

Раздел 8. Ременные передачи.

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью и может применяться для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого. Она состоит (рис.1) из двух шкивов (ведущего, ведомого) и охватывающего их ремня. Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь заставляет вращаться ведомый шкив. Таким образом, мощность передается с ведущего шкива на ведомый.

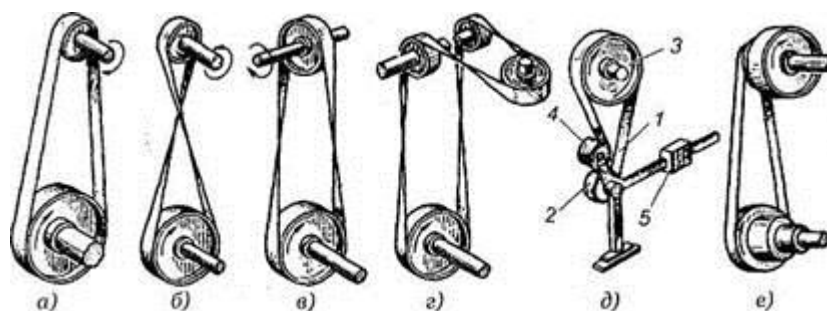


Рис.1. Виды ременных передач: *a* — открытая передача; *б* — перекрестная передача; *в* — полуперекрестная передача (со скрещивающимися валами); *г* — угловая передача (с направляющим роликом); *д* — передача с нажимным роликом;

е — передача со ступенчатым шкивом

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень—шкив). Оно осуществляется: 1) вследствие упругости ремня — укорочением его при сшивке, передвижением одного вала или с помощью нажимного ролика; 2) под действием силы тяжести качающейся системы мы или силы пружины; 3) автоматически, в результате реактивного момента, возникающего на статоре двигателя; 4) с применением специальных натяжных устройств (рис.1, *д* и рис.2). Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. С этих позиций целесообразнее применять третий способ, при котором натяжение меняется в зависимости от нагрузки и срок службы ремня наибольший. Однако автоматическое натяжение в реверсивных передачах с непараллельными осями валов применить нельзя.

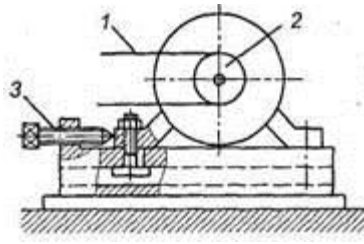


Рис.2. Регулировка натяжения ремня перемещением двигателя: 1 — ремень; 2 — шкив; 3 — натяжное устройство

Классификация. Ременные передачи классифицируют по следующим признакам.

1. По форме сечения ремня:

- плоскоременные (рис.3, а);
- клиноременные (рис.3, б);
- круглоременные (рис.3, в);
- с зубчатыми ремнями (рис.3, д);
- с поликлиновыми ремнями (рис.3, з).

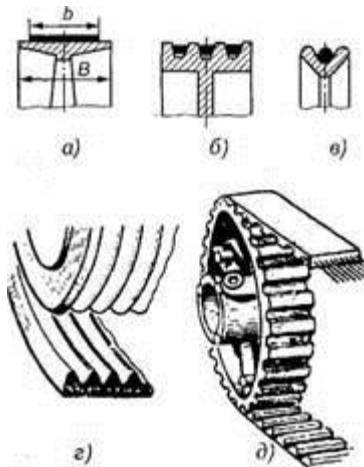


Рис.3. Типы ремней ременных передач: а — плоский ремень; б — клиновый ремень; в — круглый ремень; г — поликлиновый ремень; д — зубчатый ремень

2. По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями (см. рис.1, а, б);
- с пересекающимися осями — угловые (см. рис.1, з);
- со скрещивающимися осями (см. рис.1, в).

3. По направлению вращения шкива:

- с одинаковым направлением (открытые и полуоткрытые) (см. рис.1, а);
- с противоположными направлениями (перекрестные) (см. рис.1, б).

4. По способу создания натяжения ремня:

- простые (см. рис.1, а);
- с натяжным роликом (см. рис.1, д);
- с натяжным устройством (см. рис.2).

5. По конструкции шкивов:

- с однорядными шкивами (см. рис.1, а—д);
- со ступенчатыми шкивами (см. рис.1, е).

Область применения. Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания. Наибольшее распространение в машиностроении находят клиноременные передачи (в станках, автотранспортных двигателях и т. п.). Эти передачи широко используют при малых межосевых расстояниях и вертикальных осях шкивов, а также при передаче вращения несколькими шкивами. При необходимости обеспечения ременной передачи постоянного передаточного числа и хорошей тяговой способности рекомендуется устанавливать зубчатые ремни. При этом не требуется большего начального натяжения ремней; опоры могут быть неподвижными. Плоскоременные передачи применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба. Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям (например, высокоточные станки). Плоскоременные передачи в настоящее время применяют сравнительно редко (они вытесняются клиноременными). Теоретически тяговая способность клинового ремня при том же усилии натяжения в 3 раза больше, чем у плоского. Однако относительная прочность клинового ремня по сравнению с плоским несколько меньше (в нем меньше слоев армирующей ткани), поэтому практически тяговая способность клинового ремня приблизительно в два раза выше, чем у плоского. Это свидетельство в пользу клиновых ремней послужило основанием для их широкого распространения, в особенности в последнее время. Клиновые ремни могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают $u_{\max} = 8 - 10$ без натяжного ролика.

Круглоременные передачи (как силовые) в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных устройств в приборостроении и бытовых механизмах (магнитофоны, радиолы, швейные машины и т. д.).

Передаваемая мощность силовых ременных передач практически достигает 50 кВт, хотя известны плоскоременные передачи мощностью и 1500 кВт. Скорость ремня $v = 5 - 30$ м/с (в сверхскоростных передачах $v = 100$ м/с). В механических приводах ременная

передача используется чаще всего как понижающая передача. Максимальное передаточное отношение $U_{\max} = 5 - 6$ для передач без натяжного ролика и $U_{\max} = 6 - 10$ для передач с натяжным роликом, допускают кратковременную перегрузку до 200%.

Достоинства:

- возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (более 15 метров) (что важно, например, для сельскохозяйственного машиностроения);
- плавность хода, бесшумность работы передачи, обусловленные эластичностью ремня;
- малая чувствительность к толчкам и ударам, а также к перегрузкам, способность пробуксовывать;
- возможность работы с большими угловыми скоростями;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;
- возможность работы при высоких оборотах;
- простота конструкции и дешевизна.

Недостатки:

- непостоянство передаточного числа вследствие проскальзывания ремней;
- постепенное вытягивание ремней, их недолговечность;
- необходимость постоянного ухода (установка и натяжение ремней, их перешивка и замена при обрыве и т. п.);
- сравнительно большие габаритные размеры передачи;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях (в пределах от 1000 до 5000 ч);
- необходимость натяжного устройства.

Плоскоременная передача. Конструкция и основные геометрические соотношения

Ременную передачу с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями с плоским приводным ремнем называют плоскоременной. На рис. 1 показаны варианты

плоскоременной передачи. Эта передача проста по конструкции, может работать при весьма высоких скоростях (до 100 м/с) и больших межосевых расстояниях (до 15 м). Вследствие большой эластичности ремня она обладает сравнительно высокой долговечностью. Для плоскоременных передач рекомендуется принимать $u < 6$ (с натяжным роликом — до 10). До появления клиноременной передачи плоскоременная имела преимущественное распространение.

На практике встречаются самые различные конструкции передач, с плоским ремнем. Рассмотрим наиболее типичные:

- *открытая* (см. рис. 1, а) — самая простая, надежная и удобная в работе передача; ее применяют при параллельных осях;

- *перекрестная* (см. рис. 1, б) — используется при необходимости вращения шкивов в противоположных направлениях и параллельных осях. Имеет повышенное изнашивание кромки ремня. Эта передача не находит широкого применения;

- *полуперекрестная* (см. рис. 1, в) — передача для перекрещивающихся осей;

- *угловая* (рис. 1, г) — рекомендуется при пересекающихся осях (преимущественно под углом 90°).

Материалы плоскоременных передач. Общие требования к материалам приводных ремней: износостойкость и прочность при циклических нагрузках; высокий коэффициент трения со шкивами; малый модуль упругости и изгибную жесткость.

Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками.

Шкивы изготовляют из чугуна марки СЧ10, СЧ15, СЧ25 и др. Шкив сварных конструкций изготовляют из стали марок Ст1, Ст2 и др. Для шкивов облегченных конструкций используют алюминиевые сплавы, текстолиты.

Для уменьшения проскальзывания ремня для изготовления шкивов ременной передачи желательно выбрать текстолит. По сравнению с перечисленными материалами в этом случае передача будет иметь большую надежность работы без пробуксовки.

Конструкции ремней для плоскоременных передач. В машиностроении применяется в основном четыре вида плоских приводных ремней. Размеры и характеристики кожаных, прорезиненных и хлопчатобумажных ремней стандартизованы (табл. 1).

Кожаные ремни изготовляют из кожи животных (кожу подвергают специальному дублению). Эти ремни обладают высокой тяговой способностью, эластичностью и износостойкостью, допускают меньшие диаметры шкивов. Однако из-за дефицитности и высокой стоимости в настоящее время их применяют редко, только для особо ответственных конструкций. Основа *прорезиненного ремня* — прочная кордовая провулканизованная техническая хлопчатобумажная ткань в 2-9 слоев связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая большой модуль упругости, чем

резина, передает основную часть нагрузки. Резина повышает коэффициент трения, обеспечивает работу ремня как единого целого и защищает ткань от повреждений и истирания во время работы передачи. Вследствие прочности, эластичности, малой чувствительности к влаге и колебаниям температуры прорезиненные ремни широко распространены. В зависимости от варианта укладки тканевой основы перед вулканизацией ремни делят на три типа (рис.4): *A* — нарезные (ткань нарезается по ширине ремня), применяются наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с; *B* — послойно-завернутые, используются для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с; *B* — спирально-завернутые, применяются при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с, обеспечивает повышенную износостойкость кромок. Наиболее гибкие ремни типа *A*, они получили преимущественное распространение.

Текстильные ремни (хлопчатобумажные и шерстяные) пригодны для работы в атмосфере запыленной, насыщенной парами щелочей, бензина, при резких колебаниях нагрузки, но тяговая способность их сравнительно низкая.

Широкое распространение получают пленочные ремни из капроновой ткани или саржи с фрикционным покрытием (пленкой). Высокая статическая и усталостная прочность синтетических материалов дала возможность снизить толщину ремня ($\delta = 0,4 \div 1,2$ мм), его массу и действие центробежных сил. Это позволило повысить скорость ремня от 25÷30 (для обычных ремней) до 75÷150 м/с и одновременно обеспечить большую плавность работы, что особенно важно для современного машиностроения.

Таблица 1. Основные технические характеристики плоских ремней

Параметры	Кожаные				Прорезиненные						Хлопчатобумажные
					Тип А		Тип Б		Тип В		
Ширина ремней <i>b</i> , мм	10-560				20; 25; 30; 40; 45; 50; 60; 70; 75; 80; 85; 90; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 400; 450; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1100		20; 25; 30; 40; 45; 50; 200; 250; 300; 375; 400; 425; 450; 500		20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 75; 80; 85; 90; 110; 125; 150; 200; 250; 300; 375; 400; 425; 450; 500		30-250
Толщина ремня, мм	(3-6) (одинарные)				6; 8; 10; 12; 14; 16		3; 4; 5; 6; 7; 5; 9; 10,5; 12; 13,5		2,5; 3,75; 5; 6,25; 7,5; 8,75; 10; 11,25		4,5; 6,5; 8,5
Число прокладок (слоев)	—				3-9		2-9		3-9		4-8
Напряжение начального натяжения σ_0 , МПа	1,6	1,8	2,0	2,4	1,6		1,8	2,0	2,4		1,6; 1,8; 2,0; 2,4
ε	2,7	2,9	3,2	3,6	2,3		2,5	2,7	3,1		2,0; 2,1; 2,3; 2,5; 4; 15; 17; 20
ψ	33	40	27	30	9		10	11	14		
Отношение a/D_{min} : рекомендуемое допускаемое											0,025-0,033

	0,028	0,025			0,028-0,04
	0,04	0,0033			
Наибольшая рекомендуемая скорость	40	30	20	15	25
Плотность, кг/м ³	980	1200-1500			750-1050
Модуль продольной упругости E , МПа	98,1—147	78,5-118			29,4-59

s, w — опытные коэффициенты.

