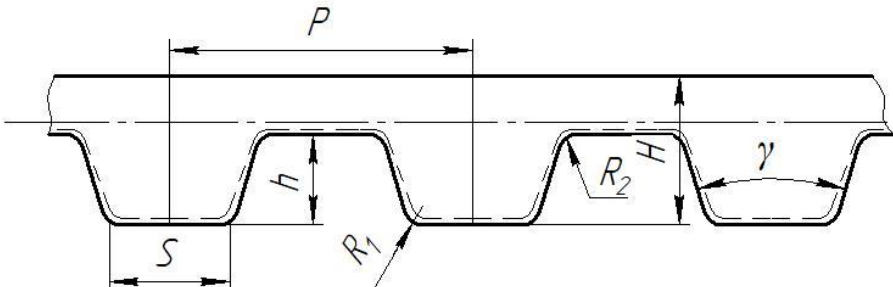


Основные параметры ремней:
 p – шаг ремня; m – модуль зацепления;
 h – высота зуба; H – толщина ремня;
 γ – угол профиля зуба; S – наименьшая толщина зуба; δ – расстояние от впадины зуба до средней линии несущего слоя;
 R_1 и R_2 – радиусы закругления зуба;
 b – ширина ремня

Типоразмер	p	S	h	H	γ°	R_1	R_2
T2,0 $m=0,637$ мм	2,0	0,7	0,5	1,1	40	0,2	0,2
T2,5 $m=0,796$ мм	2,5	1,0	0,7	1,3	40	0,2	0,2
T5 $m=1,59$ мм	5,0	1,8	1,2	2,2	40	0,4	0,4
T10 $m=3,185$ мм	10,0	3,5	2,5	4,5	40	0,6	0,6
T20 $m=6,369$ мм	20,0	6,5	5,0	8,0	40	0,8	0,8

Основной недостаток стандартных зубчатых ремней с трапецеидальным зубом – низкая долговечность. Для автомобильной промышленности выпускают ремни серии АТ с более массивным профилем зубьев, позволяющим увеличить нагрузочную способность ремней на 30% (табл. 3.4).

Таблица 3.4. Геометрические параметры ремней с трапецеидальными зубьями серии АТ



Стандарт	Обозначение	Геометрические параметры, мм						γ°
		p	H	h	S	R_1	R_2	
АТ (Automobile Transmission)	АТ5 $m=1,59$ мм	5,0	2,7	1,2	2,5	0,86	0,4	50
	АТ10 $m=3,18$ мм	10,0	4,5	2,5	5,0	1,25	0,4	50
	АТ20 $m=6,369$ мм	20,0	8,0	5,0	10,0	2,5	1,75	50

Приводные бесконечные ремни с зубьями трапецеидального профиля (ТУ РБ 00149438-073-95), предназначенные для приводов промышленного оборудования и приборов, в том числе металлорежущих станков и полуавтоматов, бытовых и промышленных машин, прядильных, швейных и других машин, работающих при температуре окружающего воздуха от -30 до +60°С в условиях умеренного климата, приведены в таблице 3.5.

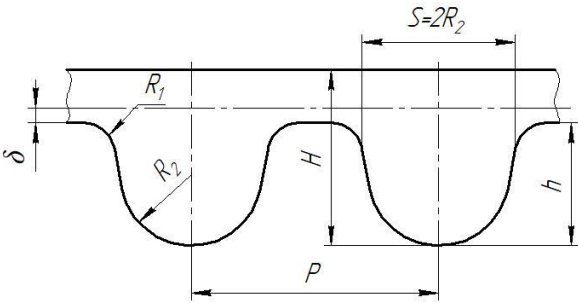
Таблица 3.5. Приводные бесконечные ремни с зубьями трапецеидального профиля, выпускаемые по ТУ РБ 00149438-073-95

Маркировка	Шаг зубьев, мм	Количество зубьев	Ширина ремня, мм	Варианты ширины ремня, мм	Длина, мм
Литьевые ремни из резины (марки ЛР)					
ЛР 1-63-5	3,1415	63	5	-	197,82
ЛР 1-80-5		80	5	-	251,20
ЛР 1-85-5		85	5	-	266,90
ЛР 1-100-5		100	5	6	314,00
ЛР 1,5-40-8	4,7122	40	8	10	188,40
ЛР 1,5-90-8		90	8	12,5	423,90
ЛР 1,5-112-10		112	10	-	527,52
ЛР 1,5-115-5		115	5	10	541,65
ЛР 2-40-10	6,283	40	10	-	251,20
ЛР 2-45-5		45	5	8; 10; 16; 20	282,60
ЛР 2-50-8		50	8	10; 12,5; 16	314,00
ЛР 2-56-10		56	10	16	351,68
ЛР 2-63-5		63	5	8; 12,5; 16; 20	395,64
ЛР 2-68-12,5		68	12,5	-	427,04
ЛР 2-71-8		71	8	10; 12,5; 16	445,88
ЛР 2-80-8		80	8	10; 12,5; 16	502,40
ЛР 2-90-8		90	8	10, 12,5	565,20
ЛР 2-100-8		100	8	10; 12,5; 16	628,00
ЛР 3-40-12,5	9,4245	40	12,5	20	376,80
ЛР 3-50-12,5		50	12,5	16; 20; 25; 40	471,00
ЛР 3-60-16		60	16	25	565,20
ЛР 3-63-10		63	10	12; 12,5; 16; 25	593,46
ЛР 3-71-12,5		71	12,5	25	668,82
ЛР 4,9-39-15	15,3933	39	14,5	15; 20	600,00
Литьевые ремни из полиуретана (марка ЛПУ)					
ЛПУ 1-52-5	3,1415	52	5	6	163,36
ЛПУ 1-85-5		85	5	12,5	266,90
ЛПУ 1-100-5		100	5	8	314,00
ЛПУ 1,451-42-10	4,5583	42	10	-	191,40
ЛПУ 2-40-8	6,283	40	8	-	251,20
ЛПУ 2-45-8		45	8	12,5; 16	282,60

Маркировка	Шаг зубьев, мм	Количество зубьев	Ширина ремня, мм	Варианты ширины ремня, мм	Длина, мм
ЛПУ 2-50-5		50	5	8; 10; 12,5	314,00
ЛПУ 2-56-10		56	10	12,5; 16	351,68
ЛПУ 2-68-5		68	5	10; 12,5	427,04
ЛПУ 2-71-12,5		71	12,5	-	445,88
ЛПУ 2-80-8		80	8	10; 12,5	502,40
ЛПУ 2-90-5		90	5	10; 12,5	565,20
ЛПУ 2-100-8		100	8	12,5	628,00
ЛПУ 3-63-16	9,4245	63	16	32	593,46
ЛПУ 3-71-25		71	25	-	668,82
Сборные ремни (СБ)					
СБ 4-71-40	12,57	71	40	50; 63; 80	892,47
СБ 4-90-16		90	16	20; 25; 32; 40; 50	942,42
СБ 4-90-16		90	16	20; 25; 32; 40; 50	1131,30
СБ 4-80-20		80	20	25; 40; 80	1005,60
СБ 4-100-20		100	20	25; 32; 40; 50; 63	1257,00
СБ 4-112-16		112	16	25; 32; 40; 50; 80	1257,00
СБ 4-125-20		125	20	25; 32; 40; 50; 80	1571,80
СБ 4-140-20		140	20	25; 32; 80	1759,80
СБ 4-150-25		150	25	40; 50; 80	1885,50
СБ 4-200-20		200	20	25; 40; 50; 200	2514,00
СБ 4-220-25	12,57	220	25	-	2765,40
СБ 4-250-25		250	25	-	3140,00
СБ 5-63-40	15,70	63	40	50	989,73
СБ 5-71-25		71	25	32; 40; 50	1115,40
СБ 5-80-25		80	25	32; 40; 50	1256,80
СБ 5-90-25		90	25	50	1413,90
СБ 5-100-80		100	80	-	1571,00
СБ 5-112-40		112	40	50; 70	1759,50
СБ 5-125-25		125	25	40; 50; 70; 80; 90	1963,80
СБ 5-170-40		170	40	80; 90; 290	1670,70
СБ 7-63-80	21,98	63	80	-	1385,40
СБ 7-71-50		71	50	63; 80; 100	1561,30
СБ 7-75-40		75	40	80; 100	1649,30
СБ 7-80-50		80	50	100	1759,20
СБ 7-85-25		85	25	80; 100	1869,20
СБ 7-112-80		112	80	-	2462,88
СБ 10-95-160	31,40	95	160	200	2984,90
СБ 10-96-100		96	100	125	3016,30

Зубчатые ремни с полукруглым профилем типа НТД отечественная промышленность выпускает с модулем 3, 4, 5 мм по ТУ 38-405560, их основные характеристики приведены в таблице 3.6.

Таблица 3.6. Основные геометрические размеры и характеристики отечественных ремней НТД с полукруглым зубом (ТУ38-405560)

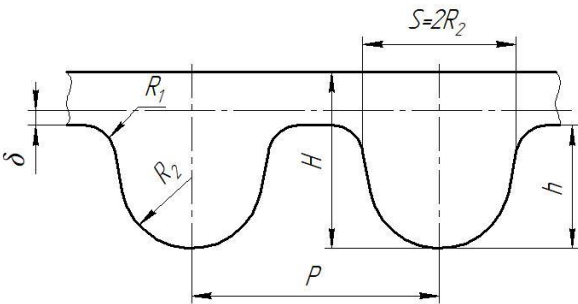


m – модуль, мм; p – шаг, мм; R_1 и R_2 – радиусы закругления зуба; h – высота зуба, мм; H – толщина ремня, мм; δ – расстояние от впадины зуба до средней линии несущего слоя; F_0 – допускаемая удельная окружная сила на один мм ширины ремня, Н/мм; q – линейная плотность ремней шириной 1 мм, $q \cdot 10^{-4}$ кг/м \cdot мм.

m	p	R_1	R_2	h	H	δ	$[F_0]$	q
3	9,42	2,5	2,5	4	6,0	0,6	12	4
4	12,56	3,5	3,5	5	7,5	0,8	35	6
5	15,71	4,5	4,5	6	9,6	0,8	42	7

В международной системе ремни с полукруглым зубом типа НТД выпускаются следующих типоразмеров 3М, 5М, 8М, 14М, 20М (табл. 3.7).

Таблица 3.7. Основные геометрические размеры ремней с полукруглым зубом типа НТД (ISO 13050)



m – модуль, мм; p – шаг, мм; R_1 и R_2 – радиусы закругления зуба; h – высота зуба, мм; H – толщина ремня, мм; δ – расстояние от впадины зуба до средней линии несущего слоя; F_0 – допускаемая удельная окружная сила на один мм ширины ремня, Н/мм; L – длина ремня, мм

Обозначение	p	H	h	R_1	R_2	L
3М $m=0,955$ мм	3	2,4	1,2	-	0,85	111...1569
5М $m=1,59$ мм	5	3,6	2,1	-	1,41	225...2525
8М $m=2,55$ мм	8	5,6	3,4	-	2,45	288...3808
14М $m=4,459$ мм	14	10,0	6,1	-	4,31	966...4578
20М $m=6,369$ мм	20	13,2	8,4	-	-	2500...5200

В приводах комбайнов, тракторов, в автомобильной и авиационной технике и других промышленных устройств все шире используются ременные передачи с шевронным ремнем (рис. 3.3)

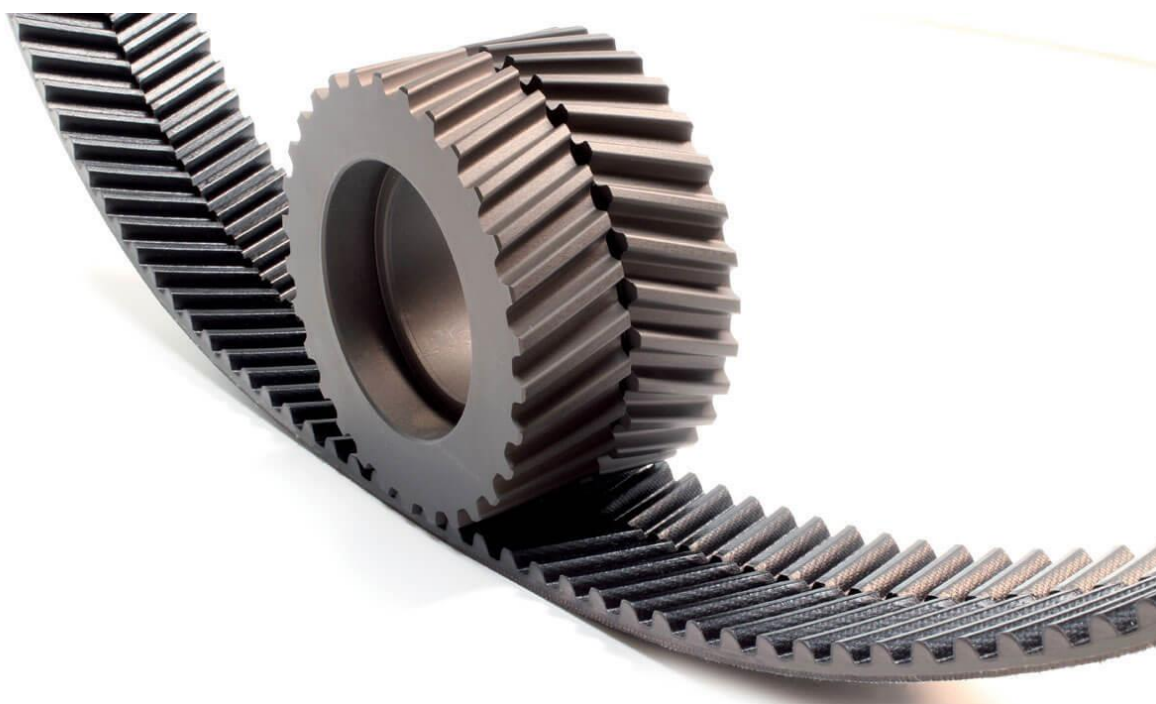


Рис. 3.3. Общий вид шевронного ремня и шкива

Шевронные ремни, по сравнению с обычными зубчатыми ремнями, обеспечивают компактность привода, увеличение передачи расчетной мощности на 25%.

