

А. В. ТЮНЯЕВ

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ



САНКТ-ПЕТЕРБУРГ · МОСКВА · КРАСНОДАР
2020

FreeBusta is knowledge
without borders!



УДК 621.8
ББК 34.44я73

Т 98 **Тюняев А. В.** Основы конструирования деталей машин. Детали передач с гибкой связью : учебно-методическое пособие / А. В. Тюняев. — Санкт-Петербург : Лань, 2020. — 148 с. — (Учебники для вузов. Специальная литература). — Текст : непосредственный.

ISBN 978-5-8114-4324-6

Пособие содержит теоретические и справочно-методические сведения по основам конструирования деталей передач с гибкой связью. Приведено теоретическое обоснование и практическое воплощение решений по элементам конструкций деталей, входящих в ремённые и цепные передачи.

Предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки бакалавров, магистров и дипломированных специалистов.

Учебно-методическое пособие может быть полезно специалистам инженерно-технических служб предприятий, выполняющих разработку и производство изделий машиностроения.

УДК 621.8
ББК 34.44я73

Рецензенты:

В. А. ГОРОХОВ — доктор технических наук, профессор
Белорусского национального технического университета;
С. А. КОРОСТЕЛЕВ — доктор технических наук, доцент,
зав. кафедрой наземных и транспортно-технологических систем
Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова.

Обложка
П. И. ПОЛЯКОВА

© Издательство «Лань», 2020
© А. В. Тюняев, 2020
© Издательство «Лань»,
художественное оформление, 2020

FreeBusta is knowledge
without borders!



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 детали 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.

А. В. 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.

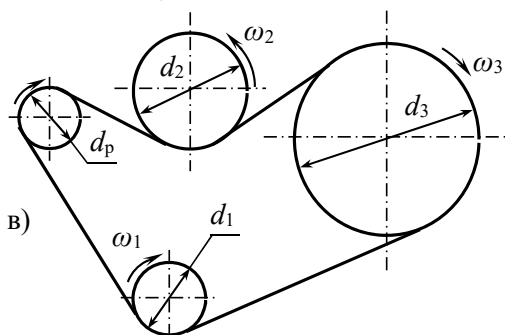
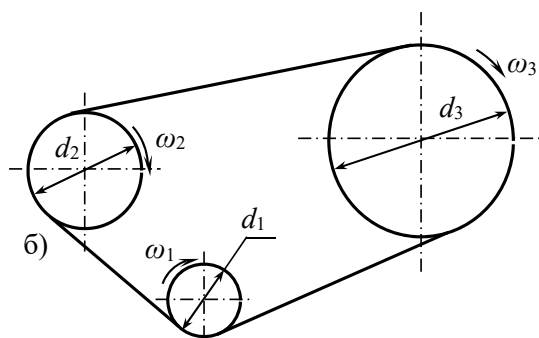
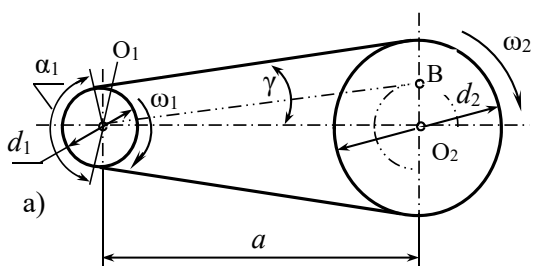


Рисунок 1.1. Схема ремённой передачи:
а – с одним ведомым шкивом; б – с двумя ведомыми шкивами; в – с двумя ведомыми шкивами и натяжным роликом; d_1 – ведущий шкив; d_2, d_3 – ведомые шкивы; d_p – натяжной ролик.

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:

- а) плоскоремённую;
- б) клиноремённую;
- в) многопрофильную;
- г) поликлиновую;
- д) круглоремённую;
- е) вариаторную широким ремнём.

Синхронная ремённая передача (рисунок 1.3) включает не менее двух синхронных шкивов, которые охватывает 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

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



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

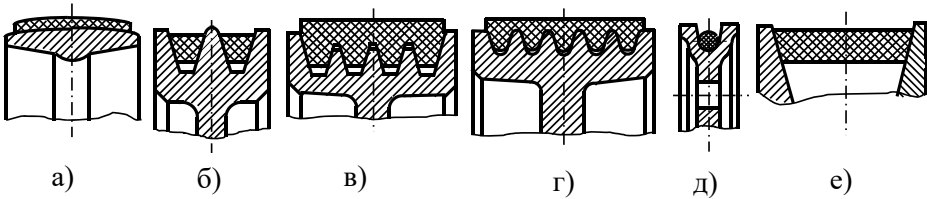


Рисунок 1.2. Сечения ремней

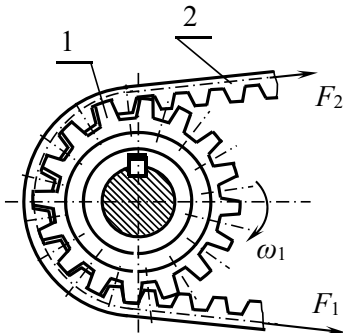
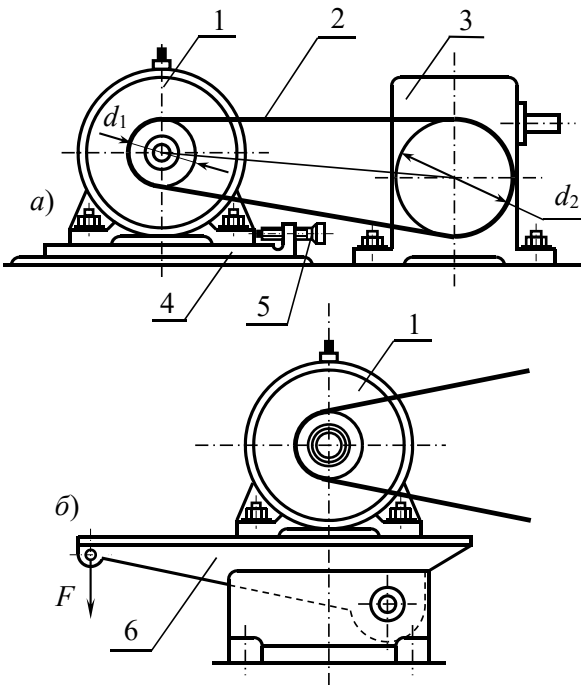


Рисунок 1.3. Синхронная ремённая передача:

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 пере-

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 стабильно 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 – u , 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 вращаются в одну сторону (открытая передача). Передаточное число передачи u обычно не превышает 5; при использовании натяжения ремня автоматически перемещающимся роликом передаточное число может возрасти до 10. Скорость движения ремня в обыкновенных передачах $v \leq 30$ м/с, в быстроходных – свыше 30 м/с.

2.1. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ РЕМНЕЙ

В обыкновенных плоскоремённых передачах применяют конечные и бесконечные (без сшивки) 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.

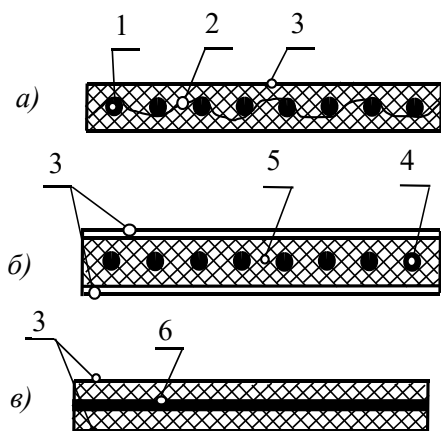


Рисунок 2.1. Сечения плоских приводных ремней: а – ремень тканый; б – ремень кордшнуровой прорезиненный; в – ремень кордтканевый; 1 – уток; 2 – основа; 3 – ткань диагонально закроенная (обкладка); 4 – кордшнур; 5 – резиновая прослойка; 6 – кордная ткань.

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; δ_n – толщина одной прокладки; δ_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 обрешиненной 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 допустимую 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				
	α_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 плоскоремённые передачи» ($v \leq 30$ м/с) и «быстроходные» $v > 30$ м/с.

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

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 – вращающий 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 $C = (15...20)$;
- для материала ТА-150, ТК-150, ТК-200-2 $C = (7,5...10)$;
- для материала ТА-300, ТК-300 $C = (5,5...7,5)$.



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⁻¹.

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

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

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

Из треугольника O_1O_2B (рисунок 1.1а) имеем: $\sin(\gamma/2) = \Delta/a$, где $\Delta = (d_2 - d_1)/2$. Ввиду малости угла γ 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 α_1 будет меньше 150° , 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 назначенной стандартной длине ремня 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 η – 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 кордшнуровыми 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 $p_0 = 6...6,5$ 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_α , C_v , и C_p – коэффициенты, учитывающие отличие реальных условий работы от базовых.

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

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

для ремней без резиновых обкладок в этих же пределах углов α

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

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/м², таблица 2.8); $q_{об} = 1,15$ кг/м² – поверхностная плотность резиновых обкладок; δ_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 ² 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	3
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, долбежные; 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 (В) (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 плоскоремennых передач, мм

Наружный диаметр, D		Ширина шкива, B		Рекомендуемая ширина ремня, b	
номинальное значение	предельные отклонения	номинальное значение	предельные отклонения		
40	$\pm 0,5$	16	± 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	90		
160		$\pm 2,0$	112	100	
180			125	112	
200	140		125		
224	$\pm 2,5$	160	± 2	140	
250		180		160	
280	$\pm 3,2$	200		180	
315		224		200	
355		250		224	
400		280		250	
450	$\pm 4,0$	315		± 3	280
500		355			315
560		$\pm 5,0$	400		355
630	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:

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



Величина $[v]$ зависит от конструкции ремня и его скорости; при скорости до 30 м частота пробега не должна превышать 15 с^{-1} [26].

2.3. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ РЕМНЯ СО ШКИВОМ

Передача движения от ремня к ведомому шкиву происходит за счёт сил трения. Для организации процесса движения необходимо предварительное натяжение ремня силой F_0 . В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута этим усилием (рисунок 2.2а). После приложения рабочей нагрузки T_2 происходит перераспределение натяжений ветвей ремня: ведущая ветвь дополнительно нагружается до усилия F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рисунок 2.2б). Из условия равновесия шкива получают:

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (2.17)$$

где F_t – окружная сила; F_1 – натяжение ведущей ветви; F_2 – натяжение ведомой ветви.

Связь между усилиями в ветвях ремня F_1 и F_2 находят по уравнению Эйлера

$$F_1/F_2 = e^{f \cdot \alpha_c} = m, \quad (2.18)$$

где α_c – часть дуги обхвата α , на которой происходит скольжение; дугу скольжения принимают $\alpha_c = (0,5 \dots 0,7) \alpha$.

С учётом равенства Ж. Понселе усилия в ветвях передачи и предварительное натяжение выразятся уравнениями:

$$F_1 = F_t \frac{m}{m-1}; \quad (2.19)$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{m-1}; \quad (2.20)$$

$$F_0 = F_t \frac{m+1}{2(m-1)}. \quad (2.21)$$

Из формул (2.19)...(2.21) следует, что ведущая и ведомая ветви имеют разную деформацию от действия сил F_1 и F_2 , поэтому ремень на дуге скольжения

α_c проскальзывает относительно шкива.

Коэффициент трения f между поверхностями контакта ремня и шкива – переменный параметр и зависит от многих факторов: материала ремня, его упругой деформации, температуры, угла обхвата и др. Диапазон его изменений для одного и того же ремня, работающего в различных условиях, велик и составляет от 0,18 до 0,55 и более. Средние, расчётные значения принимают 0,2...0,35. Из (2.18) сле-

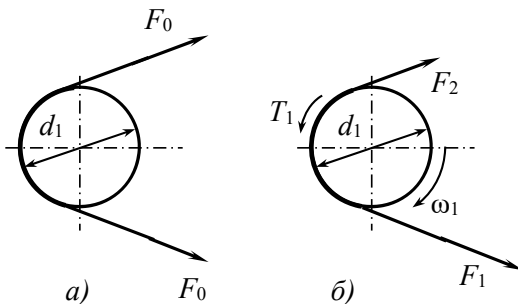


Рисунок 2.2. Схема к определению усилий в ветвях ремня:

а – при работе без нагрузки;

б – при работе с нагрузкой.



дует, что параметр m имеет высокую степень неопределённости, так как зависит существенно от коэффициента трения. Например, для принятых стандартных условий испытания передачи с $\alpha = 180^\circ$ ($\alpha_c = 0,7\alpha = 126^\circ \approx 2,2$ рад.) параметр m в зависимости от f находится в следующих пределах:

f	0,2	0,35	0,5	0,55
m	1,55	2,26	3	3,35

Таким образом, управляемыми параметрами при конструировании передачи, влияющими на усилия в ветвях ремня, являются диаметры шкивов (формула (2.10)).

При продольной деформации ремня его материал получит также поперечную деформацию, и, таким образом, на дуге скольжения ремень будет проскальзывать также вдоль оси шкива. Неоднородность материала ремня по ширине приведёт к возникновению несимметричных осевых сил, которые могут вызвать перемещение ремня вдоль шкива. Эти явления способствуют износу поверхностей контакта ремня и шкива. Для снижения их влияния на работоспособность передачи шероховатость поверхности обода под ремень должна быть ниже $R_a < 2,5$ [14] (рисунок 2.3). Для предохранения ремня от сбегания один из шкивов (чаще ведомый) изготавливают выпуклым. При высоких скоростях (свыше 40 м/с) для устойчивого направления движения ремня оба шкива выполняют выпуклыми. Высота выпуклости влияет на долговечность ремня, поэтому она регламентируется стандартом [14] (таблица 1.11).

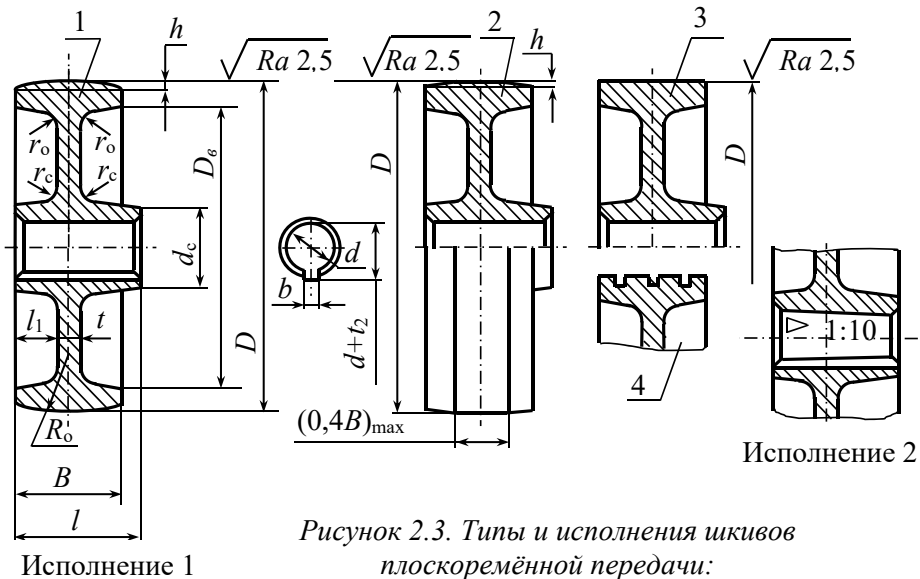


Рисунок 2.3. Типы и исполнения шкивов плоскоремённой передачи:
 1 – тип 1; 2 – тип 3; 3 – тип 2;
 4 – шкив с кольцевыми проточками.

Примечание. Допускается применять посадочное отверстие с конусностью 1:5.



Таблица 2.11. Высота до хорды выпуклости профиля шкива, мм

Наружный диаметр, D		Высота, h	Наружный диаметр, D	Высота h при ширине шкива B							
от	до			≤ 125	140-160	180-200	224-250	230-315	355	≥ 400	
40	112	0,3	400	1,0	1,2						
125	140	0,4	450		1,2						
160	180	0,5	500		1,5	1,5					
200	224	0,6	560			1,5					
250	280	0,8	630			1,5					
315	355	1,0	710		2,0						

В передачах с высокими скоростями (свыше 50 м/с) в местах набегания ремня на шкивы в результате действия аэродинамических процессов возникает «воздушная подушка», давление в которой становится выше окружающего воздуха. Под действием избыточного давления ремень приподнимается, из-за чего угол обхвата снижается, уменьшая тяговую способность передачи. В большей степени это проявляется на ведомом шкиве, так как $F_2 < F_1$. Эти процессы устраняются проточкой кольцевых канавок на рабочей поверхности шкива (рисунки 2.3). Размеры канавок, их форма и количество устанавливаются экспериментально. Исследованиями передачи без кольцевых канавок было установлено, что тяговая способность её снижается, несмотря на увеличение диаметра шкивов [3].

Формула (2.21) устанавливает теоретическую величину силы начального натяжения ремня. Ремённая передача в течение заданного срока службы должна сохранять работоспособность на всех режимах работы от пуска до остановки. Учитывая, что в процессе пуска и возможных перегрузках на номинальных режимах работы буксование должно отсутствовать, а натяжение выполняют при остановленной передаче, силу предварительного натяжения ремня находят по формуле (2.22) с поправками на возможные перегрузки и центробежные силы:

$$F_{0n} = F_t \frac{m+1}{2(m-1)} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} - \chi \cdot F_{\text{ц}}, \quad (2.22)$$

где F_{0n} – усилие, с которым выполняют натяжение ремня в остановленной передаче; T_{\max} – максимальный пусковой момент двигателя; $T_{\text{ном}}$ – номинальный момент при работе двигателя ($T_{\max}/T_{\text{ном}}$ – техническая характеристика двигателя); χ – коэффициент, учитывающий прижатие ремня к шкиву под действием $F_{\text{ц}}$; $F_{\text{ц}}$ – центробежная сила, которую рассчитывают по (2.23) для ремня принятой конструкции.

$$F_{\text{ц}} = A \cdot \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = b \cdot q \cdot v^2 \cdot 10^{-3}, \text{ Н}, \quad (2.23)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³; q – поверхностная плотность материала ремня, кг/м²; b – ширина плоского ремня, мм; v – скорость ремня, м/с.



Для вновь проектируемой передачи ψ_0 и ψ_{\max} неизвестны, поэтому их назначают по опыту эксплуатации аналогичных передач с принятой конструкцией ремня: для ремней с наружными резиновыми обкладками принимают $m_0 = 3$ (соответствующий значению ψ_0), для ремней без обкладок $m_0 = 2$ [3], [26], [28], [29], ($\psi_0 = (m_0 - 1)/(m_0 + 1)$); ψ_{\max} – предельный коэффициент тяги; $\psi_{\max} = (1,3 \dots 1,5) \cdot \psi_0$ – меньшие значения – для ремней с внешними резиновыми обкладками); ($0 \leq \chi \leq 1$: при невысокой жесткости ремней $\chi = 0$, для передач с автоматическим натяжением $\chi = 1$).

Из (2.23) следует, что натяжение ремня от действия центробежных сил не зависит от кривизны рассматриваемого элемента ремня. На него оказывают влияние плотность материала, площадь поперечного сечения и скорость ремня. Скоростные показатели ремённых передач постоянно растут, так как это влияет на снижение массы и габаритов передачи при заданных силовых показателях. Поэтому в современных передачах с плоским ремнём применяют материалы с невысокой поверхностной плотностью материала тягового слоя $q = (0,75 \dots 6,9)$ кг/м²; толщина ремня в быстроходных передачах составляет от 0,5 мм до 4 мм. Например, в плоскоремённой передаче при скоростях выше 25 м/с применяют капроновый ремень толщиной 0,5 мм просвечивающего переплетения, масса 1 м которого составляет 0,07 кг [5]. Натяжение от действия центробежных сил дополнительно растягивает ремень и снижает прижатие ремня к шкиву силами предварительного натяжения. Поэтому величину натяжения в покое находят по формуле (2.22).

Натяжение ремня до значений усилия F_0 в простых передачах выполняют при неработающей передаче, «в покое», а проверяют по стреле прогиба ремня в соответствии с инструкцией по эксплуатации передачи.

Решение задачи о перемещении натянутого ремня под нагрузкой приводит к уравнению третьей степени относительно прогиба f (мм) ветви ремня [3].

$$f^3 + \frac{F_{0n} \cdot a^2}{EF} f - \frac{Ga^3}{4EF} = 0, \quad (2.24)$$

где F_{0n} – усилие натяжения ветви ремня в покое, Н; G – нагрузка, приложенная посередине ветви ремня, Н; a – межосевое расстояние передачи, мм; EF – жёсткость ремня, Н.

Решение уравнения (2.24) даёт один действительный корень, равный

$$f = \sqrt[3]{\frac{Ga^3}{8EF} + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{\frac{Ga^3}{8EF} - \sqrt{D}}, \quad (2.25)$$

где D – дискриминант уравнения, $D = a^6 \left[\left(\frac{G}{8EF} \right)^2 + \left(\frac{F_{0n}}{3EF} \right)^3 \right]$.

По результатам исследований, приведённых в [3], для получения оптимальных величин стрелы прогиба рекомендуется принимать нагрузку на ветвь ремня в соответствии с его шириной (таблица 2.12); в таблице 2.13 даны показатели жёсткости плоских ремней.



Таблица 2.12. Рекомендации по выбору нагрузки на ветвь ремня

Ширина ремня, b , мм	до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 100
Нагрузка на ветвь ремня, G , Н	10,0	20,0	25,0	30,0

Таблица 2.13. Жёсткость ремня при удельном начальном натяжении

Ремень	$2F_{0n}$	Жёсткость EF
	Н/мм ширины ремня	
Тканевый капроновый с полиамидным покрытием	3	600
Кордшнуровой прорезиненный	12	1400
Нейлоновый фирмы «Хабасит» толщиной, мм	0,7	260
	1,5	600

Стандарт [13] не устанавливает конструкцию шкива, но рекомендует сочетание его основных конструктивных элементов (рисунок 2.3). В приложении 1П приведены рекомендации по их назначению. Допускается назначать укороченную ступицу (размер l) в соответствии с ГОСТ 12080 и ГОСТ 12081. Методика выбора размеров вала под ступицу приведена в Приложении 2П; методика конструирования литых заготовок – в [31].