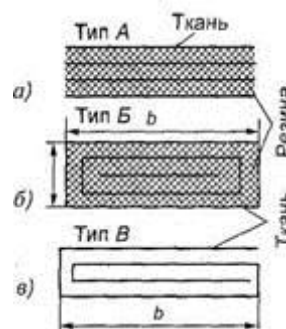


Рис.4. Конструкции плоских ремней

Прорезиненные ремни всех типов изготавливают как без резиновых обкладок (для нормальных условий работы), так и с обкладками (для работы в сырых помещениях, а также в среде, насыщенной парами кислот и щелочей).

Синтетические тканевые ремни изготавливают из капроновой или нейлоновой ткани. Эти ремни имеют малую массу и сравнительно высокий коэффициент трения с шкивом ($f \ll 0,5$). Применяются в приводах быстроходных и сверхбыстроходных передач ($[v] < 100$ м/с).

Хлопчатобумажные ремни изготавливают на ткацких станках из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев (четыре-восемь) с последующей пропиткой азокеритом и битумом. Хлопчатобумажные ремни имеют меньшую стоимость, чем прорезиненные.

Шерстяные ремни изготавливают из шерстяной пряжи, переплетенной и прошитой хлопчатобумажной пряжей, пропитанной составом из олифы, мела и железного сурика. Нагрузочная способность этих ремней выше, чем хлопчатобумажных. Находят применение в химической промышленности.

Соединение ремней. Плоские ремни в основном изготавливают в виде длинных лент и поставляют потребителю в рулонах. Перед установкой ремня производят соединение его концов (для получения замкнутой ленты) методом склеивания, сшивания или скрепления металлическими деталями. Соединение концов ремней оказывает большое влияние на работу передачи, особенно при больших скоростях. Выбирая тип соединения следует учитывать рекомендации специальной литературы.

Сшивка — широко доступный метод, приемлемый для любых типов ремней. Сшивку концов ремня встык или внахлестку производят ушивальниками — ремешками из сыромятной кожи. Иногда для сшивки применяют жильные струны (диаметром 1,5—3,0 мм).

СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ РЕМНЯ



Самый совершенный способ соединения — склеивание, которое производят для однородных ремней по косому срезу (а), для слоёных по ступенчатой поверхности (б). Надёжным способом считают сшивку встык жильными струнами (в, г). Из механических соединений лучшими являются проволоочные спирали, которые продеваются в

отверстия и после прессования обжимают концы ремней (д).

Конструкции шкивов. Шкив (рис.5, а) состоит из обода 1, спин (или диска) 2 и ступицы 3. Плоскоременные шкивы имеют гладкую рабочую поверхность обода и по стандарту выполняются трех исполнений (рис.5, б).

Для предупреждения спадания плоского ремня со шкивов один из них (чаще больший) выполняют с выпуклым ободом, описанным по дуге, или цилиндрическими с двусторонней конусностью (рис.5, б). Стрелу выпуклости обода шкива h принимают в зависимости от диаметра шкива D и ширины ремня b . Ведущий шкив применяют второго исполнения, ведомый — первого и второго. Шероховатость $R_z \leq 10$ мкм.

Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда $R40$ (ГОСТ 17383-73*). Чугунные шкивы применяют при скоростях до 30÷45 м/с. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров — ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях 60÷80 м/с. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с.



Рис.5. Конструкции шкивов плоскоременных передач

При большой окружной скорости ($v > 20$ м/с) оба шкива делают первого исполнения. Основные размеры шкивов регламентированы стандартом; их выбирают по табл.2. При этом ширину обода шкива B (см. рис.5, а) выбирают в зависимости от ширины ремня b (см. рис.4, б).

Таблица 2. Размеры плоскоремennых шкивов для плоских ремней (рис.5), мм

b	B		b	B			
30	40		80	100			
40	50		85	100			
50	60		90	100			
60	70		100	125			
70	85		125	150			
75	85						
D , мм	Стрела выпуклости обода h при B , мм						
	Не более 125	140-160	180-200	224-250	280-315	355	Не менее 400
400 450	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
500 560	—	—	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
630	1,0	—	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
710	—						
800	—	1,5	—	—	2,5	2,5	2,5
900	—	—	2,0				

Обозначения: D — диаметр шкива; B — ширина шкива; b — ширина ремня.

У шкивов быстроходных передач рабочая поверхность выполняется полированной. При скорости $v > 5$ м/с шкивы подвергаются статической балансировке, шкивы быстроходных передач — динамической.

Геометрия передачи, кинематические соотношения и КПД плоскоремennой передачи

Основные геометрические параметры D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов; a — межосевое расстояние; B — ширина шкива; L — длина ремня; α — угол обхвата; β — угол между ветвями ремня (рис.6).

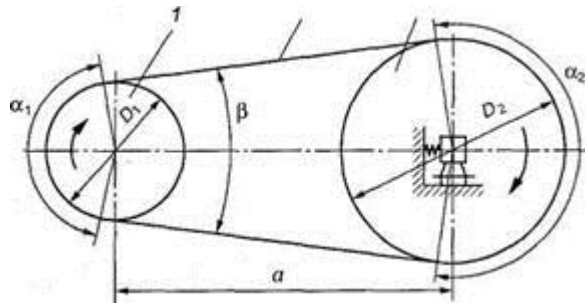


Рис.6. Основные геометрические параметры ременных передач

Углы α_1 и α_2 , соответствующие дугам, по которым происходит касание ремня и обода шкива, называют углами обхвата. Перечисленные геометрические параметры являются общими для всех типов ременных передач.

Расчет геометрических параметров.

1. Межосевое расстояние

$$a = 1/8\{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}\}, \quad (1)$$

где L — расчетная длина ремня; D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Для нормальной работы плоскоремненной передачи должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned} a_{\min} &= D_1 + D_2; \\ a_{\max} &= 2,5(D_1 + D_2), \end{aligned} \quad (2)$$

при этом a должно быть не более 15 м.

2. Расчетная длина ремня

$$L \cong 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}; \quad (3)$$

на шивку добавляют еще 100—300 мм.

3. Диаметр ведущего шкива (малого), мм

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt{P_1 / \omega_1} ,$$

(4)

где P_1 — мощность на ведущем валу, кВт; ω_1 — угловая скорость ведущего вала, рад/с.

4. Диаметр ведомого шкива

$$D_2 = uD_1(1 - \varepsilon) \approx uD_1, \quad (5)$$

где u — передаточное число; ε — коэффициент скольжения.

При диаметре $D > 300$ мм шкивы изготавливают с четырьмя—шестью спицами. Для шкивов, имеющих отклонения от стандартных размеров, производят расчет на прочность. Обод рассчитывают на прочность как свободно вращающееся кольцо под действием сил инерции; спицы рассчитывают на изгиб.

Допускаемые углы обхвата ременных передач. Вследствие вытяжки и провисания ремня при эксплуатации углы обхвата α измеряются приближенно:

$$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ. \quad (6)$$

В формуле (6) выражение

$$\frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ = \beta, \quad (7)$$

где β — угол между ветвями ремня (для плоскоремной передачи ($\beta < 30^\circ$)). Угол β между ветвями ремня влияет на величину углов обхвата (α_1 и α_2). Рекомендуется принимать также значение диаметров шкивов (D_1 и D_2), чтобы соблюдалось условие

$$\alpha_1 = (180 - \beta) \geq [\alpha], \quad (8)$$

где для плоскоремной передачи $[\alpha] = 150^\circ$, для клиноремной — $[\alpha] = 120^\circ$.

Передаточное число. В ременной передаче, как и во фрикционной, в результате упругого скольжения ремня окружные скорости не одинаковые. Отсюда передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}, \quad (9)$$

где ω_1, n_1 — угловая скорость и частота вращения ведущего шкива; ω_2, n_2 — то же, ведомого шкива; D_1, D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов; ε — коэффициент скольжения.

Относительная потеря скорости на шкивах характеризуется коэффициентом скольжения; при незначительном значении этого коэффициента ($\varepsilon < 0,02$) приближенно имеем

$$u \cong D_2/D_1. \quad (1)$$

0)

КПД *ременных передач*. Учитывая потери при работе, КПД передачи определяют из выражения

$$\eta = 1 - (\psi_y + \psi_{н.п} + \psi_{с.в}), \quad (11)$$

где ψ_y — относительные потери, связанные со скольжением на шкивах и вследствие упругости ремня; $\psi_{н.п}$ — относительные потери в опорах; $\psi_{с.в}$ — относительные потери от сопротивления воздуха (учитываются лишь при больших шкивах со спицами).

Если известная мощность P_1 на ведущем шкиве и мощность P_2 на ведомом (уменьшенная за счет потерь), то КПД передачи

$$\eta = P_2/P_1, \quad (1)$$

2)

для плоскоременной открытой передачи среднее значение КПД 0,96—0,98; для клиноременной передачи 0,95—0,96; для передачи с натяжным роликом 0,95.

Клиноременная передача. Основные геометрические соотношения и конструкции

Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень которой имеет клиновую форму поперечного сечения, называют клиноременной (см. рис.3, б и 7). Клиноременную передачу выполняют только открытой. Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине.

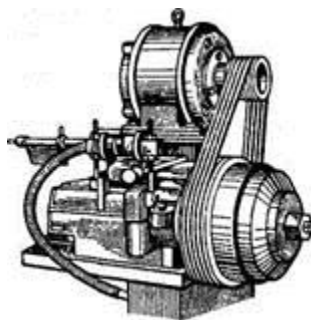


Рис.7. Механизм с клиноременной передачей

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие

напряжения изгиба при огибании шкива. Число клиновых ремней часто принимают от трех до пяти (максимально восемь ремней), но передача может быть и с одним ремнем. Форму канавки шкива проектируют так, чтобы между шкивом и ремнем постоянно был гарантированный радиальный зазор δ (рис.8, I). Рабочие поверхности — это боковые стороны ремня, поэтому клиновый ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива. Клиноременные передачи в машиностроении применяют чаще, чем плоскоременные. Однако скорость этой передачи не должна превышать 30 м/с, так как при $v > 30$ м/с клиновые ремни начинают вибрировать. Оптимальная окружная скорость, при которой передача работает устойчиво, $v = 5-25$ м/с.

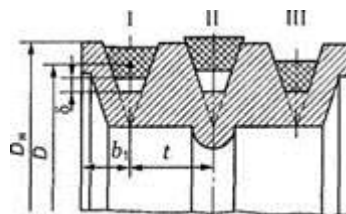


Рис.8. Установка клинового ремня на шкиве

Передаточное число для одноступенчатой клиноременной передачи $u < 8$.

Достоинства клиноременной передачи по сравнению с плоскоременной:

- возможность передачи большей мощности;
- допустимость меньшего межосевого расстояния a ;
- возможность меньшего угла обхвата α , на малом шкиве (см. рис.1).

Недостатки:

- большая жесткость и, как следствие, — меньший срок службы ремня;
- необходимость особых приемов при надевании ремня;
- зависимость размеров проектируемой передачи от выбранного (по таблице регламентированных длин) ремня;
- большая стоимость эксплуатации передачи при вытяжке (ремни не ремонтируются);
- большая трудоемкость изготовления шкивов;
- несколько пониженный КПД.

Ремни для клиноременных передач.

Основное распространение получили ремни трапецевидного сечения (рис.9, а, б) с углом профиля $\varphi = 40 + 1^\circ$.