Приводные шевронные ремни химически устойчивы к воздействию масел, охлаждающих жидкостей, высоких температур и озона. Они работают при пониженной шумности и вибрации.

В шевронных ременных передачах используются шкивы без фланцев, что улучшает их компактность и легкость привода.

3.2. Последовательность расчета зубчато-ременных передач

Работоспособность ременной передачи с зубчатым ремнем определяет прочность ремня, износостойкость зубьев и долговечность. Расчет начинают с определения модуля ремня. При передаваемой мощности до 0,2 кВт

принимают зубчатые ремни с модулем $m = 1$ мм. При мощности $P_1 > 0,2$ кВт необходимый модуль зубьев ремня в практических инженерных расчетах можно определять по формуле

$$m = K \sqrt[3]{\frac{P_p}{n_1}}, \quad (3.1)$$

где K – коэффициент, учитывающий профиль ремня, для ремней с трапецидальным профилем зуба $K = 35$; $K = 25$ – для ремней с полукруглым профилем зуба; n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹; P_p – расчетная передаваемая мощность на ведущем валу, кВт (см. ф. 2.1)

Полученное значение модуля округляют до стандартного (табл. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4, 3.6, 3.7).

Число зубьев меньшего шкива z_1 назначают по таблице 3.8 в зависимости от частоты его вращения и модуля.

Таблица 3.8. Минимально допустимое число зубьев ведущего шкива z_1 [4]

n_1 , мин ⁻¹	Тип ремня (модуль, обозначение)								
	m=1 MXL, T2, 3M	m=1,5 XL, T2,5, 5M	m=2 T5, 8M	m=3 L, T10	m=4* H, 14M	m=4** AT10, T20	m=5 AT20	m=7 XH	m=10 XXH
≤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	22	30	30
≥3000	10	12	12	16	18	20	22	34	34
Примечание. * для ремней с металлокордом 5Л15, 7Л12 ** для ремней с металлокордом 15Л15, 21Л12									

Число зубьев ведомого шкива $z_2 = z_1 \cdot u$.

Значение z_2 округляют до целого числа и согласуют с данными таблицы 3.9. Оно не должно превышать допустимое.

Таблица 3.9. Рекомендуемые $z_{2 \max}$ при u_{\max} , предельные значения чисел зубьев и ширины ремня (ГОСТ 38-05114)

m , мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$z_{2 \max}$	100		115	120			85	
u_{\max}	7,7	10	11,5	12	8	8	6,67	4,7
z_p	40...160				48..250	48...200	56...140	56...100
b	3...12,5	3...20	5...20	12,5...100	20...100	25...125	40...150	50...200

При проверке должно соблюдаться условие

$$\frac{u_{\phi}-u}{u} 100\% \leq 2\%.$$

Если условие не выполняется, назначают другие числа зубьев шкивов.

Вычисляют делительные диаметры (мм) ведущего и ведомого шкивов, измеряемые по расположению осей, несущих тросов.

$$d_1 = m \cdot z_1 ; d_2 = m \cdot z_2 \text{ мм.} \quad (3.2)$$

Скорость движения ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с} \leq [v].$$

Допускаемая окружная скорость для зубчатых ременных передач $[v] = 80 \text{ м/с}$.

Значение межосевого расстояния определяют из условия

$$a_{min} \geq 0,5(d_2 + d_1) + C, \text{ мм,} \quad (3.3)$$

где $C = 2m$ при $m \leq 5 \text{ мм}$, при $m > 5 \text{ мм}$ $C = 3m$.

Предполагаемую длину ремня определяют по формуле (1.10).

Определяют необходимое число зубьев ремня

$$z_p = \frac{L}{\pi \cdot m}. \quad (3.4)$$

Значение z_p округляют до стандартного (табл. 3.10).

Далее уточняют длину ремня

$$L_{\phi} = \pi \cdot m \cdot z_p. \quad (3.5)$$

При стандартной длине ремня уточняют фактическое межосевое расстояние (см. ф. 1.12).

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_{\phi}}. \quad (3.6)$$

Определяют число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с ведущим ШКИВОМ

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha_1}{360^\circ} \geq [z_0] = 6. \quad (3.7)$$

При $z_0 < [z_0]$ принимают меры к выполнению условия $z_0 \geq [z_0] = 6$. Это достигается увеличением z , или увеличением модуля ремня. В этом случае повторяют расчет.

Необходимую ширину ремня определяют с учетом его тяговой способности.

Предварительно определяют

$$b' = \frac{F_p}{[F_t] - q \cdot \vartheta^2}, \quad (3.8)$$

где q – погонная масса ремня, кг/(м·мм) – масса одного метра ремня при его ширине 1 мм (табл. 3.1); $[F_t]$ – расчетная удельная окружная сила, Н/мм шириной 1 мм; F_p – расчетное окружное усилие на ведущем шкиве, Н

$$F_p = \frac{P_p}{\vartheta}. \quad (3.9)$$

Расчетная удельная окружная сила

$$[F_t] = [F_t]_0 \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_{p.n.}, \quad (3.10)$$

где $[F_t]_0$ – допускаемое удельное окружное усилие для эталонной передачи шириной 1 мм (табл. 3.1); C_u – коэффициент влияния передаточного числа, определяется для ускорительных передач. Для пониженных передач $C_u = 1$; C_z – коэффициент влияния числа зубьев, входящих в зацепление с ведущим шкивом. $C_z = 1 - 0,2(6 - z_0)$ – коэффициент, определяемый при $z_0 < 6$, при $z_0 = 6$ и более $C_z = 1$; $C_{p.n.}$ – коэффициент влияния натяжных роликов, при ролике вне контура $C_{p.n.} = 0,7$, при расположении одного, двух роликов внутри контура $C_{p.n.}$ равен соответственно 0,9 и 0,8.

Таблица 3.10. Стандартные ширины B_p и длины зубчатых ремней, выраженные в числе зубьев z_p

Типоразмер ремня	Ширина ремня, B_p , мм	Длина ремней, выраженная в числе зубьев, z_p
$m = 1$ мм	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16	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; 190; 200; 210
$m = 1,5$ мм	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20	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
$m = 2$ мм	5; 8; 10; 12,5; 16; 20	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
$m = 3$ мм	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50	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

Типоразмер ремня	Ширина ремня, B_p , мм	Длина ремней, выраженная в числе зубьев, z_p
$m = 4$ мм	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	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
$m = 5$ мм	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	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
$m = 7$ мм	40; 50; 63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 128; 130; 140; 150;
$m = 10$ мм	63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 96; 100; 105; 112
MXL	3,0; 3,2; 4,0; 4,8; 6,0; 6,4; 10,0	26; 27; 36; 40; 45; 50; 50-63; 65-73; 75-77; 79; 80; 82-85; 87; 88; 90-92; 94-98; 100-103; 105-110; 112-115; 118; 120; 122; 123; 125-130; 132; 134-136; 139-145; 147-150; 152; 153; 155; 160; 165; 168; 170; 175; 180; 184; 190; 192; 194; 195; 200; 206; 210; 212; 220; 221; 224-226; 232; 236; 240; 248; 250; 256; 265; 273; 276; 280; 285; 290; 295; 296; 300; 305; 308; 312; 315; 318; 320; 328; 332; 336; 347; 352; 358; 360; 362; 371; 378; 380; 395; 400; 405; 412; 432; 453; 454; 485; 500; 504; 522; 531; 570; 580; 583; 600; 648; 680; 750; 760; 800; 1012; 1030; 1060; 1137; 1250; 1463
XL	6,4; 7,9; 9,5; 12,7; 19,1	22; 30; 33; 35; 37; 38; 40-42; 44-92 94-107; 110; 114-118; 120; 122; 124; 125; 130-132; 135-138; 140-142; 144; 145; 148; 150; 152; 155; 157; 158; 160; 161; 163; 165; 170; 172; 174-176; 178; 180-182; 186; 188; 190; 192; 194; 195; 198; 200; 204; 207; 210; 212; 215; 216; 225; 228; 230; 245; 250; 270; 282; 283; 296; 304; 306; 315; 335; 380; 394; 400; 510; 650; 1064
L	12,7; 19,1; 25,4; 38,1; 50,8	23; 26; 27; 29; 30; 33; 35; 36; 38; 40-42; 44-52; 54; 56; 58; 60; 62-65; 67; 68; 70; 72-74; 76; 80; 81; 84-92; 94; 96; 98-100; 102-106; 108-110; 112; 114; 116-118; 120-124; 128; 132; 136; 137; 140; 144; 146; 148; 152; 153; 155; 160; 161; 165; 168-170; 174; 176; 185; 186; 192; 194; 195; 204; 205; 210; 215; 228; 230; 235; 236; 250; 274; 306; 318; 378; 530
H	19,1; 25,4; 38,1; 50,8; 76,2; 101,6	29; 37; 40; 42; 44; 46; 48-52; 54; 56-58; 60; 62-64; 66-70; 72-76; 78-82; 84; 86; 89; 90; 92-94; 96; 98; 100; 102; 104-106; 108; 110; 112-114; 116; 118; 120; 121; 123; 126; 128; 130; 132; 136; 140; 142; 144; 146; 150; 152; 154; 157; 160; 162; 164; 165; 168; 170; 172; 176; 180; 190; 192; 196-198; 200; 204; 210; 217; 220; 224; 226; 228; 230; 250; 254; 265; 270; 280; 290; 312; 320; 325; 332; 340; 371; 440; 472

Типоразмер ремня	Ширина ремня, B_p , мм	Длина ремней, выраженная в числе зубьев, z_p
ХН	50,8; 76,2; 101,6; 127; 152,4	53; 58; 64-66; 72; 80; 84; 86; 88; 90; 91; 96; 100; 103; 106; 112; 114; 128; 144; 160; 176; 180; 192; 200; 214; 260
ХХН	50,8; 76,2; 101,6; 127; 152,4; 160; 200	56; 64; 72; 76; 80; 84; 96; 112; 125; 128; 136; 144; 154
T2	4; 6; 8; 10; 12	90; 100; 144
T2,5	4; 6; 8; 10; 12	48; 58; 64; 71-73; 80; 92; 98; 106; 114; 116; 120; 122; 127; 132; 134; 152; 168; 192; 200; 216; 240; 248; 260; 272; 276; 312; 352; 366; 380; 438; 451; 474
T5	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25	23; 24; 30; 33; 37; 40; 42-45; 49; 50-52; 54-56; 59-62; 65; 66; 68; 70; 71; 73; 74; 78; 80; 82; 84; 90-92; 95; 96; 100- 102; 105; 109; 110; 112; 114; 115; 118; 120; 122; 124; 126; 130; 135; 133; 135; 137; 138; 140; 144; 145; 148; 150; 156; 160-163; 166; 168; 172; 177; 180; 188; 198-200; 206; 209; 210; 215; 220; 232; 240; 243; 254; 255; 256; 263; 271; 276; 278; 304; 360; 388; 391; 392; 424; 444; 612; 651; 708; 815
T10	10; 12; 16; 20; 25; 32; 50; 75; 100	26; 32; 34; 37; 39-41; 44-46; 48; 50; 53-56; 60; 61; 63; 66; 68-70; 72; 73; 75; 77; 78; 80; 81; 84; 85; 88-92; 95-98; 101; 105; 108; 110; 111; 114; 115; 120; 121; 124-126; 128; 130; 132; 135; 139; 140; 142; 145; 146; 148; 150; 152; 156; 160; 161; 164; 169; 170; 175; 178; 180; 186; 188; 196; 198; 202; 208-210; 220; 225; 227; 230; 236; 238; 248; 250; 259; 261; 265; 280; 288; 300; 310; 323; 330; 350; 360; 368; 387; 404; 428; 468; 506; 536; 567; 629; 700; 705
T20	10; 16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	59; 61-64; 73; 84; 85; 89; 94; 102; 110; 112; 130; 136-138; 181; 238; 350
AT5	5; 8; 10; 12; 16; 20; 25	45; 51; 56; 60; 66; 68; 75; 78; 84; 90; 91; 100; 109; 120; 122; 126; 132; 142; 144; 150; 156; 165; 172; 195; 210; 225; 300; 400
AT10	10; 12; 16; 20; 25; 32; 50; 75; 100	50; 56; 60; 61; 66; 70; 73; 78; 80; 84; 89; 92; 96; 98; 100; 101; 105; 108; 110; 115; 120; 121; 125; 128; 130; 132; 135; 136; 140; 142; 150; 160; 170; 172; 180; 186; 194; 200; 315
AT20	10; 16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	54; 62; 64; 66; 73; 85; 89; 94; 95; 118; 130; 138; 155; 181; 238; 380
3M	10; 16; 25; 32; 50	27; 30; 35; 37; 39; 43; 47-53; 55-60; 62-65; 67-71; 74-82; 84; 85; 88-90; 92; 94-97; 99; 100; 102-104; 106; 108-110; 112-115; 119-121; 125; 128; 130; 131; 133; 135; 140-142; 144; 149; 153; 155; 158; 160; 162; 163; 165; 167; 170; 171; 174; 177; 179; 188; 190; 192-194; 199; 200; 203; 204; 211; 213; 216; 218; 223; 225; 233; 237; 245; 246; 250-252; 267; 268; 271; 281; 294; 295; 315; 318; 354; 375; 415; 421; 448; 467; 500; 510; 523; 600; 621; 796; 880; 1000
5M	10; 16; 25; 32; 50; 75	36; 40; 42; 45; 47; 49-51; 53; 54; 57; 59-62; 64-66; 68-70; 73; 75; 80; 84; 85; 90-93; 95; 96; 100; 104; 105; 107; 108;

Типоразмер ремня	Ширина ремня, B_p , мм	Длина ремней, выраженная в числе зубьев, z_p
		110; 112; 113; 115; 116; 120; 122; 123; 125-129; 131; 134; 135; 138-142; 145; 148-151; 154; 158; 160; 162; 165-167; 170; 172; 178; 180; 184; 187; 188; 190; 192; 195; 196; 200; 205; 210; 220; 225; 236; 239; 240; 245; 248; 254; 258; 270; 280; 284; 291; 300; 319; 338; 340; 358; 360; 374; 379; 400; 410; 420; 450; 470; 505; 651; 750; 754; 1060; 1400
8M	16; 25; 32; 50; 75; 100	36; 40-42; 44; 46; 48; 51-53; 60; 64; 67; 68; 70; 72; 75; 78-80; 82; 85; 89; 90; 95; 97; 100; 105; 107-110; 112; 115; 116; 119-121; 125; 127; 130; 132; 135; 138; 140; 142; 144; 146; 148; 150; 152; 153; 156-158; 160; 163; 164; 168; 169; 170; 174; 175; 178; 180; 182; 183; 190; 197; 200; 212; 220; 224; 225; 237; 238; 250; 260; 263; 275; 576; 280; 299; 300; 325; 350; 381; 390; 396; 400; 410; 450; 500; 525; 550; 640; 700; 745; 825; 860
14M	16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	69; 74; 76; 78; 80; 85; 89; 100; 101; 104; 108; 112; 115; 118; 125-127; 129; 135; 140; 150; 160; 165; 175; 185; 200; 220; 225; 240; 250; 275; 309; 327; 340; 354; 360; 440; 490

Уточненная ширина ремня

$$b = \frac{b'}{C_{ш}}, \quad (3.11)$$

где $C_{ш}$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по ширине ремня (табл. 3.11).