2.4. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВА ПЛОСКОРЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Заготовка детали. Конфигурация детали определяется двумя основными факторами: служебными свойствами и способом получения заготовки. В производственных условиях выбор способа получения заготовки зависит от большого числа факторов. Обоснованное решение может быть принято на основе технико-экономического анализа различных вариантов технологий получения заготовок. Выбираемый вариант должен учитывать серийность производства и способствовать повышению производительности труда, снижению материалоемкости и улучшению качества изделия. В машиностроении в качестве заготовок для шкивов чаще используют чугунное литьё. Учитывая сложившуюся практику применения серого чугуна с пластинчатым графитом и имеющиеся рекомендации по применению серого чугуна, для шкивов рекомендуется принимать СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20 ГОСТ 1412-85.

По наибольшему габаритному размеру шкива и применяемому технологическому процессу литья следует назначить класс размерной точности заготовки по ГОСТ 26645, а в зависимости от приведённого габаритного размера назначить толщину стенок отливки [31].

Конструктивные элементы шкива. Чертёж шкива плоскоремённой передачи разрабатывается в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД, ГОСТ 17383-73 «Шкивы для плоских приводных ремней» [13]. Стандарт устанавливает основные геометрические размеры шкивов, технические требования к ним и рекомендует сочетание отдельных размеров шкивов (Приложение 1П, таблица П1.1). Например, наружный диаметр шкива $D=125\pm 1,6$ мм; ширина шкива $B=90\pm 1,5$ мм; длина ступицы (исполнение 1) $l=(60\dots 80)$ мм.



Основные конструктивные элементы шкива приведены на рисунке 2.3.

Обод шкива. Стандарт рекомендует обод шкива выполнять по одному из трех типов (рисунок 2.3); высота выпуклости влияет на долговечность ремня, поэтому она регламентируется стандартом (таблица 2.11). Шероховатость рабочей поверхности должна быть ниже $R_a < 2,5$ [13]. Края обода следует закруглять по радиусу или снимать фаску. На поверхности обода шкивов, работающих с окружной скоростью > 40 м/с, необходимо нарезать кольцевые проточки.

Ступица. Конструкцию ступицы определяют диаметр отверстия под вал, на который устанавливается шкив, и технология получения заготовки. В том случае когда шкив устанавливается на вал электродвигателя, размеры ступицы определяются валом двигателя. Отверстие под вал рекомендуется изготавливать с качеством точности не ниже $H8$, шероховатость поверхности не выше $Ra2,5$. Например, в приводе используется асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором марки 4 А112 М4У3 ГОСТ 19523. Диаметр вала двигателя, на который устанавливается шкив, равен $32k6^{(+0,018}_{+0,002)}$, диаметр посадочного отверстия в ступице $d=32 H8^{(+0,039)}$, длина вала под ступицу шкива – $80\pm 0,7$; для передачи вращательного движения и вращающего момента в соединении «вал – ступица» на вал установлена призматическая шпонка ГОСТ 23360 сечением 10×8 . Наружный диаметр ступицы d_c (рисунок 2.3) определим из уравнения $\frac{d_{ст}}{d} = 1,9 \cdot d^{-0,07}$ [30].

Отклонения геометрической формы и положения конструктивных элементов шкива. Назначение допусков геометрической формы, положения конструктивных элементов шкива следует выполнять на основании стандарта [11]. Для конструкции шкивов примем нормальную относительную геометрическую точность – A (для допуска формы или расположения используется примерно 60% от допуска размера), при этом необходимо учитывать, что допуски формы цилиндрических поверхностей, соответствующие уровню A относительной геометрической точности, составляют примерно 30% от допуска размера, так как допуск формы ограничивает отклонение радиуса, а допуск размера – отклонение диаметра поверхности. ГОСТ 17383 устанавливает радиальное биение обода по 7-й степени точности, торцовое – по 8-й ГОСТ 24643.

Размеры шпоночного пазы, их предельные отклонения, шероховатость поверхностей, отклонения формы и расположения поверхностей назначают по ГОСТ 23360-78 «Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки».

При изготовлении элементов шпоночного соединения неизбежны отклонения размеров и отклонения положения относительно осей вала и втулки. Анализ допусков шпоночного соединения показывает, что допуск на смещение может быть в 4 раза больше допуска на перекося. Поэтому в практике конструирования шпоночного соединения принимают:

– допуски параллельности шпоночных пазов вала и втулки не должны превышать *половины допуска* на шпоночный паз ($T_{//} \leq 0,5 T_{ш.п.}$);



– допуски симметричности шпоночных пазов вала и втулки не должны превышать *двух допусков* шпоночного паза ($T \leq 2 T_{ш.п}$).

Шероховатость поверхностей дна паза и боковых поверхностей по ГОСТ 23360 $R_a = 3,2$ мкм.

Технические требования. Современные графические средства отображения информации не отражают в полной мере всех требований к качеству детали и её эксплуатационным характеристикам, поэтому конструктор при разработке рабочего чертежа детали часть показателей выносит в «Технические требования». В соответствии с ГОСТ 2.316-2008 «Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц» на чертеже раздел «Технические требования» размещают над основной надписью. Требования к детали распределяют по их назначению и выполняют их нумерацию. Порядок нумерации ведут сверху вниз в направлении к основной надписи. Каждый пункт начинают с новой строки. Состав и содержание пунктов технических требований определяет конструктор, руководствуясь служебным назначением детали, особенностями конструкции, эксплуатационными характеристиками и стандартами ЕСКД. В чертёж внесены следующие требования.

1. Требования, относящиеся к качеству заготовки.

2. Требования, относящиеся к не указанным на чертеже предельным отклонениям линейных размеров (выбор класса точности назначают с учётом возможностей машиностроительного производства и функциональных требований к детали).

3. Требования к статической балансировке с указанием места удаления металла.

ГОСТ17383 устанавливает: каждый шкив при работе со скоростью свыше 5 м/с должен пройти статическую балансировку (таблица 2.14).

Таблица 2.14. Допустимый дисбаланс при статической балансировке шкивов плоскоремённой передачи

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

2.5. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РЕМНЯ

Ремень в передаче обладает наименьшей долговечностью; определяется она, в основном, усталостной прочностью. Работа ремня сопровождается циклически меняющимися деформациями и соответствующими им напряжениями. Под влиянием деформаций и внутреннего трения в элементах ремня появляются усталостные разрушения в виде трещин и надрывов, которые выводят в



дальнейшем ремень из строя. Внутреннее трение и проскальзывание ремня по рабочей поверхности шкива повышают его рабочую температуру. Повышение температуры отрицательно влияет на физико-механические свойства резины и соединение её с кордом, что сказывается на выносливости ремня. Повышение передаточного числа передачи, диаметров шкивов межосевого расстояния и длины ремня благоприятно влияет на его усталостную прочность. В итоге долговечность ремня зависит от следующих параметров: полезной нагрузки, предварительного натяжения, диаметра меньшего шкива, передаточного отношения, скорости ремня, межосевого расстояния, числа шкивов, способа натяжения, соблюдения условий эксплуатации и др. Теоретически учесть влияние этих параметров на долговечность ремня представляет большие трудности. Для ремней не удаётся определить предел неограниченной выносливости, как, например, в зубчатых передачах. Поэтому расчёт ремней на долговечность выполняют по уравнению усталости [2], [3], [26], которое описывается зависимостью вида:

$$\sigma_{\max} \cdot N^{\frac{1}{m}} = C, \quad (2.26)$$

где m и C – постоянные величины, определяемые экспериментально для различных конструкций ремней: для прорезиненных ремней и стандартных условий испытаний $m=5\dots6$, $C=60\dots70$ МПа [3]; N_E – эквивалентное число циклов изменения напряжений за весь срок службы ремня.

$$N_E = \frac{3600 \cdot v \cdot z_{ш} \cdot L_h}{\xi_1}, \quad (2.27)$$

где v – частота пробегов ремня (1.16); $z_{ш}$ – число шкивов в передаче; L_h – долговечность в часах; ξ_1 – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах; при $u=1$ $\xi_1=1$, с увеличением u влияние изгиба на большом шкиве уменьшается, а коэффициент ξ_1 увеличивается, приближаясь к значению $z_{ш}$ (число шкивов в передаче).

Наибольшие напряжения в точке набегания ремня на малый шкив составят:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{ц} + \sigma_{и}, \quad (2.28)$$

где $\sigma_1 = F_1/A$; $\sigma_{ц} = F_{ц}/A$; $\sigma_{и} = E_{и} \cdot \delta/d_1$.

Модуль упругости $E_{и}$ при чистом изгибе – параметр, зависящий от конструкции ремня, материала корда, предварительной вытяжки (у работавших или предварительно вытянутых ремней модуль упругости выше, чем у новых). По данным [2], [3], [26] $E_{и}=200\dots500$ МПа.

Решая совместно (2.26), (2.27) и (2.28) относительно L_h , получим

$$L_h = \frac{\xi_1}{3600 \cdot v \cdot z_{ш}} \left(\frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m. \quad (2.29)$$

Следует отметить, что решение по уравнению (2.29) даёт значительный разброс значений, так как на них влияет коэффициент трения, и параметр $F_1/F_2 = e^{f \cdot \alpha_c} = m$. Поэтому расчётная долговечность передач носит приближённый характер и при использовании аналогов позволяет принять решение по количеству запасных ремней для заданного срока службы передачи.



2.6. ПРИМЕР РАСЧЁТА И КОМПОНОВКИ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать открытую передачу плоским ремнём к вентилятору, потребляющему мощность $P_2 = 5,4$ кВт при частоте вращения $n_2 = 580$ мин⁻¹. Привод работает от асинхронного двигателя мощностью 5,5 кВт, частота вращения $n_1 = 1445$ мин⁻¹, пуск через – автотрансформатор. Пусковой момент $T_{\max} = 1,2 \cdot T_{\text{ном}}$. Нагрузка неперверсивная, эксплуатация передачи – в две смены в течение 1 года. Натяжение ремня – передвижением двигателя по салазкам.

2.6.1. РЕШЕНИЕ ПРИМЕРА

1. Проектный расчёт

1.1. Для передачи выберем прорезиненный ремень с каркасом из комбинированных нитей БКНЛ-65, с количеством прокладок 3...5 из диапазона ширины ремня 80...112 мм, с одной резиновой обкладкой (таблицы 2.1, 2.2).

1.2. Для принятого материала ремня по формулам (2.2) и (2.3) определим предварительное значение диаметра малого шкива:

$$d_1' = 60 \cdot \sqrt[3]{T_1} = 60 \cdot \sqrt[3]{36,42} = 199 \text{ мм};$$

$$d_1' = (15...20) \cdot \sqrt{T_1} = (15...20) \cdot \sqrt{36,42} = 90,5...121 \text{ мм},$$

где $T_1 = 9550P_1/n_1 = 9550P_2/(\eta n_1) = 9550 \cdot 5,4 / (0,98 \cdot 1445) = 36,42$ Нм.

По таблице 2.5 для ремня с тремя прокладками и скорости 10 м/с предварительно примем рекомендуемое значение $d_1' = 125$ мм.

1.3. Для принятого размера диаметра шкива скорость ремня составит:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1445}{60 \cdot 1000} \approx 9,46 \text{ м/с}.$$

Принятый диаметра шкива сохраняем, так как допустимая скорость ремня при таком диаметре составляет 15 м/с.

1.4. Расчётный диаметр ведомого шкива:

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi) = 125 \cdot 2,49 \cdot (1 - 0,01) = 308 \text{ мм},$$

где $u = n_1/n_2 = 1445/580 = 2,49$; принимаем стандартное (по [13]) значение диаметра шкива $d_2 = 315$ мм.

1.5. Фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{315}{125 \cdot (1 - 0,01)} = 2,545 \text{ (больше заданного на 2,2\%)}.$$

1.6. Предварительное значение межосевого расстояния

$$a' = K_a \cdot (d_1 + d_2) = 1,54 \cdot (125 + 315) = 677,6 \text{ мм},$$

где $K_a = 1,54$ (по таблице 2.4 рекомендуется $K_a = 1...2,5$).

1.7. Угол обхвата на малом шкиве определим по (2.6)

$$\alpha_1 = 180^\circ - (2\Delta/a') \cdot 57,296^\circ \approx 180^\circ - (2\Delta/a') \cdot 57,3^\circ = 180^\circ - (2 \cdot 95/677,6) \cdot 57,3^\circ \approx 164,^\circ$$

$$\text{где } \Delta = (d_2 - d_1)/2 = (315 - 125)/2 = 95 \text{ мм}.$$

Полученное значение угла обхвата на малом шкиве согласуется с практическими рекомендациями для плоскоремённых передач (таблица 2.4), поэтому принятые размеры диаметров шкивов передачи сохраняем.



1.8. Расчётную длину ремня определим по (2.7)

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

$$= 2 \cdot 677,6 + \frac{3,14}{2} \cdot (125 + 315) + \frac{(315 - 125)^2}{4 \cdot 677,6} = 2060 \text{ мм.}$$

По таблице 2.3 примем $L = 2240$ мм и уточним значение межосевого расстояния a :

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

$$= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 2240 - \pi(315 + 125) + \sqrt{[2 \cdot 2240 - \pi(125 + 315)]^2 - 8(315 - 125)^2} \right] \approx 768 \text{ мм.}$$

1.9. Установим предельное значение межосевого расстояния при эксплуатации передачи и длину регулировочного болта:

– предельное увеличение длины ремня при эксплуатации рекомендуется принимать 3...5% от его длины, таким образом, $L_{\max} = 1,05 \cdot 2240 = 2352$ мм.

Максимально допустимое межосевое расстояние составит

$$a_{\max} = \frac{1}{8} \left[2L_{\max} - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_{\max} - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 2352 - \pi(315 + 125) + \sqrt{[2 \cdot 2352 - \pi(125 + 315)]^2 - 8(315 - 125)^2} \right] = 825 \text{ мм;}$$

его увеличение будет равно:

$$\Delta a = a_{\max} - a = 825 - 768 = 57 \text{ мм (примерно 7% от } a).$$

Регулировочный болт (позиция 5 на рисунке 1.4) должен обеспечить перемещение двигателя на салазках на расстояние примерно 60 мм.

1.10. Уточним угол обхвата на малом шкиве для принятых размеров шкивов и межосевого расстояния:

$$\alpha_1 = 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,296^\circ \approx 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,3^\circ = 180^\circ - (2 \cdot 95/768) \cdot 57,3^\circ \approx 166^\circ.$$

1.11. Установим предварительную долговечность ремня (2.16) по числу пробегов:

$$v = \frac{1000v_1}{L} = \frac{1000 \cdot 9,46}{2240} = 4,22 \text{ с}^{-1} \leq [v] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

1.12. По формуле (2.1) и таблице 2.1 находим толщину выбранного ремня:

$$h = z \cdot \delta_n + z_0 \cdot \delta_0 = 3 \cdot 1,2 + 1 \cdot 2,0 = 5,6 \text{ мм,}$$

где δ_n – толщина тканевой прокладки из комбинированных нитей, $\delta_n = 1,2$ мм; z_0 – количество наружных обкладок, принимаем $z_0 = 1$; δ_0 – толщина обкладки, $\delta_0 = 2,0$ мм.

1.13. Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 36,42}{125} = 583 \text{ Н.}$$

1.14. Допускаемую удельную окружную силу рассчитаем по формулам (2.11)...(2.15):



$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v / C_p = 9 \cdot 0,958 \cdot 1,007 / 1,2 = 7,23 \text{ Н/(мм ширины)},$$

где $p_0 = p_{01} \cdot z = 3 \cdot 3 = 9 \text{ Н/(мм ширины)}$, $p_{01} = 3 \text{ Н/(мм ширины)}$ по таблице 2.7;

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 166^\circ) = 0,958;$$

$$C_v = 1 + 10^{-3} \cdot (v_0^2 - v^2) \cdot q / p_0 = 1 + 10^{-3} \cdot (10^2 - 9,46^2) \cdot 6,2 / 9 = 1,007,$$

где q – поверхностная плотность ремня, q_0 – поверхностная плотность тканевых прокладок (таблица 2.8); $1,15 \text{ кг/(м}^2 \text{ ширины)}$ – поверхностная плотность резиновой обкладки [26], [12].

$$q = q_0 \cdot z + 1,15 \cdot z_0 = 1,3 \cdot 3 + 2 \cdot 1,15 = 6,2 \text{ кг/(м}^2 \text{ ширины)};$$

C_p – коэффициент режима работы, $C_p = 1,2$ назначаем по таблице 2.9 для заданных рабочей машины и приводного двигателя.

1.15. Предварительная расчётная ширина ремня:

$$b' = \frac{F_t}{[p]} = \frac{583}{7,23} \approx 80,6 \text{ мм.}$$

Принимаем по таблице 2.10 стандартную ширину ремня $b = 80 \text{ мм}$ и соответствующую ему ширину шкива $B = 90 \text{ мм}$.

1.16. Расчётная площадь ремня $A = h \cdot b = 5,6 \cdot 80 = 448 \text{ мм}^2$.

1.17. Центробежные силы в передаче:

$$F_u = 10^{-3} \cdot b \cdot q \cdot v^2 = 10^{-3} \cdot 80 \cdot 6,2 \cdot 9,46^2 \approx 44,4 \text{ Н.}$$

1.18. Предварительное натяжение ремня в покое (2.22) при заданных условиях работы передачи:

$$F_{0n} = F_t \frac{m+1}{2(m-1)} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} - \chi \cdot F_{\text{ц}} = 583 \frac{3+1}{2(3-1)} \cdot 1,2 - 0 \cdot 44,4 \approx 700 \text{ Н,}$$

где $m=3$; $\chi=0$ – ремень из материалов малой жёсткости с внутренней обкладкой из резины.

1.19. Для определения натяжения ремня в эксплуатации установим стрелу прогиба от нагрузки, приложенной посередине ветви ремня, используя формулу (2.24). Рекомендуемую нагрузку (G) и жёсткость (EF) для принятой ширины и конструкции ремня установим по данным таблиц 2.12, 2.13:

$$G = 25 \text{ Н}; EF = 80 \cdot 1400 = 112000 \text{ Н}; a = 768 \text{ мм.}$$

Определим дискриминант

$$D = a^6 \left[\left(\frac{G}{8EF} \right)^2 + \left(\frac{F_{0n}}{3EF} \right)^3 \right] = 768^6 \left[\left(\frac{25}{8 \cdot 112000} \right)^2 + \left(\frac{700}{3 \cdot 112000} \right)^3 \right] = 20,15 \cdot 10^8.$$

$$f = \sqrt[3]{\frac{Ga^3}{8EF} + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{\frac{Ga^3}{8EF} - \sqrt{D}} = \sqrt[3]{12639 + \sqrt{20,2 \cdot 10^8}} + \sqrt[3]{12639 - \sqrt{20,2 \cdot 10^8}} = 38,6 - 31,8 \approx 7 \text{ мм.}$$

Таким образом, измеренный 7-миллиметровый прогиб ремня посередине ветви от приложенного усилия 25 Н позволяет судить о достаточности предварительного натяжения ремня передачи.

Для принятия решения по техническим показателям передачи выполним её проверочный расчёт по методике, предложенной в [29].



2.6.2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ

2.1. Максимальные напряжения в ремне:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} = \frac{m}{m-1} \cdot \sigma_t + \sigma_{\text{ц}} + \sigma_{\text{ил}} = \frac{3}{3-1} 1,3 + 0,1 + 9 \approx 11 \text{ МПа},$$

где $\sigma_t = F_t / A = 583 / 448 \approx 1,3$ МПа; $\sigma_{\text{ц}} = F_{\text{ц}} / A = 44,4 / 448 \approx 0,1$ МПа; $\sigma_{\text{ил}} = E_{\text{и}} \cdot \delta / d_1 = 200 \cdot 5,6 / 125 \approx 9$ МПа (модуль упругости материала ремня при изгибе $E_{\text{и}} = 200$ МПа).

2.2. Расчётная долговечность ремня составит

$$L_h = \frac{\xi_1}{3600 \cdot v \cdot z_{\text{ш}}} \left(\frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m = \frac{2}{3600 \cdot 4,22 \cdot 2} \left(\frac{330}{11} \right)^5 \approx 1600 \text{ часов}.$$

Таким образом, сугубо ориентировочно, принимая по [26] $C=330$ МПа и по [3] $m=5$, долговечность ремня составит $L_h = 1600$ часов.

Стандарт [12] устанавливает гарантийную наработку со дня ввода ремней в эксплуатацию для плоскоремённых передач из ткани с основой и утком из комбинированных нитей 4,5 месяца. При двухсменной работе это составит 1512 часов. Привод по заданию работает примерно 4000 часов в год. Для обеспечения заданной работоспособности привода потребуется примерно 3 ремня.

2.3. Усилия, действующие на вал передачи:

$$\begin{aligned} F_a &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cdot \cos \alpha_1 - 2F_y \sin(\alpha_1 / 2)} = \\ &= \sqrt{874^2 + 291^2 - 2 \cdot 874 \cdot 291 \cdot \cos 166^\circ - 2 \cdot 44,4 \sin(166^\circ / 2)} = 1071 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где

$$F_1 = F_t \frac{m}{m-1} = 583 \frac{3}{3-1} = 874 \text{ Н}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{m-1} = 583 \cdot \frac{1}{3-1} \approx 291 \text{ Н}.$$

2.4. Угол между вектором результирующей силы и осью центров передачи:

$$\theta = \arctg \left[\frac{F_t \cdot \cos(\alpha_1 / 2)}{F_a} \right] = \arctg [583 \cdot \cos(166^\circ / 2) / 1071] = 3,8^\circ.$$

2.6.3. ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ИЗ РАСЧЁТА ПЕРЕДАЧИ

– Расчётная долговечность ремня передачи для заданных условий работы составляет 990 часов. По ГОСТ 23831-79 ресурс работы ремней из ткани с основой и утком из комбинированных нитей установлен 4,5 месяца.

