

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В машинах и изделиях передачи используют для согласования вращающего момента, частоты и направления вращения между двигателем и рабочими устройствами машины, а также для преобразования вращательного движения в поступательное. Применяют электрические, гидравлические, пневматические и механические передачи. Наибольшее применение в машинах в настоящее время имеют механические передачи. Они обладают высокой надёжностью, обеспечивают необходимую долговечность, требуют несложное техническое обслуживание в эксплуатации, имеют относительно невысокую трудоёмкость в изготовлении и стоимость. Для обеспечения служебных свойств машин в них применяют ремённые, цепные, зубчатые (прямозубые, косозубые, шевронные, арочные, червячные, конические, планетарные, волновые) передачи.

Задача конструкторских организаций состоит в создании машин, обеспечивающих современные потребности национальной экономики, дающих наибольший экономический эффект и имеющих высокие технико-экономические показатели. Конструирование деталей машин входит в общий процесс создания машины. Разработка качественных конструкций деталей уменьшает трудоёмкость изготовления, сокращает сроки проектирования, изготовления и доводки машины.

Разработка качественных конструкций деталей машин требует от конструктора разносторонних знаний о самой машине, условиях её работы и обслуживании в эксплуатации. В составе узла деталь должна обеспечить необходимую надёжность, долговечность машины и не препятствовать развитию её ресурсов.

Машину собирают из годных деталей, т. е. деталей, соответствующих требованиям рабочего чертежа и других технических документов. Соответствие устанавливают измерениями линейных размеров и требуемых показателей. От заготовки до годной деталь проходит большое количество различных технологических процессов и операций. Деталь должна быть технологичной. Технологичная деталь всегда более качественная. Конструктор должен знать основы технологических процессов и обеспечить максимальную технологичность конструируемой детали, закладывая тем самым предпосылки производительного изготовления и сборки машины. С целью сокращения трудоёмкости изготовления детали в её конструкции необходимо максимально использовать стандартные элементы. По многим деталям машин общемашиностроительного и отраслевого назначения разработаны технические регламенты. Свод правил и требований к таким деталям приведён в государственных и отраслевых стандартах; применение их при разработке конструкции детали – гарантия создания качественной, надёжной и долговечной детали. В своей работе конструктору наряду с изучением и применением отраслевого опыта конструирования изделий следует использовать опыт других, даже отдалённых по профилю отраслей машиностроения.

Цель предлагаемого пособия – способствовать развитию знаний, умений и навыков у будущих специалистов машиностроения по конструированию деталей передач и содействовать воспитанию ответственности за принятые решения.

Автор полагает, что пособие будет полезно студентам при работе над курсовыми и дипломными проектами и молодым конструкторам машиностроения при разработке конструкций заявленного типа деталей машин.

Пособие, разумеется, не свободно от погрешностей; все замечания читателей по нему будут приняты автором с благодарностью.

*A. B. Тюняев*

## **ВВЕДЕНИЕ**

Конструкторская документация является основным видом документов, которые используются в разработке технологических процессов от получения заготовки до годной детали, устанавливаемой в изделие. Конструкторская документация определяет проектное качество изделий.

При разработке документации необходимо соблюдать требования действующих стандартов. Точность размеров детали является одним из показателей её качества. Точность существенно влияет на трудоёмкость изготовления, а следовательно, и на себестоимость.

Цель предлагаемого пособия – помочь студентам в решении задач проектирования механического привода с гибкой связью, научить применять отраслевые и государственные стандарты при проектировании деталей машин, обоснованно назначать размерную и геометрическую точность, способствовать развитию ответственности за принятые решения.

Пособие состоит из четырёх глав и приложений, которые содержат справочный материал из стандартов, облегчающих выбор элементов конструкции деталей привода и расчёта контактной прочности профилей зубьев звёздочки, работающей с новой и изношенной цепью.

В первой главе даны общие сведения о ремённых передачах, их достоинствах и недостатках.

Вторая глава посвящена вопросам проектирования плоскоремённой передачи. Приведены технические данные ремней передач, расчёты геометрических и кинематических параметров, рассмотрены взаимодействие ремня со шкивом и долговечность ремня, дан пример расчёта передачи и разработан чертёж шкива.

В третьей главе рассмотрены клиноремённые передачи с ремнями нормального, узкого сечения и поликлиновыми. Приведены конструкции ремней и их характеристики, рассмотрено взаимодействие клинового ремня со шкивом, приведены сведения по расчёту геометрических и кинематических параметров передачи и конструкции шкивов, даны сведения по контролю геометрических параметров канавок классических и узких ремней. Приведены примеры расчёта клиноремённой передачи в трёх вариантах – ремнём нормального, узкого сечения и поликлиновым. Разработана конструкция шкива передачи с ремнями нормального сечения.

В четвёртой главе приведены сведения по расчёту и проектированию цепных передач. Описаны сведения о достоинствах и недостатках передач. Приведены конструкция и характеристики цепей, профили и расчётные формулы зубьев звёздочек, размеры венцов, их точность. Рассмотрены основные положения по разработке конструкций звёздочек. Приведён пример расчёта передачи и эскиз конструкции звёздочки.