Таблица 3.11. Значение коэффициента $C_{ш}$ от ширины ремня

b , мм	до 8	8...16	16...25	25	25...40	40...65	65...100	>100
$C_{ш}$	0,7	0,85	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2

Окончательно ширину ремня назначают из стандартного ряда или табл. 3.10

Стандартный ряд ширины зубчатых ремней: 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125.

При $z_0 < 6$ проверяют давление на зубья ремня

$$p = \frac{F_t p \cdot \gamma}{z_0 \cdot b \cdot h} \leq [p], \quad \text{МПа} \quad (3.12)$$

где $\gamma \approx 2$ – коэффициент нагрузки между зубьями по их высоте и длине; $[p]$ – допускаемое давление на зубья ремня (табл. 3.12); b – ширина ремня, мм; h – высота зуба ремня, мм.

Таблица 3.12. Допускаемое давление между зубьями в зависимости от частоты вращения n_1

$n_1, \text{мин}^{-1}$	100	200	400	1000	2000	5000
$[p], \text{МПа}$	2,50	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50

Начальное натяжение в ветви ремня определяют

$$F_0 = F_{0i} \cdot b, \text{ Н} \quad (3.13)$$

где F_{0i} – начальное натяжение ветви ремня шириной 1 мм при $v \leq 20$ м/с в зависимости от величины модуля (табл. 3.13).

Таблица 3.13. Начальное натяжение ветви ремня шириной 1 мм при $v \leq 20$ м/с

$m, \text{мм}$	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$F_{0i} \text{ Н/мм}$	0,25	0,35	0,5	0,75	2,0	2,5	3,0	3,5

При работе передачи в неустановившихся режимах

$$F_0 = (0,3 \dots 0,4)F_t, \text{ Н.} \quad (3.14)$$

При окружной скорости более $v \geq 20$ м/с начальное натяжение ветвей определяют с учетом центробежных сил

$$F_0 = (0,3 \dots 0,4)F_t + q \cdot v^2 \cdot b, \text{ Н.} \quad (3.15)$$

3.3. Пример расчета зубчато-ременной передачи

Задание. Рассчитать зубчато-ременную передачу в приводе ковшового элеватора для зерна. Исходные данные: Номинальная мощность $P_1 = 5,4$ кВт, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1450$ мин⁻¹, передаточное число зубчато-ременной передачи $u = 5$, коэффициент динамичности нагрузки $C_p = 1,2$.

Решение. 1. Определяем расчетную мощность (см. ф. 2.1)

$$P_p = P_1 \cdot C_p = 5,4 \cdot 1,2 = 6,5 \text{ кВт.}$$

Принимаем ремень с трапециевидной формой зуба.

Для расчета мощности определяем требуемый модуль зубчатого ремня (см. ф. 3.1.)

$$m = K^3 \sqrt{\frac{P_p}{n_1}} = 35^3 \sqrt{\frac{6,5}{1450}} = 5,77,$$

Принимаем зубчатый ремень с модулем $m = 7$ (табл. 3.1).

Назначаем число зубьев ведущего шкива (табл. 3.8) при $n_1 < 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $u = 5$. Принимаем $z_1 = 24$.

Число зубьев ведомого шкива

$$z_2 = z_1 \cdot u = 24 \cdot 5 = 120.$$

Определяем делительные диаметры ведущего и ведомого шкивов (см. ф. 3.2)

$$d_1 = m \cdot z_1 = 7 \cdot 24 = 168 \text{ мм.}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 7 \cdot 120 = 840 \text{ мм.}$$

Окружная скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 168 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} \approx 12,75 \text{ м/с} \leq [v].$$

$$v \approx 12,75 \text{ м/с} < [v] = 80 \text{ м/с.}$$

Назначаем межосевое расстояние из условия (см. ф. 3.3)

$$a_{\min} \geq 0,5(d_2 + d_1) + C = 0,5(840 + 168) + 3 \cdot 7 = 525 \text{ мм,}$$

Принимаем $a = 550 \text{ мм}$.

Определяем длину ремня (см. ф. 2.7)

$$\begin{aligned} L_p &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 550 + \frac{3,14}{2}(168 + 840) + \frac{(840 - 168)^2}{4 \cdot 550} = 2887,83 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Число зубьев ремня (см. ф. 3.4)

$$z_p = \frac{L}{\pi \cdot m} = \frac{2887,83}{3,14 \cdot 7} \approx 131,38.$$

Принимаем $z_p = 130$ (табл. 3.10).

Уточняем длину ремня (см. ф. 3.5).

$$L_\phi = \pi \cdot m \cdot z_p = 3,14 \cdot 7 \cdot 130 = 2857,4 \text{ мм.}$$

Окончательное межосевое расстояние (см. ф. 2.8)

$$\begin{aligned} a_{\text{ут.}} &= 0,125 \{ 2L_\phi - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_\phi - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \} = \\ &= 0,125 \{ 2 \cdot 2857,4 - 3,14(840 + 168) + \\ &\sqrt{[2 \cdot 2857,4 - 3,14(840 + 168)]^2 - 8(840 - 168)^2} \} \approx 531,15 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Определяем угол обхвата шкивом малого шкива (см. ф. 3.6)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_\phi} = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{840 - 168}{531,15} \approx 107,5.$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом (см. ф. 3.7)

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha_1}{360^\circ} = 24 \frac{107,5}{360} = 7,16 > [z_0] = 6.$$

Определяем расчетную окружную силу

$$F_p = \frac{P_p}{v} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{12,75} = 509,8 \text{ Н.}$$

Удельная окружная сила для принятого ремня (табл. 3.1.) при эталонных условиях $[F_t]_0 = 32 \text{ Н/мм}$.

Удельная окружная сила, приходящаяся на 1 мм принятого ремня при реальных условиях эксплуатации (см. ф. 3.10),

$$[F_t] = [F_t]_0 \cdot C_z \cdot C_{p.n.} = 32 \cdot 0,7 = 22,4 \text{ Н/мм.}$$

Предварительная ширина ремня (см. ф. 3.8)

$$b' = \frac{F_p}{[F_t] - q \cdot v^2} = \frac{509,8}{22,4 - 0,0008 \cdot 12,75^2} \approx 22,9 \text{ мм.}$$

Уточненная ширина ремня (см. ф. 3.11)

$$b = \frac{b'}{C_{ш}} = \frac{22,9}{0,95} = 24,1 \text{ мм}$$

где $C_{ш} = 0,95$ (табл. 3.11).

Назначаем стандартную ширину ремня из стандартного ряда (стр. 94) $b = 25 \text{ мм}$.

Для нашего примера можно по табл. 3.10 принять отечественный ремень с трапецеидальными зубьями с $t = 7 \text{ мм}$, шириной ремня $b = 40 \text{ мм}$, длиной, выраженной в числе зубьев $z_p = 130$.

Проверку давления на зубья ремня не проводим, так как число зубьев ремня, входящих в зацеплении с малым шкивом, $z_0 > 6$.

Начальное напряжение ветви ремня (см. ф. 3.13).

$$F_0 = F_{0i} \cdot b = 3 \cdot 25 = 75 \text{ Н.}$$

Усилие, действующее на валы передачи,

$$F_0 = (1,1 \dots 1,2) F_p = (1,1 \dots 1,2) 509,8 = 560,78 \dots 611,76 \text{ Н.}$$

ГЛАВА 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

4.1. Общие сведения

Конструирование шкивов зависит от типа ременной передачи, от их размеров и материала. Для изготовления шкивов используют чугуны, стали, алюминиевые сплавы, пластмассы. При окружной скорости передачи до 15 м/с для изготовления шкивов применяют чугун СЧ-12, при скоростях 15...25 м/с – чугун СЧ-15, СЧ-20. При окружных скоростях от 25 м/с до 60 м/с шкивы рекомендуют изготавливать литыми из стали 25Л. Шкивы диаметром <200 мм изготавливают точением из проката стали Ст3. При окружных скоростях от 60 м/с до 100 м/с рекомендуют изготавливать литые шкивы из алюминиевых сплавов АЛ-3, АЛ-5, которые из-за низкой массы значительно снижают центробежные нагрузки.

Иногда для изготовления шкивов используют текстолит, который уменьшает проскальзывание ремня. В этом случае передача имеет большую надежность без пробуксовки.

Шкивы из пластмасс имеют малую массу, высокий коэффициент сцепления ремня со шкивом, но их теплопроводность и износостойкость ниже, чем у металлических шкивов.

Геометрическую форму шкивов принимают в зависимости от их размеров, материала и способа изготовления. При диаметре шкива до 90 мм шкивы принимают монолитными. Шкивы диаметром $90 < d \leq 200$ мм выполняют с плоским диском, при диаметре шкива 200...300 мм диск конструируют в виде конуса. Для облегчения веса таких шкивов в дисках предусматривают 4...6 отверстия диаметра $d_0 \geq 25$ мм. Шкивы диаметром более 300 мм конструируют со спицами (рис. 4.1).



Рис. 4.1. Форма шкивов

Шкивы, работающие при скоростях более 5 м/с, после механической обработки, балансируют. Допустимые статические дисбалансы шкивов приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1. Допустимый дисбаланс шкивов

Окружная скорость ремня, м/с	Допустимый дисбаланс, г·м
от 5 до 10 м/с	6,0
от 10 до 15 м/с	3,0
от 15 до 20 м/с	2,0
от 20 до 25 м/с	1,6
от 25 до 40 м/с	1,0
свыше 40 м/с	0,5

4.2. Шкивы плоскоремennых передач

Стандартом (ГОСТ 17383) предусмотрено три типа шкивов для плоских ремней (рис. 4.2, а) с посадочным отверстием двух исполнений (рис. 4.2, б) – цилиндрическим (исполнение 1) и коническим (исполнение 2).

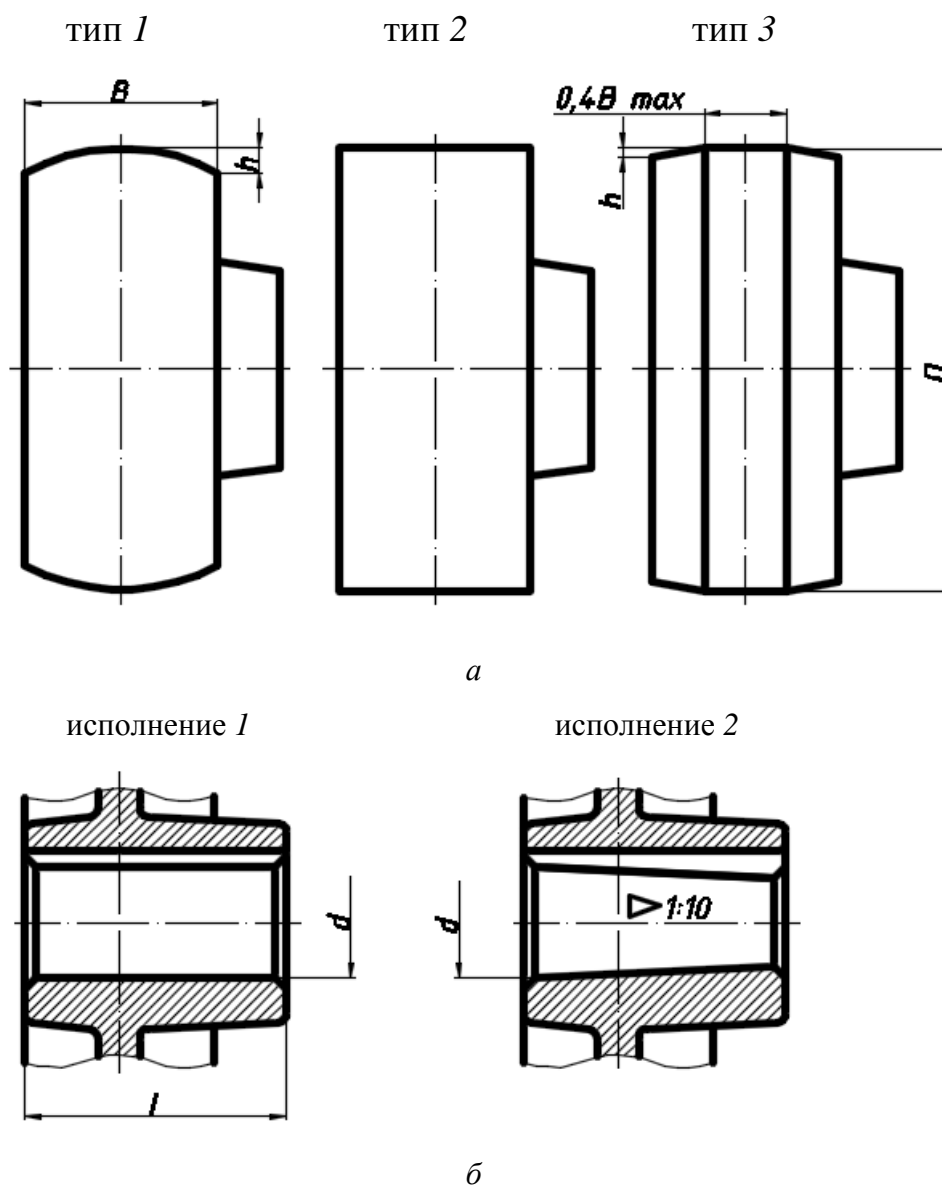


Рис. 4.2. Типы шкивов для плоскоременных передач:

а – исполнение шкивов по форме наружной поверхности; *б* – исполнение ступиц шкивов

Ведущие шкивы, как правило, принимают цилиндрической формы (рис. 4.2, тип 2). Для исключения сползания ремня со шкивов рабочую поверхность ведомого шкива делают выпуклой (рис. 4.2, тип 1) или с цилиндрической поверхностью в середине и конической по краям (рис. 4.2, тип 3). Рекомендуемый размер выпуклости h , в зависимости от диаметра шкива, приведен в таблице 4.2. Радиус дуги выпуклости шкива (рис. 4.2, тип 1)

$$R = \frac{h}{2} + \frac{B^2}{8h}, \quad (4.1)$$

где h – стрела выпуклости (табл. 4.2).