– Предварительное натяжение ремня должно быть не более 700 Н; проверку натяжения проверять нагрузкой 25 Н, приложенной к середине ветви передачи, прогиб ремня должен составлять 7 мм.

– Со стороны передачи на валы при работе действует усилие 1071 Н.

2.6.4. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВА ПЛОСКОРЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1. В соответствии с расчётами и [13] (Приложение 1П, таблица 1П1) принимаем: наружный диаметр шкива $D = 125 \pm 1,6$ мм; ширину шкива $B = 90 \pm 1,5$ мм; длину ступицы (исполнение 1) $l = (60 \dots 80)$ мм.



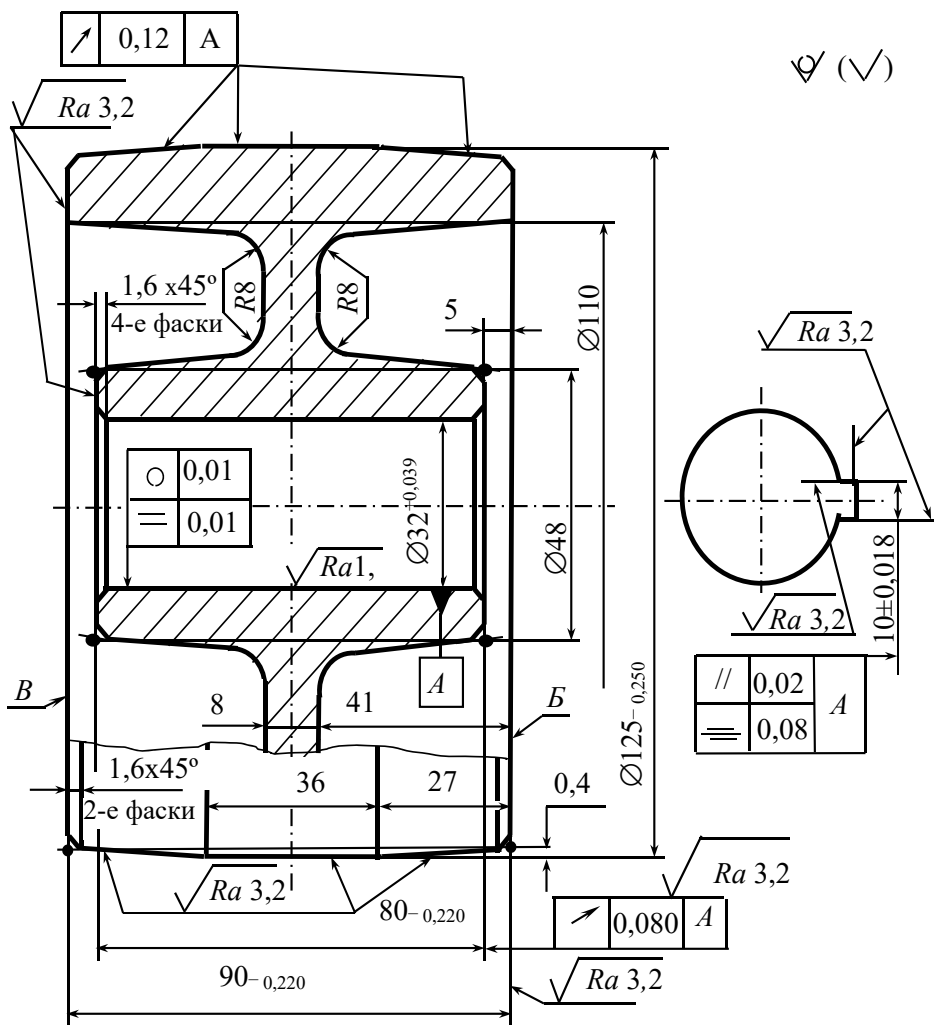


Рисунок 2.4. Эскиз малого шкива плоскоремённой передачи:
материал – СЧ 20
ГОСТ 1412-85

1. Точность отливки 8–0–0–7 ГОСТ 26645-85.
2. Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H12$, $h12$, $\pm t/2$.
3. Балансировать статически: допустимый дисбаланс 6 г·м; металл удалять с поверхностей Б и В.
4. Шероховатость поверхностей фасок не выше $Ra 6,3$.



4.2. Вращающий момент на (ведущем) шкиве составляет $T_1 = 36,42$ Н м; двигатель – асинхронный марки 4А12М4У3 (диаметр вала двигателя 32 мм, длина вала под ступицу шкива 80 мм).

4.3. Шкив устанавливается на вал двигателя по посадке $\varnothing 32 \frac{H8(+0.039)}{k6(+0.018)}$.

4.4. Разработанная в соответствии с разделом 2.4 конструкция шкива приведена на рисунке 2.4.



Глава 3. КЛИНОРЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передачи клиноремённые – передачи, состоящие из одного или нескольких клиновых ремней, надетых на желобчатые шкивы. Профили ремней из желобчатых шкивов являются такими, что ремни находятся в контакте только со стенками жёлобов (канавок), а не с их основаниями [14].

Передачи с различными видами клиновых ремней широко применяют в сельхозмашиностроении, автотракторостроении, двигателестроении, станкостроении и других отраслях машиностроения. Они просты и надежны в эксплуатации. Их используют в передачах с мощностью, не превышающей 200 кВт, и со скоростью ремня не более 30 м/с.

Клиновой эффект повышает технические возможности передачи. Относительно плоскоремённой такая передача обладает повышенной тяговой способностью при меньшем натяжении ремня, допускает меньшие углы обхвата на шкивах, меньшие межосевые расстояния, позволяет реализовывать большие передаточные числа, вызывает меньшие силы, действующие на валы и опоры.

Замена плоской конструкции ремня на клиновую (рисунок 3.1) привела к значительному увеличению толщины ремня, к дополнительным затратам энергии на изгиб и поперечную деформацию сечения ремня, к радиальному и тангенциальному скольжению рабочих поверхностей ремня относительно поверхностей шкива. Эти явления снижают КПД передачи, увеличивают непостоянство мгновенного передаточного числа, увеличивают динамические процессы в системе привода. При использовании нескольких ремней в одной передаче в результате различий геометрических размеров, структуры материалов, их упругих свойств появляются различия в натяжении ремней, что вызывает неравномерность распределения нагрузки между ремнями и снижает их долговечность.

Для расширения технических возможностей клиноремённых передач промышленностью в настоящее время выпускаются четыре вида ремней: нормального сечения (ГОСТ 1284.1-89 [18]), узкие (РТМ 40545-79, ТУ 38-1051611-84), широкие (вариаторные ГОСТ 24848.1) и вентиляторные для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов [19].

Многопрофильные ремни заменяют комплект клиновых ремней нормального или узкого сечений (рисунок 3.1в, ТУ 38.1051998-91и ТУ 38405-51/3-3-238-90).

Передачи поликлиновым ремнем (рисунок 3.1б) являются определённым развитием клиновых передач и обладают всеми их преимуществами. Поликлиновой ремень более тонкий и соответственно более гибкий, чем клиновой, допускает применение шкивов меньших размеров, поэтому передачи в заданных габаритах могут иметь большие передаточные числа. Такая передача нашла широкое применение в приводе одним ремнём агрегатов двигателей легковых автомобилей (до 7 шкивов, включая натяжной ролик). При равных передаваемых мощностях ширина поликлинового ремня значительно меньше комплекта нормальных клиновых ремней.

Клиновые и поликлиновые ремни изготавливают бесконечными. Монтаж и демонтаж таких ремней удобнее выполнять, если шкивы на валах располагать консольно. В случае отсутствия натяжного ролика в передаче один из валов пе-



редачи должен быть подвижным. Поликлиновую передачу часто используют как открытую, скорость ремня в ней не превышает 40 м/с, а мощность – 1000 кВт [26].

3.1. КОНСТРУКЦИЯ, ХАРАКТЕРИСТИКИ И РАЗМЕРЫ РЕМНЕЙ

Клиновой ремень – это ремень, поперечное сечение которого имеет основную форму в виде равнобедренной трапеции. На поперечном сечении, сохраняемом прямолинейным, трапецию определяют основанием, сторонами и вершиной ремня. Если кромки спрямлённые или закруглённые, то считают, что они находятся на пересечении удлинённых профилей основания, сторон и вершины. Конструкция передачи полностью определяется типом и размерами ремня. Бесконечные клиновые ремни (рисунок 3.1) состоят из несущего слоя 1 на основе материалов из химических волокон (кордшнур или кордная ткань), резины 3 и обёрточной ткани 2, вулканизированных в одно изделие.

Нагрузку в ремне несёт корд из синтетических шнуров, навитых по спирали в один слой. Корд вулканизирован в резиновую массу и расположен в продольном направлении на нейтральной линии, благодаря чему он разгружен от напряжений изгиба. Снаружи ремни защищены обёрткой из диагонально раскроенной ткани. В поликлиновых ремнях корд расположен в тонкой плоской части сечения ремня, сверху он закрыт несколькими слоями диагонально раскроенной ткани. Рёбра ремня защищены обёрткой. Ведутся работы по отказу обёртки рёбер. Ремни без обёртки имеют действительный коэффициент трения в 2 раза выше (коэффициент трения $f = 0,55 \dots 0,6$), что позволяет увеличивать тяговую способность и снижать натяжение ремня.

Шнуры корда изготавливают из полиэфирных и полиамидных (менее прочных) волокон с модулем упругости при растяжении $E = 300 \dots 600$ МПа, для высоконагруженных передач с малыми габаритами применяют ремни с кордом из кевлара. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность (модуль упругости при растяжении близок к $E = 2500$ МПа), и они практически не вытягиваются.

Промышленность выпускает клиновые ремни трёх типов: нормального сечения с относительной высотой $T/w_p \approx 0,7$ (0,704...0,786) [17]; узкие (РТМ 38-40545-79, ТУ 38-1051611-84) с $T/w_p \approx 0,9$ (0,91...0,95) и широкие с $T/w_p \approx 0,5 \dots 0,22$ (ГОСТ 24848.1). Размеры и технические показатели нормальных и узких ремней приведены в таблице 3.1, поликлиновых – в таблице 3.2, вентиляторных – в таблице 3.3.

В соответствии с [18] в зависимости от применяемых материалов и технологии изготовления выпускаются клиновые ремни пяти классов: 0; I; II; III; IV. Качество ремня повышается с увеличением его класса. Например, наработка на стенде с передачей мощности ремня I-го класса составляет $1,5 \cdot 10^6$ циклов перемены напряжений при удлинении ремня на 2,5%, а IV-го класса – $3,0 \cdot 10^6$ циклов при удлинении ремня на 1,5%.

Промышленность выпускает также многопрофильные клиновые ремни (рисунок 3.1в, ТУ 38.105 1998-91). Эти ремни состоят из нескольких узких или нормальных ремней, соединённых между собой тканевым слоем.



Такие ремни используют как комплект подобранных по длине клиновых ремней, работающих совместно в одной передаче. Они широко используются в сельскохозяйственной технике, например, в зерноуборочных комбайнах. Широкие клиновые ремни применяют в вариаторах. Все клиновые ремни, кроме широких вариаторных, выполняют с углом клина $\alpha = (40 \pm 1)^\circ$ в недеформированном состоянии.

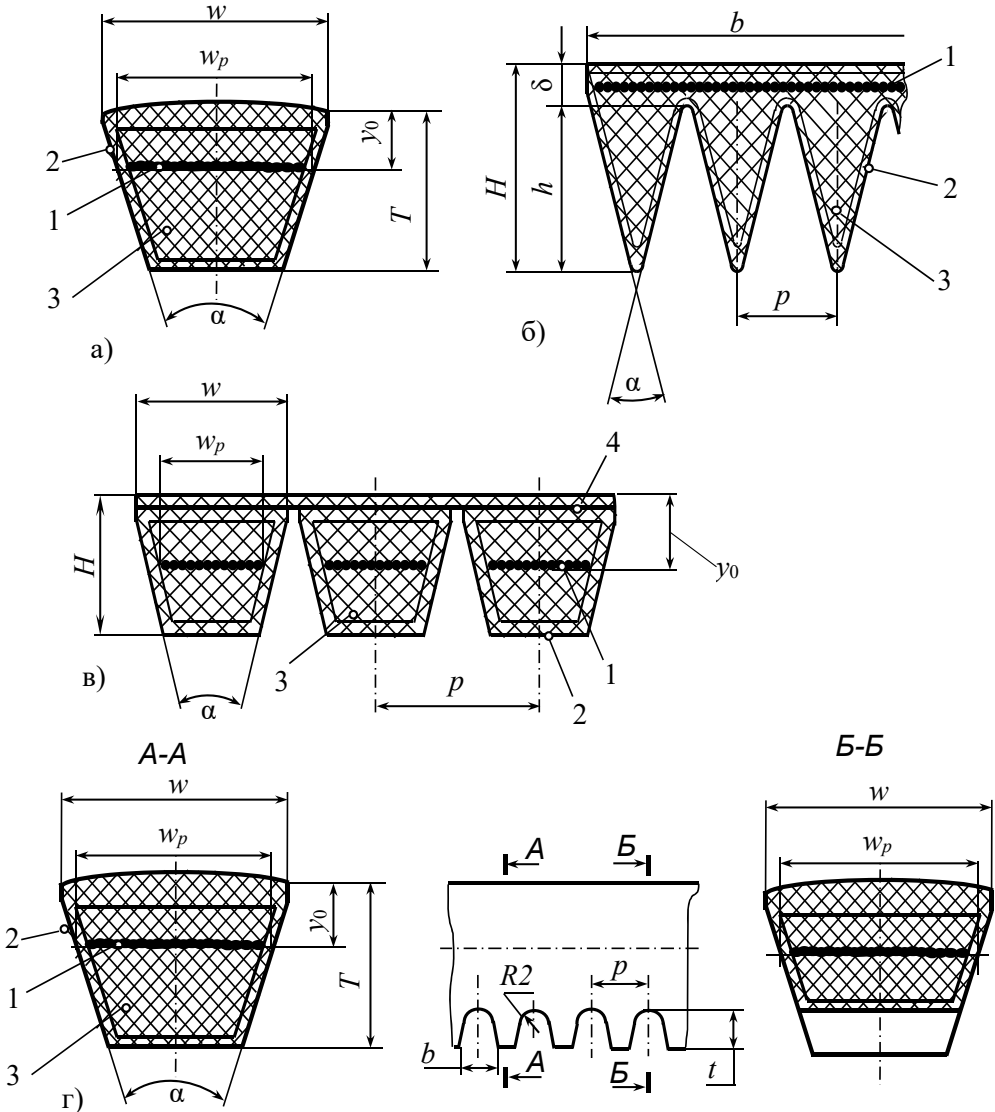


Рисунок 3.1. Конструкции клиновых ремней:

a – клинового; *б* – поликлинового; *в* – многопрофильного; *г* – вентиляторного;
 1 – кордшнур; 2 – обёртка; 3 – резина; 4 – резиноканевая пластина; w_p – начальная (расчётная) ширина; w – ширина вершины; T – высота ремня; α – угол клина ремня; p – шаг зуба; b – ширина паза; t – высота сечения между зубьями.



Исходными размерами, по которым в привод выбирается клиновой ремень промышленного изготовления, являются начальная (расчётная) ширина w_p и предельная исходная (расчётная) длина ремня L_d по нейтральному слою. Исходные длины ремней назначают по нормальному ряду чисел. Для клиновых ремней нормального сечения по $R20$ либо по $R40$; для узких и поликлиновых – по $R20$. Пределы длин приведены в таблицах 3.1 и 3.2.

Для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов применяют ремни вентиляторные клиновые, изготавливаемые промышленностью в соответствии с ГОСТ 5813-93 [19]. Вентиляторные ремни изготавливают двух типов (I узких и II нормальных сечений) и двух классов (1-го класса с полиамидным кордшнуром, 2-го с полиэфирным кордшнуром).

Таблица 3.1. Параметры клиновых ремней нормальных и узких сечений

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения, мм ²	Предельные исходные длины ремней, мм	Масса 1 м длины, кг/м	Минимальный исходный диаметр шкивов, мм	Вращающий момент, Нм
		w_p	w	T	y_0					
Нормального сечения ГОСТ 1241.1	<i>Z</i>	8,5	10	6	2,1	47	400...3150	0,06	50	< 30
	<i>A</i>	11	13	8	2,8	81	560...4500	0,10	75	15...60
	<i>B</i>	14	17	11	4,4	138	630...6300	0,18	125	50...150
	<i>C</i>	19	22	14	4,8	230	1800...100 000	0,30	200	120...600
	<i>D</i>	27	32	19	6,9	476	3150...15 000	0,60	355	450...240
Узкого сечения РТМ38-49545-79 и ТУ 38-1051611-84	<i>SPZ</i>	8,5	10	8	2,0	56	630...3550	0,07	63	< 150
	<i>SPA</i>	11	13	10	2,8	98	800...4500	0,12	90	90...400
	<i>SPB</i>	14	17	13	3,5	159	1250...8000	0,20	140	300...2000
	<i>SPC</i>	19	22	18	4,8	278	2000...8000	0,37	224	>1500

Примечание. Минимальный исходный диаметр шкивов $d_{d \min}$ установлен по [15].



Таблица 3.2. Поликлиновые ремни ТУ 105763-84:
размеры и технические параметры

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения при 10 ребрах, мм ²	Предельные длины, мм	Масса 1 м длины при 10 ребрах, кг/м	Число рёбер		Диаметры шкивов, мм		Вращающий момент, Нм
								рекомендуемое	допускаемое			
	<i>p</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	δ	<i>A</i> ₁₀	<i>L</i>	<i>q</i>			<i>d</i> _{min}	<i>d</i> _{max}	<i>T</i> ₁
К	2,4	4,0	2,35	1,0	72,5	400...2000	0,09	2...36	36	40	500	< 40
Л	4,8	9,5	4,85	2,4	356	1250...4000	0,45	4...20	50	80	800	18...400
М	9,5	16,7	10,35	3,5	1137	2000...4000	1,6	4...20	50	180	1000	>180

Таблица 3.3. Технические параметры вентиляторных клиновых ремней

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Минимальный исходный диаметр шкивов, мм	Предельные исходные длины ремней, мм	Угол клина ремня
		<i>w</i> _p	<i>w</i>	<i>T</i>			
I	8,5×8	8,5	10,5	8,0±0,5	71	710...1500	40±1°
	11×10	11,0	13,0	10,0±0,6	90	750...1650	
	14×13	14,0	17,0	13,0±0,6	140	1000...2000	
II	12,5×9,0	12,5	15,0	9,0±0,6	80	595*...1120*	
	14,0×10,0	14,0	17,0	10,0±0,6	90	602*...1437*	
	16,0×11,0	16,0	19,0	11,0±0,75	106	1043*...1650*	
	19,0×12,5	19,0	22,0	12,5±0,75	125	973*...1550*	
	21,0×14,0	21,0	25,0	14,0±1,0	140	975*...1950*	

Примечание. * Ремни, находящиеся в эксплуатации.

Заводы-изготовители комплектуют ремни по группам в пределах допуска на длину ремня. Комплект ремней, входящих в одну передачу, составляют из ремней одной группы. При работе ремней комплектами в случае отказа одного из ремней снимают весь комплект. Ремни, бывшие в употреблении, подбирают в отдельные комплекты.

Критериями отказа и предельного состояния ремней считают обрыв, трещины глубиной до несущего слоя, расслоение более чем на 1/3 длины и невозможность компенсации удлинения в приводе машины. Средний ресурс ремней,



установленный ГОСТ 1284.2-89, приведён в таблице 3.4; средний ресурс вентиляторных ремней – в таблице 3.5 [19].

Таблица 3.4. Ресурс ремней в эксплуатации

Наименование показателя		Ресурс ремня в часах для классов ремней			
		I	II	III	IV
1. Для самоходных и прицепных сельхозмашин, T_p , не менее:	в простых контурах	800	850	1500	1700
	в сложных контурах	450	500	750	800
2. Для промышленного оборудования и стационарных сельхозмашин в среднем режиме работы, $T_{p(ср)}$		2000	2500	2700	3700

Таблица 3.5. Средний ресурс вентиляторных ремней в эксплуатации

Назначение ремней	Средний ресурс T_p ремней	
	1-го класса	2-го класса
Для легковых автомобилей, тыс. км, не менее	110	130
Для грузовых автомобилей и автобусов, тыс. км, не менее	90	110
Для комбайнов, моточасов, не менее, в том числе с двигателями, оснащёнными устройствами, обеспечивающими постоянно натяжения ведомой ветви ремня	1600	1800
Для тракторов, моточасов, не менее	2500	2800
Для тракторов марок МТЗ-100, Т-40, Т-25, моточасов, не менее	3000	4000

При лёгких, тяжёлых и очень тяжёлых режимах работы на промышленном оборудовании и стационарных сельхозмашинах расчётный ресурс ремней T_p вычисляют по формуле:

$$T_p = T_{p(ср)} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (3.1)$$

где K_1 – коэффициент режима работы, $K_1 = 2,5$ – для лёгкого режима работы; $K_1 = 1$ – для среднего режима работы; $K_1 = 0,5$ – для тяжёлого режима работы и стационарных сельскохозяйственных машин; $K_1 = 0,25$ – для очень тяжёлого режима работы, перекрёстных и полуперекрёстных передач и двух шкивных передач с натяжным роликом вне контура; K_2 – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации, $K_2 = 1$ – для центральных и других зон, кроме районов с холодным и очень холодным климатом; $K_2 = 0,75$ – для районов с холодным и очень холодным климатом.

Условное обозначение ремней. В технической литературе в соответствии со стандартами [18] и [20] ремни обозначают следующим образом.

– Ремень сечения C с расчётной длиной 2500 мм для районов с умеренным климатом:

Ремень C – 2500 ГОСТ 1284.1;



– То же, для районов с холодным и очень холодным климатом:

Ремень С – 2500 ХЛ ГОСТ 1284.1.

– Ремень гладкий 2-го класса I типа, сечения 14×13 с исходной (расчётной) шириной 13 мм и длиной 1030 мм:

Ремень 2 кл. I – 14×13 – 1030 ГОСТ 5813-93.