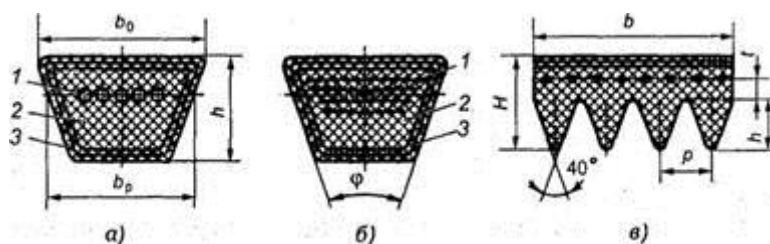


Рис.9. Конструкции клиновых ремней: *a* — кордшнуровой; *б* — кордтканевый; *в* — поликлиновой

Замкнутые бесшовные ремни изготавливают методом вулканизации в пресс-формах. Трапециевидная (клиновья) форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в 3 раза по сравнению с плоским ремнем, но вследствие большой высоты ремня эта форма неблагоприятна. Передача имеет более низкий КПД. Эти недостатки отчасти компенсируются тем, что ремень изготавливают из материала с малым модулем упругости (из резины), а несущие кордовые слои имеют наибольшую толщину и располагаются около нейтральной плоскости ремня. Промышленность выпускает клиновые ремни двух типов: кордшнуровые (рис.9, *a*) и кордтканевые (рис.9, *б*). Различаются они тем, что основной несущий слой у первого состоит из одного ряда толстых кордовых шнуров *1*, а у второго — из нескольких рядов кордовой ткани *1*. В верхней и нижней частях сечения (в зонах растяжения и сжатия) ремень заполнен резиной *2*, а снаружи в несколько слоев обмотан прорезиненной тканью — обертка *3*. Большую гибкость и нагрузочную способность имеют кордошнуровые ремни, у которых верхний растягиваемый слой состоит из одного ряда анидных шнуров (намотанных по винтовой линии), заключенных в слой мягкой резины.

В СНГ клиновые резино-тканевые приводные ремни выпускают семи типов: Z(O), A, B(B), C(B), D(G), И(D), EО(E). Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допустимая нагрузка и вес. Кроме ГОСТа существует еще, отличающийся от него, сортмент ремней для автотракторной промышленности.

Размеры ремня (см. рис.9, *a*): ширина большого основания ремня b_0 ; расчетная ширина ремня b_p , высота ремня h ; длина ремня L — стандартизованы (табл.3).

Таблица 3. Клиновые ремни

Сечение ремня	Размеры сечения, мм (см. рис. 9, а)			A , мм ²	Натяжение $2F_0$, Н	Рекомендуемая длина ремня L , мм
	b_p	b_p	h			
Z(O)	10	8,5	6	47	11	400-2500
A	13	И	8	81	20	560-4000
B(Б)	17	14	10,5	138	30	800-6300
C(В)	22	19	13,5	230	75	1800-10 600
Д(Г)	32	27	19	476	140	3150-15 000
И(Д)	38	32	23,5	692	180	4500-18 000
ЕО(Е)	50	42	30	1170	290	6300-18 000

Стандартный ряд предпочтительных расчетных данных длин L , мм 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1200; 1250; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000.

Разновидности клиноременных передач. На рис.10 показана разновидность клиновидного ремня. Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца).

Кордшнуровые или кордотканевые гофрированные ремни применяют в передачах с малыми диаметрами шкивов. Для увеличения эластичности иногда применяют ремни с гофрами на внутренней и наружной поверхностях. Ременные передачи с зубчатыми ремнями способны передать большую мощность и окружную скорость (v до 70 м/с) при постоянном передаточном числе без проскальзывания (u до 15) (см. рис.3, д).

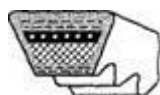


Рис.10. Клиновой ремень с гофрами на внутренней поверхности

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные

стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

В ременных передачах специального назначения находят применение

- поликлиновые ремни (см. рис.9, в), выполненные из плоского ремня с высокопрочным кордшнуром (вискоза, лавсан, стекловолокно) и продольными клиньями. Поликлиновые ремни выпускают трех типов: *K*, *L*, *M* (табл.4). При одинаковой передаваемой мощности ширина поликлиновых ремней в 1,5—2 раза меньше ширины клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости допускается применение шкивов меньшего диаметра, чем в обычной клиноременной передаче, большая быстроходность (до 40 – 50 м/с) и большие передаточные отношения. Недостаток — передачи с поликлиновыми ремнями чувствительны к отклонениям от параллельности валов и осевому смещению шкивов.

Таблица 4. Размеры поликлиновых ремней

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм (см. рис.9, в)				Расчетная длина <i>L</i> , мм	Число клиньев <i>z</i>	
	<i>P</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>b</i>		рекомендуемое	допускаемое
<i>K</i>	2,4	40	2,35	1,0	400-2000	2-36	36
<i>L</i>	4,8	9,5	4,85	2,4	1250-4000	4-20	50
<i>M</i>	9,5	16,7	10,35	3,5	2000-4000	2-20	50

- зубчатые ремни (см. рис.3, д), изготовленные из армированного стальным канатом неопрена, полиуретана, стекловолокна или полиамидного шнура. Эти ремни способны передавать вращающий момент при условии постоянства передаточного числа (проскальзывание ремня исключено) с высокими окружными скоростями (до 80 м/с); их применяют в кинематических механизмах станков.

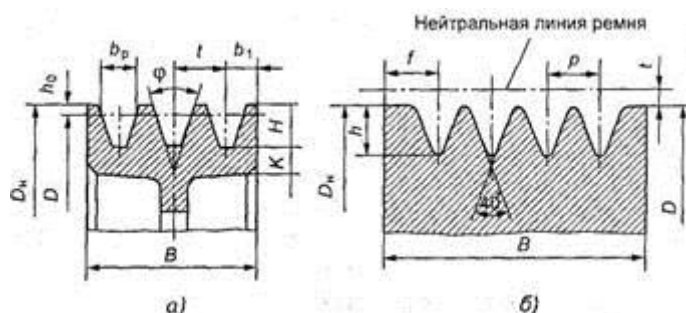


Рис.11. Конструкции шкивов клиновых и поликлиновых передач:

a — шкив клиновой передачи (количество ремней — 3);

б — шкив поликлиновой передачи

Шкивы клиноременных передач. В отличие от рассмотренных шкивов плоскоремennых передач рабочей поверхностью клиноременных шкивов являются боковые стороны клиновых канавок (рис.11, *а*). Размеры и углы профиля канавок, толщину обода шкива принимают стандартными (табл.5) в зависимости от типа ремня. Рабочую поверхность канавок желательно полировать, шкивы должны быть хорошо сбалансированы. Для поликлиновых ремней рабочей поверхностью шкива (рис.11, *б*) являются боковые стороны клиновых канавок в ободу шкива.

Таблица 5. Размеры клиноременных шкивов, мм (см. рис. 11, *а*)

Сечение ремня	H	t	r	K	Расчетные размеры D шкивов при φ				
					34°	36°	38°	40°	
Z(O)	2,5	10	12	8	5,5	63-71	80-100	112-160	180-450
A	3,5	12,5	16	10	6	90-122	125-160	180-400	450-560
B(Б)	5	16	20	12,5	7,5	125-160	180-224	250-500	560-710
C(В)	6	21	26	17	10	200	224-315	355-630	710-1000
Д(Г)	8,5	28,5	37,5	24	12	—	315-450	500-900	1000-1250
Е(Д)	10	34	44,5	29	15	—	500-560	630-1120	1250-1600
ЕО(Е)	12,5	43	58	38	18	—	—	800-1400	Св.1600

Шкивы изготовляют литыми, сварными или штампованными из чугуна СЧ15 ($v < 30$ м/с), модифицированного чугуна и стали 25Л ($v < 45$ м/с), алюминиевых сплавов ($v < 80$ м/с), из легированной стали. Известны сборные шкивы из стальных тарелок. Быстроходные шкивы требуют балансировки.

Расчет основных геометрических параметров передачи.

1. Межосевое расстояние a (см. рис.6) для клиноременных передач определяют по аналогии с плоскоремennой передачей [см. формулу (1)]. Для нормальной работы клиноременной передачи рекомендуется принимать:

$$a_{\min} = 0,6(D_1 + D_2);$$

$$a_{\max} = 1,5(D_1 + D_2);$$

(13)

где D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Оптимальное межосевое расстояние a_{om} в зависимости от передаточного числа u и диаметра большого шкива D_2 следующее:

$$a_{om}/D_2 \dots\dots\dots 1,5 \quad 1,22 \quad 1 \quad 0,95 \quad 0,9 \quad 0,85$$

и.....1 2 3 4 5 6 и более

2. Расчетную длину ремня L определяют по формуле (3), после чего округляют до ближайшей большей стандартной длины клинового ремня выбранного типа. Длину ремня определяют по линии, проходящей через нейтральный слой поперечного сечения ремня.

3. Диаметры шкивов D_1 и D_2 . В клиноременной передаче расчетными диаметрами шкивов являются диаметры, соответствующие окружности расположения нейтрального слоя (см. рис.8 — диаметр D).

В отличие от плоскоремненной передачи диаметр малого шкива (в данном случае D_1) не рассчитывают, а принимают по стандарту. Диаметр большого шкива D_2 определяют, учитывая передаточное число по формуле (5).

4. Наружный диаметр шкива определяют по формуле (см. рис.11, *a*)

$$D_n = D + 2h_0, \quad (14)$$

где D — расчетный диаметр шкива; h_0 — высота канавки над расчетной шириной ремня.

5. Ширина шкива (см. рис.11, *a*)

$$B = (z - 1)t + 2b_1, \quad (15)$$

где z — число ремней в передаче; t — расстояние между осями клиновых канавок; b_1 — расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива.

Остальные размеры шкивов клиноременных передач рассчитывают как и для шкивов плоскоремненных передач.

Основы теории расчета ременных передач. Силы и напряжения в ремнях, кривые скольжения и допускаемые полезные напряжения

Силы натяжения в ветвях ремня (F_o , F_x , F_2).

Для создания необходимого трения между ремнем и ободом шкива ремень должен иметь достаточную силу начального натяжения F_o . Это достигается предварительным натяжением ремня при монтаже или с помощью подвижной опоры. Чем больше F_o , тем выше тяговая способность передачи. Но при большом начальном натяжении ремень получает и большую вытяжку, снижается его долговечность. Поэтому F_o выбирают таким, чтобы ремень мог сохранить это натяжение достаточно длительное время, не получая большой вытяжки. Начальную силу натяжения ремня определяют по формуле

$$F_o = A\sigma_0, \quad (16)$$

где A — площадь поперечного сечения ремня; σ_0 — начальное напряжение в ремне.

Приближенно можно считать, что в состоянии покоя и при холостом ходе каждая ветвь натянута одним и тем же усилием F_0 (рис. 12, а)

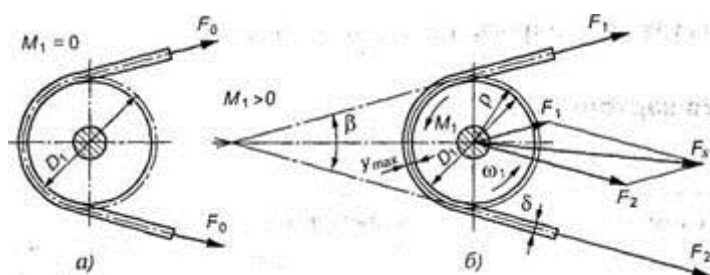


Рис.12. Усилия в ветвях ремня: а — на холостом ходу; б — при передаче нагрузки

С приложением момента T_1 ведущая ветвь натягивается до значения F_1 , натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис.12, б). Силы натяжения F_1 и F_2 , можно определить из условия равновесия шкива

$$T_1 = \frac{1}{2} D_1 (F_1 - F_2). \quad (17)$$

Отсюда

$$F_1 - F_2 = 2T_1/D_1. \quad (18)$$

С учетом того, что окружная сила на шкиве

$$F_t = 2T_1/D_1, \quad (19)$$

получим

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (20)$$

Так как сумма сил натяжения ветвей ремня постоянна (независимо от того, нагружена передача или нет), то

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (21)$$

Из равенств (20) и (21) следует, что

$$F_1 = F_0 + 1/2F_t; \quad F_2 = F_0 - 1/2F_t. \quad (22)$$

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

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}. \quad (23)$$

Решая совместно уравнения (17) и (23) с учетом (21), находим:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (24)$$

Формулы (24) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и факторами трения f и α . Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня F_0 , при котором еще возможна передача

заданной нагрузки F_t . Если $F_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$, то начнется буксование ремня.