# Глава 1. РЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ремённая передача относится к передачам с гибкой связью. В технике применяют два типа ремённых передач: передачи трением и синхронные передачи.

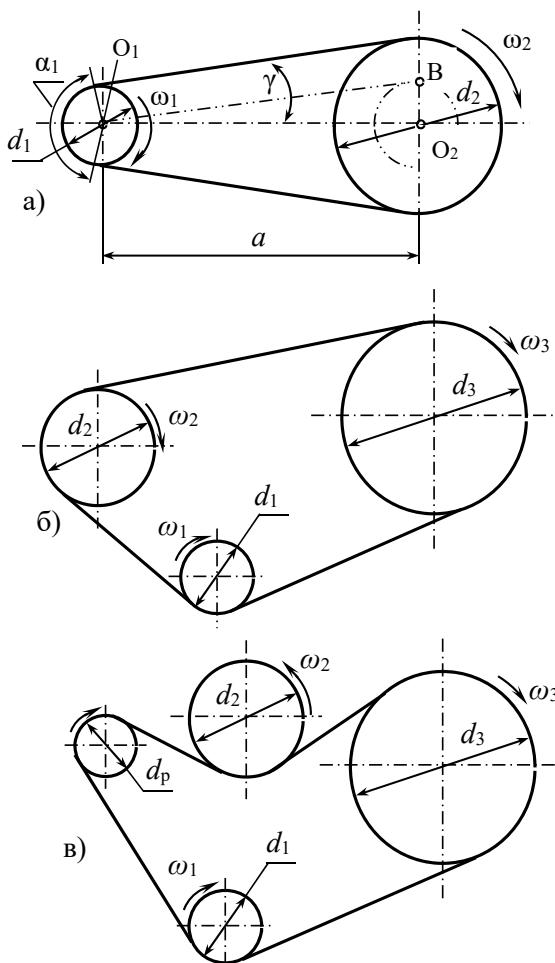


Рисунок 1.1. Схема ремённой передачи:  
а – с одним ведомым шкивом; б – с двумя ведомыми шкивами;  
в – с двумя ведомыми шкивами и натяжным роликом;  $d_1$  – ведущий шкив;  
 $d_2, d_3$  – ведомые шкивы;  
 $d_p$  – натяжной ролик.

необходимостью компенсировать при работе передачи влияние радиальных, центробежных сил и изгиба ремня на сокращение контактной поверхности зубьев ремня с зубьями ведущего шкива. Однако эти силы значительно меньше сил, чем в передачах трением. Силы, действующие в передаче, и условия

Ремённая передача трением состоит из ведущего и ведомого шкивов, надетого с натяжением на шкивы ремня и натяжного устройства. Возможны передачи с двумя или несколькими ведомыми шкивами (рисунок 1.1). Ведомый шкив в передаче может иметь одинаковое либо разное направление вращения с ведущим шкивом (рисунок 1.1в).

В зависимости от сечения применяемого ремня (рисунок 1.2) различают:

- плоскоремённую;
- клинеремённую;
- многопрофильную;
- поликлиновую;
- круглоремённую;
- вариаторную широким ремнём.

Синхронная ремённая передача (рисунок 1.3) включает не менее двух синхронных шкивов, которые охватывают синхронный ремень. Вращение и мощность передаются посредством зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов. В передаче возможен привод к нескольким ведомым шкивам.

В ремённых передачах трением движение и передача вращающего момента возможны только в том случае, если ремень предварительно натянут с усилием  $F_0$ . В синхронной передаче также требуется натяжение ремня. Это вызвано

работы приводят к необратимым деформациям ремня. Поэтому требуется контроль за состоянием передачи и выполнение регламентных работ.

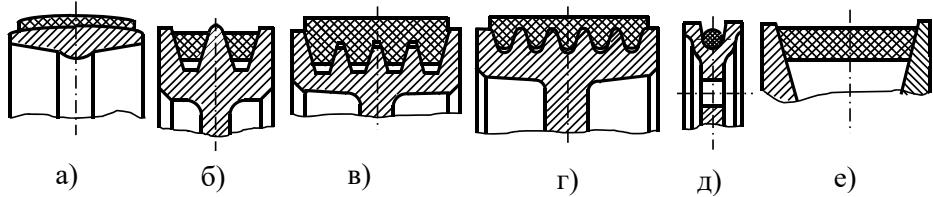


Рисунок 1.2. Сечения ремней

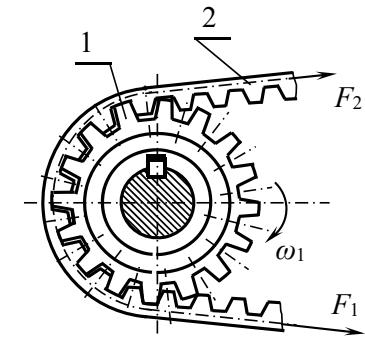


Рисунок 1.3. Синхронная ремённая передача:  
1 – синхронный шкив; 2 – синхронный ремень.