– То же для зубчатых ремней:

Ремень зубчатый 2 кл. I – 14×13 – 1030 ГОСТ 5813-93.

– То же для ремней, предназначенных для районов с холодным климатом:

Ремень 2 кл. I – 14×13 – 1030 ХЛ ГОСТ 5813-93.

– То же для ремней, предназначенных для районов с тропическим климатом:

Ремень 2 кл. I – 14×13 – 1030 Т ГОСТ 5813-93.

На каждый приводной клиновой ремень нормальных сечений и вентиляторный наносится маркировка в соответствии с [18] и [20] соответственно.

3.2. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КЛИНОВОГО РЕМНЯ СО ШКИВОМ

Клиновая форма ремня значительно усложняет процессы взаимодействия контактирующих поверхностей ремня и шкивов. Параметр m в формуле (2.18) относительно плоскоремённой передачи изменится и примет вид:

$$F_1/F_2 = e^{f' \cdot \alpha_c} = m, \quad (3.2)$$

где f' – приведенный коэффициент трения,

$$f' = f/\sin(\alpha/2). \quad (3.3)$$

Угол клина жёлоба (канавки) шкива зависит от его диаметра и составляет $\alpha = 34^\circ \dots 40^\circ$, поэтому для таких углов $f' = (3,4 \dots 2,9)f$. Таким образом, в клиноремённой передаче условные силы трения между ремнём и шкивом примерно в три раза выше, чем в передаче с плоским ремнём. На ведущий шкив ремень набегает ветвью, растянутой усилием F_1 , и по мере контакта со шкивом на дуге скольжения остаётся практически на неизменном радиусе. В силу заклинивающего действия на контактирующих поверхностях коэффициент трения меняется слабо и составляет $f'_1 = f/\sin(\alpha/2)$. На ведомом шкиве ремень входит в жёлоб с усилием $F_2 < F_1$, и по мере обегания шкива его натяжение увеличивается. Поэтому ремень на дуге охвата перемещается в тангенциальном и радиальном направлениях. Тангенциальная составляющая силы трения здесь уменьшается, и тяговая способность снижается. Помимо этого, вследствие большой жёсткости клиновых ремней реальный угол обхвата будет ниже теоретического, рассчитанного по формуле (2.6). Отмеченные обстоятельства показывают, что тяговая способность передачи лимитируется сцеплением ремня с ведомым шкивом. Натяжение ветвей ремня находится из уравнений (3.4)



$$\left. \begin{aligned}
 F_t &= \frac{m-1}{m}(F_1 - F_u), \\
 F_1 &= \frac{m}{m-1}F_t + F_u, \\
 F_2 &= \frac{F_t}{m-1} + F_u, \\
 2F_{0n} &= F_1 + F_2 - \chi F_u,
 \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

где m определяется по (3.2); F_u – центробежная сила, (для данных по таблице 3.1 формула (2.23) преобразуется в формулу: $F_u = q \cdot v^2$, Н; q – масса 1 м длины, кг/м ($\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$), v – скорость ремня, м/с).

Учесть при расчёте отмеченные процессы достаточно сложно. Поэтому в инженерной практике расчёт передач с клиновыми и поликлиновыми ремнями ведут по углу обхвата α_1 на меньшем шкиве и с приведённым коэффициентом трения по (3.3). По данным испытаний на стальных и чугунных шкивах [27] действительный коэффициент трения f между поверхностями контакта ремня с обёрткой и шкива колеблется в пределах 0,34...0,4; для ремней без обёртки – 0,55...0,60 [26], [27].

В том случае когда ремни применяются в групповом приводе, процессы взаимодействия ремня со шкивом усложняются. Это связано с большим разбросом значений модулей упругости при растяжении, изгибе и сжатии ремня. Эти показатели зависят от конструкции ремня, материала корда, резины, технологии изготовления и др. Например, по данным [27], статический модуль упругости узких клиновых ремней составлял: при полиэфирном кордшнуре 370...420 МПа, анидном – 120 МПа, вязкой ткани – 425 МПа. Для снижения влияния разброса модуля упругости на долговечность многоручьёвой передачи её ремни устанавливают в комплекте, а к шкиву предъявляют более высокие требования к качеству изготовления. Под комплектом понимают два или более ремня, предназначенных для работы в групповом приводе. Комплект составляют из ремней одного класса, одного сечения, одной группы и одного сорта [19].

Для обеспечения работы в простых передачах ремень предварительно натягивают в покое с усилием $2F_{0n} = F_1 + F_2 - \chi F_u$; коэффициент χ учитывает снижение сил прижатия ремня к шкиву от действия центробежных сил. Для передач с традиционными ремнями в расчётах принимают $\chi = 0$ (в запас тяговой способности), при автоматическом натяжении ремня $\chi = 1$.

По результатам испытаний рекомендуют проектировать передачи, в которых предварительное натяжение находится в пределах

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	K	L	M
Значение	11...	20...	35...	60...	130...	190...	15...	100...	450...
$2F_{0n}$, ДаН	17	30	50	85	180	270	25	150	680



3.3. РАСЧЁТ И КОМПОНОВКА КЛИНОРЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.3.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Задача проектного расчёта состоит в определении вариантов основных геометрических параметров передачи с целью выявления её оптимальной конструкции, обеспечивающей заданный срок службы. Решение задачи имеет высокую степень неопределённости. Результатом расчёта является определение конструкции ремня, его сечения, числа ремней или рёбер (поликлиновая передача), геометрических размеров передачи, её конструкции и обеспечение требуемого срока службы.

Тип ремня в передаче практически всегда определяется её служебными свойствами. Например, вентилаторные ремни применяются преимущественно в ДВС. Помимо открытых передач большой мощности поликлиновые ремни широко применяются в многошквинных передачах двигателей легковых автомобилей. Многопрофильные ремни получили большое распространение в сельскохозяйственной технике, например в зерновых комбайнах и т. п.

Для заданного техническим заданием момента сопротивления в приводе из возможных сечений ремня предпочтение следует отдавать меньшему. При одинаковых габаритах передачи ремни с меньшим сечением имеют меньшие напряжения изгиба, их ресурс и КПД выше, при равных КПД и ресурсе – меньше габариты передачи в межосевом направлении, но растёт ширина, так как увеличивается число ремней в передаче.

Аналогично плоскоремённой передаче 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 межосевом направлении.

В клиноремённой передаче вводится понятие «исходного диаметра шкива» (ранее было понятие «расчётного диаметра шкива» – диаметр цилиндра, по которому располагается нейтральный слой корда) [14]. В стандартах [16], [17], [18], [19], на основании научно-исследовательских работ и опыта эксплуатации передач в приводах различных машин приведены минимально допустимые исходные диаметры шкивов (таблицы 3.1...3.3). Применение шкивов с диаметром меньше $d_{d \min}$ резко снижает долговечность, тяговую способность и КПД передачи. Например, по данным [26], для ремня сечением C при уменьшении диаметра шкива с 200 мм до 160 мм ресурс снизился в 3 раза, а при увеличении до 250 мм – увеличился в 3,7 раза.

Практикой выработана следующая последовательность таких расчётов.

1. Исходя из условий технического задания, передаваемой мощности и частоты вращения малого (часто ведущего) шкива назначают тип ремня и его сечение. ГОСТ 1284.3 [20] предлагает назначать стандартные сечения в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения малого шкива (рисунок 3.2). Ремни сечения Z применяют при передаваемых мощностях до 2 кВт, сечения EO – до 200 кВт (в работе не рассматриваются).



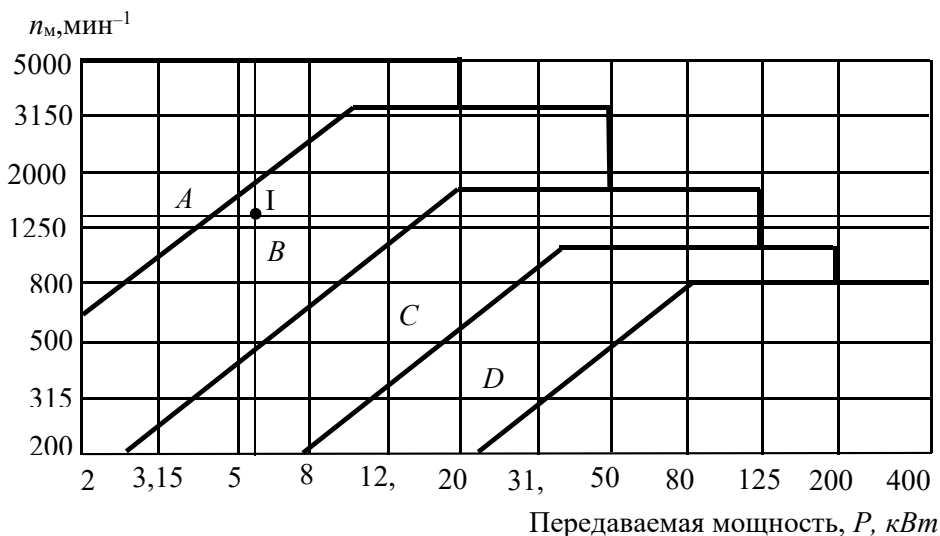


Рисунок 3.2. К выбору сечения ремня в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения малого шкива

Например, при передаваемой передаче мощности 5,4 кВт и частоте вращения малого шкива 1445 мин⁻¹ следует назначить ремень сечением *B* (точка *I* на рисунке 3.2), минимальный исходный диаметр малого шкива $d_{d \min} = 125$ мм.

Расчётный диаметр (d_1 , мм) малого шкива находят по уравнению:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{T_1}, \quad (3.5)$$

где T_1 – вращающий момент на быстроходном валу, Н м; C – коэффициент, учитывающий конструкцию ремня: $C = 38 \dots 42$ для ремней нормального сечения, $C = 30$ для узких и поликлиновых ремней.

2. Полученное значение необходимо согласовать с рекомендуемым исходным диаметром шкива $d_{d \min}$ по таблицам 3.1 или 3.2, принимая $d_1 > d_{d \min}$ и округляя до целого числа по стандартному значению из ряда *R20*.

3. Аналогично плоскоремённой передаче находят расчётный диаметр большого шкива:

$$d_2 = (1 - \xi) u d_1, \quad (3.6)$$

где ξ – коэффициент скольжения, принимаемый 0,01.

4. Полученное значение также округляют по стандартному ряду *R20*.

5. По принятым величинам d_1 и d_2 уточняют передаточное число передачи ($u = d_2 / d_1$; расхождение с заданным не более 2%) и рассчитывают предварительное значение (a) межосевого расстояния:

$$\left. \begin{aligned} a_{\min} &= 0,5(d_1 + d_2) + 3T; \\ a_{\max} &= 2(d_1 + d_2); \\ a &= 1,5d_{\sigma} / \sqrt[3]{u}, \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

где $d_{\sigma} = d_2$; T – высота ремня (рисунок 3.1).



6. Для принятых значений вычисленных параметров по (2.7) находят длину ремня и назначают её стандартную величину (таблица 3.6).

Таблица 3.6. Стандартные длины клиновых ремней

Расчётная длина ремня, L_p , мм	Сечение ремня						Расчётная длина ремня, L_p , мм	Сечение ремня					
	Z	A	B	C	D	E		Z	A	B	C	D	E
400	+	-	-	-	-	-	2800	+	+	+	+	+	-
450	+	-	-	-	-	-	3150	+	+	+	+	+	-
500	+	-	-	-	-	-	3550	-	+	+	+	+	-
560	+	+	-	-	-	-	4000	-	+	+	+	+	+
630	+	+	+	-	-	-	4500	-	+	+	+	+	+
710	+	+	+	-	-	-	5000	-	-	+	+	+	+
800	+	+	+	-	-	-	5600	-	-	+	+	+	+
900	+	+	+	-	-	-	6300	-	-	+	+	+	+
1000	+	+	+	-	-	-	7100	-	-	-	+	+	+
1120	+	+	+	-	-	-	8000	-	-	-	+	+	+
1250	+	+	+	-	-	-	9000	-	-	-	+	+	+
1400	+	+	+	-	-	-	10000	-	-	-	+	+	+
1600	+	+	+	-	-	-	11200	-	-	-	-	+	+
1800	+	+	+	+	-	-	12500	-	-	-	-	+	+
2000	+	+	+	+			14000	-	-	-	-	+	+
2240	+	+	+	+	+	-	16000	-	-	-	-	-	+
2500	+	+	+	+	+		18000	-	-	-	-	-	+
Разность между расчётной и внутренней длиной ремня, ΔL , мм								25	33	40	59	76	95

Примечания. 1. Таблица составлена по данным [17].

2. В таблицу не включены сечения EO и 40×20 и длины ремней, требующие согласования с производителями продукции.

7. Для установленной стандартной длины ремня по (2.8) выполняют уточнение межосевого расстояния передачи. В конструкции привода необходимо предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на величину $0,01L$ и его увеличения на $0,025L$ для клиновых ремней с целью свободного надевания ремня на шкивы и подтягивания по мере вытяжки в процессе эксплуатации передачи. Для поликлиновых ремней эти величины составляют: $0,013L$ – уменьшение межосевого расстояния и $0,02L$ – увеличение.

8. Определяют по (2.6) α_1 – угол обхвата на малом шкиве, который для клиновых передач должен быть более 90° (лучше – более 110°).

9. Вычисляют по (2.4) линейную скорость ремня, по (2.16) частоту пробегов.

10. В том случае когда ремень в передачу выбирают по ГОСТ 1284.3 [20], расчётную мощность, передаваемую приводом, находят по формуле

$$P = C_p \cdot P_{\text{ном}}, \quad (3.8)$$



где C_p – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и режим работы привода; $P_{ном}$ – номинальная мощность, передаваемая приводом, кВт.

Аналогично плоскоремённым передачам коэффициент динамичности и режима работы учитывает работу машины, двигателя и продолжительность работы. Значения C_p следует назначать по таблице 2.9.

11. Число клиновых ремней в передаче определяют из выражения:

$$z' = F_t / (C_z A_1 [\sigma]_t) \quad (3.9)$$

где z' – предварительное расчётное число ремней; F_t – окружное усилие в Н по (2.10); A_1 – площадь сечения ремня по таблице 3.1; $[\sigma]_t$ – допускаемое полезное напряжение, C_z – коэффициент распределения нагрузки по ремням передачи (в предварительных расчётах принимается равным 1).

Мировые производители выпускают ремни разной конструкции, с разными материалами корда и других составляющих, изготавливают их по разным технологиям, поэтому тяговая способность ремней и долговечность значительно разнятся. В целях унификации ИСО предложила методику расчётов передач, по которой $m_0 = 5$, $\psi = 0,67$; ресурс до разрушения $L_h = 24\,000$ чв. За базовую принята исходная передача с $z_{ш} = 2$; $u = 1$; $\gamma = 180^\circ$, с ремнями нормального сечения.

Исходное полезное напряжение в такой передаче определяют по формуле:

$$\sigma_{t0} = \frac{5,55}{v^{0,09}} - 6 \cdot \frac{w_p^{1,57}}{d_e} - 10^{-3} v^2, \quad (3.10)$$

где σ_{t0} – исходное полезное напряжение, МПа; v – частота пробегов, c^{-1} ; v – скорость ремня, м/с; w_p – расчётная (начальная) ширина ремня, мм; d_e – эквивалентный диаметр в мм

$$d_e = d_1 \cdot \kappa_n, \quad (3.11)$$

здесь κ_n – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах:

$$\kappa_n = \left\{ 2 \cdot \left[0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{u+1}{2 \cdot u} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1}. \quad (3.12)$$

Для узких ремней полезное напряжение в МПа находят по зависимости:

$$\sigma_{t0} = (27,1 - 5,11 \cdot \lg v) \cdot w_p^{-0,42} - 49 \cdot \frac{w_p}{d_e} - 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 \quad (3.13)$$

(обозначения и размерности величин в формуле аналогичны (3.10)).

Для поликлиновой полезное напряжение исходной передачи с $z_{ш} = 2$ при $u = 1$; $\alpha = 180^\circ$; $L_h = 24\,000$ ч, $m = 5$ ($\psi = 0,67$) и длиной ремня L_0 (таблица 3.7) находят по формуле:

$$\sigma_{t0} = \frac{a_1}{v^{0,09}} - \frac{a_2}{d_e} - a_3 \cdot v^2, \quad (3.14)$$



где a_1, a_2, a_3 – коэффициенты, учитывающие конструкцию и сечение ремня (таблица 3.7); v – частота пробегов, c^{-1} ; d_e – эквивалентный диаметр, мм; v – скорость ремня, м/с.

Таблица 3.7. Значение коэффициентов a_1, a_2, a_3 и длины ремня L_0

Параметры	Сечение ремней		
	К	Л	М
Исходная длина ремня L_0 , мм	710	1600	2240
Коэффициент a_1	8,8	6,18	6,83
Коэффициент a_2	146	247	600
Коэффициент a_3	$10,4 \cdot 10^{-4}$	$11,0 \cdot 10^{-4}$	$11,0 \cdot 10^{-4}$

По исходной формуле ИСО разработаны расчётные данные большинства фирм, выпускающих ремни. В нашей стране действует ГОСТ 1284.3-96 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности» [20]. Данные в стандарте представлены в табличном виде. Стандарт соответствует международному стандарту ИСО 5292-80 в части расчёта номинальной мощности. Расчёты по формуле (3.10) по данным [26] расходятся с расчётами по [20] на 2...3%, но они позволяют проанализировать влияние различных параметров на конструкцию передачи с поиском лучших вариантов. По этой причине в работе рассмотрена методика, базирующаяся на исходной формуле ИСО. Допускаемое полезное напряжение (МПа) для всех клиноремённых передач при заданных условиях работы находят по формуле:

$$[\sigma]_t = \sigma_{j0} \cdot C_\alpha / C_p, \quad (3.15)$$

где σ_{j0} – исходное полезное напряжение, МПа – для ремней нормального сечения определяют по формуле (3.10); для узких клиновых ремней – по (3.13); C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность передачи, для нормальных и узких клиновых ремней при угле обхвата $\alpha = 150^\circ \dots 180^\circ$

$$C_\alpha = 1 - 0,0025 \cdot (180^\circ - \alpha). \quad (3.16)$$

На всем диапазоне углов обхвата по [26] для всех типов клиноремённых передач более точно C_α определяют по зависимости:

$$C_\alpha = (e^\omega - 1) \cdot m_0 / (e^\omega \cdot (m_0 - 1)), \quad (3.17)$$

где ω – показатель степени: $\omega = (\ln m_0) \cdot (\alpha_1 / 180^\circ)$, α_1 – угол обхвата в градусах; m_0 – параметр, соответствующий оптимальному значению коэффициента тяги, для рассматриваемых передач $m_0 = 5$, $\psi = 0,67$; C_p – коэффициент режима работы, учитывающий возможные кратковременные перегрузки сверх учтённого $\psi = 0,67$, его значения приведены в таблице 2.9.

Для заданных условий работы допускаемое полезное напряжение в МПа для передач с поликлиновым ремнём находят по формуле:

$$[\sigma]_t = \sigma_{j0} \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p, \quad (3.18)$$

где σ_{j0} – полезное напряжение исходной передачи (3.14); C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на его долговечность



$$C_L = 1 + 2,4 \cdot [(L/L_0)^{0,09} - 1], \quad (3.19)$$

здесь L – выбранная длина ремня по таблице 3.2; L_0 – исходная длина ремня по таблице 3.7.

Обычно ремённая передача включает в себя несколько ремней, подобранных по длине в комплект. Из-за разной в пределах допуска длины ремней, отличий механических характеристик их материалов распределение нагрузки между отдельными ремнями комплекта будет различной. В расчётах это учитывают коэффициентом распределения нагрузки по ремням – C_z . В начале полагают равномерное распределение нагрузки по ремням ($C_z = 1$), после предварительного расчёта числа ремней z' по формуле (3.9) вносят соответствующую поправку: при $z' = 2...3$ принимают $C_z = 0,95$; при $z' = 4...6$ $C_z = 0,9$; при $z' > 6$ $C_z = 0,75$ [26]. Затем расчёт повторяют, уточняя число ремней,

$$z = F_t / (C_z A_1 \cdot [\sigma]_t),$$

где z – уточнённое расчётное число ремней в передаче; F_t – окружное усилие, Н, по (2.10); A_1 – площадь сечения ремня по таблице 3.1; $[\sigma]_t$ – допускаемое полезное напряжение в МПа по (3.15).

Для поликлиновой передачи число рёбер ремня рассчитывают относительно ремня с 10 рёбрами:

$$z = F_t \cdot 10 / (A_{10} \cdot [\sigma]_t), \quad (3.20)$$

где A_{10} – площадь сечения ремня с 10 рёбрами (таблица 3.2); $[\sigma]_t$ определяют по (3.18).

Выявленные показатели условий работы передачи позволяют уточнить коэффициент тяги относительно ранее принятого $\psi = 0,67$ и вычислить по нему параметр m .

$$\psi = \psi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p, \quad (3.21)$$

где $C_L = 1$ для клиновых ремней, для поликлиновых находят по (3.19).

$$m = (1 + \psi) / (1 - \psi). \quad (3.22)$$

Полученное число ремней (рёбер для поликлиновой) в передаче в совокупности с рассчитанными другими показателями позволяет приступить к компоновке передачи и разработке конструкции шкивов.

Для преодоления момента сопротивления на ведомом шкиве привода требуется реализовать необходимое окружное усилие F_t для чего следует предварительно создать натяжение ремней привода. Усилия натяжения ветвей одного ремня находят по (3.4).

$$F_1^1 = \frac{m}{m-1} F_t^1 + F_u^1 = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{F_t}{z} + F_u^1; F_2^1 = \frac{1}{m-1} F_t^1 + F_u^1 = \frac{1}{m-1} \cdot \frac{F_t}{z} + F_u^1,$$

где F_1^1 и F_2^1 – усилия в ведущей и ведомой ветвях одного ремня передачи; m – уточнённое значение параметра, найденное по (3.21) и по (3.22); $F_{ц}^1$ – центробежная сила одного ремня, $F_{ц}^1 = qv^2$ (q – масса 1 м длины ремня, кг/м).