Можно установить по формуле (24), что увеличение значений f и α благоприятно сказывается на работе передачи. Эти выводы принимаются за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй – увеличивают угол обхвата α установкой натяжного ролика.

При обегании ремнем шкивов возникают *центробежные силы* F_v , которые отбрасывают ремень от шкива:

$$F_v = \rho A v^2, \quad (25)$$

где ρ — плотность материала ремня, кг/м³; $A = b\delta$ — площадь сечения ремня, м²; u — окружная скорость, м/с.

С учетом центробежной силы натяжения определяют по следующим формулам для холостого хода:

$$F_0 + F_v; \quad (26)$$

для ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + 1/2F_t + F_v; \quad (27)$$

для ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - 1/2F_t + F_v. \quad (28)$$

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

Как показывает практика, влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно только при больших скоростях: $v > 20$ м/с.

Нагрузка на валы и опоры F_s .

Силы натяжения ветвей ремня F_1 и F_2 , (за исключением силы F_v) передаются на валы и опоры. Рассматривая параллелограмм сил (см. рис.12, б), находят равнодействующую сил

$$F_s = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx (F_1 + F_2) \cos \beta/2, \quad (29)$$

где β — угол между ветвями ремня.

Поставим в выражение (29) вместо $(F_1 + F_2)$ величину $2F_0$ [см. формулу (21)]; получим

$$F_s = 2F_0 \cos \frac{\beta}{2}. \quad (30)$$

Выражение (30) можно преобразовать через окружную силу F_r . В этом случае можно считать, что для прорезиненных и кожаных ремней $F_s \gg 2,5F_t$; для хлопчатобумажных $F_s \gg 3F_t$; для шерстяных $F_s \gg 4F_t$. Таким образом, нагрузка на валы в 2,5—4 раза превышает окружную силу F_r , что является недостатком ременных передач.

Напряжения в ремне. При работе ременной передачи напряжения в различных сечениях по длине ремня неодинаковы. Изобразим эти напряжения отрезками соответствующей длины, проведя их перпендикулярно поверхности ремня. Получим эпюру суммарных напряжений (рис.13).

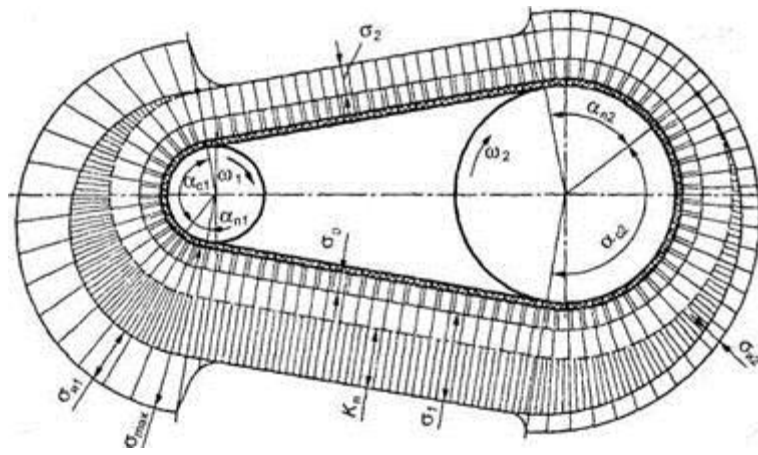


Рис.13. Напряжения в поперечных сечениях ремня

Различают следующие виды напряжений в ремне.

1. Предварительное напряжение σ_0 , определяемое в зависимости от силы начального натяжения:

$$\sigma_0 = F_0 / A, \quad (31)$$

где A — площадь поперечного сечения ремня.

Для стандартных ремней рекомендуется принимать: $\sigma_0 = 1,76$ МПа — для плоских ремней;

$\sigma_0 = 1,18 - 1,47$ МПа — для клиновых.

2. Удельная окружная сила (полезное напряжение) K_n . Это напряжение зависит от передаваемой ремнем окружной силы F_t :

$$K_n = F_t / A. \quad (32)$$

Полезное напряжение можно определить и как разность напряжений σ_1 и σ_2 :

$$K_n = \sigma_1 - \sigma_2 \quad (33)$$

где σ_1 и σ_2 — напряжения в ведущей и ведомой ветвях.

По значению K_n оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба σ_i , возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (см. рис.13) и изменяющееся по пульсирующему циклу. В плоском ремне нейтральный слой проходит посередине толщины ремня. Наружные слои ремня при огибании шкива растягиваются, а внутренние — сжимаются. Приблизительно примем, что закон Гука

справедлив и для материалов ремней, тогда для растянутой стороны ремня $\sigma_u = sE$, где $s = y_{mm}/p$ — относительное удлинение волокон.

С учетом того, что $y_{max} = 0,5 \delta$, а $p = 0,5(D_1 + 8)$ (см. рис.12, б), пренебрегая величиной 8 по сравнению с D_1), получим:

$$\sigma_u = E(\delta/D_1) \quad (34)$$

где E — модуль продольной упругости материала ремня; δ — толщина ремня; D_1 — диаметр огибаемого шкива.

В расчетах для плоскоремennых передач σ_u ограничивается минимально допустимым значением δ/D_1 (см. табл.1).

На тяговую способность передачи напряжение изгиба не влияет, но является основной причиной усталостного разрушения ремня.

4. Напряжение от центробежных сил. Это напряжение зависит от силы F_v

$$\sigma_0 = F_v / A \quad (35)$$

На рис.13 показано, что по всей длине ремня напряжение σ_0 распределяется равномерно.

5. Наибольшее суммарное напряжение σ_{max} определяется как сумма полезного напряжения, напряжения изгиба в ведущей ветви (σ_1 и σ_{u1}) и напряжения от центробежных сил (σ_v):

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{u1} + \sigma_v \quad (36)$$

(σ_{max} возникает в ремне, в месте его набегания на малый шкив (см. рис.13)).

Рассмотренные напряжения в ветвях ремня используются в дальнейшем при расчете ременных передач на тяговую способность, для определения максимального напряжения в ремне и т. п.

Следует отметить, что прочность ремня не является достаточным условием, определяющим работоспособность ременной передачи. Желательно, чтобы передача обеспечивала как можно большее значение силы F_t , при неизменном для данного ремня значении начальной силы натяжения $2F_0$.

Скольжение ремня. Как показали экспериментальные исследования, упругое скольжение ремня по шкиву возникает в нормально работающей передаче.

Причиной упругого скольжения является неодинаковость натяжения ведущей и ведомой ветвей.

При обегании ремнем ведущего шкива его натяжение падает, от F_1 до F_2 (причем всегда $F_1 > F_2$); ремень, проходя шкив, укорачивается, вследствие чего возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное явление, но здесь ремень удлиняется, так как натяжение от F_2 возрастает до F_1 .

Упругое скольжение происходит не по всей длине дуги обхвата ремнем шкива. Установлено, что угол дуги обхвата α разделяется на две части — дугу упругого скольжения (α'_c) и дугу покоя (α'_n), на которой упругое скольжение отсутствует (см. рис. 13). При перегрузке передачи скольжение происходит по дуге $\alpha = \alpha'_c + \alpha'_n$, т.е. ремень скользит по всей поверхности касания со шкивом. Такой вид скольжения называют *буксованием*.

При упругом скольжении скорости по длине ремня неодинаковы. Скорость ремня и окружная скорость шкива совпадают лишь на дуге покоя со стороны набегающей ветви. Это позволяет оценить упругое проскальзывание.

Коэффициент упругого скольжения:

$$\varepsilon = (v_1 - v_2)v_1, \quad (37)$$

где v_1 и v_2 - окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы ременной передачи значение $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$.

Коэффициент тяги и кривые скольжения. В результате исследования кривых скольжения (рис.14), построенных по опытным данным, установлена связь между полезной нагрузкой (окружной силой F) и предварительным натяжением ремня F_0 в зависимости от коэффициента скольжения ε .



Рис.14. Кривые скольжения и КПД ременной передачи

Отношение передаваемой ремнем окружной силы к сумме натяжений его ветвей называют *коэффициентом тяги*:

$$\varphi_k = F_1 / (F_1 + F_2) = F_1 / (2F_0). \quad (38)$$

Коэффициент тяги характеризует нагрузочную способность передачи. На этом графике (см. рис.14) по оси абсцисс отложены значения коэффициента тяги φ_k , а по оси ординат — коэффициент скольжения ε и КПД передачи η .

На начальном участке кривой скольжения (от 0 до φ_{k0}) наблюдается только упругое скольжение. Линия этого участка приближается к прямой. Здесь значения КПД и ε падают с уменьшением нагрузки. Дальнейшее увеличение нагрузки (т.е. увеличение φ_k) приводит к буксованию. В зоне частичного буксования наблюдаются как упругое скольжение, так и буксование.

При $\varphi_k < \varphi_{k0}$ рабочую нагрузку следует принимать в пределах, которые соответствуют наибольшему значению КПД. Работа в зоне частичного буксования допускается только в момент пуска передачи (т.е. для кратковременных перегрузок). Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например, в момент запуска двигателя. В этой зоне КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Для ремней:	Не более
плоских, кожаных и шерстяных прорезиненных	1,35-1,5
хлопчатобумажных	1,15-1,3
клиновых	1,25-1,4
	1,5-1,6

Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь в опорах валов; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций, и в основном с деформациями изгиба; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, а поэтому КПД передачи определяют экспериментально. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоремennых передач $\eta = 0,97$, для клиноремennых $\eta = 0,96$.

Допускаемые напряжения в ремне.

1. Допускаемое приведенное полезное напряжение K_0 . Из графика на рис.14 видно, что оптимальное значение коэффициента тяги φ_{k0} определяет максимальную полезную окружную силу F_{lmax} .

При этом условии ременная передача с начальным натяжением F_0 может работать без пробуксовки. Из выражения (38)

$$F_{l \max} = 2\varphi_{\text{к0}} F_0, \quad (39)$$

где $\varphi_{\text{к0}}$ — оптимальный коэффициент тяги. Если обе части равенства (39) разделить на площадь поперечного сечения ремня A , то получим

$$K_0 = 2\varphi_{\text{к0}}\sigma_0, \quad (40)$$

здесь $K_0 = F_{l \max}/A$ — допускаемое приведенное полезное напряжение в ремне, соответствующее коэффициенту тяги $\varphi_{\text{к0}}$. Значение K_0 с учетом табл.1 можно определить для плоскоремной передачи по формуле

$$K_0 = s - \omega\delta/D_1,$$

где s и ω — постоянные коэффициенты, зависящие от материала ремня и σ_0 .

Для клиноремной передачи K_0 определяется по табл.6.

Таблица 6. Значения K_0 для клиновых ремней

Диаметр малого шкива D_1 , мм	Тип ремня	K_0	
		при $\sigma_0 = 1,18$ МПа	при $\sigma_0 = 1,47$ МПа
71	Z(O)	1,42	1,59
80		1,54	1,71
Не менее 90		1,62	1,82
100	A	1,48	1,64
112		1,58	1,76
Не менее 125		1,67	1,87
140	B(B)	1,48	1,64
160		1,64	1,84
Не менее 180		1,71	2,01
200	C(B)	1,48	1,64
224		1,66	1,85
250		1,80	2,03
Не менее 280		1,87	2,20

320	D(Г)	1,48	1,64
360		1,69	1,89
400		1,87	2,12
Не менее 450		1,88	2,20

2. Допускаемое полезное напряжение в ремне K_{Π} .

Практически значение напряжения K_o не постоянно, оно зависит от типа и толщины ремня 5, диаметра малого шкива D_1 , скорости ремня и, предварительного напряжения σ_0 и режима работы передачи.