Таблица 4.2. Размеры выпуклости шкива в зависимости от диаметра шкива

D , мм	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355	400...450	500...560	630
h , мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	1,6

При окружной скорости > 20 м/с оба шкива следует выполнять выпуклыми по типу *I*.

У передач, работающих при окружной скорости более 40 м/с, между ремнем и шкивом возможно образование воздушного клина, ухудшающего их сцепление. Для выхода воздуха и исключения этого явления на ободке шкива делают кольцевые канавки (рис. 4.3).

На рисунке 4.4 представлен шкив с диском плоскоременной передачи.

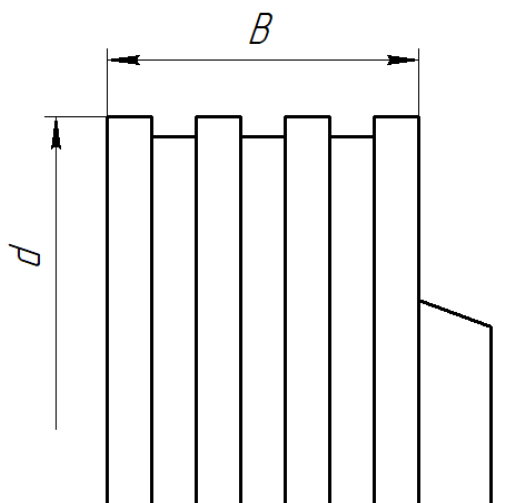


Рис. 4.3. Шкив цилиндрической формы с кольцевыми канавками

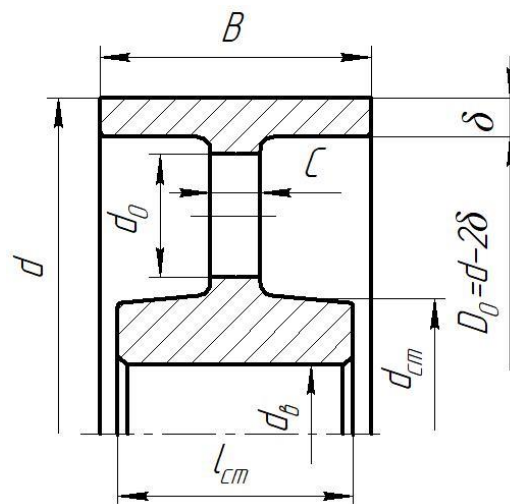


Рис. 4.4. Конструкция шкива с диском для плоскоременной передачи

Диаметр посадочного отверстия шкивов принимают с учетом диаметра вала, на который устанавливают шкивы. При установке ведущего шкива на вал электродвигателя $d_в$ принимают равным диаметру вала электродвигателя. В других случаях

$$d_в \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau_к]}}, \quad (4.2)$$

где T – вращающий момент на валу, Нм;
 $[\tau_к]$ – допустимые напряжения кручения $[\tau_к] = 20 \dots 30$ МПа.

Рекомендации по определению основных размеров при конструировании шкивов приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3. Расчетные зависимости по определению параметров общих элементов всех шкивов

Параметр	Расчетные формулы
Диаметр ступицы шкивов: чугунных стальных	$d_{CT} = 1,65d_6$ $d_{CT} = 1,55d_6$
Длина ступицы чугунных стальных	$l_{CT} = (1,5 \dots 1,6) d_6$ $l_{CT} = (0,8 \dots 1,2) d_6$
Толщина обода шкивов: чугунных стальных	$\delta = 0,02(d+25) > 6 \text{ мм}$ $\delta' = 0,8 \delta$
Толщина диска шкивов	$c = (1,2 \dots 1,3)\delta \geq 8 \text{ мм}$
Диаметр отверстия	$d_0 \geq 25 \text{ мм}$
Примечание. 1. d – расчетный диаметр шкива. 2. Длину ступицы l_{CT} уточняют по условию прочности шпоночного или шлицевого соединения вал-шкив.	

Ширину шкива B назначают в зависимости от ширины ремня b : $B=(1,1 \dots 1,15)b$, или по таблице (табл. 4.4).

Таблица 4.4. Рекомендуемая ширина шкивов

Ширина ремня b , мм	Ширина шкива B , мм		Ширина ремня b , мм	Ширина шкива B , мм	
	номинальное значение	предельное отклонение		номинальное значение	предельное отклонение
10	16	±1	140	160	±2
16	20		160	180	
20	25		180	200	
25	32		200	224	
30	40		224	250	
40	50		250	280	
50	63		280	315	
63	71	1,5	315	355	±3
71	80		355	400	
80	90		400	450	
90	100		450	500	
100	112		500	560	
112	125		560	630	
125	140				

Если шкив выполняется со спицами (при $d_{ш} > 200 \text{ мм}$) (рис. 4.5), то основные его геометрические размеры рекомендуется определять с учетом таблицы 4.5.

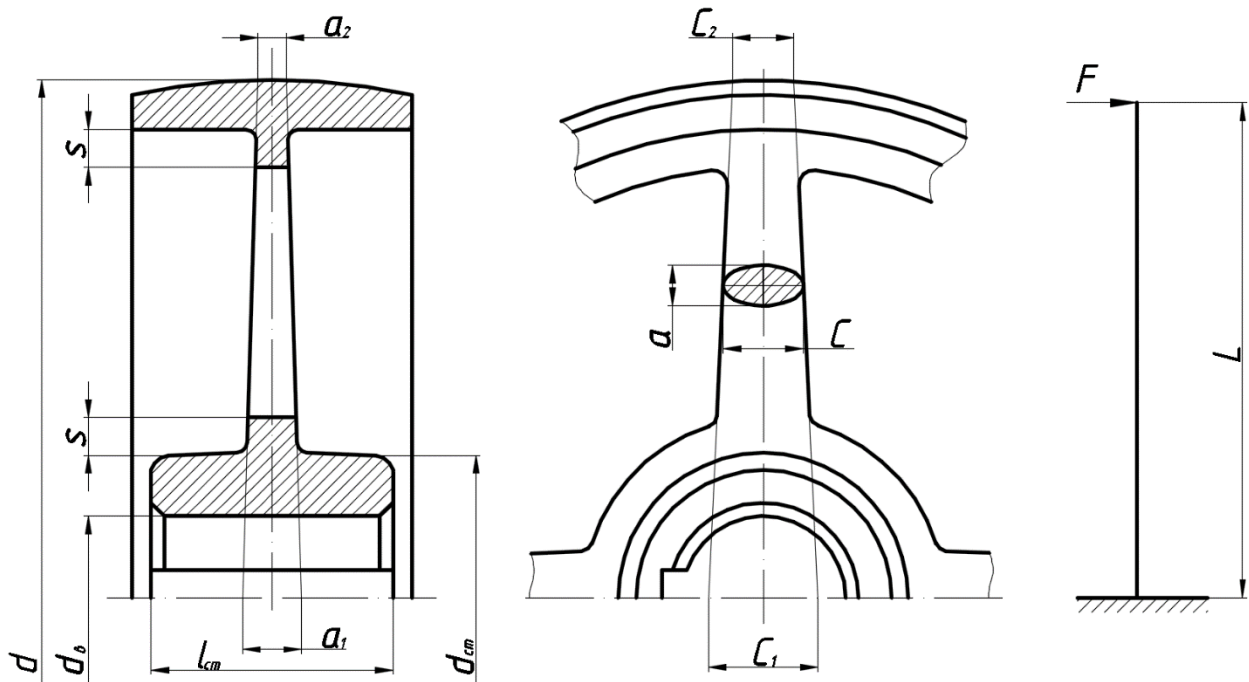


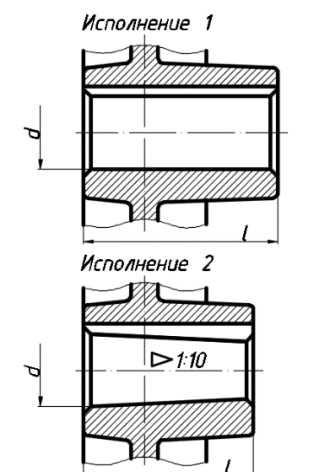
Рис. 4.5. Конструкция шкива со спицами и схема к расчету спицы на прочность

Таблица 4.5. Размеры шкива плоскоременной передачи со спицами

Параметр	Расчетная формула
Диаметр ступицы $d_{ст}$, мм	$d_{ст} = (1,8 \dots 2,0) d_B$
Длина ступицы $l_{ст}$, мм	$l_{ст} = (1,6 \dots 2,0) d_B$
Высота утолщения на внутренней стороне s , мм	$s = 0,005 d + 3,02$
Число спиц $n_{сп}$	$n_{сп} = \left(\frac{1}{6} \dots \frac{1}{7}\right) \sqrt{d} \geq 3$
Сечение спиц	эллиптическое сечение, с большей осью в плоскости вращения
Соотношение осей	$a/c = 0,4 \dots 0,5$
Размер c_1 , мм	$c_1 = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,013 n_{сп} [\sigma_{и}]}} + 0,1 d_{ст}$
Размер c_2 , мм	$c_2 = 0,8 c_1$
Размер a_1 , мм	$a_1 = 0,4 c_1$
Размер a_2 , мм	$a_2 = 0,8 c_1$
Примечание. Размеры c_1 , c_2 , a_1 , a_2 – целые числа; литейные уклоны 3° ; литейные радиусы $4 \dots 5$ мм; $[\sigma_{и}] = 30 \dots 40$ МПа, напряжение на изгиб для чугуна.	

Окончательно диаметр посадочного отверстия шкивов и длину ступицы согласуют с рекомендациями стандарта (ГОСТ 17383) (табл. 4.6).

Таблица 4.6. Рекомендуемые размеры ступиц шкивов для плоских ремней

	d	l	
		Исполнение 1	Исполнение 2
	10	23	16
	12; 14	30	20
	18	40	30
	22	50	40
	25; 28	60	45
	32; 35; 38	80	60
	40; 42; 45; 48; 50	110	85
	55; 60	140	110

4.3. Проектирование шкивов для клиноременных и поликлиновых передач

Для клиноременных передач стандартом предусмотрено девять типов шкивов. Шкивы типов 1-3 выполняют монолитными с односторонней выступающей ступицей (рис. 4.6, тип 1), с односторонней выточкой (рис. 4.6, тип 2), с односторонней выточкой и выступающей ступицей (рис. 4.6, тип 3).

Монолитные шкивы используют для клиновых ремней сечением Z, A. Дисковые шкивы со ступицей, выступающей с одной стороны (рис. 4.6, тип 4), со ступицей, укороченной с одного торца обода (рис. 4.6, тип 5), со ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого конца обода (рис. 4.6, тип 6), со спицами и ступицей, выступающей с одной стороны (рис. 4.6, тип 7), со спицами и ступицей, укороченной с одного торца обода (рис. 4.6, тип 8), со спицами и ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого конца обода (рис. 4.6, тип 9).