Усилия натяжения одного ремня передачи в покое составит

$$F_{0n}^1 = 0,5 (F_1^1 + F_2^1) - \chi F_{ц}^1, \quad (3.23)$$



где χ – коэффициент снижения прижатия ремня к шкиву от действия центробежных сил; $0 \leq \chi \leq 1$, зависит от соотношения жёсткости ремня и деталей передач, для передач с традиционными ремнями его принимают равным нулю в запас тяговой способности, при автоматическом натяжении $\chi = 1$.

При компоновке передачи необходимо предусматривать возможность натяжения ремня и контроль величины натяжения. Натяжение клиновых ремней нормального и узкого сечений устанавливают и контролируют аналогично плоским. Величину начального натяжения одного ремня передачи находят по (3.23), величину прогиба рассчитывают [20] по формуле

$$f = 1,55 a / 100, \quad (3.24)$$

где a – межосевое расстояние в мм.

Нагрузку G на ветвь определяют по зависимости

$$G = (C F_{0n}^1 + F_{\text{дон}}) / 16, \quad (3.25)$$

где C – коэффициент, равный 1,2...1,4 для нового ремня и $C = 1$ для приработанного ремня; $F_{\text{дон}}$ – принимают в зависимости от сечения ремня [3], [20]:

Сечение ремня	Класс	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
Значение $F_{\text{дон}}, H$	I, II	5	5	10	15	35	50	30	40	80	150
	III, VI	10	10	20	30	40	55	–	–	–	–

Для поликлиновой передачи стрелу прогиба находят по (2.25) с учётом данных, приведённых ниже.

Жёсткость, нагрузка на ветвь, начальное натяжение, приходящиеся на одно ребро ремня, H

Сечение ремня	Жёсткость EF'	Нагрузка на ветвь, G'	Начальное натяжение, $2F'_{0n}$
K	$(0,8 \dots 1,0) \cdot 10^4$	2	20
L	$(2,6 \dots 2,9) \cdot 10^4$	4	100
M	$(3,4 \dots 3,8) \cdot 10^4$	6	300

При работе передачи на её валы действуют усилия, которые находятся по зависимости [29]

$$F_a = z(\sqrt{(F_1^1)^2 + (F_2^1)^2 - 2F_1^1 F_2^1 \cdot \cos \alpha_1} - 2F_u \sin(\alpha_1 / 2)), H. \quad (3.26)$$

Угол между вектором результирующей силы и осью центров передачи:

$$\theta = \arctg[F_t \cos(\alpha_1 / 2) / F_a].$$

3.4. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РЕМНЕЙ

Долговечность ремня при эксплуатации передачи зависит от многих факторов: качества ремня (класса), диаметра меньшего шкива, предварительного натяжения, нагрузки, межосевого расстояния, числа ремней и количества шкивов в передаче, условий эксплуатации и др. Стандарт [18] устанавливает ресурс ремней в эксплуатации различных сельскохозяйственных машин и промышленного оборудования (таблица 3.8).

Режим работы передачи устанавливают по ГОСТ 1284.3 [20] (таблица 2.9).



Для определения ресурса ремней передач, работающих в машинах с лёгкими, тяжёлыми и очень тяжёлыми условиями, применяют зависимость

$$T_p = T_{p(\text{cp})} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (3.27)$$

где K_1 – коэффициент режима работы (равный: 2,5 – для лёгкого режима работы; 1 – для среднего; 0,5 – для тяжёлого; 0,25 – для очень тяжёлого, а также для перекрёстных, полуперекрёстных передач и двух шкивных передач с натяжным роликом вне контура); K_2 – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации (равный: 1 – для центральных и других зон, кроме районов с холодным и очень холодным климатом; 0,75 – для районов с холодным и очень холодным климатом).

Таблица 3.8. Ресурс ремней в эксплуатации

Машины и промышленное оборудование, обозначение показателя	Класс ремня				
	–	I	II	III	VI
Самоходные и прицепные сельхозмашины, T_p :	Ресурс ремней в часах				
простые контуры	Не менее	800	850	1500	1700
сложные контуры		450	500	750	800
Промышленное оборудование и стационарные сельхозмашины со средним режимом работы, $T_{p(\text{cp})}$	–	2000	2500	2700	3700

Таким образом, для передач, рассчитанных по методике [18], ресурс ремней в эксплуатации должен соответствовать значениям, определённым по (3.27) и данным таблицы 3.8.

В том случае, когда рассчитанная передача не обеспечивает требуемую долговечность работы, а повысить её путём увеличения числа ремней не представляется возможным, то следует выполнить перерасчёт передачи, увеличив диаметр малого шкива и расчётную длину ремня. При этом ориентировочно можно считать, что при переходе к большему диаметру ресурс возрастает примерно пропорционально отношению диаметров в 6-й степени, т. е.

$$T_p = T_{p1} (d_1 / d_{1(6)})^6,$$

где T_p – ресурс вновь рассчитываемой передачи, d_1 – диаметр вновь рассчитываемой передачи; T_{p1} и $d_{1(6)}$ – ресурс и диаметр шкива предшествующего варианта.

3.5. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ ШКИВОВ

В процессе работы рабочие поверхности ремня и шкива, передавая тяговую нагрузку, подвергаются износу и нагреву. Поэтому материал шкива должен обеспечивать передачу нагрузки, получение требуемых размеров, качество рабочих поверхностей, обладать достаточной теплопроводностью и выдерживать действия окружающей среды. Наибольшее применение для шкивов нашли отливки из серого чугуна, стали (отливки, прокат). Конструирование отливок подробно рассмотрено в [31]. В соответствии со стандартами [15], [21] шкивы для



приводных клиновых ремней состоят из следующих основных конструктивных элементов:

- 1) обода с канавками для ремней;
- 2) ступицы с отверстием под вал;
- 3) центра. В том случае когда размер между внутренним диаметром обода и наружным диаметром ступицы мал, технологически целесообразно выполнять монолитные шкивы (тип 1, тип 2 и тип 3, применяемые для ремней сечений *Z* и *A* по стандарту [21]); с ростом размера ступицу и обод соединяют центром, а при больших размерах – спицами (типы шкивов 4...9 для сечений ремня *Z, A, B, C, D, E* [15], [21], приложение 3П).

Взаимное положение обода шкива и ступицы определяется компоновкой привода и выбирается из вариантов, приведённых в приложении 3П.

Диаметр ступицы под вал устанавливается по методике, изложенной в приложении 2П (более подробно в [30]).

Конструкция профиля канавок для классических (обычных) и узких клиновых ремней приведена на рисунке 3.3, а размеры профиля канавок шкивов – в таблице 3.9.

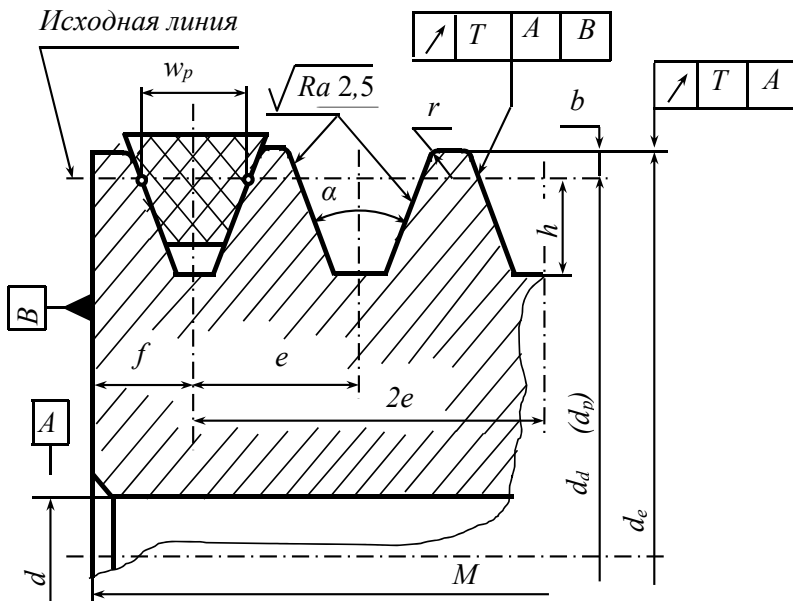


Рисунок 3.3. Конструкция профиля канавок шкивов для нормальных и узких клиновых ремней:

- w_p (w_d) – начальная (расчётная) ширина канавки; d_a (d_p) – начальный (расчётный) диаметр; b – глубина канавки над расчётной шириной; h – глубина канавки ниже расчётной ширины; e – расстояние между осями канавок; f – расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива; d_e – наружный диаметр шкива; M – ширина шкива; r – радиус закругления верхней кромки канавки; α – угол канавки шкива; d – диаметр отверстия под вал.



Таблица 3.9. Размеры профиля канавок шкивов нормальных и узких клиновых ремней, мм

Сечение ремня	w_p	b_{\min}	h_{\min}	E	Σ откл. размера e	f	r	$d_d (d_p)$ для угла канавки, α			
								34°	36°	38°	40°
Z	8,5	2,5	7,0	12±0,3	±0,6	8±1	0,5	50... 71	80... 100	112... 160	≥ 180
	11,0	3,3	8,7	15±0,3	±0,6	10 ⁺² ₋₁	1,0	75... 112	125... 160	180... 400	≥ 450
B	14,0	4,2	10,8	19±0,4	±0,8	12,5 ⁺² ₋₁		125... 160	180... 224	250... 500	≥ 560
C	19,0	5,7	14,3	25,5±0,5	±1,0	17 ⁺² ₋₁	1,5	–	200... 315	355... 630	≥ 710
D	27,0	8,1	19,9	37±0,6	±1,2	24 ⁺³ ₋₁	2,0	–	315... 450	500... 900	≥ 1000
E	32,0	9,6	23,4	44,5±0,7	±1,4	29 ⁺⁴ ₋₁	2,0	–	500... 560	630... 1120	≥ 1250
SPZ	8,5	2,5	10	12±0,3	±0,6	8±1	0,5	63... 80	–	≥ 80	–
SPA	11,0	3,3	13	15±0,3	±0,6	10 ⁺² ₋₁	1,0	90... 112	–	≥ 125	–
SPB	14,0	4,2	17	19±0,4	±0,8	12,5 ⁺² ₋₁		140... 180	–	≥ 200	–
SPC	19,0	5,7	19	25,5±0,5	±1,0	17 ⁺² ₋₁	1,5	224... 315	–	≥ 335	–

Примечания. 1. В технически обоснованных случаях возможно применение большего значения размера e ; допуск на размер относится к расстоянию между осями двух соседних канавок; сумма всех отклонений от номинального значения e для всех канавок на одном шкиве не должна превышать значений, установленных в таблице (Σ откл. размера e).

2. Допускаемое отклонение от номинального значения расчётного диаметра шкивов h_{11} ГОСТ 25347.

Конструкция профиля канавок для поликлиновых ремней приведена на рисунке 3.4, размеры профиля канавок — в таблице 3.10.

Таблица 3.10. Размеры профиля канавок шкивов для поликлиновых ремней, мм

Сечение ремня	e	Δe_{Σ}	f	H	h_e	r_1	$r_{2\max}$	Δ	d	h_s
K	2,4	0,1	3,5	3,3	2,35	0,3	0,2	1,0	1,6	0,62
L	4,8	0,15	5,5	6,6	4,85	0,5	0,4	2,4	3,5	1,26
M	9,5	0,2	10,0	13,05	10,35	0,8	0,6	3,5	7,0	1,14



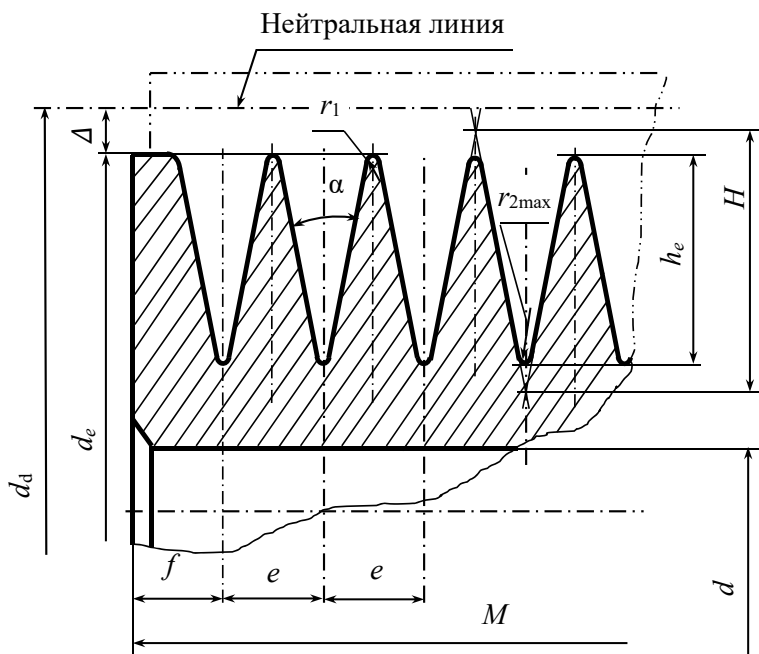


Рисунок 3.4. Размеры профиля канавок шкивов для поликлиновых ремней:
 (d_p) d_d – начальный (расчётный) диаметр; d_e – наружный диаметр шкива; h_e – глубина канавки; H – глубина канавки по вершинам её угла;
 α – угол канавки шкива; Δ – размер до нейтральной линии ремня;
 r_1 – радиус закругления верхней кромки канавки; r_{2max} – радиус закругления впадины канавки; e – расстояние между осями канавок;
 f – расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива; M – ширина шкива; d – диаметр отверстия под вал;
 h_s – размер для расчёта контрольных параметров канавки (табл. 3.10).

Предельные отклонения углов канавок шкивов для ремней сечений Z , A , B , обработанных резанием, должны быть не более $\pm 1^\circ$; шкивов для ремней C , D , E – не более $\pm 0,5^\circ$.

Наружный диаметр шкива целесообразно изготавливать с точностью не ниже $h9$ ГОСТ 25347, так как он является базой при вычислении и измерении расчётного (начального) диаметра шкива (метод А по ГОСТ 20889):

$$d_p = d_d = d_e - 2b. \quad (3.28)$$

Ширину шкива M (рисунок 3.3) определяют по формуле

$$M = (z-1)e + 2f, \quad (3.29)$$

где z – число канавок шкива (ремней в передаче).



Геометрическая точность элементов конструкций канавок клиновых шкивов регламентируются стандартами [15], [21].

1. Допуск биения конусной рабочей поверхности относительно оси поверхности A (посадочного отверстия) должен быть не более:

- 0,2 мм – при частоте вращения шкива до 8 с^{-1} ;
- 0,15 мм – при частоте вращения шкива свыше 8 с^{-1} до 16 с^{-1} ;
- 0,10 мм – при частоте вращения шкива свыше 16 с^{-1} .

2. Допуск радиального биения поверхности наружного диаметра относительно оси поверхности A устанавливается:

- по ГОСТ 25069, если цилиндричность наружной поверхности шкива не задана;
- по 9-й степени точности ГОСТ 24643, если цилиндричность наружной поверхности задана.

Допуск цилиндричности наружных диаметров устанавливается по 8-й степени точности ГОСТ 24643.

3. Допуск торцового биения обода и ступицы шкива относительно оси посадочной поверхности A должен быть не грубее 10-й ГОСТ 24643.

4. Каждый шкив, работающий с окружной скоростью свыше 5 м/с , должен пройти балансировку. Нормы точности статической балансировки должны отвечать требованиям стандартов [15], [22] (таблица 3.11). Точность балансировки вносится в рабочий чертёж.

Таблица 3.11. Требования к дисбалансу шкивов

Окружная скорость шкива, м/с	Допустимый дисбаланс, г·м
От 5 до 10	6
Св. 10 до 15	3
Св 15 до 20	2
Св. 20 до 30	1

3.6. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ПРОВЕРКА КАНАВОК

Контроль геометрических параметров канавок классических и узких клиновых ремней следует выполнять в соответствии со стандартами [16], [21]. При контроле замеряют:

- 1) профиль канавки;
- 2) расположение канавки;
- 3) исходный диаметр шкива;
- 4) допуски размеров и геометрические допуски.

1.1. Профиль канавки проверяют посредством предельного шаблона, технология проверки приведена в [16]. Угол канавки (α , рисунок 3.3) проверяют пре-



дельными угловыми калибрами. Стандарты [16], [21] устанавливают конструктивные схемы предельных шаблонов, допускается использовать универсальный измерительный инструмент, обеспечивающий заданную точность.

2.1. Для шкивов с несколькими канавками проверяют:

– номинальное значение e – расстояние между осями двух соседних канавок, допуск на размер e между любыми двумя канавками одного шкива (рисунки 3.3...3.5, таблицы 3.9...3.10);

– минимальное значение расстояния f между наружной плоскостью обода (поверхность B , рисунок 3.3, таблица 3.9) и осью первой канавки шкива.

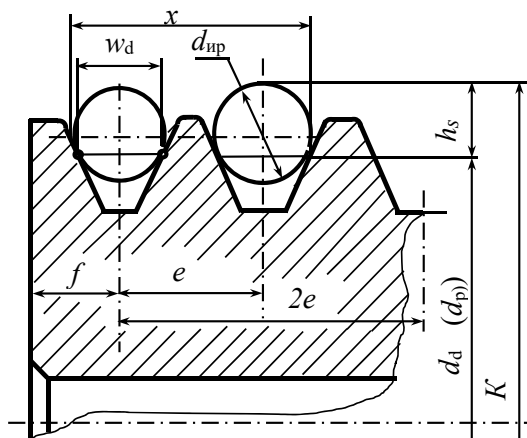


Рисунок 3.5. Схема измерения контрольных размеров шкива: x – измеряемый размер для расчёта; e – расстояния между осями двух соседних канавок; $d_{изр}$ – диаметр измерительного ролика; K – измеряемый размер для расчёта d_d – исходного (расчётного d_p) диаметра шкива; h_s – округлённая расчётная поправка для расчёта d_d .

Схема измерения e приведена на рисунке 3.5, размер находят из формулы:

$$e = x - d_{изр}, \quad (3.30)$$

где $d_{изр}$ – диаметр цилиндрического измерительного ролика, размер которого приведён в таблице 3.11 [16].

3.1. Исходный диаметр d_d (рисунок 3.5) находят по зависимости (метод Б по ГОСТ 20889):

$$d_d = K - 2h_s, \quad (3.31)$$

где K – измеренное между двумя роликами расстояние, мм; $2h_s$ – поправка, приведённая в таблице 3.12.

Допуск на исходный диаметр по ГОСТ Р 50642 [17] составляет $\pm 0,8\%$ от размера диаметра, по ГОСТ 20889 – по $h11$ ГОСТ 25347; для вентиляторных ремней – по j_s14 ГОСТ 25347.

В многоканавочных шкивах каждая канавка проверяется отдельно.



Таблица 3.12. Данные к расчёту размера e и исходного диаметра d_d

Профиль канавки		Диаметр цилиндрического ролика, $d_{ир}$	Округлённая поправка, $2h_s$
нормальных клиновых ремней	узких клиновых ремней		
		мм	
Z	SPZ	$9_{-0,036}$	12
A	SPA	$11,6_{-0,043}$	15
B	SPB	$14,7_{-0,043}$	19
C	SPC	$20_{-0,052}$	26
D	–	$28,5_{-0,052}$	37
E	–	$33,8_{-0,062}$	44

4.1. Геометрические допуски (допуски формы, ориентации, месторасположения и биения) проверяют универсальным измерительным инструментом или специальными приспособлениями, обеспечивающими заданную точность.

3.7. ПРИМЕРЫ РАСЧЁТА И КОМПОНОВКИ КЛИНОРЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.7.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Рассчитать открытую передачу клиновым ремнём к ленточному транспортеру, потребляющему мощность $P_2 = 5,4$ кВт, вращающий момент на быстроходном валу $T_1 = 37,2$ Н·м, частота вращения тихоходного вала $n_2 = 580$ мин⁻¹. Привод работает от асинхронного двигателя мощностью 5,5 кВт, частота вращения $n_d = n_1 = 1445$ мин⁻¹, пуск через автотрансформатор. Пусковой момент $T_{max} = 1,2 \cdot T_{ном}$. Нагрузка неререверсивная, эксплуатация передачи – в помещении, в две смены в течение 1 года. Натяжение ремня – передвижением двигателя по салазкам.

Расчёт передачи выполнить в трёх вариантах:

- 1) ремнём нормального сечения по ГОСТ 1284.1;
- 2) узким клиновым ремнём по ТУ 38-1051611;
- 3) поликлиновым по ТУ 38-40533.

Разработать чертёж малого шкива передачи с ремнями нормального сечения.

3.7.2. ВАРИАНТ 1. ПЕРЕДАЧА С РЕМНЯМИ НОРМАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

1. Исходные данные к решению примера.

Мощность на валу двигателя $P_1 = T_1 n_1 / 9550 = 37,2 \cdot 1445 / 9550 = 5,63$ кВт; передаточное число передачи $n_1 / n_2 = 1445 / 580 = 2,49$; требуемый годовой ресурс пе-



редачи $L_H \approx 4500$ час; двигатель способен кратковременно работать с перегрузкой $T_{\max}/T_{\text{ном}}=1,2$; натяжение ремня – передвижением двигателя по салазкам; малый (ведущий) шкив привода устанавливается на вал двигателя.

2. Геометрические и кинематические параметры передачи.

2.1. Технические параметры ремня. По исходным данным для передаваемой приводом мощности 5,4 кВт и вращающего момента 37,2 Н·м на ведущем шкиве назначим по рисунку 3.2 ремень типа В ГОСТ 1241.1 (точка I).