При проектировании ременных передач используют параметр $[K]_n$ (допускаемое полезное напряжение), а не K_o . Экспериментальным путем установлено, что

$$[K]_n = K_0 C_a C_p C_o C_v, \quad (41)$$

где C_a , C_p , C_o , C_v — поправочные коэффициенты, значения которых приведены в табл.7; эти коэффициенты учитывают: C_a — влияние угла обхвата малого шкива; C_p — режим работы передачи; C_o — вид передачи и расположение ее элементов; C_v — ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы (скоростной коэффициент).

Таблица 7. Коэффициенты C_a , C_p , C_o , C_v расчета допускаемого полезного напряжения

Коэффициент	Условия работы	Значения
C_a - угла обхвата	При угле обхвата для плоских (клиновых) ремней	
	180°	1,00; (1,00)
	170°	0,96; (0,98)
	160°	0,94; (0,95)
	150°	0,91; (0,92)
	140°	-(0,89)
	130°	-(0,86)
	120°	-(0,83)
	110°	-(0,78)
	100°	-(0,74)
80°	-(0,62)	
C_p - режима работы	При нагрузке:	
	спокойной	1,0
	с умеренными колебаниями	0,9
	со значительными колебаниями	0,8
	ударной и резко неравномерной	0,7

C_o - учитывающий рас- положение осей валов, (перекрестной), полупе- рекрестной передачи	При угле наклона линии центров передачи к горизонту	
	0-60°	1,0; (0,9);
	60-80°	0,8; 0,9;
	80-90°	(0,8); 0,7; 0,8; (0,7); 0,6
C_v - скоростной для плоских (клиновых) рем- ней	При скорости ремня, (м/с):	
	1	1,04; (1,05)
	5	1,03; (1,04)
	10	1,0; (1,0)
	15	0,95; (0,94)
	20	0,88; (0,85)
	25	0,79; (0,74)
	30	0,68; (0,60)

Расчет плоскоременной передачи по тяговой силе. Долговечность передачи

Долговечность передачи. Основной причиной выхода из строя ременной передачи является низкая долговечность ремней.

Наиболее характерные виды разрушений, уменьшающих срок службы ремней, следующие:

- изнашивание, возникающее вследствие упругого скольжения, попадания абразивных материалов на рабочие поверхности и буксования;

- перегрев (по тем же причинам) и снижение при этом физико-механических свойств ремня, что часто приводит к его разрыву;

- усталостное разрушение в результате циклических деформаций (изгиб ремня по пульсирующему циклу при набегании его на шкивы). Этот вид разрушения приводит к расслаиванию, перетиранию тканей ремня и является главной причиной снижения его долговечности.

Шкивы — наиболее долговечный элемент ременных передач. Их проектирование с учетом прочности рассмотрено ниже.

Критерии работоспособности ременных передач:

- полное использование тяговой способности ремня при отсутствии буксования. Несоблюдение этого условия отрицательно сказывается на работе передачи в целом;

- *долговечность ремня*. Этот критерий не влияет на кинематические параметры передачи, но именно от него в основном зависит безаварийность (при внезапном разрыве ремня может быть авария) и надежность работы ременной передачи.

Основным расчетом ременных передач является расчет на его *тяговую способность*.

Расчет на долговечность производят как проверочный.

Расчет передачи на тяговую способность. Для обеспечения передачи максимальной полезной окружной силы $F_{\max} = F_t$, без пробуксовки необходимо, чтобы $F_t A = K_o$, для приведенных условий работы передачи или $F_t / A = [K]_n$ — для передачи, не ограниченной этими условиями.

Полезная окружная сила F , известна при расчете ременных передач; значения полезного допускаемого напряжения $[K]_n$ определяются с учетом табл.1, 6, 7. Методика расчета плоскоремennых передач на тяговую способность сводится к определению расчетной площади сечения ремня:

$$A = \delta b = F_t / [K]_n, \quad (42)$$

где δ и b — толщина и ширина ремня.

Расчет на долговечность.

В процессе работы ремень за один пробег испытывает переменные напряжения (см. рис.13). При многократном действии переменных напряжений возникают усталостные повреждения ремня (изменение его толщины, разрушение элементов несущего слоя и т. п.).

В основе современных методов расчета ремней на долговечность лежит уравнение кривой усталости и определение максимального напряжения в ремне. Упрощенный расчет ремней на долговечность производят исходя из прогибов ремня.

Критерием долговечности в этом случае является число пробегов ремня до появления признаков усталостного разрушения

$$U = v/L \leq [U], \quad (43)$$

где U — действительное число пробегов ремня за 1 с; v — скорость ремня, м/с; L — длина ремня, м; $[U]$ — допускаемое число пробегов за 1 с. Для скоростных плоскоремennых передач $[U] \leq 5$.

На долговечность особенно влияет напряжение изгиба, изменяющееся по пульсирующему циклу. Наибольшее напряжение в ремне получается при огибании шкивов. Для уменьшения напряжений изгиба рекомендуется выбрать оптимальное значение отношения δ/D_{\min} . В табл.1 для плоскоремennых передач приведены рекомендуемые и допустимые значения δ/D_{\min} , при которых практически обеспечивается среднестатистическая долговечность ремня (около 3000—5000 ч).

Последовательность проекторочного расчета плоскоремennых передач.

Для проектного расчета задают мощность N_1 в кВт, частоту вращения ω_1 в рад/с, передаточное отношение i . Определяют d_1 и d_2 , a , тип и размеры ремня (δ , b , l).

1. В зависимости от заданных условий работы по табл. 1 выбрать тип ремня.
2. По формуле (10) определить диаметр малого шкива Z , его значение следует округлить до ближайшего большего стандартного (см. табл.2).
3. Определить скорость ремня v и сравнивать с допустимой для выбранного типа ремня (см. табл.1).

Если $v > [u]$, то диаметр шкива D_1 необходимо изменить.

4. Определить диаметр большого шкива D_2 и округлить его значение по табл.2 до ближайшего стандартного.

5. Уточнить передаточное число передачи [формула (10)]. При незначительном отклонении передаточного числа u (до 5%) диаметры шкивов D_1 и D_2 можно не изменять.

6. Назначить межосевое расстояние a в соответствии с требованиями конструкции, но в рекомендуемых пределах [см. формулу (2)].

7. Определить расчетную длину ремня L [формула (3)] и проверить ремень на долговечность, исходя из числа пробегов: $U=v/L < [U]$.

При $U > [U]$ межосевое расстояние a необходимо увеличить.

8. По формуле (6) определить угол обхвата a_1 меньшего шкива. Если $a_1 < [a]$, то необходимо увеличить межосевое расстояние a или применить натяжной ролик.

9. Задать отношение δ/D_{\min} , и определить толщину ремня δ .

По табл.1 следует округлить δ до ближайшего меньшего стандартного значения.

10. Для выбранного типа ремня определить допустимое полезное напряжение $[K]_{II}$ [формула (39)], для чего с учетом табл.1 определяют допустимое приведенное полезное напряжение K_o , а из табл.7 — поправочные коэффициенты C_a , C_p , C_o , C_v .

11. Рассчитать окружную силу передачи по формуле

$$F_t = P/v \text{ или } F_t = (2M_1)/D_1 \quad (44)$$

12. По окружной силе F_t выбранной толщине ремня δ и допустимому полезному напряжению $[K]_{II}$ определить ширину ремня b [формула (40)]. Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного (см. табл.1).

13. Рассчитать силу предварительного натяжения ремня F_o [формула (16)]. По формуле (7) определить угол β , после чего найти нагрузку на валы и опоры F_s [формула (28)].

14. В зависимости от ширины ремня b по табл. 2 выбрать ширину шкива B и определить все размеры ведущего и ведомого шкивов.

Пример 1. Рассчитать передачу плоским ремнем от электродвигателя к редуктору привода ленточного конвейера. Требуемая мощность электродвигателя $P_1=5,2$ кВт при $n_1 = 2880$ мин⁻¹. Передаточное число ременной передачи $u = 4,03$. Характер нагрузки — спокойная, работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов горизонту $\theta = 40^\circ$.

Решение. 1. Тип ремня. Для ременной передачи принимаем плоский резинотканевый ремень с тремя прокладками ($i=3$) из ткани БКНЛ-65, выпускаемый в широком диапазоне ширин.

2. Диаметр меньшего шкива.

а) Вращающий момент на меньшем ведущем шкиве передачи

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 5,2 / 2880 = 17,24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

б) Ориентировочное значение диаметра меньшего шкива по формуле (10.15)

$$d_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{17,24} = 134 \dots 165 \text{ мм}.$$

По стандарту принимаем $d_1 = 140$ мм.

в) Скорость ремня

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 140 \cdot 2880 / 60000 = 21,1 \text{ м/с}.$$

г) Окончательное значение диаметра d_1 меньшего шкива устанавливаем при $i=3$ и $v < 25$ м/с: $d_1 = 140$ мм.

3. Диаметр большего шкива. При коэффициенте скольжения $\xi=0,015$

$$d_2 = u d_1 (1 - \xi) = 4,03 \cdot 140 (1 - 0,015) = 556 \text{ мм}.$$

По стандарту принимаем $d_2 = 560$ мм.

4. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = d_2 / [d_1 (1 - \xi)] = 560 / [140 \cdot (1 - 0,015)] = 4,06.$$

5. Расчетная длина L_p ремня. Ориентировочное межосевое расстояние

$$a > 1,5(d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (560 + 140) = 1050 \text{ мм}.$$

Тогда длина ремня

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a = 2 \cdot 1050 + 0,5 \cdot \pi \cdot (560 + 140) + 0,25 \cdot (560 - 140) / 1050 = 3241 \text{ мм}.$$

Принимаем из нормального ряда размеров $L_p = 3400$ мм.

6. Частота пробегов ремня

$$U = v/L_p = 21,1/3,4 = 6,2 \text{ с}^{-1},$$

что допустимо: $U < 10 \text{ с}^{-1}$.

7. Окончательно межосевое расстояние

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = \\ = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 3400 - \pi(560 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 3400 - \pi(560 + 140)]^2 - 8(560 - 140)^2} \right\} = 1130 \text{ мм.}$$

8. Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$a_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(560 - 140)/1130 = 158,8^\circ,$$

что допустимо: $a_1 > 150^\circ$.

9. Окружная сила, передаваемая ремнем,

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 17,24 / 140 = 246 \text{ Н.}$$

10. Ширина ремня.

а) Допускаемая приведенная удельная сила: $[p]_0 = 3 \text{ Н/мм}$.

б) Поправочные коэффициенты: $C_\theta = 1,0$; $C_a = 0,94$; $C_v = 0,86$; $C_p = 1,1$ — при двухсменной работе.

в) Допускаемая удельная сила

$$[p] = [p]_0 C_\theta C_a C_v / C_p = 3 \cdot 1,0 \cdot 0,94 \cdot 0,86 / 1,1 = 2,2 \text{ Н/мм.}$$

г) Ширина ремня

$$b > F_t / (i[p]) = 246 / (3 \cdot 2,2) = 37,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

11. Ширина шкива: $B = 1,1b + 10 \text{ мм} = 1,1 \cdot 40 + 10 = 54 \text{ мм}$.

Принимаем $B = 53 \text{ мм}$ (см. § 27.4).

12. Сила предварительного натяжения ремня. Принимаем способ натяжения ремня — силами упругости. При $a = 1130 \text{ мм} < 2 \cdot (d_2 + d_1) = 2 \cdot (560 + 140) = 1400 \text{ мм}$ удельная сила предварительного натяжения $p_0 = 2 \text{ Н/мм}$. Тогда

$$F_0 = b i p_0 = 40 \cdot 3 \cdot 2 = 240 \text{ Н.}$$

13. Сила, действующая на валы

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 240 \cdot \sin(158,8^\circ/2) = 472 \text{ Н.}$$

Расчет клиноременной передачи на тяговую способность и долговечность

Виды разрушения ремня и критерии работоспособности клиноременных передач аналогичны таковым для плоскоременной передачи. Методы расчета передачи обоих типов также схожи.