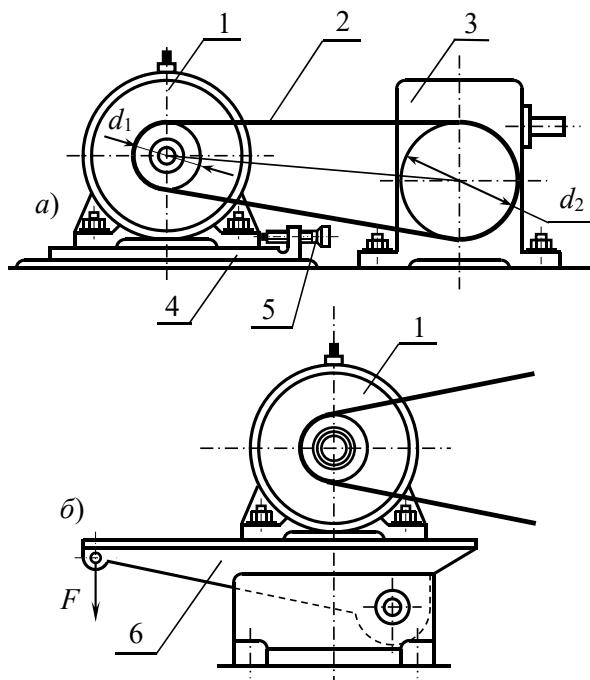


Рисунок 1.4. Способы натяжения ремней:

- а – перемещением;
- б – поворотом плиты двигателя;
- 1 – электродвигатель;
- 2 – ремень;
- 3 – редуктор;
- 4 – салазки;
- 5 – болт регулировочный;
- 6 – плита поворотная.

Конструктивное исполнение натяжения ремня многовариантно. Распространено натяжение путём изменения различными способами межосевого расстояния между шкивами. Примеры такого решения показаны на рисунке 1.4. При неизменном межосевом расстоянии для натяжения ремня применяют нажимные или оттяжные ролики. В передачах с незначительными передаваемыми мощностями и постоянным межосевым расстоянием, в которых нет возможности применить натяжные устройства, ремень натягивают при сборке за счёт его деформации на заданную величину. При этом натяжение выполняют по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку

дачах с незначительными передаваемыми мощностями и постоянным межосевым расстоянием, в которых нет возможности применить натяжные устройства, ремень натягивают при сборке за счёт его деформации на заданную величину. При этом натяжение выполняют по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку

ремня, что сокращает ресурс ремня. Наилучшим является автоматическое натяжение ремня специальными устройствами. При таком натяжении стablyно обеспечиваются служебные свойства передачи.

**Достоинства и недостатки.** В сравнении с цепной передачей ремённая обладает лучшими амортизирующими свойствами, большей плавностью хода, бесшумностью работы, может служить предохранительным звеном в приводе при перегрузках, обладает возможностью передачи движения на большое расстояние (до 15 м), не требует смазки, имеет меньшую материалоёмкость и дешевле.

Однако ремённая передача при равноценной передаваемой нагрузке имеет большие габариты (в несколько раз выше, чем у зубчатых, и в 2...3 раза выше, чем у цепных передач), ограниченную долговечность ремня (особенно в быстроходных передачах); повышенные нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня; непостоянство передаточного отношения из-за неизбежного скольжения ремня. Передачу необходимо предохранять от попадания масел и технологических жидкостей.

Ремённые передачи трением применяют для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние  $a$  (рисунок 1.1а) может быть достаточно большим, а передаточное число – не строго постоянным (приводы станков, агрегатов двигателей внутреннего сгорания, машин сельскохозяйственного назначения, транспортёров, дорожных и строительных машин и т. п.).

Синхронные передачи обеспечивают высокую компактность привода, малое предварительное натяжение (пониженные нагрузки на валы) и синхронность вращения ведущего и ведомого валов. Их применяют в высокоскоростных передачах (до 50 м/с), с передаточными числами до 12 и выше, с передаваемой мощностью до 100 кВт. Мощность, передаваемая ремённой передачей, обычно не превышает 50 кВт; в редких случаях достигает нескольких тысяч кВт [28].

Скорость ремня в передачах находится в пределах 5...40 м/с. Синтетические тканые ремни толщиной 0,7 мм в плоскоремённой передаче могут работать при скоростях до 100 м/с.

Потери мощности в работающей передаче складываются из потерь на упругий гистерезис ремня, на скольжение по шкивам, на потери в подшипниках, на аэродинамические сопротивления. Для плоскоремённой передачи средние значения КПД при оптимальной нагрузке составляют 0,97...0,98. В клиноремённой передаче к этим потерям добавляются потери на радиальное скольжение ремня в канавках шкивов и его поперечное сжатие. По данным исследований [3] наибольшие значения КПД клиноремённой передачи составляют 0,92...0,97. Необходимо отметить, что максимальное значение КПД ремённых передач приходится на коэффициенты тяги, предшествующие началу резкого роста скольжения ремня; при малых нагрузках КПД снижается. В синхронной передаче основные потери вызваны скольжением зубьев ремня по зубьям шкивов при входе и выходе их из зацепления. Исследованиями [26] установлено, что КПД синхронной передачи для различных условий работы находится в пределах 0,9...0,97.