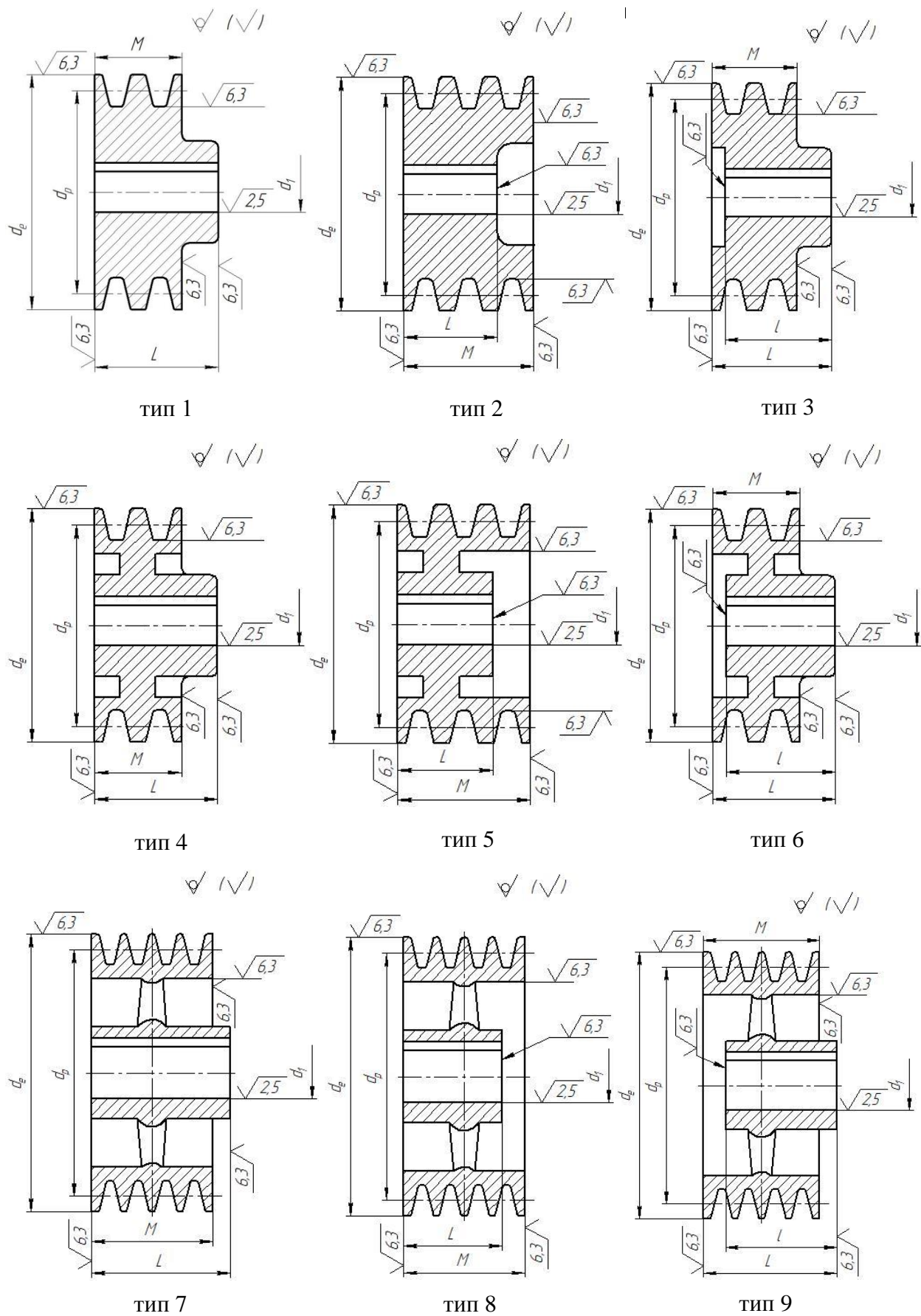
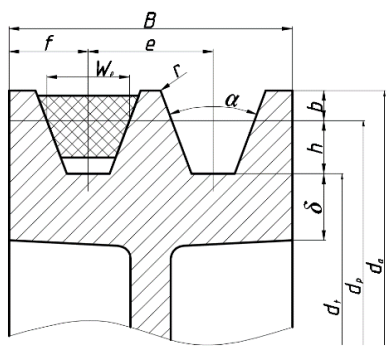


Рис. 4.6. Конструкции шкивов для клиновых ремней

Основные размеры профиля канавок шкивов для клиновых ремней приведены в таблице 4.7.

Таблица 4.7. Размеры профиля канавок шкива для клиновых ремней, мм

		<p>W_p – расчетная ширина канавки; b – глубина канавки над расчетной шириной; d_p – расчетный диаметр шкива; h – глубина канавки ниже расчетной ширины; e – расстояние между осями канавок; f – расстояние между осями крайней канавки и ближайшим торцом шкива; α – угол канавки шкива; d_e – наружный диаметр шкива; M – ширина шкива</p>						
Профили канавки		w_p	b_{min}	h_{min}	e	Допуск размера e^*	f	δ
Обычный клиновой ремень	Узкий клиновой ремень							
Z	SPZ	8,5	2,0	7,0 9,0	12,0	$\pm 0,3$	$7,0 \pm 1,0$	5,5
A	SPA	11,0	2,75	8,7 11,0	15,0	$\pm 0,3$	$9,0^{+2,0}_{-1,0}$	6,0
B	SPB	14,0	3,50	10,8 14,0	19,0	$\pm 0,4$	$11,5^{+2,0}_{-1,0}$	7,5
C	SPC	19,0	4,80	14,3 19,0	25,5	$\pm 0,5$	$16,0^{+2,0}_{-1,0}$	10
D	-	27,0	8,10	19,9	37,0	$\pm 0,6$	$3,0^{+3,0}_{-1,0}$	12
E	-	32,0	9,60	23,4	44,5	$\pm 0,7$	$28,0^{+4,0}_{-1,0}$	-

Расчетные диаметры шкивов определяют из расчета ременных передач. Следует иметь ввиду, что расчетный диаметр ведущего шкива нельзя принимать меньше минимального расчетного диаметра шкива для клиновых ремней разных сечений (табл. 4.8).

Таблица 4.8. Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива клиноременной передачи

Профили канавок	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
$d_{p \min}$	50	75	125	200	355	500	63	90	140	224

Угол α канавки шкивов зависит от расчетного диаметра и изменяется в пределах от 34° до 40° (табл. 4.9).

Таблица 4.9. Взаимосвязь угла с расчетным диаметром различных профилей канавок (ГОСТ Р 50641-94)

Профиль канавки	d_p , мм, для угла канавки α			
	34	36	38	40
Z, SPZ	50-71	80-100	112-160	>180
A, SPA	75-112	125-160	180-400	>450
B, SPB	125-160	180-224	250-500	>560
C, SPC	-	200-315	355-630	>710
D	-	315-450	500-900	>1000
E	-	500-560	630-1120	>1250

Ширину шкива клиноременной передачи определяют по формуле

$$B = (z - 1)e + 2f, \quad (4.3)$$

где z – число ремней; e – расстояние между осями канавок, мм; f – расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом.

Наружный диаметр шкива определяют

$$d_a = d_p + 2b. \quad (4.4)$$

Внутренний диаметр шкива по дну канавки

$$d_f = d_p - 2h. \quad (4.5)$$

Конструкция шкивов поликлиновых передач аналогична конструкции шкивов для клиновых ремней и отличается лишь профилем канавок. Профиль канавок и их размеры для отечественных ремней приведены в таблице 4.10.

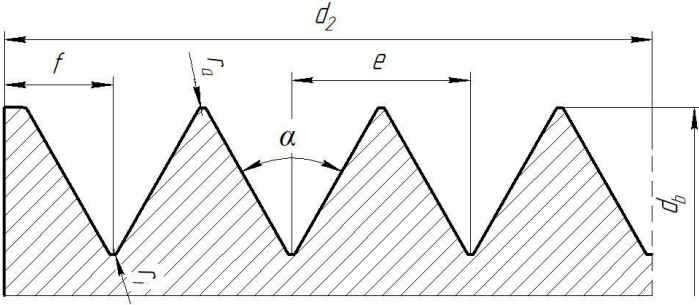
Таблица 4.10. Размеры канавок шкивов для отечественных поликлиновых ремней

Сечение ремня	h	e	f	δ	r_1	r_2
K	2,35+0,38	2,4±0,3	3,5	1,0	0,2...0,3	0,2...0,3
L	4,8+0,38	4,8±0,04	5,5	2,4	0,4...0,5	0,4...0,5
M	9,6+0,77	9,5±0,05	10,0	3,5	0,8...1,0	0,6...0,8

Примечание. 1. $\Delta = 1,6h$; $d_e = d_p - 2\Delta$. 2. Угол клина канавок $\alpha = 40^\circ \pm 30'$ независимо от диаметра шкива.

Профиль канавок и их размеры для импортных поликлиновых ремней приведены в таблице 4.11.

Таблица 4.11. Размеры канавок шкивов для импортных поликлиновых ремней



Сечение	PH	PJ	PK	PL	PM
Расстояние между канавками e , мм	1,60±0,03	2,34±0,03	3,560±0,05	4,70±0,05	9,40±0,08
Суммарная погрешность размера e , мм	1,3±0,3	1,8±0,3	2,5±0,3	3,3±0,3	6,4±0,3
Угол клина α , °	40±0,5°	40±0,5°	40±0,5°	40±0,5°	40±0,5°
Радиус r_a , мм	0,15	0,2	0,25	0,4	0,75
Радиус r_i , мм	0,3	0,5	0,4	0,75	-
Минимальный диаметр шкива d_b , мм	13	20	45	75	180

Минимальную ширину шкива для поликлиновой передачи определяют по аналогии с клиноременными передачами по формуле (4.3).

Сила сцепления поликлинового ремня с плоским шкивом при угле обхвата свыше 133° приблизительно равна силе сцепления со шкивом с канавками, а с увеличением угла обхвата становится выше. Поэтому для приводов с передаточным отношением свыше 3 и углом обхвата малого шкива от 120° до 150° можно применять плоский (без канавок) больший шкив.

Плоский шкив может иметь цилиндрическую или слегка выпуклую бочкообразную форму (рис 4.7.). Кривизна шкива не должна превышать 1 мм на 100 мм наружного диаметра. Рекомендуемые значения величины h , мм приведены в таблице 4.2. Ширину плоского шкива b_F , мм определяют по формуле

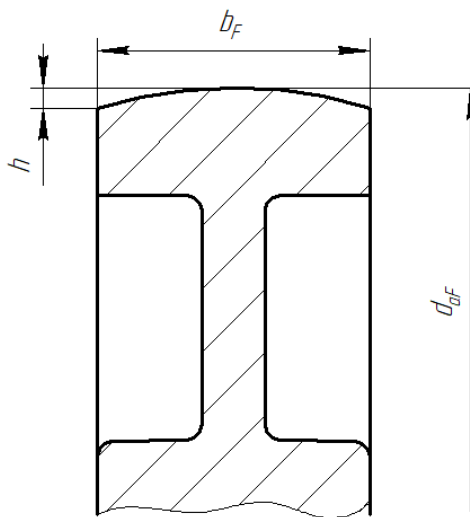


Рис. 4.7. Плоский шкив

$$b_F = (z + 2)e. \quad (4.6)$$

4.4. Шкивы зубчато-ременных передач

Шкив зубчато-ременной передачи (рис. 4.8.) представляет собой зубчатое колесо, шаг и профиль которого соответствует зубу и профилю зубчатого ремня. На рисунке 4.9. представлен общий вид шкива для ремня с трапецеидальными зубьями.



Рис. 4.8. Шкив зубчато-ременной передачи

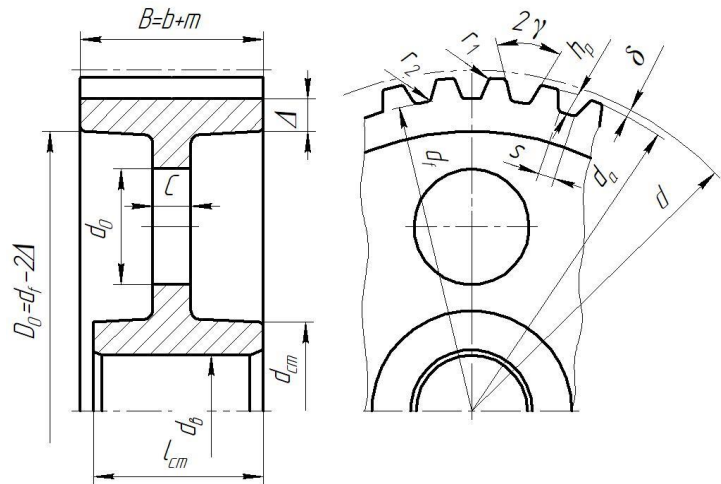


Рис. 4.9. Чертеж общего вида шкива с трапецеидальными зубьями и основными размерами

Диаметр делительной окружности шкива, определяемый по оси кордшнура, мм

$$d = m \cdot z = \frac{p \cdot z}{\pi}, \quad (4.7)$$

где p – шаг зубьев, мм.

Диаметр вершин зубьев шкива, мм

$$d_a = d - 2\delta \pm k, \quad (4.8)$$

где k – поправка, учитывающая нагрузку и податливость каркаса (табл. 4.12.); δ – расстояние от впадины ремня до оси кордшнура ($\delta = 0,6 \dots 0,8$ мм).

Таблица 4.12. Значение поправки k

d , мм	до 50	до 78	до 118	до 128	до 318	до 500
k , мм	0,08	0,10	0,12	0,13	0,15	0,18

В формуле 4.8 знак «+» принимается для ведущего шкива, знак «-» для ведомого. Диаметр впадин зубьев шкива, мм

$$d_f = d_a - 2h_{ш}, \quad (4.9)$$

где $h_{ш}$ – высота зуба шкива, мм.

Толщина обода шкива, мм

$$\Delta = (1,5m + 2) \geq 6. \quad (4.10)$$

Ширина обода шкива, мм

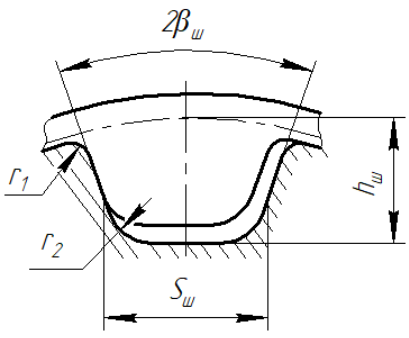
$$B_{\text{ш}} = b_p + m. \quad (4.11)$$

Все размеры межзубных впадин шкивов зубчато-ременных передач принимаются по таблицам 4.13, 4.14. Для ременных передач с полукруглым профилем зуба канавки на шкиве делают полукруглыми и с закруглениями у вершин зуба. Все необходимые размеры впадин шкивов с полукруглым профилем приведены в таблице 4.15.