Расчет на тяговую способность заключается в определении требуемого числа клиновых ремней $z_{кл.р}$ для обеспечения нормальной работоспособности передачи:

$$z_{кл.р} = \frac{F_t}{A_0 [K]_n C_z} \leq [z]_{кл.р}, \quad (45)$$

где F_t — передаваемая окружная сила, Н; A_0 — площадь поперечного сечения клинового ремня, мм² (см. табл.3); $[K]_n$ — допускаемое напряжение в ремне; C_z — коэффициент числа ремней (для двух, трех ремней $C_z = 0,95$; для четырех—шести $C_z = 0,9$; более шести $C_z = 0,85$); $[z_{кл.р}] = 8$ — наибольшее число клиновых ремней, обеспечивающее равномерность их нагружения в передаче.

При получении по расчету $z_{кл.р} > [z_{кл.р}]$ необходимо увеличить площадь поперечного сечения ремня, выбрать следующий больший профиль ремня и таким образом снизить число ремней.

Расчет на долговечность. Число пробегов ремня в 1 с

$$U = v/L \leq [U], \quad (46)$$

где U — действительное число пробегов ремня за 1 с; v — скорость ремня, м/с; L — расчетная длина ремня, м; $[U]$ — допускаемое число пробегов ремня за 1 с. Для клиновых ремней $[U] < 10$ (в отдельных случаях $[U] = 11 \div 12$).

Заводы-изготовители клиновых ремней производят проверку гарантийной наработки T_0 (ч) (табл.8) для ремней, а также условно-расчетной длины L_0 . При расчетной длине выбранного клинового ремня L , отличающейся от табличной, гарантийную наработку (ч) для данного ремня определяют по формуле

$$T = T_0(L/L_0), \quad (47)$$

где T_0 — гарантийная наработка ремней условно-расчетной длины L_0 , ч (табл. 8); L — расчетная длина выбранного ремня, мм; L_0 — условно-расчетная длина ремня, мм (см. табл.8).

Таблица 8. Гарантийный срок службы ремней (для условно расчетной длины L_0)

Тип ремня	Условно-расчетная длина L_0 , мм	Гарантийная наработка T_0 , ч, не менее, для ремней	
		кордтканевых	кордшнуровых
Z(O)	1250	200	250
A	1700		
B(B)	2000		
C(B)	2500		
D(Г)	3000	250	—
E(Д)	7100		
EO(E)	8500		

При вытяжке клиновых ремней до 3% наибольшая гарантийная наработка стандартных клиновых ремней составляет 500 ч.

Последовательность проектировочного расчета клиноременной и поликлиновой передачи.

Расчет производят по аналогии с расчетом плоскоремennых передач (некоторые изменения, связанные со спецификой клиноременной передачи, излагаются подробнее). Расчет клиноременной передачи следует выполнять в следующем порядке.

1. Предварительно задать скорость ремня (5—25 м/с) и в зависимости от заданных скорости и передаваемой мощности по табл.9 выбрать профиль ремня.

Таблица 9. Выбор типа клинового ремня в зависимости от передаваемой мощности и скорости ремня

Мощность P , кВт	Тип ремня при скорости v , м/с		
	не более 5	5-10	св. 10
Не более 1	O; A	O; A	O
1-2	O; A; B	O; A	O; A
2-4	A; B	O; A; B	O; A
4-7,5	B; B	A; B	A; B
7,5-15	B	B; B	B; B
15-30	—	B	B
30-60	—	D; Г	B
60-120	—	D	D; Г
120-200	—	D; E	D; Г

Св. 200	—	—	Д; Е
---------	---	---	------

Размеры сечения принять по табл.3. Так как заданным условиям задачи мощности P и скорости v в табл.9 соответствует несколько типов (сечений) ремней, рекомендуется вначале выбрать меньшее сечение и переходить к другим только в случае получения неприемлемо большого числа ремней $z_{кл.р} > [z_{кл.р}]$.

2. В зависимости от выбранного типа клинового ремня по табл. 6.5 принять диаметр малого шкива D_1 .

3. По диаметру малого шкива D_1 определить скорость ремня v и сравнить с допускаемой $[v] = 25$ м/с. Уточнить размер.

4. Определить диаметр большого шкива D_2 и согласовать его значение с приведенными в табл.5.

5. Уточнить передаточное число u .

6. Назначить межосевое расстояние a .

7. По формуле (3) определить расчетную длину L ремня, округлить ее значение до стандартного (см. табл.3), после чего проверить долговечность ремня (ремней) по числу пробегов. При $U > [U]$ выбрать следующее большее значение расчетной длины ремня L (см. табл. 3), удовлетворяющее условию $U < [U]$, после чего уточнить межосевое расстояние a .

8. Определить угол обхвата α_1 меньшего шкива. При невыполнении условий $\alpha_1 < [\alpha_1]$ следует увеличить межосевое расстояние и соответственно изменить расчетную длину ремня L .

9. Задать напряжение K_0 от предварительного натяжения и для выбранного типа ремня по табл. 6 принять допускаемое приведенное полезное напряжение K_o , по табл.7 — поправочные коэффициенты C_a, C_p, C_o, C_v по формуле (39) определить допускаемое полезное напряжение $[K]_{II}$.

10. Рассчитать окружную силу F_I по формуле (46).

11. По формуле (43) определить требуемое число ремней $z_{кл.р}$. При $z_{кл.р} > 8$ необходимо по табл.3 изменить выбранный тип ремней на больший профиль и таким образом снизить число ремней.

12. Рассчитать F_o , угол β и F_s .

13. Определить все размеры шкивов.

При расчете поликлиновой передачи профиль ремня выбирают в зависимости от передаваемой мощности меньшего шкива P_x и его угловой скорости ω_1 (рис.15).

Диаметр D_1 выбирают по табл.10. Число клиньев определяют по формуле

$$z = P_1/[P]_n < [z],$$

где $[z]$ — допускаемое число клиньев (см. табл. 4);

$[P]_{II} = [P]_0 C_a C_p C_1 C_z$ — допускаемая мощность, передаваемая одним клином, кВт;

$[P]_0$ — допускаемая приведенная мощность для одного клина, кВт (см. табл. 6.10);

C_a — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность ремня (см. табл.7); C_p — коэффициент режима работы (см. табл.7); C_1 — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня. Зависимость C_1 от отношения расчетной длины ремня L к исходной длине Z_0

$L/L_0 \dots 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1 \quad 1,2 \quad 1,4$

$C_a \dots 0,85 \quad 0,91 \quad 0,96 \quad 1 \quad 1,03 \quad 1,06$

C_2 — коэффициент, зависящий от числа клиньев;

при $z = 2 \div 3 \quad C_2 = 0,95$;

при $z = 4 \div 6 \quad C_2 = 0,9$;

при $z > 6 \quad C_2 = 0,85$.

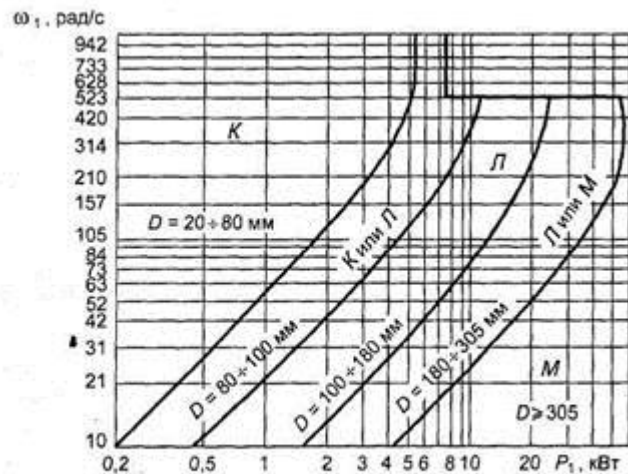


Рис. 6.15. Номограмма для выбора поликлиновых ремней

Таблица 10. Значения $[P]_0$ для поликлиновых ремней

Обозначение сечения ремня	Диаметр меньшего шкива D_1 мм	$[P]_0$, кВт, при скорости ремня v , м/с		
		5	15	25

А ($b_0 = 710$ мм)	40	0,14	0,32	
	45	0,155	0,36	0,49
	50	0,165	0,40	0,53
Л($b_0 = 1600$ мм)	80	0,39	0,79	
	90	0,45	0,97	
	100	0,50	1,12	1,30
М($b_0 = 2240$ мм)	180	1,45	3,02	3,18
	200	1,63	3,58	4,04
	224	1,80	4,12	4,95

Пример 2. Рассчитать передачу клиновым ремнем нормального и узкого сечения, а также передачу поликлиновым ремнем от электродвигателя к редуктору привода ленточного конвейера. Требуемая мощность электродвигателя $P_1 = 5,2$ кВт при $n_1 = 2880$ мин⁻¹. Передаточное число передачи $u = 4,03$, Характер нагрузки — спокойная, работа двухсменная. Передача предназначена для эксплуатации в центральных районах страны.

Решение. 1. Выбор сечения ремня. Для передачи мощности $P_1 = 5,2$ кВт при $n_1 = 2880$ мин⁻¹ можно принять ремни обычного качества:

- а) клиновой ремень нормального сечения А, класс 1;
- б) клиновой ремень узкого сечения SPZ, класс I;
- в) поликлиновой ремень сечения К.

2. Выбор диаметра d_1 меньшего шкива.

- а) Вращающий момент на ведущем валу:

$$T_1 = 9550P_1/n_1 = 9550 \cdot 5,2/2880 = 17,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

- б) Коэффициент C_p динамичности и режима работы при двухсменной работе: $C_p = 1,1$. Тогда $P_1' = C_p P_1 = 1,1 \cdot 5,2 = 5,72$ кВт.

- в) Диаметр d_1 меньшего шкива выбираем для ремней сечений А, SPZ, К соответственно: $d_1 = 100$ мм; $d_1 = 71$ мм; $d_1 = 80$ мм.

Для сравнения расчет передачи выполняем для всех трех типов ремней и результаты сводим в табл. 11.

Таблица 11 Результаты расчета передач клиновыми ремнями нормального и узкого сечений и поликлиновыми ремнем

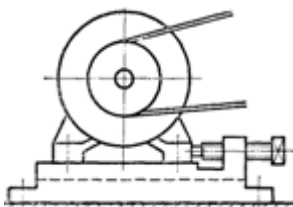
Определяемая величина	Результаты для ремней		
	А	SPZ	К
Расчетный диаметр d_1 меньшего шкива, мм	100	71	80
Высота h ремня, клина, мм	8	8	2,35
Скорость ремня, м/с $v = \pi d_1 n / 60000$	15,1	10,7	12,1
Расчетные диаметр d_2 большего шкива, мм, при $\xi = 0,015$	397	282	318
Принимаем d_2 мм	400	280	315
Фактическое передаточное число u_ϕ	4,06	4	4
Ориентировочное межосевое расстояние a , мм $a \geq 0,55(d_2 + d_1) + h$	283	201	220
Длина ремня L_p , мм	1430	1007	1123
Принимаем L_p , мм, из стандартного ряда	1600	1120	1120
Частота пробегов ремня, $U = v / L_p < [U]$, с ⁻¹	9,4	10,6	10,8
Допускаемая частота $[U]$ пробегов ремня, с ⁻¹	20	20	30
Номинальное межосевое расстояние $a_{ном}$ мм	378	264	218
Угол обхвата ремнем меньшего шкив α_1 град	134,7	134,8	118,6
Минимально допустимый угол обхвата $[\alpha]_1$ град	110	110	110
Минимальное межосевое расстояние a_{min} , при $0,98 L_p$	360	252	205
Максимальное межосевое расстояние a_{max} при $1,055 L_p$	425	297	254
Допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним ремнем или одним клином $[P]_o$, кВт	2,07	2,0	0,43
Базовая длина ремня L_o , мм	1700	1600	710
Поправочные коэффициенты:			
а) коэффициент C_a угла обхвата	0,87	0,87	0,80
б) при L_p / L_o	0,94	0,7	1,58
коэффициент C_L длины ремня	0,98	0,93	1,08
в) коэффициент C_u передаточного числа	1,14	1,14	1,14
Допускаемая мощность $[P]$, передаваемая одним ремнем или одним клином, кВт $[P] = [P]_o C_a C_L C_u / C_p$	1,82	1,67	0,39
Ориентировочное число z ремней или клиньев при $C_z = 1$	2,85	3,11	13,7
Коэффициент C_z числа клиньев	0,95	0,9	0,85
Число z ремней или клиньев	3	4	16
Допускаемое число $[z]$ ремней или клиньев	10	10	36
Ширина шкива B , мм	50	53	42
Ресурс ремней L_h , ч при $K_1 = 2,5$ и $K_2 = 1$	5000	5000	—
Сила предварительного натяжения ремней F_o , Н	395	493	459
Сила F_n , Н, действующая на валы $F_n = 2F_o \sin(\alpha_1 / 2)$	729	910	789

Сравнение результатов расчета показывает, что меньшие размеры имеет передача поликлиновым ремнем.