Ремень имеет следующие технические показатели (из таблицы 3.1):

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения, мм ²	Предельные исходные длины ремней, мм	Масса 1 м длины, кг/м	Минимальный исходный диаметр шкивов,	Вращающий момент, Н·м
		w_p	w	T	y_0					
		A_1	L_d	q	$d_{d \min}$					
V		14	17	11	4,4	138	630...6300	0,18	125	50...150

2.2. Для назначенного в привод ремня по (3.5) определим предварительное значение диаметра малого шкива:

$$d'_1 = (38..42) \cdot \sqrt[3]{9550 \frac{P_1}{\eta n_1}} = (38..42) \cdot \sqrt[3]{9550 \frac{5,4}{0,96 \cdot 1445}} (38..42) \cdot \sqrt[3]{37,2} \approx (127...140) \text{ мм,}$$

где η — КПД привода, принятый равным 0,96.

Принимаем $d'_1 = 140$ мм из стандартного ряда R20.

2.3. Расчётный диаметр большего (ведомого) шкива по (3.6) составит:

$$d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - \xi) = 140 \cdot 2,49 \cdot (1 - 0,01) \approx 345 \text{ мм,}$$

принимаем стандартное значение диаметра шкива $d_2 = 340$ мм.

2.4. По принятым размерам d_1 и d_2 по (2.5) уточняем передаточное число:

$$u_{\Phi} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{340}{140 \cdot (1 - 0,01)} = 2,45$$

(отклонение от заданного 1,6%, что допустимо).

2.5. По формулам (3.7) находим предварительное значение межосевого расстояния передачи:

$$a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + 3T = 0,5(140 + 340) + 3 \cdot 11 = 273 \text{ мм;}$$

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(140 + 340) = 960 \text{ мм;}$$

$$a = 1,5d_{\Phi} / (\sqrt[3]{u}) = 1,5 \cdot \frac{340}{\sqrt[3]{2,45}} = 378 \text{ мм (рекомендуемое).}$$

Предварительно принимаем межосевое расстояние $a' = 400$ мм.



2.6. Для принятых геометрических параметров находим по (2.7) длину ремня. По расчётной длине принимаем стандартное значение ремня.

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

$$= 2 \cdot 400 + \frac{3,14}{2} \cdot (140 + 340) + \frac{(340 - 140)^2}{4 \cdot 400} = 1579 \text{ мм.}$$

Принимаем длину ремня $L = 1600$ мм (таблица 3.6).

2.7. Уточним межосевое расстояние передачи по принятой длине ремня (формула 2.8); определим его уменьшение для надевания ремня на шкивы и увеличение по мере вытяжки в процессе эксплуатации (раздел 3.3).

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

$$= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 1600 - \pi(340 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 1600 - \pi(140 + 340)]^2 - 8(340 - 140)^2} \right] \approx 411 \text{ мм.}$$

Уменьшение межосевого расстояния составит:

$$\Delta a_{\text{ум}} = 0,01L = 0,01 \cdot 1600 =$$

$$= 16 \text{ мм; увеличение — } 40 \text{ мм } (\Delta a_{\text{ув}} = 0,025L = 0,025 \cdot 1600 = 40 \text{ мм}).$$

В конструкции привода по размеру 56 мм необходимо предусмотреть возможность перемещения двигателя на салазках.

2.8. Определим по (2.6) угол обхвата на малом шкиве (α_1):

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,296^\circ \approx 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,3^\circ = 180^\circ - (2 \cdot 100/411) \cdot 57,296^\circ =$$

$$= 152^\circ > 90^\circ; \text{ где } \Delta = (d_2 - d_1)/2 = (340 - 140)/2 = 100 \text{ мм.}$$

2.9. Вычислим по (2.4) линейную скорость ремня, по (2.16) частоту пробегов.

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1445}{60 \cdot 1000} \approx 10,6 \text{ м/с} < 35 \text{ м/с.}$$

Частота пробегов составит:

$$\nu = \frac{1000 \cdot v_1}{L} = \frac{1000 \cdot 10,6}{1600} = 6,6 \text{ с}^{-1} < 40 \text{ с}^{-1}.$$

2.10. Предварительное число клиновых ремней в передаче найдём из выражения (3.9), принимая коэффициент распределения нагрузки по ремням $C_z=1$; $z' = F_t / C_z (A_1 \cdot [\sigma]_t) = F_t / (A_1 \cdot [\sigma]_t)$; для решения этого уравнения рассчитаем окружную силу F_t и $[\sigma]_t$ – допускаемое полезное напряжение; A_1 – площадь сечения ремня, $A_1 = 138 \text{ мм}^2$ (пункт 2.1).

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 37,2}{140} = 531 \text{ Н.}$$

Допускаемое полезное напряжение (МПа) для всех клиноремённых передач при заданных условиях работы найдём по (3.15)

$$[\sigma]_t = \sigma_{t0} \cdot C_\alpha / C_p = 2,2 \cdot 0,93 / 1,2 = 1,7 \text{ МПа,}$$



где σ_{t0} – исходное полезное напряжение; МПа – для ремней нормального сечения определяют по (3.10)

$$\sigma_{t0} = \frac{5,55}{v^{0,09}} - 6 \cdot \frac{w_p^{1,57}}{d_e} - 10^{-3} \quad v^2 = \frac{5,55}{6,6^{0,09}} - 6 \cdot \frac{14^{1,57}}{158,65} - 10^{-3} \cdot 10,6^2 \approx 2,2 \text{ МПа,}$$

здесь d_e – эквивалентный диаметр (3.11) в мм, $d_e = d_1 \cdot \kappa_u = 140 \cdot 1,133 = 158,65$; κ_u – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах (3.12); v – частота пробегов, $v = 6,6 \text{ с}^{-1}$; v – скорость ремня, $v = 10,6 \text{ м/с}$; w_p – расчётная (начальная) ширина ремня, $w_p = 14 \text{ мм}$; $u = 2,45$.

$$\kappa_u = \left\{ 2 \cdot \left[0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{u+1}{2 \cdot u} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1} = \left\{ 2 \cdot \left[0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{2,45+1}{2 \cdot 2,45} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1} = 1,133;$$

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность передачи (3.16), для нормальных и узких клиновых ремней при угле обхвата $\alpha = 150 \dots 180^\circ$

$$C_\alpha = 1 - 0,0025 \cdot (180^\circ - \alpha) = 1 - 0,0025 \cdot (180^\circ - 152) = 0,93;$$

C_p – коэффициент режима работы, учитывающий возможные кратковременные перегрузки, его значения приведены в таблице 2.9, $C_p = 1,2$.

С учётом выполненных расчётов предварительное число ремней в передаче составит $z' = F_t / (A_1 \cdot [\sigma]_t) = 531 / (138 \cdot 1,7) = 2,3$.

Принимаем $z = 3$ и внесём соответствующую поправку: при $z' = 2 \dots 3$ рекомендуют $C_z = 0,95$; при $z' = 4 \dots 6$ принимают $C_z = 0,9$; при $z' > 6$ $C_z = 0,75$ [28].

Таким образом, $z = z' / 0,95 = 2,4$.

Вывод: в передаче необходимо установить **3 клиновых ремня сечением В**.

3. Силовые показатели передачи

3.1. Рабочее усилие в ветвях одного ремня. Для преодоления момента сопротивления конвейера на ведущем шкиве привода требуется реализовать окружное усилие $F_t = 531 \text{ Н}$, для чего необходимо предварительное натяжения ремней привода. Усилия натяжения ветвей одного ремня рассчитаем по (3.4).

$$F_1^1 = \frac{m}{m-1} F_t^1 + F_u^1 = \frac{3,16}{3,16-1} \cdot \frac{531}{3} + 0,18 \cdot (10,6)^2 = 279 \text{ Н};$$

$$F_2^1 = \frac{F_t^1}{m-1} + F_u^1 = \frac{531}{3(3,16-1)} + 0,18 \cdot (10,6)^2 = 102 \text{ Н},$$

где F_1^1 и F_2^1 – усилия в ведущей и ведомой ветвях одного ремня передачи; m – уточнённое значение параметра, найденное по (3.22) и по (3.23),



$$\psi = \psi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot 0,93 \cdot 1/1,2 = 0,519;$$

$$m = (1 + \psi) / (1 - \psi) = (1 + 0,519) / (1 - 0,519) = 3,16;$$

$F_{ц}^1$ – центробежная сила одного ремня, $F_{ц}^1 = qv^2 = 0,18 \cdot 10,6^2 \approx 20 \text{ H}$ (q – масса 1 м длины ремня, кг/м).

3.2. Усилия натяжения одного ремня передачи в покое составит

$$F_{0n}^1 = 0,5 (F_1^1 + F_2^1) - \chi \cdot 20 = 0,5(279 + 102) - 0 \cdot 20 = 190 \text{ H},$$

где χ принят равным нулю в запас тяговой способности.

В собранной передаче натяжение всех ремней выполняют одновременно, поэтому усилие натяжения ремней передачи составит:

$$F_{0n} = z \cdot F_{0n}^1 = 3 \cdot 190 = 570 \text{ H}.$$

Регулировку натяжения выполняют по усилию $2 F_{0n} = 1140 \text{ H}$.

3.3. Установим показатели контроля начального натяжения каждого ремня в передаче. По (3.24) определим стрелу прогиба $f = 1,55a/100 = 1,55 \cdot 411/100 = 6,4$ мм; принимаем $f = 7$ мм. По (3.25) найдём нагрузку G на ветвь $G = (CF_{0n}^1 + F_{дон})/16 = (1,3 \cdot 190 + 10)/16 \approx 16 \text{ H}$ – для нового ремня; для приработанного — $G = 13 \text{ H}$.

3.4. Выполним расчёт усилий, воспринимаемых валами передачи.

$$\begin{aligned} F_a &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cdot \cos \alpha_1} - 2F_y \sin(\alpha_1 / 2) = \\ &= z(\sqrt{(F_1^1)^2 + (F_2^1)^2 - 2(F_1^1)(F_2^1) \cdot \cos \alpha_1} - 2F_y^1 \sin(\alpha_1 / 2)) = \\ &= 3(\sqrt{259^2 + 82^2 - 2 \cdot 259 \cdot 82 \cdot \cos 152^\circ} - 2 \cdot 20 \sin(152^\circ / 2)) = 884 \text{ H}, \end{aligned}$$

где

$$F_1^1 = F_{1t}^1 \frac{m}{m-1} = \frac{531}{3} \frac{3,16}{3,16-1} = 259 \text{ H}; \quad F_2^1 = F_{2t}^1 \frac{1}{m-1} = \frac{531}{3} \frac{1}{3,16-1} \approx 82 \text{ H}.$$

Угол между вектором результирующей силы и осью центров передачи:

$$\theta = \arctg[F_{1t}^1 \cdot \cos(\alpha_1/2) / F_a] = \arctg[531 \cdot \cos(152^\circ/2) / 884] = 8,3^\circ.$$

4. Ресурс работы ремней в эксплуатации

Для определения ресурса ремней, работающих в машинах с лёгкими, тяжёлыми и очень тяжёлыми условиями, используют зависимость (3.27)

$$T_p = T_{p(ср)} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

4.1. По таблице 2.9 или стандарту [20] установим режим работы привода в оборудовании: работа ленточного конвейера с использованием в приводе электродвигателя относится к «лёгкому режиму» работы. Коэффициент режима работы $K_1 = 2,5$. Ленточный конвейер работает в помещении, поэтому коэффициент климатических условий работы $K_2 = 1$.

4.2. Для промышленного оборудования, используемого в «средних» условиях работы, ресурс ремней I класса составляет 2000 часов (таблица 3.8).



Таким образом, полагая, что в передачу установлен и правильно подобран комплект из трех ремней, долговечность рассчитанной передачи составит:

$$T_p = T_{p(\text{ср})} \cdot K_1 \cdot K_2 = 2000 \cdot 2,5 \cdot 1 = 5000 \text{ ч.}$$

Требуемая заданием долговечность передачи составляет примерно 4500 ч.

3.7.3. ВАРИАНТ 2. ПЕРЕДАЧА С РЕМНЯМИ УЗКОГО СЕЧЕНИЯ

1. Исходные данные к решению примера

Исходные данные к решению варианта 2 такие же, как варианта 1.

2. Геометрические и кинематические параметры передачи

2.1. По условиям технического задания для передаваемого вращающего момента на быстроходном валу привода назначим ремень типа SPA ТУ 38-1051611. Ремень имеет следующие технические показатели (из таблицы 3.1):

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения, мм ²	Предельные исходные длины ремней, мм	Масса 1 м длины, кг/м	Минимальный исходный диаметр	Вращающий момент, Н·м
		w_p	w	T	y_0					
SPA		11	13	10	2,8	98	800...4500	0,12	90	90...400

2.2. Для принятого ремня по (3.5) определим предварительное значение диаметра малого шкива:

$$d'_1 = 30 \cdot \sqrt[3]{9550 \frac{P_1}{\eta n_1}} = 30 \cdot \sqrt[3]{9550 \frac{5,4}{0,96 \cdot 1445}} = 30 \cdot \sqrt[3]{37,2} \approx 100 \text{ мм.}$$

Принимаем $d'_1 = 100$ мм из стандартного ряда R20.

2.3. Расчётный диаметр большего (ведомого) шкива по (3.6) составит:

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi) = 100 \cdot 2,49 \cdot (1 - 0,01) \approx 246 \text{ мм,}$$

где $u = n_1 / n_2 = 1445 / 580 = 2,49$; принимаем стандартное значение диаметра шкива $d_2 = 250$ мм.

2.4. По принятым размерам d_1 и d_2 (формула 2.5) уточним передаточное число:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{250}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 2,52$$

(отличается от заданного на 1,4%).

2.5. По формулам (3.7) находим значение предварительного межосевого расстояния передачи:



$$a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + 3T = 0,5(100 + 250) + 3 \cdot 10 = 190 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(100 + 250) = 700 \text{ мм};$$

$$a = 1,5d_0 / \left(\sqrt[3]{u} \right) = 1,5 \cdot \frac{250}{\sqrt[3]{2,52}} \approx 276 \text{ мм (рекомендуемое)}.$$

Принимаем предварительно межосевое расстояние $a' = 280 \text{ мм}$.

2.6. Для принятых геометрических параметров находим по (2.7) расчётную длину ремня. По расчётной длине принимаем её стандартное значение.

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

$$= 2 \cdot 280 + \frac{3,14}{2} \cdot (100 + 250) + \frac{(250 - 100)^2}{4 \cdot 280} \approx 1130 \text{ мм}.$$

Принимаем длину ремня $L = 1120 \text{ мм}$ (таблица 3.6).

2.7. Уточним межосевое расстояние передачи по принятой длине ремня (2.8); определим его уменьшение для надевания ремня на шкивы и увеличение по мере вытяжки в процессе эксплуатации

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

$$= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 1120 - \pi(250 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 1120 - \pi(100 + 250)]^2 - 8(250 - 100)^2} \right] \approx 275 \text{ мм}.$$

Уменьшение межосевого расстояния составит: $\Delta a_{\text{ум}} = 0,01L = 0,01 \cdot 1120 \approx 12 \text{ мм}$; увеличение – 28 мм ($\Delta a_{\text{ув}} = 0,025L = 0,025 \cdot 1120 = 28 \text{ мм}$).

В конструкции привода по размеру 40 мм необходимо предусмотреть возможность перемещения двигателя на салазках.

2.8. Определим по (2.6) угол обхвата на малом шкиве (α_1):

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

$$= 180^\circ - (2 \cdot 75/275) \cdot 57,296^\circ \approx$$

$$\approx 149^\circ > 90^\circ; \text{ где } \Delta = (d_2 - d_1)/2 = (250 - 100)/2 = 75 \text{ мм}.$$

2.9. Вычислим по (2.4) линейную скорость ремня и по (2.16) частоту пробегов.

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1445}{60 \cdot 1000} \approx 7,6 \text{ м/с} < 35 \text{ м/с}.$$

Частота пробегов составит:

$$\nu = \frac{1000 \cdot v_1}{L} = \frac{1000 \cdot 7,6}{1120} = 6,76 \text{ с}^{-1} < 40 \text{ с}^{-1}.$$

2.10. Предварительное число ремней в передаче найдём из выражения (3.9), принимая коэффициент распределения нагрузки по ремням $C_z = 1$.

$$z' = F_t / (C_z A_1 \cdot [\sigma]_t) = 744 / (1 \cdot 98 \cdot 2,7) = 3,23,$$

где F_t – окружная сила:



$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 37,2}{100} = 744 \text{ Н};$$

T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_2}{\eta_1} = 9550 \cdot \frac{5,4}{0,96 \cdot 1,445} = 37,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

A_1 – площадь сечения ремня, $A_1 = 98 \text{ мм}^2$; $[\sigma]_t$ – допускаемое полезное напряжение.

Допускаемое полезное напряжение (МПа) для клиноремённых передач при заданных условиях работы находят по (3.15)

$$[\sigma]_t = \sigma_{t0} \cdot C_\alpha / C_p = 3,53 \cdot 0,92 / 1,2 = 2,7 \text{ МПа},$$

где σ_{t0} (исходное полезное напряжение, МПа) для узких ремней определяют по формуле (3.13)

$$\begin{aligned} \sigma_{t0} &= (27,1 - 5,11 \cdot \lg v) \cdot w_p^{-0,42} - 49 \cdot \frac{w_p}{d_e} - 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 = \\ &= (27,1 - 5,11 \cdot \lg 6,76) \cdot 11^{-0,42} - 49 \cdot \frac{11}{113,4} - 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot 7,6^2 = 3,53 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

здесь d_e – эквивалентный диаметр (3.11) в мм $d_e = d_1 \cdot \kappa_u = 100 \cdot 1,134 = 113,4$; κ_u – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах (3.12); v – частота пробегов, $v = 6,76 \text{ с}^{-1}$; v – скорость ремня, $v = 7,6 \text{ м/с}$; w_p – расчётная (начальная) ширина ремня, $w_p = 11 \text{ мм}$, $u = 2,52$.

$$\kappa_u = \left\{ 2 \cdot \left[0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{u+1}{2 \cdot u} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1} = \left\{ 2 \cdot \left[0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{2,52+1}{2 \cdot 2,52} \right)^{11,1} \right) \right]^{0,09} - 1 \right\}^{-1} = 1,134;$$

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность передачи (3.16), для нормальных и узких клиновых ремней при угле обхвата $\alpha = 150 \dots 180^\circ$

$$C_\alpha = 1 - 0,0025 \cdot (180^\circ - \alpha) = 1 - 0,0025 \cdot (180^\circ - 149^\circ) = 0,92.$$

C_p – коэффициент режима работы, учитывающий возможные кратковременные перегрузки, его значения приведены в таблице 2.9, $C_p = 1,2$.

По предварительно определённом расчётному числу ремней в передаче ($z' = 3,23$) принимаем $C_z = 0,9$ (при $z' = 2 \dots 3$ рекомендуют $C_z = 0,95$; при $z' = 4 \dots 6$ принимают $C_z = 0,9$; при $z' > 6$ $C_z = 0,75$) [28].

Таким образом, $z = z' / C_z = (3,23 / 0,9) \approx 3,6$; в передаче необходимо установить **4 клиновых ремня сечением SPA**.



3. Силовые показатели передачи

3.1. Рабочее усилие в ветвях одного ремня. Для преодоления момента сопротивления конвейера на ведущем шкиве привода требуется реализовать окружное усилие $F_t=744$ Н, для чего необходимо предварительное натяжение ремней привода.

Усилия натяжения ветвей одного ремня рассчитаем по (3.4).

$$F_1^1 = \frac{m}{m-1} F_t^1 + F_u^1 = \frac{3,1}{3,1-1} \cdot \frac{744}{4} + 0,12 \cdot (7,6)^2 = 281 \text{ Н};$$

$$F_2^1 = \frac{F_t^1}{m-1} + F_u^1 = \frac{744}{4(3,1-1)} + 0,12 \cdot (7,6)^2 = 95 \text{ Н},$$

где F_1^1 и F_2^1 – усилия в ведущей и ведомой ветвях одного ремня передачи; m – уточнённое значение параметра, найденное по (3.22) и (3.23);

$$\psi = \psi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot 0,92 \cdot 1/1,2 = 0,51;$$

$$m = (1 + \psi) / (1 - \psi) = (1 + 0,51) / (1 - 0,51) \approx 3,1;$$

$F_{ц}^1$ – центробежная сила одного ремня, $F_{ц}^1 = qv^2 = 0,12 \cdot 7,6^2 \approx 7$ Н (q – масса 1 м длины ремня, кг/м).

3.2. Усилия натяжения одного ремня передачи в покое составит

$$F_{0n}^1 = 0,5 (F_1^1 + F_2^1) - \chi F_{ц}^1 = 0,5(281 + 95) - 0,7 = 188 \text{ Н},$$

где χ принят равным нулю в запас тяговой способности.

В собранной передаче натяжение всех ремней выполняют одновременно, поэтому усилие натяжения ремней передачи составит:

$$F_{0n} = z \cdot F_{0n}^1 = 4 \cdot 188 = 752 \text{ Н}.$$

Регулировку натяжения выполняют по усилию $2 F_{0n} = 1504$ Н.

3.3. Установим показатели контроля начального натяжения каждого ремня в передаче. По (3.24) определим стрелу прогиба $f = 1,55 a/100 = 1,55 \cdot 275/100 = 4,3$ мм; принимаем $f=4$ мм.

По (3.25) найдём нагрузку G на ветвь $G = (CF_{0n}^1 + F_{дон})/16 = (1,3 \cdot 188 + 40)/16 \approx 18$ Н – для нового ремня; для приработанного ремня $G=14$ Н ($C=1$).