Конструкция ремённой передачи полностью определяется типом ремня.

## Глава 2. ПЛОСКОРЕМЁННАЯ ПЕРЕДАЧА

Из всех типов ремённых передач плоскоремённая обладает наилучшей плавностью и высокой скоростью хода, наименьшей динамикой и бесшумностью. Поэтому её следует применять в приводах, где эти качества являются наиболее востребованными.

Техническое задание на проектирование плоскоремённой передачи должно включать назначение передачи и условия её работы, момент сопротивления (мощность) на ведомом шкиве передачи –  $T_2 (P_2)$ , его частоту вращения –  $n_2$ , передаточное число –  $i$ , способ натяжения ремня, срок службы привода или машины –  $L_h$ , желаемые габариты.

В большинстве случаев в такой передаче имеется один ведомый вал, а оси ведущего и ведомого валов параллельны; валы передачи врачаются в одну сторону (открытая передача). Передаточное число  $i$  обычно не превышает 5; при использовании натяжения ремня автоматически перемещающимся роликом передаточное число может возрасти до 10. Скорость движения ремня в обычновенных передачах  $v \leq 30$  м/с, в быстроходных – свыше 30 м/с.

### 2.1. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ РЕМНЕЙ

В обычновенных плоскоремённых передачах применяют конечные и бесконечные (без спицки) ремни. Ремни в промышленности изготавливают в соответствии с ГОСТ 23831-79 «Ремни плоские приводные резинотканевые. Технические условия» [12] (рисунок 2.1). Промышленностью выпускаются также для быстроходного шлифовального и другого оборудования бесконечные плоские ремни по ТУ 38 105514-84, работающие со скоростями более 15 м/с.

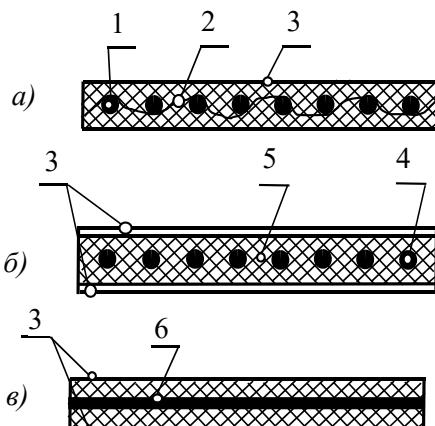


Рисунок 2.1. Сечения плоских приводных ремней: а – ремень тканый; б – ремень кординированной прорезиненный; в – ремень кордтканевый; 1 – уток; 2 – основа; 3 – ткань диагонально закроенная (обкладка); 4 – кординур; 5 – резиновая прослойка; 6 – кордная ткань.

В соответствии с [12] конечные ремни изготавливают шириной от 20 до 1200 мм, длиной от 8 до 200 м. По согласованию изготовителя с потребителем стандарт допускает изготовление бесконечных ремней. По ГОСТ 23831 конечные и бесконечные ремни состоят из тканевого каркаса – корда нарезной конструкции, включающего от 3 до 6 прокладок, и наружных резиновых обкладок толщиной 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0 (рисунок 2.1а). Ремни общего назначения изготавливают как с наружными обкладками (одной или двумя), так и без обкладок. Каркас ремней изготавливают из тканей с основой и утком из комбинированных нитей (полиэфир/хлопок) БКНЛ-65 и

БКНЛ-62-2 ГОСТ 19700-91 «Ткани смешанные технические для конвейерных лент. Технические условия», такие ткани обеспечивают прочность по основе 65 Н/(мм ширины). Ремни с прокладками на основе тканей из комбинированных нитей выполняют с резиновыми прослойками или без них. Толщина прокладок с резиновыми прослойками составляет 1,5 мм, без резиновых прослоек соответственно 1,2 мм. Применяют также ткани с основой и утком из синтетических нитей ТА-150 ГОСТ 18215-87; ТК-150; ТК-200-2 в соответствии с нормативно-технической документацией завода-изготовителя с прочностью по основе 200 Н/(мм ширины) и ТА-300, ТК-300 ГОСТ 18215 с прочностью по основе 300 Н/(мм ширины). Если прокладки в ремне изготавливают из синтетических тканей, то обязательно ставят резиновые прокладки толщиной 1,3; 1,4; 1,5 мм. Ширина стандартных ремней ГОСТ 23831 и число прокладок в ремне приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Ширина ремней и число прокладок  $z$

Ширина ремней, мм	Количество прокладок при прочности ширины прокладки, Н/мм			
	55	150	200	300
20, 25, 32, 40	3...5	—	—	—
50, 63, 71	3...5	—	—	3
80, 90, 100, 112	3...6	3...4	-	-
125, 140, 160	3...6	3...4	3...4	-
180, 200, 224, 250	3...6	3...4	3...4	3
280, 315	3...6	3...4	3...6	3
355, 400, 450, 500, 560	3...6	3...5	3...6	-
700	—	3...5	3...6	3...4
750, 800, 900, 1000, 1100, 1200	—	3...4	3...6	3...6

*Примечания.* 1. Предельные отклонения ширины ремней в мм составляют: до 63 включительно  $\pm 2,0$ ; свыше 63 до 125 включительно  $\pm 3,0$ ; свыше 125 до 250 включительно  $\pm 4,0$ ; свыше 250 до 750 включительно  $\pm 5,0$ . Для ремней свыше 750 до 1200 мм отклонения ширины не должны превышать  $\pm 1,5\%$  от ширины ремня.