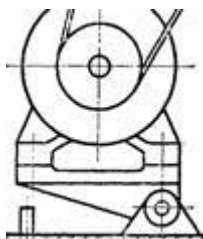
Устройства для натяжения ремня

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_o , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:

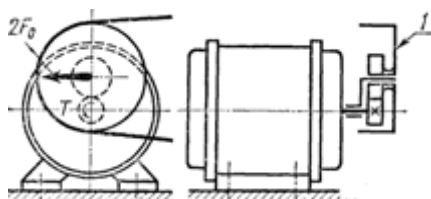
- Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.



- Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.



- Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_o$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.



Передачи зубчатым ремнем

Зубчатые ремни выполняют плоскими с поперечными зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Передача зубчатым ремнем работает по принципу зацепления (рис. 10.1, а). Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении. Уменьшается влияние угла обхвата (межосевого расстояния) на тяговую способность, что позволяет уменьшить габариты передачи и реализовывать большие передаточные числа.

Достоинства передач зубчатым ремнем. 1. Постоянное передаточное число. 2. Малое межосевое расстояние. 3. Небольшие нагрузки на валы и подшипники. 4. Большое передаточное число ($i < 12$). 5. Низкий уровень шума и отсутствие динамических нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости зубьев.

Недостатки. 1. Сравнительно высокая стоимость. 2. Чувствительность к отклонению от параллельности осей валов.

Применение. Передачу зубчатым ремнем применяют как в высоконагруженных передачах (например, кузнечно-прессовое оборудование), используя ее высокую тяговую способность, так и в передачах точных перемещений (в связи с постоянством передаточного числа): приводы печатающих устройств ЭВМ, киносьемочная аппаратура, робототехника и др.

Рис. 16

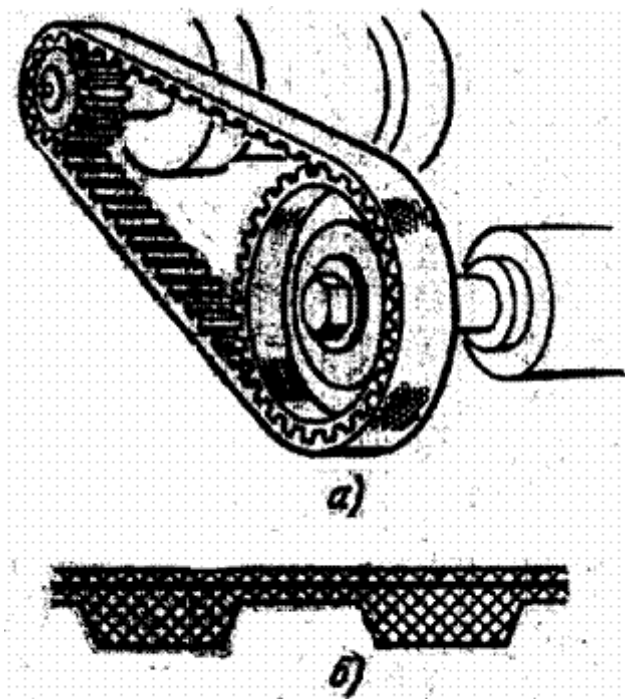


Рис. 16

Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, до 200 кВт, скорость ремня до 60 м/с, КПД передачи 0,94...0,98.

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборочные и литые.

Сборочные ремни состоят из несущего слоя — металлокорда стеклокорда, резины и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, вулканизированных в одно целое. Отличаются от литых более высоким качеством. Литые ремни состоят из металлокорда, резины или полиуретана и не имеют тканевого покрытия. Металлокорд представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд — крученые нити диаметром 0,35...1,1 мм из стекловолокна.

Зубья ремня имеют трапецеидальную форму с углом профиля $\gamma = 50^\circ$ и 40° (рис. 16, б).

Размеры ремня и параметры передачи зависят от модуля m — основной расчетной характеристики передачи (табл. 12 и 13).

Таблица 12 Зубчатые ремни (выборка). Размеры в мм

Модуль m	p	s	h	H	t
2	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8

Таблица 13 Основные параметры передач с зубчатым ремнем (выборка)

Модуль m	2	3	4	5	7
Число зубьев шкива					
z_{min}	10	10	14	14	17
z_{max}	115	120	120	120	120
Число зубьев ремня					
z_{pmin}	40	40	48	48	56
z_{pmin}	160	160	250	200	140
Ширина ремня b , мм	5... 20	12,5...50	20-100	25...100	40...125

Примечания. 1. Длину L_p ремня в шагах или число z_p зубьев ремня выбирают из ряда: 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235.

2. Расчетная длина ремня в мм: $L_p = z_p p$.

3. Ширину b ремня выбирают из ряда: 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм.

Расчет передачи зубчатым ремнем

Основной критерий работоспособности передачи — тяговая способность ремня, которую оценивают допускаемой приведенной удельной силой $[K]_0$ (Н/мм), передаваемой 1 мм ширины ремня.

Значение $[K]_0$ зависит от модуля m ремня:

m , мм	2	3	4	5	7
$[K]_0$, Н/мм	5	9	25	30	32

Модуль ремня m и рекомендуемое число z_1 зубьев малого шкива в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения малого шкива n_1 , выбирают по табл. 14.

Таблица 14. Рекомендуемые значения модуля m и числа z_1 зубьев шкива

n_1 , мин ⁻¹	Значения m , мм (числитель) и z_1 (знаменатель) при передаваемой мощности P_1 , кВт											
	0,6	1,1	1,5	2,2	3	4	5,5	7,5	11	15	22	30
3000	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>7</u>
	16	16	16	16	20	20	<u>20</u>	20	20	20	20	26
1500	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>7</u>	<u>7</u>
	14	14	14	18	18	18	<u>18</u>	18	18	18	26	26
1000	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>7</u>	<u>7</u>	<u>7</u>
	12	12	16	16	16	16	18	16	16	24	24	24
750	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>4</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>7</u>	<u>7</u>	<u>7</u>	<u>7</u>
	12	16	16	16	16	16	18	16	22	22	22	22

Расчет передачи ведут по допустимой удельной силе $[K]$:

$$[K] = [K]_0 / C_p - qv^2 \quad (48)$$

где C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 7);

qv^2 — центробежная сила, возникающая при прохождении ремнем шкивов; здесь q — масса 1 м ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм):

m , мм	2	3	4	5	7
q , кг/(м·мм)	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008

Таблица 15. Значения коэффициента C_p для передач зубчатым ремнем от электродвигателей

общепромышленного применения (выборка)

Тип машины	C_p при числе смен работы		
	1	2	3
Легкие конвейеры, оборудование деревообработки	1,3...1,5	1,4...1,6	1,5...1,7
Типографские машины, металлообрабатывающие станки	1,4...1,6	1,5...1,7	1,6...1,8
Подъемные механизмы, текстильные машины	1,5...1,7	1,6...1,8	1,7...1,9
Тяжелые конвейеры, оборудование резиновой промышленности	1,6...1,8	1,7...1,9	1,8...2,0

Примечание. Меньшие значения C_p при умеренных колебаниях нагрузки и возможных кратковременных перегрузках до 150%, большие — при значительных колебаниях нагрузки и перегрузках до 250%.

Из условия тяговой способности необходимая ширина ремня

$$b' > F_t / [K], \quad (49)$$

где $F_t = 10^3 P / v$ — передаваемая окружная сила, Н. Здесь P — кВт, v — м/с.

Полученное значение b' уточняют

$$b = b' / C_b \quad (50)$$

Значения коэффициента C_b , учитывающего неполные витки троса у боковых поверхностей ремня:

b , мм	<8	8...16	16...25	25	25...40	40...65	65...100	>100
C_b	0,7	0,85	0,95	1	1,05	1,10	1,15	1,2

Ширину b ремня принимают из стандартного ряда (табл. 13).

Делительные диаметры шкивов

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2, \quad (51)$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев шкивов.

Из условия долговечности ремня число зубьев меньшего шкива z_1 принимают не менее рекомендуемого (табл. 14).

Межосевое расстояние передачи a принимают из условия

$$a > 0,5(d_2 + d_1) + (2...3)m \quad (52)$$

Длину ремня L_p в шагах (число зубьев ремня) вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня передачи плоским ремнем:

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}, \quad (53)$$

где p — шаг ремня (см. табл. 11.1).

Полученную длину L_p округляют до стандартного значения (см. табл. 13).

Окончательное значение a при выбранной длине L_p ремня:

$$a = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (54)$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом,

$$z_o = z_1 \alpha_1 / 360^\circ \geq [z]_o \quad (55)$$

где α_1 — угол обхвата на меньшем шкиве.

Из условия равнопрочности зубьев ремня на срез и тросов на растяжение рекомендуют $[z]_o > 6$. При $z_o < [z]_o$ увеличивают межосевое расстояние a или число зубьев z_1 .

Предварительное натяжение F_o в передаче необходимо для устранения зазоров в зацеплении и правильного набегания ремня на шкивы. Оно должно быть больше значения натяжения от центробежной силы, чтобы под действием последней не нарушалось зацепление ремня со шкивом:

$$F_o = F_y b + qbv^2, \quad (56)$$

где b — мм; q — в кг/(м·мм); v — в м/с; F_y — удельное натяжение, Н/мм:

m , мм	2	3	4	5	7
F_y , Н/мм	1,0	1,5	4,0	5,0	6,0

Сила, действующая на валы, направлена по линии центров передачи и равна

$$F_n = 1,1F_t, \quad (57)$$

Средний ресурс зубчатых ремней в эксплуатации 2000 ч.

Шкивы передач зубчатым ремнем

Шкив передачи представляет собой зубчатое колесо (рис. 16), головки зубьев которого срезаны до диаметра, расположенного ниже делительной окружности (делительная окружность шкива совпадает с нейтральным слоем ремня).

Диаметры вершин шкивов рассчитывают с учетом действующей нагрузки и податливости металлокорда ремня:

для ведущего шкива

$$d_{a1} = d_1 - 2t + 0,2\lambda F_t z_1 / b, \quad (58)$$

для ведомого шкива

$$d_{a2} = d_2 - 2t + 0,2\lambda F_t z_2 / b, \quad (59)$$

где t — расстояние от впадины зуба ремня до осевой линии троса (табл. 12), мм;

λ — податливость металлокорда ремня шириной 1 мм на длине шага, мм²/Н:

m , мм	2	3	4	5	7
λ мм ² /Н:	0,0009	0,0014	0,0006	0,0008	0,0011

Ширина B шкива при ширине b ремня

$$B = b + m \quad (60)$$

Зубья на шкивах нарезают специальными фрезами методом обкатки.

Окружной шаг шкива по средней линии зубьев

$$p_{ш1} = \pi(d_{a1} - h_w) / z_1 \quad \text{и} \quad p_{ш2} = \pi(d_{a2} - h_w) / z_2 \quad (61)$$

где h_w — глубина впадины шкива:

m , мм	2	3	4	5	7
h_u , мм	2,2	3,0	4,0	5,0	8,5
s_u , мм	1,8	3,2	4,0	4,8	7,5

Здесь s_u — наименьшая ширина впадины шкива.