3.4. Выполним расчёт усилий, воспринимаемых валами передачи.

$$\begin{aligned} F_a &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cdot \cos \alpha_1 - 2F_u \sin(\alpha_1 / 2)} = \\ &= z \sqrt{(F_1^1)^2 + (F_2^1)^2 - 2(F_1^1)(F_2^1) \cdot \cos \alpha_1 - 2F_u^1 \sin(\alpha_1 / 2)} = \\ &= 4 \sqrt{274^2 + 89^2 - 2 \cdot 274 \cdot 89 \cdot \cos 149^\circ - 2 \cdot 7 \sin(149^\circ / 2)} = 1359 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где

$$F_1^1 = F_t^1 \frac{m}{m-1} = \frac{744}{4} \cdot \frac{3,1}{3,1-1} \approx 274 \text{ Н}; \quad F_2^1 = F_t^1 \frac{1}{m-1} = \frac{744}{4} \cdot \frac{1}{3,1-1} \approx 89 \text{ Н}.$$



Угол между вектором результирующей силы и осью центров передачи:

$$\theta = \arctg[F_t \cdot \cos(\alpha_1/2)/F_a] = \arctg[744 \cdot \cos(149/2)/1359] = 8,3^\circ.$$

4. Ресурс работы ремней в эксплуатации

Для определения ресурса ремней, работающих в машинах с лёгкими, тяжёлыми и очень тяжёлыми условиями, используют зависимость (3.27)

$$T_p = T_{p(\text{ср})} \cdot K_1 \cdot K_2.$$

4.1. По таблице 2.9 или стандарту [20] установим режим работы привода в оборудовании: работа ленточного конвейера с использованием в приводе электродвигателя относится к «лёгкому режиму» работы. Коэффициент режима работы $K_1=2,5$. Ленточный конвейер работает в помещении, поэтому коэффициент климатических условий работы $K_2=1$.

4.2. Для промышленного оборудования, используемого в «средних» условиях работы, ресурс ремней I класса составляет 2000 часов (таблица 3.8).

Таким образом, полагая, что в передачу установлен и правильно подобран комплект из четырех ремней, долговечность рассчитанной передачи составит:

$$T_p = T_{p(\text{ср})} \cdot K_1 \cdot K_2 = 2000 \cdot 2,5 \cdot 1 = 5000 \text{ ч.}$$

Требуемая заданием долговечность передачи составляет примерно 4500 ч.

3.7.4. ВАРИАНТ 3. ПЕРЕДАЧА С ПОЛИКЛИНОВЫМ РЕМНЁМ

1. Исходные данные к решению примера

Исходные данные к решению варианта 3 такие же, как варианта 1.

2. Геометрические и кинематические параметры передачи

2.1. По условиям технического задания для передаваемого вращающего момента на быстроходном валу привода назначим поликлиновой ремень сечением Л ТУ 105763-84. Ремень имеет следующие технические показатели (из табл. 3.2):

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения при 10 ребрах, мм ²	Предельные длины, мм	Масса 1 м длины при 10 ребрах, кг/м	Число рёбер		Диаметры шкивов, мм		Вращающий момент, Н·м
								рекомендуемое	допускаемое			
	<i>p</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	δ	<i>A</i> ₁₀	<i>L</i>	<i>q</i>			<i>d</i> _{min}	<i>d</i> _{max}	<i>T</i> ₁
Л	4,8	9,5	4,85	2,4	356	1250...4000	0,45	4...20	50	80	800	18..400

2.2. Для принятого ремня по (3.5) определим предварительное значение диаметра малого шкива:



$$d_1' = 30 \cdot \sqrt[3]{9550 \frac{P_1}{\eta n_1}} = 30 \cdot \sqrt[3]{9550 \frac{5,4}{0,96 \cdot 1445}} = 30 \cdot \sqrt[3]{37,2} \approx 100 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1' = 100$ мм из стандартного ряда R20 ($d_{\min.} = 80$ мм; $d_{\max.} = 800$ мм).

2.3. Расчётный диаметр большего (ведомого) шкива по (3.6) составит:

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi) = 100 \cdot 2,49 \cdot (1 - 0,01) \approx 246 \text{ мм,}$$

где $u = n_1 / n_2 = 1445 / 580 = 2,49$; принимаем стандартное значение диаметра шкива $d_2 = 250$ мм.

2.4. По принятым размерам d_1 и d_2 и по (2.5) уточняем передаточное число:

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{250}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 2,52$$

(от заданного отличается на 1,4%).

2.5. По формулам (3.7) находим значение предварительного межосевого расстояния передачи:

$$a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + 3T = 0,5(100 + 250) + 3 \cdot 10 = 190 \text{ мм;}$$

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(100 + 250) = 700 \text{ мм;}$$

$$a = 1,5d_{\phi} / \sqrt[3]{u} = 1,5 \cdot \frac{250}{\sqrt[3]{2,52}} \approx 276 \text{ мм (рекомендуемое).}$$

Принимаем предварительно межосевое расстояние $a' = 280$ мм.

2.6. Для принятых геометрических параметров находим по (2.7) расчётную длину ремня. По расчётной длине принимаем её стандартное значение.

$$\begin{aligned} L &= 2a' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'} = \\ &= 2 \cdot 280 + \frac{3,14}{2} \cdot (100 + 250) + \frac{(250 - 100)^2}{4 \cdot 280} \approx 1130 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем длину ремня $L = 1250$ мм (таблица 3.6).

2.7. Уточним межосевое расстояние передачи по принятой длине ремня (2.8); определим его уменьшение для надевания ремня на шкивы и увеличение по мере вытяжки в процессе эксплуатации (раздел 3.3).

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{8} \left[2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 1250 - \pi(250 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - \pi(100 + 250)]^2 - 8(250 - 100)^2} \right] \approx 342 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Уменьшение межосевого расстояния составит:

$$\Delta a_{\text{ум}} = 0,013L = 0,013 \cdot 1250 \approx$$

$$\approx 17 \text{ мм; увеличение} - 25 \text{ мм} (\Delta a_{\text{ув}} = 0,02L = 0,02 \cdot 1250 = 25 \text{ мм}).$$



В конструкции привода по размеру 42 мм необходимо предусмотреть возможность перемещения двигателя на салазках.

2.8. Определим по (2.6) угол обхвата на малом шкиве (α_1):

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,296^\circ \approx 180^\circ - (2\Delta/a) \cdot 57,3^\circ = 180^\circ - (2 \cdot 75/342) \cdot 57,296^\circ \approx 155^\circ > 90^\circ; \text{ где } \Delta = (d_2 - d_1)/2 = (250 - 100)/2 = 75 \text{ мм.}$$

2.9. Вычислим по (2.4) линейную скорость ремня, по (2.16) частоту пробегов.

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1445}{60 \cdot 1000} \approx 7,6 \text{ м/с} < 35 \text{ м/с.}$$

Частота пробегов составит:

$$\nu = \frac{1000 \cdot v_1}{L} = \frac{1000 \cdot 7,6}{1250} = 6,08 \text{ с}^{-1} < 40 \text{ с}^{-1}.$$

2.10. Предварительное число рёбер ремня в передаче найдём из выражения (3.21) относительно ремня с 10 рёбрами

$$z' = 10F_t / (A_{10} \cdot [\sigma]_t) = 10 \cdot 744 / (356 \cdot 2,23) = 9,4,$$

где F_t — окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 37,2}{100} = 744 \text{ Н;}$$

T_1 — вращающий момент на ведущем шкиве; A_{10} — площадь сечения ремня с 10 рёбрами, $A_{10} = 56 \text{ мм}^2$; $[\sigma]_t$ — допускаемое полезное напряжение.

Допускаемое полезное напряжение (МПа) для клиноремённых передач при заданных условиях работы находим по (3.18)

$$[\sigma]_t = \sigma_{t0} \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 3,01 \cdot 0,937 \cdot 0,95 / 1,2 = 2,23 \text{ МПа,}$$

где σ_{t0} (исходное полезное напряжение, МПа) для поликлиновых ремней определяют по формуле (3.14)

$$\sigma_{t0} = \frac{a_1}{v^{0,09}} - \frac{a_2}{d_e} - a_3 \cdot v^2 = \frac{6,18}{6,08^{0,09}} - \frac{247}{113,4} - 11,0 \cdot 10^{-4} \cdot 7,6^2 \approx 3,01 \text{ МПа,}$$

здесь d_e — эквивалентный диаметр (3.11) в мм $d_e = d_1 \cdot \kappa_u = 100 \cdot 1,133 = 113,3$; κ_u — коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах (3.12); v — частота пробегов, $v = 6,08 \text{ с}^{-1}$; v — скорость ремня, $v = 7,6 \text{ м/с}$;

$$\kappa_u = \left\{ 2 \cdot \left[0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{u+1}{2 \cdot u} \right)^{11,1} \right) \right]^{-1} \right\}^{-1} = \left\{ 2 \cdot \left[0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{2,52+1}{2 \cdot 2,52} \right)^{11,1} \right) \right]^{-1} \right\}^{-1} = 1,134;$$

C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность передачи (3.17),

$$C_\alpha = (e^\omega - 1) \cdot m_0 / (e^\omega \cdot (m_0 - 1)) = (e^{1,386} - 1) \cdot 5 / (e^{1,386} \cdot (5 - 1)) = 0,937;$$

$$\omega = (\ln m_0) \cdot (\alpha_1 / 180^\circ) = (\ln 5) \cdot (155^\circ / 180^\circ) = 1,386;$$

$$C_L = 1 + 2,4 \cdot [(L/L_0)^{0,09} - 1] = 1 + 2,4 \cdot [(1250/1600)^{0,09} - 1] = 0,95;$$



C_p – коэффициент режима работы, учитывающий возможные кратковременные перегрузки, его значения приведены в таблице 2.9, $C_p = 1,2$.

Таким образом, в передаче необходимо установить **поликлиновой ремень с 10 рёбрами**.

3. Силовые показатели передачи

3.1. Рабочее усилие в ветвях ремня. Для преодоления момента сопротивления конвейера на ведущем шкиве привода требуется реализовать окружное усилие $F_t = 744$ Н, для чего необходимо предварительное натяжение ремней привода. Усилия натяжения ветвей ремня рассчитаем по (3.4).

$$F_1 = \frac{m}{m-1} F_t + F_u = \frac{3,0}{3,0-1} \cdot 744 + 0,45 \cdot (7,6)^2 = 1116 + 26 = 1139 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{1}{m-1} F_t + F_u = \frac{1}{3,0-1} \cdot 744 + 0,12 \cdot (7,6)^2 = 372 + 26 = 398 \text{ Н},$$

где F_1 и F_2 – усилия в ведущей и ведомой ветвях одного ремня передачи; m – уточнённое значение параметра, найденное по (3.22),

$$\psi = \psi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p = 0,67 \cdot 0,937 \cdot 0,95 / 1,2 \approx 0,50,$$

где значения коэффициентов C_α , C_L , C_p – из пункта 2.10.

$$m = (1 + \psi) / (1 - \psi) = (1 + 0,5) / (1 - 0,5) \approx 3,0;$$

F_u – центробежная сила одного ремня, $F_u = qv^2 = 0,45 \cdot 7,6^2 \approx 26$ Н (q – масса 1 м длины ремня с 10 рёбрами, кг/м).

3.2. Усилия натяжения одного ремня передачи в покое составит

$$F_{0n} = 0,5 (F_1 + F_2) - \chi F_u = 0,5(1116 + 372) - 0,26 = 744 \text{ Н},$$

где χ принят равным нулю в запас тяговой способности.

В собранной передаче натяжение ремня выполняют перемещением двигателя по салазкам, поэтому усилие натяжения ветвей ремня передачи устанавливают по F_{0e} :

$$F_{0e} = 2 \cdot F_{0n} = 2 \cdot 744 = 1488 \text{ Н}.$$

3.3. Натяжение ремня в эксплуатации проверяют аналогично плоскоремённой передаче по стреле прогиба от нагрузки, приложенной посередине ветви ремня. Прогиб рассчитывают по (2.25). Рекомендуемую нагрузку (G) и жёсткость (EF) установим по данным [5] для ремня с 10 рёбрами:

$$G = 40 \text{ Н}; EF = (26 \dots 29) 10^3 \text{ Н}.$$

Определим дискриминант

$$D = a^6 \left[\left(\frac{G}{8EF} \right)^2 + \left(\frac{F_{0n}}{3EF} \right)^3 \right] = 342^6 \left[\left(\frac{40}{8 \cdot 27000} \right)^2 + \left(\frac{751}{3 \cdot 27000} \right)^3 \right] = 1,33 \cdot 10^9.$$



$$f = \sqrt[3]{\frac{Ga^3}{8EF} + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{\frac{Ga^3}{8EF} - \sqrt{D}} = \sqrt[3]{7408 + 36472} + \sqrt[3]{7408 - 36472} \approx 5 \text{ мм.}$$

Таким образом, измеренный (5 мм) прогиб ремня посередине ветви от приложенного усилия 40 Н позволяет судить о достаточности предварительного натяжения ремня передачи.

3.4. Выполним расчёт усилий, воспринимаемых валами передачи.

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cdot \cos \alpha_1 - 2F_u \sin(\alpha_1 / 2)} = \\ \sqrt{1139^2 + 398^2 - 2 \cdot 1139 \cdot 398 \cdot \cos 155^\circ - 2 \cdot 26 \sin(155^\circ / 2)} = 1458 \text{ Н.}$$

Угол между вектором результирующей силы и осью центров передачи:

$$\theta = \arctg[F_t \cdot \cos(\alpha_1 / 2) / F_a] = \arctg[744 \cos(155^\circ / 2) / 1456] = 6,3^\circ.$$

4. Ресурс работы ремней в эксплуатации

Экспериментальные исследования показали, что для ремней не удаётся установить предел неограниченной выносливости [3]. Ориентировочно ресурс ремня можно определить по зависимости:

$$T_{p(cp)} = \frac{1}{3600v \cdot z_{ш}} \left(\frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m = \frac{1}{3600 \cdot 6,08 \cdot 2} \left(\frac{30}{3,01} \right)^8 = 2224 \text{ ч,}$$

где T – срок службы в часах; v – частота пробега ремня, c^{-1} ; $z_{ш}$ – число шкивов в передаче; $C=30$ МПа – для клиновых ремней; m – показатель степени кривой выносливости, $m=6...11$.

Принимая для поликлинового ремня рекомендации для клиноремённых передач, определим ресурс ремня, работающего в приводе конвейера с лёгкими условиями работы, используя зависимость (3.27)

$$T_p = T_{p(cp)} \cdot K_1 \cdot K_2 = 2224 \cdot 2,5 \cdot 1 = 5560 \text{ ч.}$$

Для «лёгкого режима» работы коэффициент $K_1=2,5$. Ленточный конвейер работает в помещении, поэтому коэффициент климатических условий работы $K_2 = 1$.

Требуемая заданием долговечность передачи составляет примерно 4500 ч.



3.7.5. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА ПЕРЕДАЧ

В таблице 3.13 приведены результаты расчётов ремённых передач.

Таблица 3.13. Расчётные показатели передач

Параметры передачи	Тип ремня			
	плоский	нормаль- ного сечения	узкого сече- ния	поли- клино- вый
1	2	3	4	5
1. Вращающий момент на быстроходном валу, T_1 , Нм	36,42	37,2	37,2	37,2
2. Обозначение сечения	80-3 БКНЛ65-2	<i>B</i>	<i>SPA</i>	Л
3. Диаметр малого шкива, d_1 , мм	125	140	100	100
4. Диаметр большого шкива, d_2 , мм	315	340	250	250
5. Частота вращения ведомого вала, n_2 , мин ⁻¹	568	590	573	573
6. Передаточное число, u	2,545	2,45	2,52	2,52
7. Длина ремня, L , мм	2240	1600	1120	1250
8. Межосевое расстояние, a , мм	768	411	275	342
9. Минимальный угол обхвата, α_1 , град.	166	152	149	155
10. Окружная скорость, v , м/с	9,46	10,6	7,6	7,6
11. Частота пробегов, ν , с ⁻¹	4,22	6,6	6,76	6,08
12. Коэффициент режима работы, C_p	1,2	1,2	1,2	1,2
13 Коэффициент влияния угла обхвата, C_α	0,958	0,93	0,92	0,937
14. Коэффициент влияния центробежных сил, C_v	1,007	–	–	–
15. Коэффициент влияния длины ремня, C_L	–	–	–	0,95
16. Допускаемое полезное напряжение, $[\sigma]_t$, МПа	–	1,7	2,7	2,23
17. Допускаемая удельная окружная сила, $[p]$, Н/(мм ширины)	7,23	–	–	–
18. Окружная сила, F_t , Н	583	531	744	744
19. Число ремней в передаче или рёбер в ремне, z	1	3	4	10
20. Действительный коэффициент тяги, ψ	0,67	0,519	0,51	0,5



1	2	3	4	5
20. Параметр, m	3	3,16	3,1	3,0
21. Натяжение ремней передачи от центробежных сил, $F_{ц}$, Н	44	60	28	26
22. Натяжение ведущих ветвей передачи, F_1 , Н	918	837	1124	1139
23. Натяжение ведомых ветвей передачи, F_2 , Н	335	306	380	398
24. Предварительное натяжение ремней в передаче, $2F_{0в}$, Н	1400	1140	1504	1488
25. Нагрузка на ветвь ремня при проверке натяжения, Н	25	16*	18	40
26. Стрела прогиба ремня, мм	7	7*	4*	5
27. Силы, воспринимаемые валами передачи, F_a , Н	1311	884	1359	1458
28. Ширина шкива, мм	90	63	65	55
29. Размер передачи вдоль межосевого расстояния, l_a , мм	988	651	450	517
30. Наибольший размер по высоте передачи, $l_в$, мм	315	340	250	250
31. Наибольший размер по ширине передачи, $l_{ш}$, мм	90	63	65	55
32. Удельный показатель, кВт/м ³	193	388	740	759

* Одного ремня.

Сравнение результатов расчёта четырёх вариантов передачи показывает преимущества узких клиновых и поликлиновых ремней. Наибольшие габариты и материалоемкость имеет передача с плоским ремнём. Например, по уровню использования рабочего пространства она уступает им в 3...4 раза.

3.7.6. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ШКИВА

Рабочий чертеж шкива разрабатывается в соответствии с требованиями стандартов Единой системы конструкторской документации и действующих государственных стандартов: ГОСТ Р 50641-94 ИСО 4183-89. «Шкивы с канавками для обычных и узких клиновых ремней. Система, основанная на исходной ширине»; ГОСТ Р 50642-94 ИСО 255-90. Шкивы приводные ремённых передач»; ГОСТ 20889-88 «Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия»; ГОСТ Р 50640-94. «Шкивы приводные ремённых передач. Общие технические требования».



В Приложении 3П приведены эскизы конструкций шкивов клиноремённых передач. Разработаем конструкцию шкива для 1-го расчётного варианта.

1. *Заготовка детали.* Конфигурация детали определяется двумя основными факторами: служебными свойствами и способом получения заготовки. Выбираемый вариант заготовки должен учитывать серийность производства и способствовать повышению производительности труда, снижению материалоемкости и улучшению качества изделия. В машиностроении в качестве заготовок для шкивов часто используют чугунное литьё. Учитывая сложившуюся практику применения серого чугуна с пластинчатым графитом для таких деталей и имеющиеся рекомендации по его применению, принимаем для шкива материал СЧ20 ГОСТ 1412-85 [31].

Отливку следует отнести ко II группе сложности, «несложные отливки». Технологический процесс – литьё в песчано-глинистые формы из низковлажных высокопрочных смесей. Класс размерной точности отливки 7т...11 ГОСТ 26645-85. Критическая толщина стенок таких отливок – 3...5 мм. Приближённое значение минимальной толщины стенки определим в зависимости от приведённого габаритного размера детали: $N = (2L + b + h) / 3 = (2 \cdot 149 + 149 + 63) / 3 = 170 \text{ мм} = 0,17 \text{ м}$ (L – длина, b – ширина, h – высота детали). Для $N = 0,17 \text{ м}$ рекомендуемая толщина стенки составляет 8 мм для наружных стенок и 6 мм для внутренних [31]. Примем толщину центра шкива 7 мм.

Сопряжение центра со ступицей и ободом шкива должно выполняться по радиусу. Радиус внутренней галтели при толщине стенки до 12 мм равен 6 мм [31]. Для принятого технологического процесса литья и наибольшего габаритного размера свыше 100 до 250 мм степень точности поверхности отливки шкива будет соответствовать 9...16 ГОСТ 26645. Примем 9-ю степень точности поверхности отливки, тогда внутренние поверхности обода, ступицы, центра и галтелей будут иметь шероховатость Ra 12,5.

После механической обработки шкив должен пройти статическую балансировку, поэтому примем 6-й класс точности массы и допуск смещения 0,8.

Таким образом, установлена следующая точность отливки:

«Точность отливки 8-8-9-6 См 0,8 ГОСТ 26645-85».

2. *Ступица.* Конструкцию ступицы определяют диаметр отверстия под вал, на который устанавливается шкив, и технология получения заготовки. В рассматриваемом примере шкив устанавливается на вал двигателя. В этом случае размеры ступицы определяются валом двигателя. В приводе используется асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором марки 4 А112 М4У3 ГОСТ 19523. Вал двигателя имеет диаметр $32k6^{(+0,018}_{+0,002)}$, соответственно, диа-



метр посадочного отверстия в ступице $d=32H7(+0,025)$, шероховатость поверхности не выше $Ra\ 2,5$. Длина вала под ступицу шкива – $80\pm 0,7$, длину ступицы примем также 63 мм. Для передачи вращательного движения и вращающего момента в соединении «вал – ступица» на вал двигателя устанавливается призматическая шпонка ГОСТ 23360 сечением 10×8 . Наружный диаметр ступицы $d_{ст}$ определим из уравнения $\frac{d_{ст}}{d} = 1,9 \cdot d^{-0,07}$ [30], $\frac{d_{ст}}{d} = 1,9 \cdot 32^{-0,07} \approx 1,5$. Таким образом, $d_{ст} = 1,5d = 1,5 \cdot 32 = 48$ мм.

3. *Обод шкива.* Конфигурация и размеры размещаемых на ободке канавок приведены на рисунке 3.3 и в таблице 3.9. Наружный диаметр обода вычислим по формуле: $d_e = d_a + 2b_{\min} = 140 + 2 \cdot 4,2 = 148,4$ мм, принимаем $d_e = 149$ мм. Ширину обода определим по (3.29): $M = (z-1)e + 2f = (3-1)19 + 2 \cdot 12,5 = 63$ мм.