Таблица 4.13. Размеры межзубных впадин шкивов зубчато-ременных передач с трапецеидальными зубьями

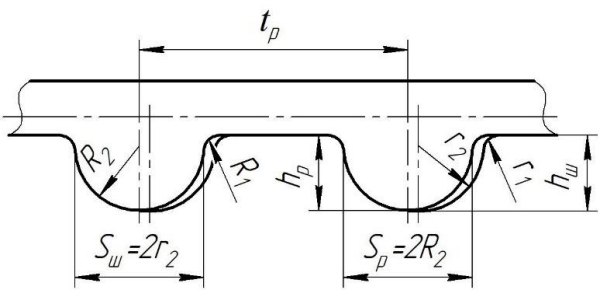
Определяющий параметр		Величина, обозначение	Размеры сечения, мм				Угол профиля, °
			$S_{\text{ш}}$	$h_{\text{ш}}$	r_1	r_2	$2\gamma_{\text{ш}}, °$
ОСТ	m	1,0	1,0±0,10	1,3±0,10	0,3±0,10	0,3±0,10	50±2
		1,5	1,5±0,15	1,8±0,15	0,4±0,10	0,4±0,10	50±2
		2,0	1,8±0,15	2,2±0,15	0,5±0,10	0,5±0,10	50±2
		3,0	3,2±0,20	3,0±0,20	0,7±0,10	1,0±0,10	40±2
		4,0	4,0±0,20	4,0±0,20	1,0±0,15	1,3±0,15	40±2
		5,0	4,8±0,20	5,0±0,20	1,5±0,15	2,0±0,15	40±2
		7,0	7,5±0,30	8,5±0,30	2,5±0,20	3,0±0,20	40±2
ISO	p_p	MXL	0,84±0,10	0,69±0,10	0,13±0,05	0,25±0,05	40±2
		XL	1,32±0,15	1,65±0,15	0,64±0,05	0,41±0,05	50±2
		L	3,05±0,20	2,67±0,20	1,17±0,10	1,19±0,10	40±2
		H	4,19±0,20	3,05±0,20	1,6±0,15	1,6±0,15	40±2
		XH	7,9±0,30	7,14±0,30	2,39±0,20	1,98±0,20	40±2
		XXH	12,17±0,30	10,31±0,30	3,18±0,20	3,96±0,20	40±2
DIN	p_p	T2,0	0,6±0,5	0,8±0,05	0,2±0,05	0,2±0,05	40±2
		T2,5	0,9±0,10	1,0±0,10	0,3±0,05	0,2±0,05	40±2
		T5	1,5±0,15	1,95±0,15	0,6±0,05	0,4±0,05	40±2
		T10	3,4±0,20	3,4±0,20	0,8±0,10	0,6±0,05	40±2
		T20	7,0±0,30	6,0±0,30	1,2±0,10	0,8±0,10	40±2

Таблица 4.14. Размеры профиля межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач АТ профиля



Обозначение	$S_{ш}$, мм	$h_{ш}$, мм	r_1 , мм	r_2 , мм	$2\gamma_{ш}$, °
АТ5	$2,5 \pm 0,15$	$1,95 \pm 0,15$	$0,6 \pm 0,05$	$0,4 \pm 0,05$	50 ± 2
АТ10	$5,0 \pm 0,20$	$3,4 \pm 0,20$	$0,8 \pm 0,10$	$0,6 \pm 0,05$	50 ± 2
АТ20	$10,0 \pm 0,30$	$6,0 \pm 0,30$	$1,2 \pm 0,10$	$0,8 \pm 0,10$	50 ± 2

Таблица 4.15 Размеры профиля межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач НТД профиля



Обозначение	$S_{ш}$, мм	$h_{ш}$, мм	r_1 , мм	r_2 , мм
m3	$5,3 \pm 0,20$	$4,05 \pm 0,20$	$1,1 \pm 0,10$	$2,65 \pm 0,20$
m4	$7,3 \pm 0,25$	$5,05 \pm 0,20$	$1,3 \pm 0,10$	$3,65 \pm 0,20$
m5	$9,4 \pm 0,30$	$6,05 \pm 0,30$	$1,6 \pm 0,15$	$4,7 \pm 0,30$
3M	$2,0 \pm 0,10$	$1,2 \pm 0,10$	$1,2 \pm 0,10$	$1,0 \pm 0,10$
5M	$3,2 \pm 0,15$	$2,1 \pm 0,15$	$1,7 \pm 0,15$	$1,6 \pm 0,15$
8M	$5,2 \pm 0,20$	$3,4 \pm 0,20$	$2,0 \pm 0,15$	$2,6 \pm 0,20$
14M	$9,0 \pm 0,30$	$6,1 \pm 0,30$	$2,5 \pm 0,20$	$4,5 \pm 0,20$

Для исключения соскальзывания ремня со шкивов ведущий шкив выполняют с ребордами (рис 4.8). При вертикальном расположении ременной передачи оба шкива следует принимать с ребордами. Высота реборд, мм

$$a = t - \text{для ремней с } t \leq 7 \text{ мм, } a = 8 \text{ мм при } t > 7 \text{ мм}$$

Все остальные размеры $d_{ст}$, $l_{ст}$ и другие принимаются по рекомендациям, приведенным в общих сведениях о шкивах.

ГЛАВА 5. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Статистические данные показывают большой разброс долговечности ременных передач в условиях рядовой эксплуатации. Причина: значительные колебания физико-механических свойств резины, корда, обертки ремня, нарушения технологии изготовления, условий эксплуатации, неустановившейся нагрузки и др.

Все предлагаемые методики расчета дают лишь относительный оценочный характер. Поэтому оценку долговечности при расчете ременных передач производят по числу пробегов (см. ф. 1.11)

При эксплуатации ремень испытывает переменные циклические напряжения растяжения σ_1 и σ_2 в ведущей и ведомой ветвях и напряжения изгиба $\sigma_{и1}$ и $\sigma_{и2}$ в ведущем и ведомых шкивах. Картина изменения напряжений усложняется с увеличением числа шкивов в передаче. Долговечность ремня определяется усталостной прочностью его элементов.

Уравнение кривой усталости Веллера имеет вид

$$\sigma_{max}^m N_E = C^m = const, \quad (5.1)$$

где m – показатель степени определяемый экспериментально; C – константа, определяемая экспериментально для каждого типа ремня, МПа; σ_{max} – максимальное напряжение в ремне в зоне набегания на ведущий шкив, МПа.

Из-за отсутствия достаточно надежных экспериментальных данных ориентировочно принимают [7]:

- для плоских прорезиненных ремней $m = 6$, $C = 60 \dots 70$ МПа;
- для клиновых ремней $m = 11$, $C = 90 \dots 100$ МПа.

Эквивалентное число циклов

$$N_E = \frac{3600 \cdot \lambda \cdot z_{ш} \cdot T_p}{\chi_i \cdot \chi_F}, \quad (5.2)$$

где λ – число пробегов ремня, c^{-1} (см. ф. 1.11); $z_{ш}$ – число шкивов, огибаемых ремнем; T_p – срок службы ремня, ч.; χ_i – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба ремня на меньшем и большем шкивах (рис. 5.1, 5.2); χ_F – коэффициент нагрузки передачи максимальным моментом. При постоянной нагрузке $\chi_F = 1,0$, при переменной $\chi_F = 1,8$.

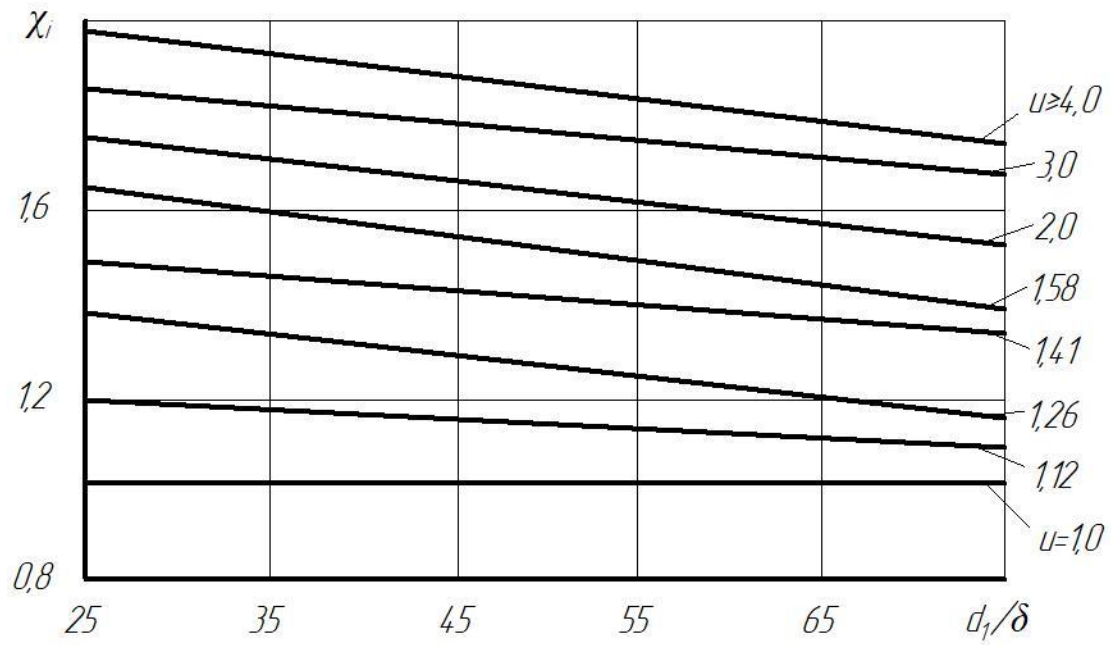


Рис. 5.1. Коэффициент χ_i для плоских ремней [7]

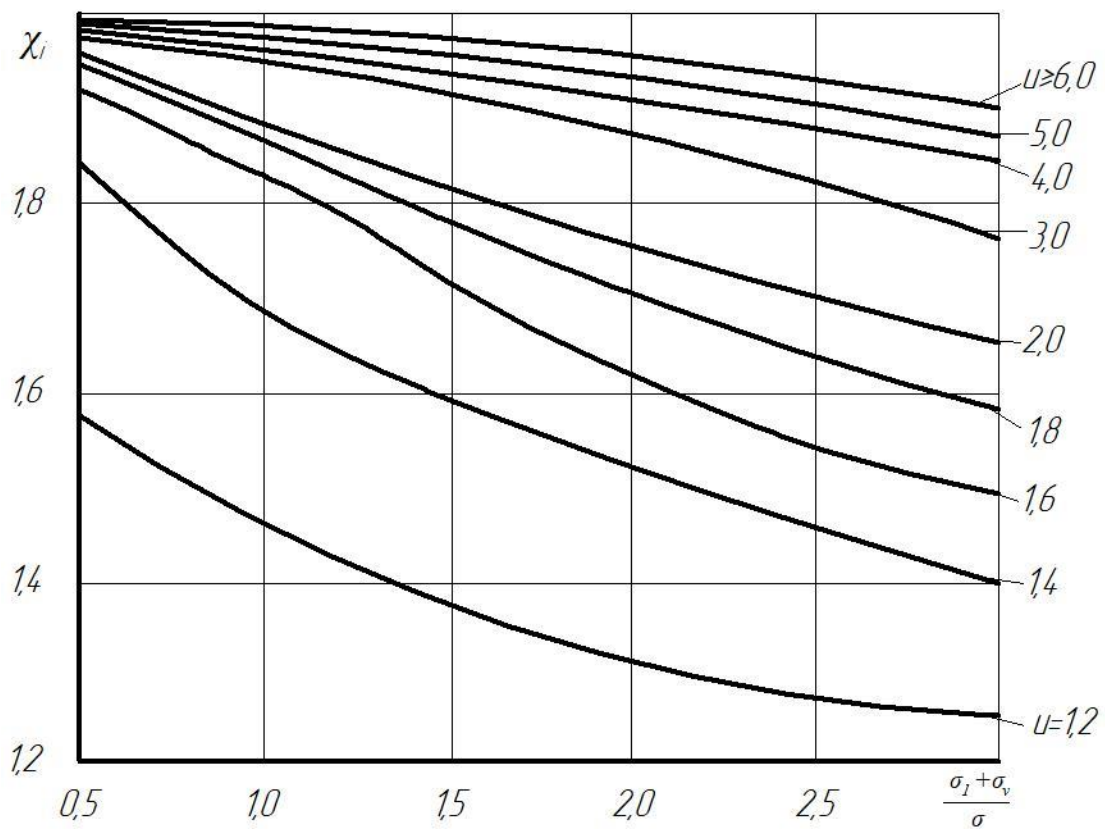


Рис. 5.2. Коэффициент χ_i для клиновых ремней [7]

Из зависимостей (ф. 5.1.) и (ф. 5.2) ресурс ремня

$$T_p = \left(\frac{C}{\sigma_{max}}\right)^m \frac{\chi_i \chi_F}{3600 \cdot \lambda \cdot z_{ш} \cdot T_p}, \text{ ч.} \quad (5.3)$$

На основании приведенных зависимостей составлены данные по расчетной долговечности прорезиненных плоских ремней (табл. 5.1) [7].