2. Ширина ремней от 20 до 500 включительно соответствует ГОСТ Р 50440-92 «Ремни плоские приводные и соответствующие им шкивы. Ширины».

Расчётную толщину ремня определяют по формуле:

$$h = z \delta_n + z_o \cdot \delta_o, \quad (2.1)$$

где  $h$  – расчётная толщина ремня,  $z$  – число прокладок в ремне;  $\delta_n$  – толщина одной прокладки;  $\delta_o$  – толщина одной обкладки;  $z_o$  – число обкладок.

Конструкция ремня (рисунок 2.1) включает тканевые прокладки (с резиновой прослойкой или без неё) и внешние резиновые обкладки (две, одна или без обкладок). Расчётную толщину ремня (2.1) определяют для ремней, изготавливаемых в соответствии с ГОСТ 23831-79 (данные таблицы 2.2).

Бесконечные ремни кордшнуровой и кордтканевой конструкции применяют в приводах со скоростью движения ремня 15...40 м/с. Такие ремни изготавливают Волжский и Красноярский заводы резинотехнических изделий в соответствии с ТУ 38-105514-84.

Таблица 2.2. Расчётная толщина тканевой прокладки ремня

Номинальная прочность прокладки по основе, Н/(мм ширины)	Толщина (расчётная) тканевой прокладки, мм		
	Нити прокладки		
	комбинированные	синтетические в основе и утке	комбинированные
	Для ремней с резиновой прослойкой		Для ремней без резиновой прослойки
55	1,2	—	1,00
150	—	1,30	—
200	—	1,40	—
300	—	1,50	—

Примечание. Расчётная толщина наружных резиновых обкладок составляет: 1,0; 1, 5; 2,0; 3, 0; 4,0; 5,0; 6,0.

Кордшнуровые ремни (рисунок 2.1б) состоят из тягового сердечника на основе синтетических волокон диаметром 1,1 мм, расположенных в слое резины по винтовой линии. Для обеспечения дополнительной прочности конструкции наружные и внутренние поверхности ремня обёртывают диагонально закроенной тканью ОТ-40. Временное сопротивление при растяжении ремня составляет 300 Н/(мм ширины). Бесконечные кордтканевые ремни (рисунок 2.1в) имеют несущий слой в виде обрезиненной кордной вискозной ткани марок *A* или *B* по ТУ 6-06-1179-80; с наружной и внутренней сторон на несущий слой наносят обкладки из диагонально закроенной ткани.

Из зарубежных аналогичных ремней известны ремни швейцарской фирмы «Хабасит» с несущим слоем из нейлоновой ленты, покрытой тонким слоем эластомера, обеспечивающим высокий коэффициент трения с поверхностью шкива (0,5...0,6). Статический модуль упругости такого ремня толщиной 0,7 мм составляет 371,5 МПа, а удельная разрушающая нагрузка при растяжении 280 Н/(мм ширины). Такие ремни реализуют допускаемую удельную окружную силу 2,0...6,5 Н/(мм ширины) при  $\sigma_0 = 3$  МПа и  $d_1 = 100$  мм [26].

В таблице 2.3 приведены размеры кордшнуровых и кордтканевых ремней отечественного производства.

Таблица 2.3. Размеры плоских приводных ремней в мм

Ремни	Длина по внутренней стороне ремня ( <i>L</i> )	Ширина	Толщина
Кордшнуровые	500, 560, 630, 800	25, 32, 40	2,2... 3,1
	900, 950, 1000, 1120, 1250	50, 63, 71, 80, 90	3,5... 5,5
	1400, 1600, 1800, 2000	100, 112, 125, 140, 160	6,0
	2240, 2500, 2800, 3550, 4000, 4500, 5000	180, 200, 224, 250	6,0
Кордтканевые	2800, 3550, 4000	25, 32, 40, 45	3,5
	4500, 5000, 5600	50	3,5

Примечание. Таблица составлена с учётом ГОСТ Р 50440, ГОСТ Р 50441-92 «Ремни плоские приводные. Длины».

В технической документации условное обозначение ремня содержит буквенные и цифровые индексы, указывающие вид ремня, его ширину в миллиметрах, количество тканевых прокладок каркаса, сокращенное наименование ткани, расчётную толщину наружных резиновых обкладок в миллиметрах, класс обкладочной резины и обозначение стандарта.

Например, ремень общего назначения по [12] шириной 80 мм с тремя прокладками из ткани ТА-150 с односторонней резиновой обкладкой толщиной 2,0 мм из резины класса В обозначается:

«Ремень 80-3-ТА-150-2,0-В ГОСТ 23831-79»; «Ремень 50-2,8-2800 ТУ 38105514-84»: 50 – ширина ремня, мм; 2,8 – толщина, мм; 2800 – внутренняя длина ремня, мм.