Расчет передачи зубчатым ремнем рекомендуется вести в последовательности, изложенной в решении примера 10.1

Пример 3. Рассчитать передачу зубчатым ремнем от электродвигателя к редуктору привода ленточного конвейера. Требуемая мощность электродвигателя $P_1=5,2$ кВт при $n_1=2880$ мин⁻¹. Передаточное число ременной передачи $u=4,03$. Характер нагрузки — спокойная, работа двухсменная.

Решение. 1. Модуль ремня. По табл. 14 принимаем модуль зубчатого ремня $m=4$ мм. По табл. 12 шаг ремня $p = 12,57$ мм.

2. Числа зубьев шкивов. Согласно рекомендациям табл. 14 принимаем число зубьев малого шкива $z_1 = 20$.

Число зубьев большого шкива

$$z_2 = uz_1 = 4,03 \cdot 20 = 80,6.$$

Принимаем $z_2 = 80$.

3. Делительные диаметры шкивов [формула (51)]:

$$d_1 = mz_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм},$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 80 = 320 \text{ мм}.$$

4. Длина ремня. Ориентировочное межосевое расстояние [формула (52)]

$$a > 0,5(d_2 + d_1) + 2m = 0,5 \cdot (320 + 80) + 2 \cdot 4 = 208 \text{ мм}.$$

Тогда длина ремня в шагах [формула (53)]

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} = \frac{2 \cdot 208}{12,57} + \frac{80 + 20}{2} + \left(\frac{80 - 20}{2\pi} \right)^2 \frac{12,57}{208} = 88,6 \text{ шагов}$$

По стандартному ряду (см. табл. 13) принимаем $L_p = 90$ шагов.

5. Окончательное межосевое расстояние [формула (54)]

$$\alpha = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{12,57}{4} \left[90 - \frac{80 + 20}{2} + \sqrt{\left(90 - \frac{80 + 20}{2\pi} \right)^2 - 8 \left(\frac{80 - 20}{2\pi} \right)^2} \right] = 218 \text{ мм};$$

6. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57^\circ \cdot (320 - 80) / 218 = 117^\circ.$$

7. Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом [формула (55)],

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ > [z]_0 = 20 \cdot 117^\circ / 360^\circ = 6,5 > [z]_0 = 6, \text{ что допустимо.}$$

8. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 80 / 20 = 4$$

9. Скорость ремня

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 80 \cdot 2880 / 60000 = 12,1 \text{ м/с.}$$

10. Окружная сила,

а) Вращающий момент на ведущем валу

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 5,2 / 2880 = 17,24 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

б) Окружная сила

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 17,24 / 80 = 431 \text{ Н.}$$

11. Ширина ремня.

а) Для модуля $m=4$ мм принимаем $[K]_0 = 25 \text{ Н/мм}$; $q = 0,006 \text{ кг/(м}\cdot\text{мм)}$.

б) Коэффициент динамичности и режима работы при спокойной нагрузке и двухсменной работе по табл. 15: $C_p = 1,4$.

в) Допускаемая удельная сила [формула (48)]:

$$[K] = [K]_0 / C_p - qv^2 = 25 / 1,4 - 0,006 \cdot 12,1^2 = 17 \text{ Н/мм.}$$

г) Предварительное значение ширины ремня [формула (49)]

$$b' = F_t / [K] = 431 / 17 = 25,4 \text{ мм.}$$

д) Уточненное значение ширины ремня [формула (50)] при $C_b = 1,05$:

$$b = b'/C_b = 25,4/1,05 = 24,2 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду (см. табл. 13) принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

12. Сила предварительного натяжения ремня [формула (56)] при рекомендуемом для модуля $m = 4 \text{ мм}$ удельном натяжении

$$F_y = 4 \text{ Н/мм;}$$

$$F_0 = F_y b + qbv^2 = 4 \cdot 25 + 0,006 \cdot 25 \cdot 12,1^2 = 122 \text{ Н.}$$

13. Сила, действующая на валы [формула (57)],

$$F_n = 1,1F_r = 1,1 \cdot 431 = 474 \text{ Н.}$$

14. Размеры шкивов,

а) Диаметры вершин шкивов [формулы (58), (59)] при податливости $\lambda = 0,0006 \text{ мм}^2/\text{Н}$ и $t = 0,8 \text{ мм}$ (табл. 12):

$$d_{a1} = d_1 - 2t + 0,2\lambda F_1 z_1 / b = 80 \cdot 2 \cdot 0,8 + 0,2 \cdot 6 \cdot 10 \cdot 431 \cdot 20 / 25 = 78,44 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 - 2t + 0,2\lambda F_1 z_2 / b = 320 \cdot 2 \cdot 0,8 + 0,2 \cdot 6 \cdot 10 \cdot 431 \cdot 80 / 25 = 318,24 \text{ мм.}$$

б) Ширина шкива [формула (60)]

$$B = b + m = 25 + 4 = 29 \text{ мм.}$$

Принимаем $B = 30 \text{ мм}$.

в) Окружной шаг шкива по средней линии зубьев [формула (61)] при $h_{u1} = 4 \text{ мм}$:

$$p_{u1} = \pi(d_{a1} - h_{u1}) / z_1 = \pi(78,44 - 4) / 20 = 11,69 \text{ мм,}$$

$$p_{u2} = \pi(d_{a2} - h_{u2}) / z_2 = \pi(318,24 - 4) / 80 = 12,33 \text{ мм.}$$

Для сравнения габаритных размеров ременных передач примеры 1 и 3 решены по данным одного и того же привода ленточного конвейера. Результаты решения сведены в табл. 16.

Таблица 16. Результаты подбора ременных передач

Ремень передачи	a , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	B , мм	F_0 , Н	F_n , Н
Плоский резинотканевые	1130	140	560	53	240	472
Клиновой сечения А	378	100	400	50	395	729
Клиновой сечения SP2	264	71	280	53	493	910
Поликлиновой сечения К	218	80	315	42	459	789
Зубчатый	218	80	320	30	122	474

Из таблицы следует, что передача плоским ремнем характеризуется наибольшим межосевым расстоянием и большими диаметрами и шириной шкивов. Наименьшее межосевое расстояние имеют передачи поликлиновым и зубчатым ремнями. В передаче зубчатым ремнем наименьшая ширина шкива и небольшая нагрузка на валы.

Ременные вариаторы

Ременные вариаторы просты по конструкции, надежны в эксплуатации, могут работать в любых условиях, просты в уходе.

Рис. 17

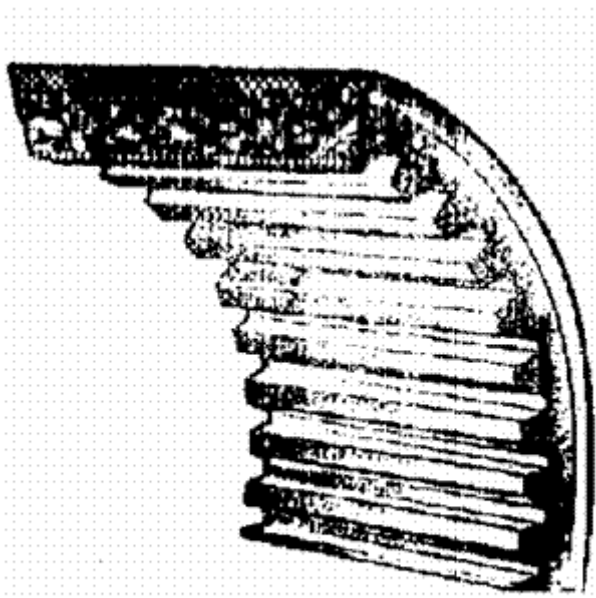


Рис. 17

Рис. 18

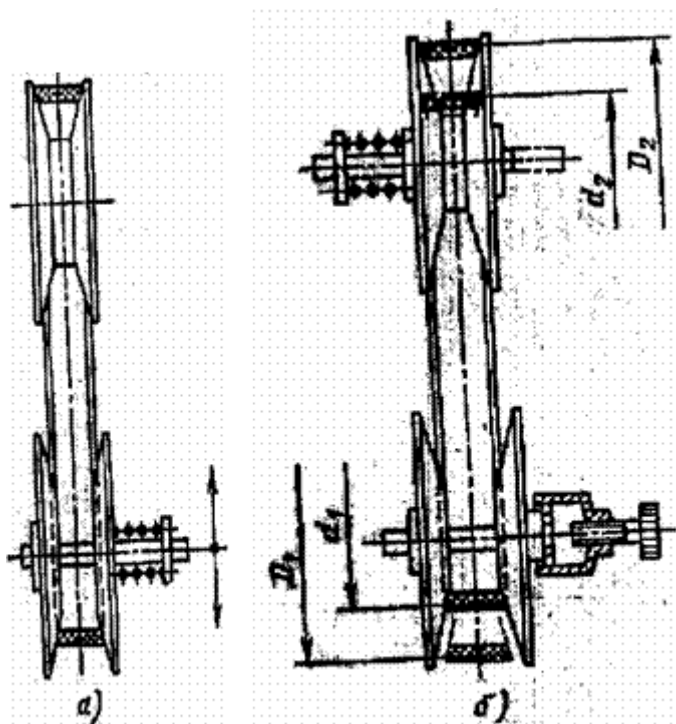


Рис. 18

В качестве тягового органа в ременных вариаторах применяют как *стандартные клиновые ремни* по ГОСТ 1284 — 68, так и *специальные широкие вариаторные ремни*. Скорость регулируют изменением диаметра одного (рис. 18, а) или одновременно обоих (рис. 18, б) шкивов посредством осевого перемещения конических дисков, образующих шкив.

В передачах с одним регулируемым шкивом (рис. 18, а) шкив подпружинен и, как правило, насажен на вал электродвигателя, ведомый шкив постоянного диаметра — на вал рабочей машины. Перемещением двигателя изменяется натяжение ремня, заставляющее перемещаться диски подпружиненного шкива и изменяющее его рабочий диаметр.

Передачи с двумя регулируемыми шкивами преимущественно выполняют по схеме (рис. 18, б) с одним подпружиненным шкивом и с другим — регулируемым принудительно. Изменение длины ремня в процессе регулирования компенсируется автоматически пружиной, что упрощает конструкцию.

Диапазон регулирования при стандартных ремнях вследствие их малой ширины небольшой: $D=1,2\div 1,7$, и зависит от типа ремня и числа регулируемых шкивов. Передаваемая мощность до 60 кВт. Диапазон регулирования значительно расширяется в случае применения вариаторных ремней, которые отличаются от стандартных большей относительной шириной и меньшим углом клина. Для повышения гибкости ремни изготавливают зубчатыми (рис. 17). Диапазон регулирования $D = 2,5\div 3$. При одном ремне в передаче вариаторы могут передавать до 25 кВт, при нескольких ремнях — до 55 кВт. Однако применение нескольких ремней усложняет конструкцию и повышает требования к точности изготовления.

Расчет ременных вариаторов производят по аналогии с расчетом клиноременной передачи, с учетом числа регулируемых шкивов.

Рекомендации по конструированию

1. Для удобства надевания и замены ремней шкивы передач должны быть установлены консольно — на концы валов и как можно ближе к опоре (для уменьшения момента, изгибающего вал).

2. Для создания предварительного натяжения ремня, компенсации его удлинения при эксплуатации в конструкции ременной передачи должно быть предусмотрено устройство для натяжения ремня. Обычно это устройство используют и для свободной установки нового ремня в передаче.

3. Рекомендуют ведомую ветвь передачи располагать сверху для увеличения угла обхвата α при провисании ремня. При установке натяжного ролика его следует располагать на ведомой ветви внутри контура передачи.

4. На поверхности обода шкивов плоскоремennых передач, работающих с $v > 40$ м/с, необходимо протачивать кольцевые канавки для выхода из под ремня воздуха, вовлекаемого между набегающей ветвью и шкивом и снижающего их сцепление.

5. Во избежание повышенного изнашивания шероховатость рабочей поверхности шкива не должна быть больше 2,5 мкм.