Таблица 5.1. Расчетная долговечность прорезиненных ремней T_0 при двух шкивах: $u = 1, \lambda = 1 \text{ с}^{-1}$

$\sigma_1 + \sigma_{ц},$ МПа	Значения $T_0, \text{ ч},$ при d_1/δ					
	25	30	35	40	45	50
2,4	950	1970	3560	5850	8710	12400
2,8	725	1420	2460	3950	5850	8050
3,2	535	1040	1750	2740	3950	5280
3,6	410	775	1280	1900	2740	3560
4,0	320	585	950	1300	1900	2400
4,4	250	425	727	1020	1390	1750
4,8	195	345	585	750	1040	1280

Долговечность плоских ремней в конечном итоге рекомендуют определять по формуле

$$T_p = \frac{T_0 \cdot \chi_i \cdot \chi_F}{\lambda}, \text{ ч.} \quad (5.4)$$

Средний ресурс клиновых ремней нормальных сечений при легких, тяжелых и очень тяжелых режимах работы на промышленном оборудовании и стационарных сельхозмашинах по ГОСТ 1284.2

$$T_p = T_{p(\text{ср.})} \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ ч.} \quad (5.5)$$

где $T_{p(\text{ср.})}$ – ресурс ремней в эксплуатации в среднем режиме работы (табл. 5.2); K_1 – коэффициент режима работы, равный: 2,5 – для легкого режима работы; 0,5 – для тяжелого режима работы; 0,25 – для очень тяжелого режима работы, перекрестных и полуперекрестных передач и двух шкивных передач с натяжным роликом вне контура; K_2 – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации: 1,0 – для центральных и других зон, кроме районов с холодным и очень холодным климатом; 0,75 – для районов с холодным и очень холодным климатом.

Таблица 5.2. Ресурс ремней в эксплуатации

Наименование показателя	Ресурс ремней, ч, для классов			
	I	II	III	IV
Для самоходных и прицепных сельхозмашин, T_p , не менее:				
в простых контурах	800	850	1500	1700
в сложных контурах	450	500	750	800
Для промышленного оборудования и стационарных сельхозмашин в среднем режиме работы, $T_{p(\text{ср.})}$	2000	2500	2700	3700

ГЛАВА 6. НАТЯЖЕНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

6.1. Способы натяжения ремней

Достижение проектных показателей ременной передачи в части ее нагрузочной способности и долговечности кардинальным образом зависит от способа натяжения ремня. Нагрузочная способность не натянутой ременной передачи стремится к нулю, при одновременном увеличении скольжения ремней. Перетянутая ременная передача испытывает избыточные нагрузки: растяжение ремня, консольные нагрузки на валы и опоры, что неминуемо ведет к снижению долговечности передачи и машины в целом [1-3].

Сложившееся техническое противоречие требует внимательного рассмотрения, и его следует начать со способов натяжения ремней.

Выделяют три принципиально отличающихся метода натяжения ремней с различными способами их реализации:

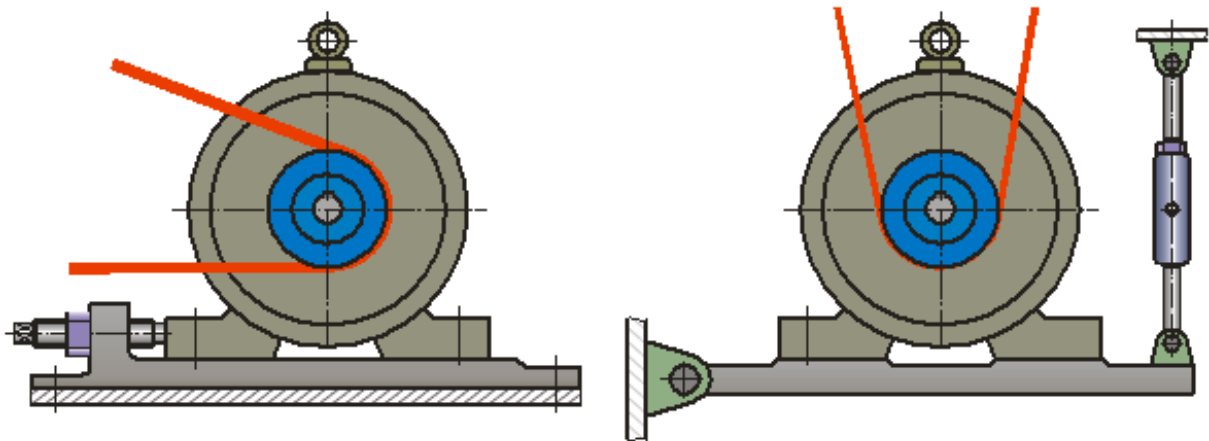
1. Изменением длины ремня;
2. Периодическим изменением межосевого расстояния;
3. Автоматическим изменением межосевого расстояния.

Рассмотрим описанные методы подробнее.

1. Установленный ремень изготавливается требуемой (уменьшенной) длины, монтаж ремня на шкивы осуществляется с натягом, эластичность ремня обеспечивает возможность монтажа и предварительное натяжение. Для компенсации вытяжки ремень периодически перешивается под начальный размер. Описанный метод широко использовался с кожаными ремнями и плоскими резинотканевыми, но по мере развития полимерной промышленности и стандартизации длин ремней встречается все реже.

2. Большинство современных ремней представляют собой композиты на основе резины, полиуретана и подобных эластомеров, как результат конечное изделие обладает высокой упругой податливостью, что используется для натяжения ременных передач. Ремень натягивается с

требуемым усилием и работает с этим предварительным натяжением в течение всего периода эксплуатации, либо, предполагая периодическое подтягивание, по мере вытяжки ремня. Описанный метод имеет множество способов его реализации, наиболее распространенными являются перемещение оси одного из валов (чаще электродвигателя). Перемещение электродвигателя осуществляют на скользящих плитах или салазках (рис. 6.1. а), или поворотом опорной плиты электродвигателя (рис. 6.1. б) [1, 2, 7, 8].



а

б



в



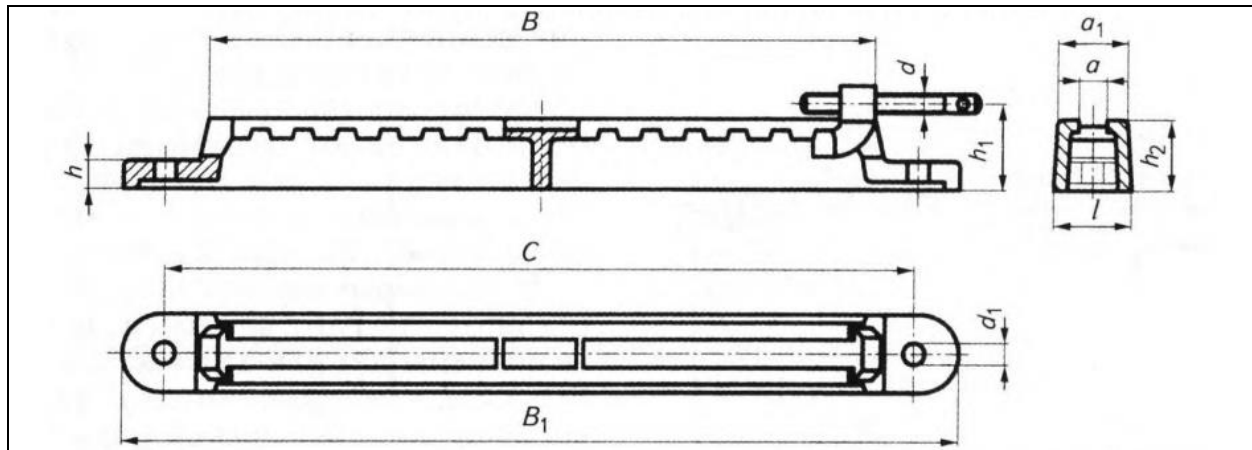
г

Рис. 6.1. Способы натяжения ремня периодическим изменением межосевого расстояния:

а – перемещением электродвигателя на салазках; б – поворотом опорной плиты;
в – поворотом эксцентрика; г – поворотом натяжника, изготовленным в виде спирали Архимеда

Наиболее распространенным способом регулирования межосевого расстояния является передвижение двигателя на салазках, номенклатура и размеры которых приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1. Размеры салазок для асинхронных электродвигателей, мм



Тип салазок	a	a_1	B	B_1	C	h	h_1	h_2	l	d	d_1	Болт для крепления лап электродвигателя
С-3	16	38	370	440	410	15	44	36	42	M12	12	M10 x 35
С-4	18	45	430	510	470	18	55	45	50	M12	14	M12 x 40
С-5	25	65	570	670	620	22	67	55	72	M16	18	M16 x 55
С-6	25	65	630	770	720	26	74	60	75	M16	18	M16 x 60
С-7	30	90	770	930	870	30	88	70	105	M20	24	M20 x 75

Перемещение оси ведомого шкива может осуществляться с помощью скользящих плит или салазок, а также за счет применения эксцентрика (рис. 6.1, в) или поворотом натяжника, изготовленным в виде спирали Архимеда (рис. 6.1, г).

3. Автоматическое изменение межосевого расстояния может быть реализовано с постоянной силой или пропорционально нагрузке на передачу. Первый способ может быть реализован за счет применения натяжных роликов и силы тяжести (рис. 6.2, а, б) или упругости пружины (рис. 6.2, в, г), упругость пружины имеет определенную жесткость, зависящую от деформации и со временем меняющая свою характеристику, поэтому постоянство силы натяжения в примерах в и г условное [1, 7, 8].

Натяжные ролики изготавливаются гладкими цилиндрическими с фасками или округленными кромками (предпочтительно), такое исполнение меньше повреждает ремень в процессе эксплуатации. При этом натяжные ролики устанавливаются снаружи (рис. 6.2, *а*) или изнутри (рис. 6.2, *б*) передачи.

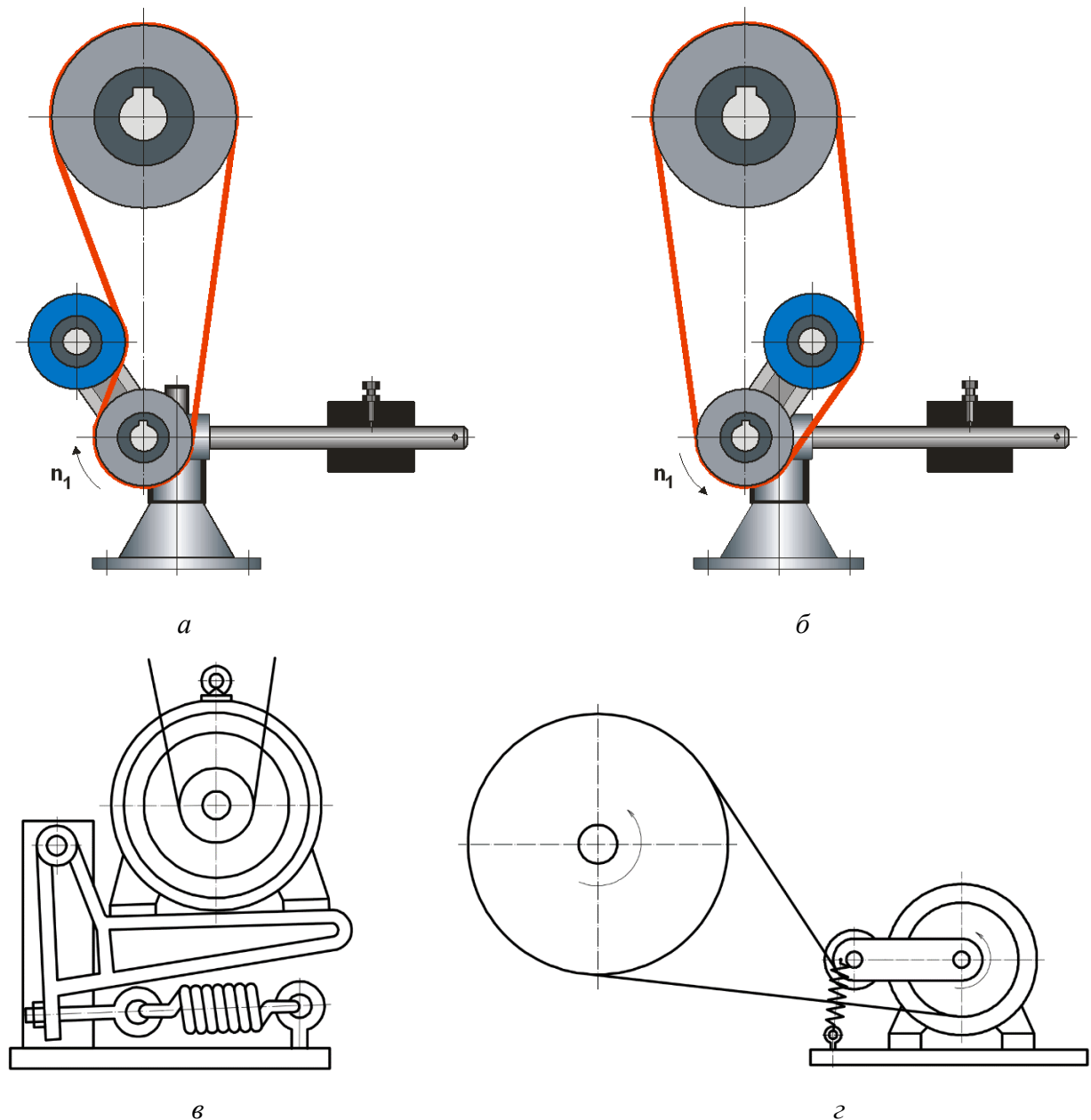


Рис. 6.2. Способы автоматического натяжения ремня с постоянной силой:

- а* – с использованием силы тяжести и натяжного ролика, установленного снаружи передачи;
- б* – с использованием силы тяжести и натяжного ролика, установленного внутри передачи;
- в* – с использованием силы упругости пружины и поворотной платформы;
- г* – с использованием силы упругости пружины и натяжного ролика

Ролики устанавливаются на двухплечем рычаге с грузом, или осуществляют натяжение за счет упругости пружины. Наружная установка роликов повышает тяговую способность передачи, за счет увеличения угла охвата ведущего шкива, поэтому установку натяжного ролика следует осуществлять как можно ближе к ведущему шкиву, однако контур ремня приобретает перегиб, что влечет за собой дополнительные изгибные напряжения со знакопеременным режимом нагружения, снижающие долговечность ремня. Внутреннее расположение натяжного ролика, более щадящее для ремня, но при прочих равных имеет меньшую тяговую способность.