## 2.2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ И КОМПОНОВКА ПЕРЕДАЧИ

### 2.2.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Задача проектного расчёта состоит в определении предварительного значения диаметра меньшего шкива, толщины, ширины и выбора конструкции ремня. С ростом диаметров шкивов увеличиваются тяговая способность и КПД передачи, снижаются максимальные напряжения в ведущей ветви ремня, повышается его долговечность, снижается ширина, но растут габариты передачи. В таблице 2.4 приведены рекомендуемые технической литературой параметры плоскоремённой передачи [2], [3].

Таблица 2.4. Рекомендуемые параметры плоскоремённой передачи

Вид передачи	Рекомендуемые параметры				
	$\alpha_1$ , не менее	$a$		$u$ , не более	$v$ , м/с, не более
		$a_{\max}$ , не более	$a_{\min}$ , не менее		
Плоскоремённая обыкновенная*	150°	$2,5 \cdot (d_1 + d_2)$	$d_1 + d_2$	5...8	20...30

Примечания. 1.\* Различают: «обыкновенные плоскоременные передачи» ( $v \leq 30$  м/с) и «быстроходные»  $v > 30$  м/с.

2.  $a = K_a(d_1 + d_2)$ ;  $K_a = 1 \dots 2,5$ .

Для открытых передач диаметр меньшего шкива (рисунок 1.1а) в расчётной практике находят по формуле

$$d_1 \approx 60 \cdot (T_1)^{1/3}, \text{ мм}, \quad (2.2)$$

где  $T_1$  – врачающий момент на быстроходном валу, Н·м.

Есть и другие рекомендации, учитывающие современные материалы и тенденции конструирования передач [26]. Диаметр меньшего шкива определяют:

$$d_1 \approx C \cdot (T_1)^{1/2}, \text{ мм}, \quad (2.3)$$

где  $C$  – коэффициент, учитывающий тип ремня и его материал:

- для материала БКНЛ -65, БКНЛ-62-2  $C = (15 \dots 20)$ ;
- для материала ТА-150, ТК-150, ТК-200-2  $C = (7,5 \dots 10)$ ;
- для материала ТА-300, ТК-300  $C = (5,5 \dots 7,5)$ .

Найденное по (2.2) либо по (2.3) значение диаметра малого шкива позволяет вычислить скорость ремня, уточнить размеры шкивов и найти предварительное значение угла обхвата на ведущем шкиве. Окружная скорость каждого шкива равна скорости набегающей ветви ремня

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (2.4)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – соответственно скорости ведущей и ведомой ветвей ремня, м/с;  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры шкивов, мм;  $n_1$  и  $n_2$  – соответственно частоты вращения шкивов, мин<sup>-1</sup>.

Вследствие упругого скольжения скорость на ведомом шкиве будет меньше скорости на ведущем  $v_2 = (1 - \xi) \cdot v_1$ , тогда действительное передаточное число составит:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}, \quad (2.5)$$

где  $\xi$  – коэффициент скольжения ремня;  $\xi = (v_1 - v_2)/v_1$ .

В расчётах плоскоремённых передач принимают  $\xi = 0,01$  [26], тогда

$$d_2 = 0,99 u \cdot d_1.$$

Из треугольника  $O_1O_2B$  (рисунок 1.1а) имеем:  $\sin(\gamma/2) = \Delta/a$ , где  $\Delta = (d_2 - d_1)/2$ . Ввиду малости угла  $\gamma$  с малой погрешностью можно принять  $\sin(\gamma/2) \approx \gamma/2 = (\Delta/a)$  в радианах. Таким образом,  $\gamma = (2\Delta/a)$  радиан, а угол обхвата на диаметре  $d_1$  составит:

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,296^\circ \approx 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,3^\circ, \quad (2.6)$$

где  $a$  – предварительное значение межосевого расстояния, в практике расчётов его назначают из условия  $(d_2 + d_1) < a < 2,5(d_2 + d_1)$ .

Если полученное значение  $\alpha_1$  будет меньше  $150^\circ$ , то для его обеспечения следует увеличить межосевое расстояние либо повторить расчёты по формулам 2.4...2.6 для увеличенных значений  $d_1$ .

Полученное значение следует согласовать с рекомендациями размеров диаметра малого шкива по ГОСТ 23831 (таблицы 2.5 и 2.6), приняв конструкцию ремня и количество прокладок.

Таблица 2.5. Минимальные диаметры шкивов для бесконечных ремней

Скорость ремня до, м/с	$d_{min}$ , мм, при числе прокладок $z$							
	3	4	5	6	7	8	9	10
5	80	112	160	250	360	400	500	630
10	100	125	180	280	400	450	560	710
15	112	160	200	320	450	560	630	800
20	125	180	225	360	500	630	710	900
25	140	200	250	400	500	710	800	1000
30	160	225	280	450	600	800	900	1120

Таблица 2.6. Минимальные диаметры шкивов для конечных ремней

Скорости ремня, м/с	$d_{\min}$ (мм) при толщине ремня $h$ , мм									
	2,2	2,5	2,8	3,1	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6
15	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200
40	125	140	160	180	200	220	240	280	320	360

Принятые значения  $d_2$ ,  $d_1$  и  $a$  позволяют рассчитать длину ремня и принять ремень стандартной длины по ГОСТ Р 50441-92.

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}. \quad (2.7)$$

По назначеннй стандартной длине уточняют межосевое расстояние передачи:

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left[ 2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_1 + d_2)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right]. \quad (2.8)$$

При компоновке передачи необходимо предусмотреть возможность увеличения межосевого расстояния примерно на 7...8% для компенсации вытяжки ремня при эксплуатации, которая может составить 3...5% его длины.

Расчёт количества прокладок  $z$  в сечении ремня или его ширины  $b$  базируется на показателях тяговой способности передачи и допускаемой удельной окружной силы ремня  $[p]$ :

$$b = \frac{F_t}{[p]}, \text{ мм}, \quad (2.9)$$

где  $F_t$  – окружная сила, Н;  $[p]$  – допускаемая удельная окружная сила, передаваемая единицей ширины ремня (Н/(мм ширины)).

Ширина ремня служит базовым размером для назначения ширины шкива (В).

Момент сопротивления в приводе создаёт окружную силу на ведомом шкиве:

$$F_{t2} = \frac{P_2}{v_2} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2}, \text{ Н}, \quad (2.10)$$

где  $P_2$  – мощность на ведомом шкиве, кВт;  $v_2$  – окружная скорость, м/с;  $T_2$  – вращающий момент, Н·м;  $d_2$  – диаметр ведомого шкива, мм.

Потери энергии имеют место на всех участках передачи от ведущего до ведомого валов передачи. Расчёт нагруженности передачи ведут по наибольшей окружной силе на ведомом шкиве. Мощность на ведущем вале составит  $P_1 = P_2/\eta$ , где  $\eta$  – КПД ременной передачи.

Средние значения КПД для обычных передач с открытым плоским ремнем составляют  $\eta = 0,98$ ; для передач с натяжным роликом  $\eta = 0,95$ ; для передач с кордшнуроными ремнями  $\eta = 0,92...0,96$ ; для передач с кордтканевыми ремнями  $\eta = 0,87...0,92$  [26].

Для ремня, имеющего  $z$  рабочих прокладок в сечении, максимально допустимая удельная рабочая нагрузка  $p_0$  составит:

$$p_0 = p_{01} \cdot z, \text{ Н/(мм ширины)}, \quad (2.11)$$

где  $p_{01}$  – номинальная окружная сила (таблица 2.7), передаваемая единицей ширины одной прокладки в Н/(мм ширины);  $z$  – число прокладок.

Таблица 2.7. Максимально допустимая рабочая нагрузка прокладки

Номинальная прочность прокладки	Н/(мм ширины)	55	150	200	300
Максимально допустимая рабочая нагрузка прокладки приводных ремней ( $p_{01}$ )		3,0	10,0	13,0	20,0

Номинальная окружная сила бесконечных кордтканевых и кордшнуровых ремней толщиной  $h = 3,5$  мм при стендовых испытаниях с углом обхвата  $\alpha = 180^\circ$  и стандартной скоростью  $v = 20$  м/с составляет  $p_0 = 6 \dots 6,5$  Н/(мм ширины) [26] (базовые условия).

Допускаемую окружную силу, которую передаёт единица ширины работающего в передаче ремня, рассчитывают по формуле:

$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v / C_p, \text{ Н/(мм ширины)}, \quad (2.12)$$

где  $C_\alpha$ ,  $C_v$ , и  $C_p$  – коэффициенты, учитывающие отличие реальных условий работы от базовых.

$C_\alpha$  – коэффициент влияния угла обхвата на тяговую способность передачи; снижение угла обхвата приводит к снижению тяговой способности. Для ремней с наружными резиновыми обкладками в диапазоне  $\alpha = 150 \dots 180^\circ$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha); \quad (2.13)$$

для ремней без резиновых обкладок в этих же пределах углов  $\alpha$

$$C_\alpha = 1 - 0,004 \cdot (180^\circ - \alpha); \quad (2.14)$$

$C_v$  – коэффициент влияния центробежных сил (скоростной коэффициент):

$$C_v = 1 + 10^{-3} \cdot (v_0^2 - v^2) \cdot q / p_0, \quad (2.15)$$

где  $q$  – плотность ремня; по ГОСТ 23831: для конечных ремней  $q = q_0 \cdot z + 1,15 \cdot \delta_0$  ( $q_0$  – поверхностная плотность прокладки, кг/м<sup>2</sup>, таблица 2.8);  $q_{06} = 1,15$  кг/м<sup>2</sup> – поверхностная плотность резиновых обкладок;  $\delta_0$  – суммарная толщина обкладок, мм;  $v_0$  – базовая скорость ремня, м/с (например,  $v_0 = 10$  м/с или  $v_0 = 20$  м/с);  $v$  – скорость ремня при эксплуатации передачи, м/с.