Наибольший интерес представляют автоматические системы натяжения ремня пропорционально нагрузке на передачу. К таким системам следует отнести передачи с натяжением ремня окружной силой на шестерне (рис. 6.3, *а*) и реактивным моментом на корпусе электродвигателя (рис. 6.3, *б*) [7].

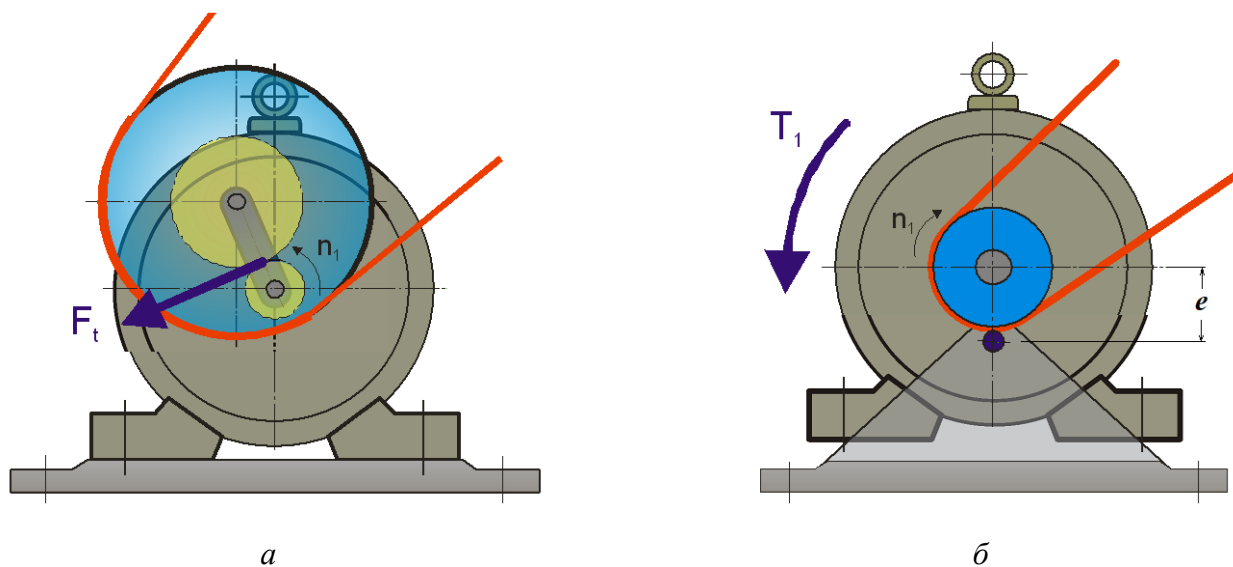


Рис. 6.3. Способы автоматического натяжения ремня пропорционально нагрузке на передачу:

а – окружной силой на шестерне; *б* – реактивным моментом на корпусе электродвигателя

Явным достоинством таких систем является повышенный ресурс ремня. В системах с фиксированным предварительным натяжением ремней, сила натяжения устанавливается в расчете на максимальную нагрузку с учетом коэффициента запаса, что необходимо. Однако большинство машин эксплуатируется в нестационарном режиме и номинальные нагрузки занимают малую долю вмени, а в условиях средних и пониженных нагрузок валы, опоры и ремень перегружены силой натяжения ремня, что снижает их ресурс. Представленные на рисунке 6.3. системы позволяют увеличивать натяжение ремня в соответствии с режимом нагружения, это достигается за счет отклонения оси ведущего шкива окружной силой промежуточной зубчатой передачи (рис. 6.3, *a*) или за счет поворота корпуса двигателя, установленного на поворотной оси с определенным эксцентриситетом «*e*» относительно оси ротора [7].

Следует отметить, что приведенные конструкции систем автоматического натяжения ремня нереверсивны.

Выбор системы натяжения ремня комплексная задача, учитывающая технические, экономические факторы, однако выбранная система натяжения должна обеспечивать регулирование длины ремня в диапазоне (0,94...1,12) от его номинальной длины.

6.2. Способ контроля предварительного натяжения ремней

Контроль натяжения ремня следует осуществлять по совокупности силы и величины прогиба f в середине межосевого расстояния $a/2$. Схема контроля приведена на рисунке 6.4 [7].

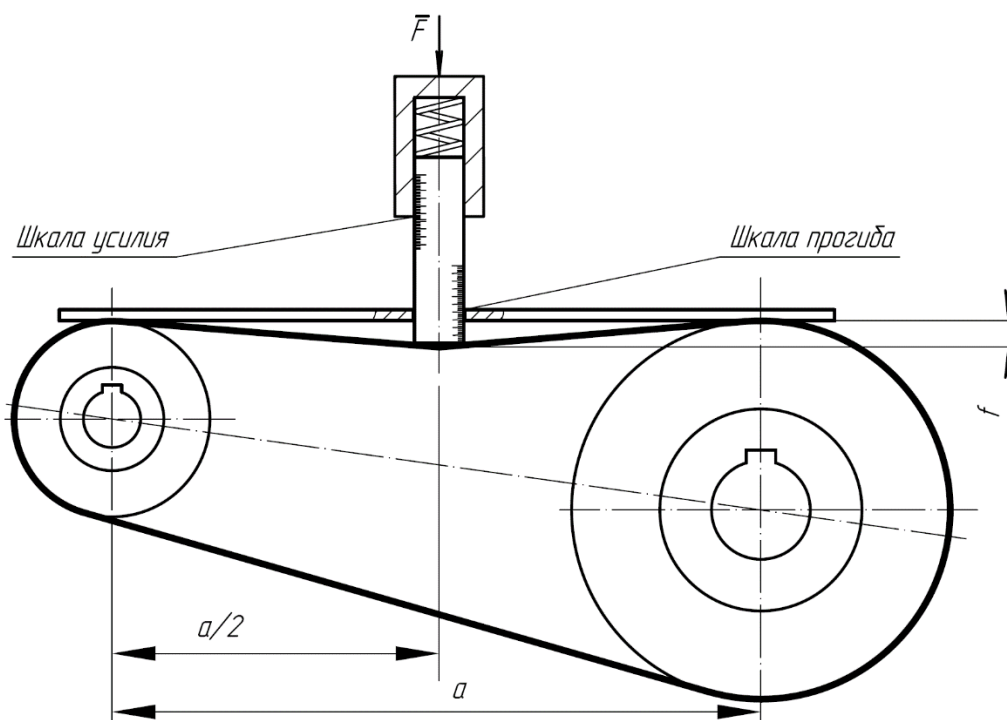


Рис. 6.4. Устройство для контроля предварительного натяжения ремня

6.2.1. Плоскоременные передачи

В зависимости от вида ременной передачи предварительное натяжение ремня может быть определено по приведенным формулам, для плоскоременной передачи рекомендуется формулой Н.М. Гурьяна [7]:

$$F_0 = \frac{F \cdot a}{4 \cdot F} - E \cdot A \left(\frac{f}{a} \right)^2, \quad (6.1)$$

где F – сила, приложенная к середине тяговой ветви, Н; a – межосевое расстояние передачи, мм; E – модуль упругости материала ремня, МПа; A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

В зависимости от ширины ремня усилие следует принимать по значениям, приведенным в таблице 6.2.

Таблица 6.2. Значения контрольного усилия в зависимости от ширины ремня

b , мм	до 25 мм	от 25 до 50 мм	от 50 до 80 мм	от 80 до 100 мм
F , Н	10	20	25	30

Порядок определения натяжения:

1. Определить расчетное начальное натяжение ремня

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta, \text{ Н.}$$

Новым ремням назначают напряжения предварительного натяжения в 1,5 раз больше номинального, а для приработанных – 1,25 от номинального [7].

2. В зависимости от ширины ремня b по таблице 6.1 определяют величину нагрузки, Н.

3. С учетом приведенных ниже формул вычисляют величину прогиба, мм, с учетом прилагаемой нагрузки (см. ф. 6.1):

$$f = \sqrt[3]{k + \sqrt{\Delta}} + \sqrt[3]{k - \sqrt{\Delta}}, \quad (6.2)$$

где $k = \frac{F \cdot a^3}{8 \cdot E \cdot A}$; $\Delta = \frac{F_0^3 \cdot a^6}{8 \cdot E \cdot A} + k^2$.

4. С помощью устройства рис. 6.4 к ремню прикладывают расчетное усилие, добиваясь прогиба ветви на заданное значение f .

5. В процессе испытаний следует несколько раз повернуть шкивы для получения равномерного распределения усилия.

6.2.2. Клиноременные передачи

Величина предварительного натяжения клиновых ремней нормального сечения по ГОСТ 1284.1-89 – ГОСТ 1284.3-89 определяется по формуле [7]:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_p} + \Theta \cdot v^2, \quad (6.3)$$

где P_1 – мощность на ведущем валу, кВт; $C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}}$ – коэффициент длины ремня,

L_0 – базовая длина клинового ремня; C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата (табл. 2.35); C_p – коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки и режима работы (табл. 2.22, 2.23); z – число ремней в передаче; v – окружная скорость ремня, м/с; Θ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (табл. 6.3) [1-3].

Таблица 6.3. Значения коэффициента Θ

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E
$\Theta, \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9

Необходимое значение величины прогиба f под действием нагрузки F (рис. 6.4.) определяется по формуле [7]:

$$f = 1,55 \frac{a}{100}, \quad (6.4)$$

Значение силы F для проведения замеров определяют в зависимости от состояния ремня, для нового ремня по формуле [7]:

$$F = \frac{1,45 \cdot F_0 + C_k}{16}, \quad (6.5)$$

для приработанного ремня по формуле [7]:

$$F = \frac{F_0 + C_k}{16}, \quad (6.6)$$

где F_0 – предварительное натяжение ремня, Н;
 C_k – коэффициент жесткости ремня (табл. 6.4).

Таблица 6.4. Значения коэффициента C_k

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E
$C_k, \text{Н}$	20	40	60	150	320	470

6.2.3. Зубчато-ременные передачи

Зубчато-ременная передача передает механическую энергию за счет зацепления и требует значительно меньшего предварительного натяжения, чем передачи трением.

Так при спокойном или умеренном режиме работы и окружной скорости ремня, не превышающей 20 м/с значение предварительного натяжения ветви ремня шириной 1 мм выбирают по таблице 6.5 [7].

Таблица 6.5. Значения предварительного натяжения ветви ремня шириной 1 мм

Модуль $m, \text{мм}$	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$F_{01}, \text{Н/мм}$	0,25	0,35	0,5	0,75	2,0	2,5	3,0	3,5

Для вычисления предварительного натяжения ремня шириной b (мм) следует воспользоваться формулой [7]:

$$F_0 = F_{01} \cdot b, \quad (6.7)$$

Для передач, работающих с перегрузками, значение силы предварительного натяжения следует определять по формуле [7]:

$$F_0 = (0,3 \dots 0,4)F_t, \quad (6.8)$$

где F_t – окружная сила, Н.

Для скоростных передач (окружная скорость ремня превышает 20 м/с), необходимо использовать формулу, учитывающую натяжение ветвей ремня от действия центробежной силы [7]:

$$F_0 = (0,3 \dots 0,4)F_t + m_1 \cdot v^2 \cdot b, \quad (6.9)$$

где m_1 – масса одного метра ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм).

Литература

1. Детали машин: Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям подготовки 150700 «Машиностроение» и 151000 «Технологические машины и оборудование» / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, М.Н. Захаров [и др.]. – 4-е издание, переработанное и дополненное. – Москва: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2014. – 472 с. – ISBN 978-5-7038-3939-3. – EDN VCPWMR.

2. Детали машин и основы конструирования: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по агроинженерным специальностям / С.П. Казанцев, А.В. Карп, Е.И. Соболев [и др.]; под ред. М.Н. Ерохина. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Москва: Издательство КолосС, 2011. – 512 с. – (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений/ Ассоц. «Агрообразование»). – ISBN 978-5-9532-0822-2. – EDN QNCZVH.

3. Ерохин, М.Н. Детали машин / М.Н. Ерохин, С.П. Казанцев. – Москва: ТРАНСЛОГ, 2018. – 410 с. – EDN YKZILJ.

4. Баханович, А. Г. Проектирование зубчато-ременных передач: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей / А.Г. Баханович. – Минск: БНТУ, 2004. – 39 с. – ISBN 985-479-090-8. – EDN KGMHGY.

5. Бельский, А.Т. Передачи с гибкой связью: Пособие для студентов специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения» дневной и заочной форм обучения / А.Т. Бельский, Н.В. Иноземцева, В.В. Комраков. – Гомель: Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого, 2016. – 136 с. – EDN NKPKFP.

6. Коновалов А.Б., Гребенникова В.М. Ременные передачи / СПбГТУРП – СПб., 2011. – 106 с.

7. Устиновский, Е.П. Проектирование ременных передач с применением ЭВМ / Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис, А.В. Ковнацкий; Министерство образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский государственный университет, Кафедра «Техническая механика». – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – 133 с. – EDN PGPQIL.

8. Атлас конструкций узлов и деталей машин (2-е издание) / Б.А. Байков, А.В. Клыпин, О.П. Леликов [и др.]; Под ред. О.А. Ряховского, О.П. Леликова. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2009. – 400 с. – ISBN 978-5-7038-3282-0. – EDN VCQAXR.

Учебное издание

ЕРОХИН Михаил Никитьевич
КАЗАНЦЕВ Сергей Павлович
ИГНАТКИН Иван Юрьевич
МЕЛЬНИКОВ Олег Михайлович
СКОРОХОДОВ Дмитрий Михайлович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Под редакцией академика РАН, заслуженного деятеля науки
Российской Федерации, доктора технических наук,
профессора М.Н. Ерохина

Издается в авторской редакции

Подписано в печать 20.12.2024. Формат 60×84/16.
Печ. л. 8,0. Тираж 500 экз. Заказ № 625.

Отпечатано в АНО Редакция журнала «МЭСХ»
127412, Москва, ул. Б. Академическая, д. 44, корп. 2, e-mail: t_sams@mail.ru