Таблица 2.8. Поверхностная плотность тканевых прорезиненных ремней  $q_0$

Наименование ткани	Конструкция ремня	Масса 1 м <sup>2</sup> прокладки ремня, кг
БКНЛ-65, БКНЛ-62-2	Без резиновой прослойки	0,9
БКНЛ-65, БКНЛ-62-2	С резиновой прослойкой	1,3
ТА-150, ТК-150	С резиновой прослойкой	1,3
ТК-200-2	То же	1,4
ТА-300, ТК-300	То же	1,5

При упрощённых расчётах

$$C_v = 1 - c_v \cdot (0,01 \cdot v^2 - 1),$$

где  $c_v$  – коэффициент, учитывающий материал ремня и скорость передачи: для среднескоростных из традиционных материалов  $c_v = 0,04$ ; быстроходных прорезиненных  $c_v = 0,03$ ; быстроходных хлопчатобумажных  $c_v = 0,02$ ; быстроходных синтетических  $c_v = 0,01$ .

$C_p$  – коэффициент, учитывающий режим и сменность работы передачи (таблица 2.9).

Таблица 2.9. Коэффициент учёта режима работы привода  $C_p$

Рабочие машины	Режим работы	Двигатели приводные								
		А		Б		В				
		Продолжительность работы, количество смен								
		1	2	3	1	2	3	1	2	
I	Лёгкий	1	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
II	Средний	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
III	Тяжёлый	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
IV	Очень тяжёлый	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

Динамические процессы, сопровождающие работу машины и двигателя привода, существенно влияют на работу ремня. Чем выше неравномерность вращения вала двигателя (при пуске и номинальном режиме) и выше неравномерность рабочих процессов технологической машины, тем более неблагоприятными будут условия работы передачи. Условно по этим признакам двигатели отнесены к группам А, Б, В, а рабочие машины – I, II, III, IV [20].

### **Приводные двигатели**

*Группа А:* электрический однофазный, трехфазный с пуском через автотрансформатор, постоянного тока шунтовый, четырехцилиндровый и более двигатель внутреннего сгорания (ДВС), турбина.

*Группа Б:* электрический переменного тока с высоким пусковым моментом, двухцилиндровый или трехцилиндровый ДВС.

*Группа В:* электрический переменного тока короткозамкнутый с прямым пуском, постоянного тока серийный, одноцилиндровый ДВС.

### **Рабочие машины**

*Группа I:* лёгкие электрические генераторы, насосы, компрессоры центробежные и ротационные; ленточные конвейеры; станки токарные, сверлильные; веялки, сепараторы, лёгкие грохоты.

*Группа II:* электрические генераторы, поршневые насосы; компрессоры с тремя цилиндрами и более; вентиляторы и воздуходувки; цепные конвейеры, элеваторы; станки фрезерные, револьверные; дисковые пилы, прядильные, бумажные, пищевые машины.

*Группа III:* одно-, двухцилиндровые поршневые насосы и компрессоры, тяжёлые вентиляторы и воздуходувки; конвейеры винтовые, скребковые; станки строгальные, долбёжные; ткацкие машины.

*Группа IV:* подъёмники, элеваторы, драги, прессы, ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы.

Вычисленную по (2.9) ширину ремня  $b$  согласуют с [13] или ГОСТ Р 50440, и по ширине ремня устанавливают ширину обода шкива (B) (таблица 2.10). Принятая ширина обода является исходной величиной для разработки конструкций шкивов привода передачи, которая определяется ГОСТ 17383 «Шкивы для плоских приводных ремней» [13] (Приложение 1П).

Таблица 2.10. Размеры шкивов плоскоременных передач, мм

Наружный диаметр, $D$		Ширина шкива, $B$		Рекомендуемая ширина ремня, $b$
номинальное значение	предельные от- клонения	номинальное значение	предельные от- клонения	
40	$\pm 0,5$	16	$\pm 1$	10
45	$\pm 0,6$	20		16
50		25		20
56	$\pm 0,8$	32		25
63		40		32
71	$\pm 1,0$	50		40
80		63		50
100	$\pm 1,2$	71		63
112		80		71
125	$\pm 1,6$	90		80
140		100	$\pm 1,5$	90
160		112		100
180	$\pm 2,0$	125		112
200		140		125
224	$\pm 2,5$	160		140
250		180		160
280		200		180
315	$\pm 3,2$	224		200
355		250		224
400		280		250
450	$\pm 4,0$	315	$\pm 2$	280
500		355		315
560		400		355
630	$\pm 5,0$	450		400
-		500		450
-	-	560		500
-	-	630		560

Выполненные расчёты позволяют установить геометрические и кинематические показатели передачи и приступить к её эскизной компоновке. Если технические показатели и габариты передачи будут признаны удовлетворительными, то выполняют проверочный расчёт и определяют долговечность ремня. На стадии проектного расчёта долговечность ремня оценивают по числу циклов деформаций, которая определяется частотой пробегов ремня в секунду:

$$\nu = \frac{1000 \cdot v_1}{L}, \text{ c}^{-1} \leq [\nu]. \quad (2.16)$$

Конец ознакомительного фрагмента.  
Приобрести книгу можно  
в интернет-магазине  
«Электронный универс»  
[e-Univers.ru](http://e-Univers.ru)