Примем толщину стенки между дном канавки и внутренней поверхностью конуса 7 мм, тогда внутренний диаметр обода составит: $d_{во} = d_a - 2(h_{\min} + 7) = 140 - 2 \cdot (10,8 + 7) = 104,4$, принимаем $d_{во} = 104$ мм.

4. *Шпоночный паз.* Для передачи вращательного движения и вращающего момента в соединении «вал – ступица» предусмотрено шпоночное соединение. Размеры шпоночного паза (определены шпонкой на валу двигателя), их предельные отклонения, шероховатость поверхностей, отклонения формы и расположения поверхностей назначают по ГОСТ 23360-78 «Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки».

При изготовлении элементов шпоночного соединения неизбежны отклонения размеров и отклонения положения относительно осей вала и втулки. Анализ допусков шпоночного соединения показывает, что допуск на смещение может быть в 4 раза больше допуска на перекося. Поэтому в практике конструирования шпоночного соединения принимают:

– допуски параллельности шпоночных пазов вала и втулки не должны превышать *половины допуска* на шпоночный паз ($T_{//} \leq 0,5 T_{ш.п.}$);

– допуски симметричности шпоночных пазов вала и втулки не должны превышать *двух допусков* шпоночного паза ($T \leq 2 T_{ш.п.}$).

Для вала диаметром 32 мм принимаем паз во втулке $b = 10J9(\pm 0,021)$, тогда $T_{//} \leq 0,5 T_{ш.п.} = 0,5 \cdot 41 = 20,5$ мкм, принимаем стандартное значение $T_{//} = 0,02$ мм. $T \leq 2 T_{ш.п.} = 2 \cdot 41 = 82$ мкм, принимаем стандартное значение $T = 0,08$ мм.

Шероховатость поверхностей дна паза и боковых поверхностей по ГОСТ 23360 $R_a = 3,2$ мкм.

5. *Допуски. Геометрические отклонения.* Уровень геометрической точности элементов детали устанавливают по ГОСТ 24643 «Допуски формы и распо-



жения поверхностей. Числовые значения» [10]. Для деталей жёсткой конструкции стандарт устанавливает три уровня соотношения допусков размера (T) и относительной геометрической точности поверхности (T_ϕ).

A – нормальный, наиболее часто используемый в машиностроении для поверхностей без особых требований к точности формы при невысокой скорости вращения или перемещения: $T_\phi = 0,3 T$ (цилиндрические поверхности), $T_\phi = 0,6 T$ (плоские поверхности).

B – повышенный, применяемый для поверхностей, работающих при средних нагрузках и скоростях до 1500 мин^{-1} , поверхностей, образующих переходную или посадку с натягом: $T_\phi = 0,2 T$ (цилиндрические поверхности), $T_\phi = 0,4 T$ (плоские поверхности).

C – высокий, рекомендуемый для поверхностей, работающих с высокими нагрузками при скоростях более 1500 мин^{-1} с высокой плавностью хода и низким трением, при повышенных требованиях к точности центрирования: $T_\phi = 0,12 T$ (цилиндрические поверхности), $T_\phi = 0,25 T$ (плоские поверхности).

Шероховатость поверхностей устанавливают одним из трёх способов: по рекомендациям стандартов, расчётом и методом прецедентов.

При расчёте шероховатость поверхностей определяют по формуле, связывающей допуск размера с параметрами шероховатости [25],

$$R_a = K_r T, \quad (3.32)$$

где K_r – коэффициент шероховатости поверхности для уровней точности:

A	B	C
0,05	0,025	0,012.

В соединении «вал – ступица» базирование шкива на валу происходит по поверхности A (рисунок 3.6), так как $l/d = 63/32 = 1,97$. Поверхность A является конструкторской базой, соединение выполнено по переходной посадке: 23 мкм зазор и 18 мкм натяг; осевая затяжка шкива не предусмотрена, поэтому для повышения надёжности соединения диаметр ступицы под вал следует выполнить по 7-му качеству точности, т. е. $d = 32H7^{(+0,025)}$, шероховатость поверхности не выше $Ra2,5$.

5.1. Поверхности B и V , размер $63h11(-0,190)$:

– шероховатость поверхностей $R_a = K_r T = 0,05 \cdot 190 = 9,5$ мкм, принимаем стандартное по ГОСТ 2789 значение $R_a = 6,3$;

– допуск торцового биения относительно поверхности A составит 100 мкм по 11-й степени точности ГОСТ 24643 (размер $63h11$ имеет 11-й класс точности, что соответствует по уровню геометрической точности A 11-й степени точности ГОСТ 24643).



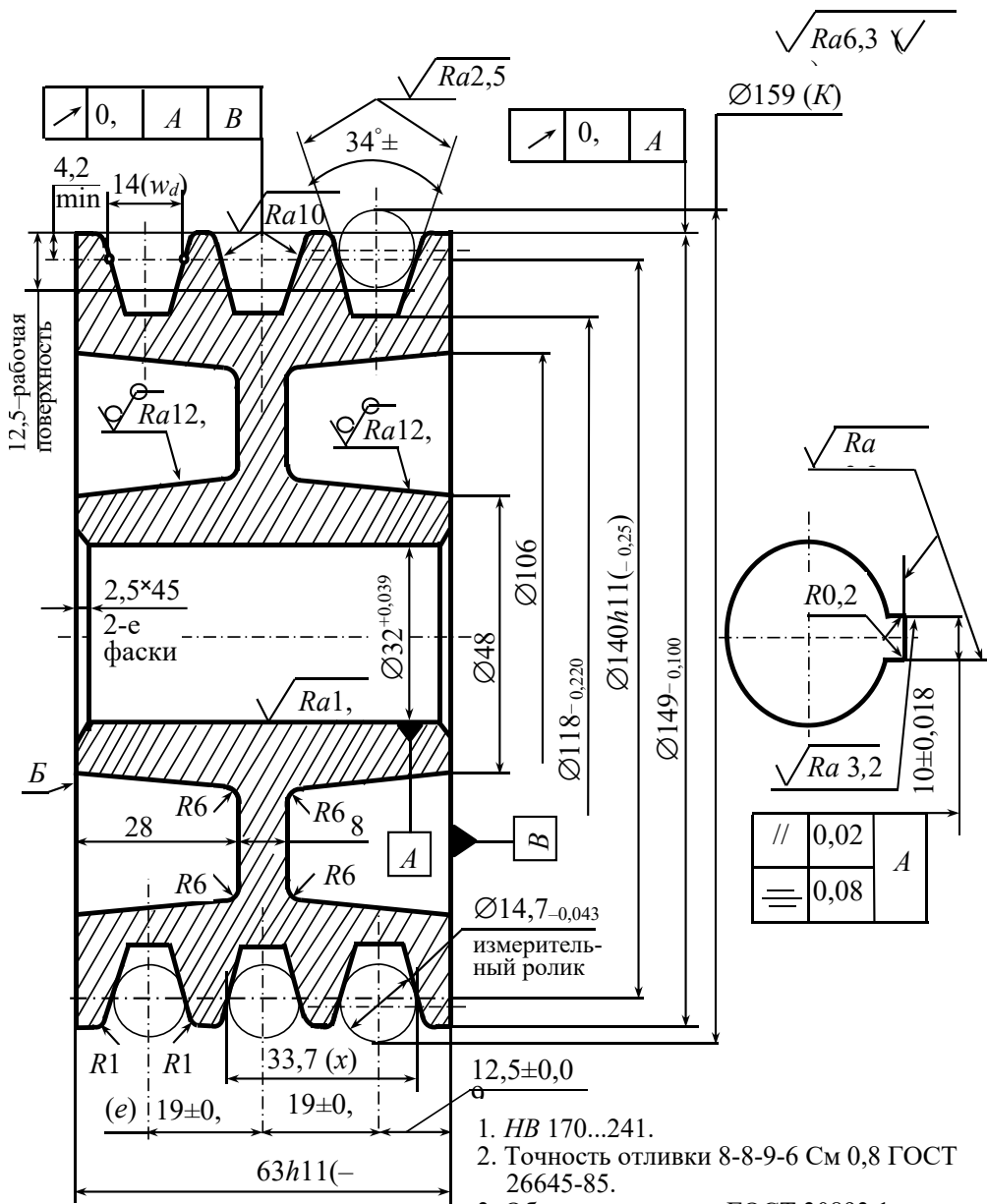


Рисунок 3.6. Эскиз малого шкива клиноремённой передачи:
материал – СЧ 20
ГОСТ 1412-85

1. *HB* 170...241.
2. Точность отливки 8-8-9-6 См 0,8 ГОСТ 26645-85.
3. Общие допуски по ГОСТ 30893.1: *H*12, *h*12, $\pm t/2$.
4. Балансировать статически: допустимый дисбаланс 6 г·м; металл удалять с поверхностей Б и В (с обода шкива).
5. Размеры *x* и *K* – технологические: *x* использовать для измерения размера *e*; *K* – для измерения *w_d*.

5.2. *Канавки под ремни.* Положение канавок на ободке шкива, допуски элементов конструкции, геометрические допуски и шероховатость поверхностей определяются стандартами [16], [17], [21],[22] для ремня основного сечения *B* ГОСТ 1241.1 (таблицы 3.9 и 3.12, рисунок 3.6).

6. *Технические требования.* Состав и содержание пунктов технических требований определяет конструктор, руководствуясь служебным назначением детали, особенностями конструкции, эксплуатационными характеристиками и стандартами ЕСКД. В чертёж внесены:

- 1) требования, относящиеся к качеству заготовки;
- 2) требования, относящиеся к неуказанным на чертеже предельным отклонениям линейных размеров (выбор класса точности назначают с учётом возможностей машиностроительного производства и функциональных требований к детали);
- 3) требования к статической балансировке с указанием места удаления металла.

При разработке рабочего чертежа детали, помимо указанных пунктов, в технические требования вносятся пункты, связанные с конкретным производством, например, требования к экспортным деталям, место нанесения клейма, химическая обработка и др.



Глава 4. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача – это механизм, передающий вращательное движение и вращающий момент между параллельными валами привода посредством зубчатых колёс – звёздочек и цепи, охватывающей их и зацепляющейся за их зубья (рисунок 4.1). Цепь и звёздочки лежат в одной плоскости. Вид передачи определяет конструкция цепи и число звёздочек, огибаемых цепью. Преимущественное применение в механическом приводе находят передачи с роликовыми, втулочными и зубчатыми цепями.

В нормальных передачах цепь огибает ведущую и только одну ведомую звёздочку. В специальных передачах цепь, кроме ведущей, огибает несколько ведомых звёздочек. В нормальных передачах линия, проходящая через центры звёздочек, может занимать в пространстве различное положение: горизонтальное, вертикальное и иное наклонное положение (рисунок 4.2). Положение этой линии оказывает влияние на конструкцию передачи.

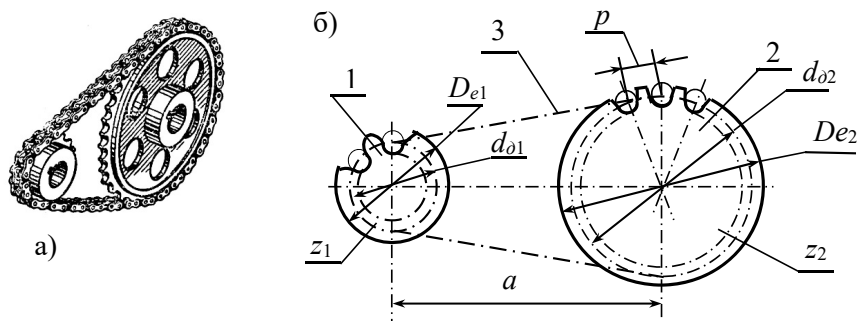


Рисунок 4.1. Цепная передача:

a – общий вид передачи с роликовой цепью; *б* – схема нормальной цепной передачи: 1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – цепь; *p* – расстояние между рядами цепи; d_{01} , d_{02} – диаметр делительной окружности; D_{e1} , D_{e2} – диаметр окружности выступов; z_1 , z_2 – число зубьев звёздочек; *a* – межосевое.

Так, например, при использовании схемы *б*) для передач с малым числом зубьев звёздочек и большим межосевым расстоянием в процессе эксплуатации возникает опасность соприкосновения ведущей и ведомой ветвей. Из вертикальных и наклонных положений (*в*, *г*, *д*, *е*) предпочтение следует отдавать схемам, в которых большая звёздочка расположена внизу. При расположении малых звёздочек внизу требуется точная регулировка натяжения холостой ветви, так как в этом случае возникает большая опасность схода цепи со звёздочки. Наибольшее распространение в передачах находит схема *а*).



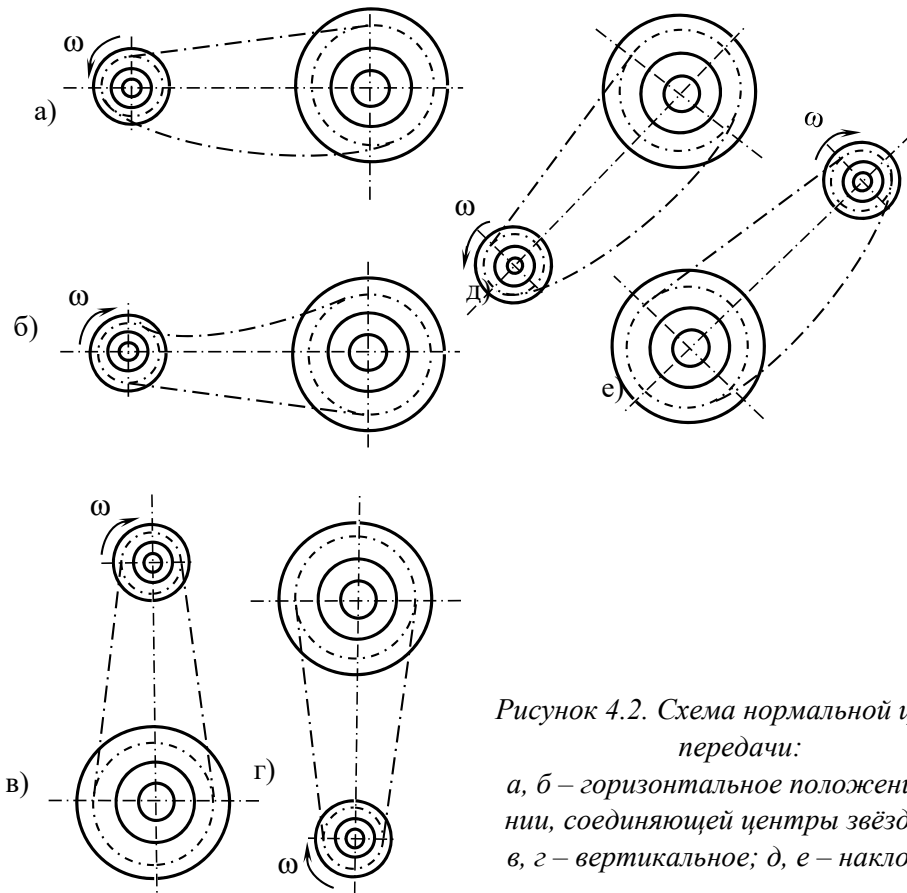


Рисунок 4.2. Схема нормальной цепной передачи:

а, б – горизонтальное положение линии, соединяющей центры звёздочек; в, г – вертикальное; д, е – наклонное.

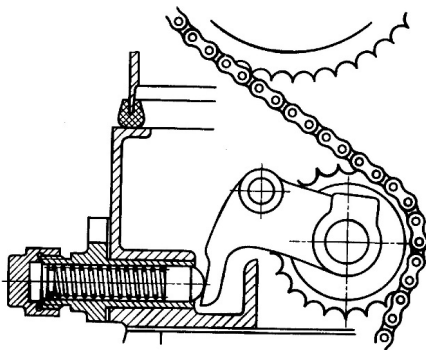


Рисунок 4.3. Натяжное устройство цепной передачи

В работающей передаче предварительно установленное провисание ведомой ветви цепи вследствие износа её элементов увеличивается. Для регулирования провисания применяют натяжные устройства в виде регулируемых натяжных (рисунок 4.3), оттяжных звёздочек (роликов) или передвижных опор. Регулирующие звёздочки или ролики ставят на ведомой ветви.

Число зубьев регулирующих звёздочек должно быть не меньше числа зубьев малой звёздочки. Ролики применяют при вертикальном или близком к нему положении. Передвижные опоры предпочтительнее,

они надёжны в работе, просты в обслуживании и позволяют с достаточной точностью регулировать стрелу провисания.



Цепные передачи могут надёжно работать в широком диапазоне передаваемых мощностей (от 0,1 до 5000 кВт), с окружными скоростями до 35 м/с и передаточными числами $u \leq 10$, межосевыми расстояниями до 8 м, имеют достаточно высокий КПД и обеспечивают надёжную передачу вращения одной цепью одновременно нескольким звёздочкам с одинаковым или противоположным направлением вращения. Они применяются в нефтепромысловом оборудовании, в машинах агропромышленного комплекса, угольных комбайнах, металлорежущих станках, автодорожной технике, мотоциклах, велосипедах и других машинах. Передачи, работающие с большими нагрузками и высокими скоростями, помещают в кожух, снабжают натяжными устройствами и обеспечивают смазкой.

Достоинства и недостатки. Достоинства цепных передач состоят в следующем:

1) возможность применения межосевых расстояний в широком диапазоне размеров;

2) меньшие, чем у ремённых передач, габариты; например, для передач, спроектированных по общепринятым нормам, с передаваемой мощностью 18,4 кВт и частотой вращения ведущих звеньев 1000 мин^{-1} , плоскоремённая передача будет иметь габариты в 3 раза, а клиноремённая в 2 раза больше, чем цепная [4];

3) отсутствие скольжения;

4) высокий КПД;

5) в сравнении с ремёнными передачами значительно меньшие усилия, передаваемые на опоры валов, так как не требуется высокое начальное натяжение;

6) возможность лёгкой замены цепи при эксплуатации;

7) возможность передачи движения нескольким звёздочкам;

8) возможность передачи больших мощностей с применением многорядных цепей.

Недостатки:

1) в открытых передачах цепи и звёздочки работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах, что способствует повышенному их износу (значительному при попадании пыли и грязи); износ шарниров приводит к увеличению шага звеньев и удлинению цепи, необходимости применения в конструкции передач натяжных устройств;

2) они требуют более точного монтажа при сборке, чем, например, клиноремённые передачи;

3) в эксплуатации необходим тщательный контроль натяжения цепи и регулярное смазывание;

4) кинематические особенности зацепления профиля зубьев звёздочек с рабочими элементами цепи таковы, что они приводят к неравномерному ходу цепи, колебанию передаточного отношения и повышенному шуму (особенно при малых числах зубьев звёздочек).

Многие из перечисленных недостатков существенно снижаются при проектировании передачи в закрытом кожухе с масляной ванной.

Преждевременное изнашивание цепи во многих случаях является следствием неправильного выбора её параметров условиям работы передачи, неудовлетворительного монтажа и недостаточного качества обслуживания в эксплуатации.



4.2. ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ И ВТУЛОЧНЫЕ

По служебному назначению цепи в машиностроении подразделяют на приводные и тяговые. В предлагаемом пособии рассматриваются только приводные цепи. Приводные цепи стандартизованы, их массово изготавливают на специализированных предприятиях. В качестве приводных применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Роликовые и втулочные цепи изготавливают в соответствии с ГОСТ 13568-97 «Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия» [6] и ГОСТ 21834-87 «Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности. Технические условия» [23].

Оба вида цепей находят широкое применение в тихоходных и быстроходных передачах.

При одинаковых условиях работы зубчатые цепи допускают большие скорости движения, создают меньший шум, так как обладают более высокой кинематической точностью, но они имеют большую металлоёмкость и большую стоимость. В пособии рассматриваются передачи с втулочно-роликовыми цепями.

Стандарт [6] устанавливает семь типов приводных втулочных и роликовых цепей.

- Два типа втулочных: ПВ – втулочные однорядные; 2ПВ – втулочные двухрядные.
- Четыре типа роликовых: ПР – роликовые однорядные; 2ПР – роликовые двухрядные; 3ПР – роликовые трёхрядные; 4ПР – роликовые четырёхрядные.
- Цепь с изогнутыми пластинами: ПРИ – роликовая с изогнутыми пластинами.

На рисунках 4.4–4.6 приведены конструкции втулочной, роликовой и роликовой с изогнутыми пластинами цепей. Цепи собирают из последовательно шарнирно соединённых между собой внутренних и наружных звеньев.

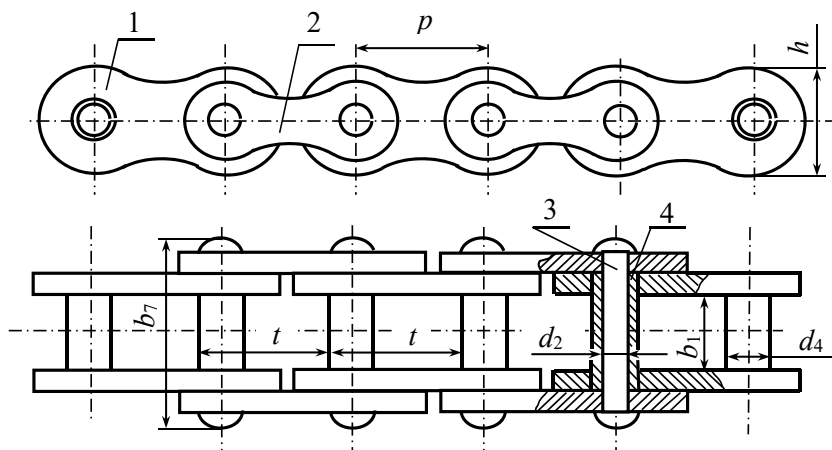


Рисунок 4.4. Приводная пластинчатая втулочная однорядная цепь:

- 1 – внутренняя пластина; 2 – наружная пластина; 3 – валик;
4 – втулка; t – шаг цепи; p – расстояние между рядами; d_2 – диаметр валика; d_4 – диаметр втулки; h – высота цепи.



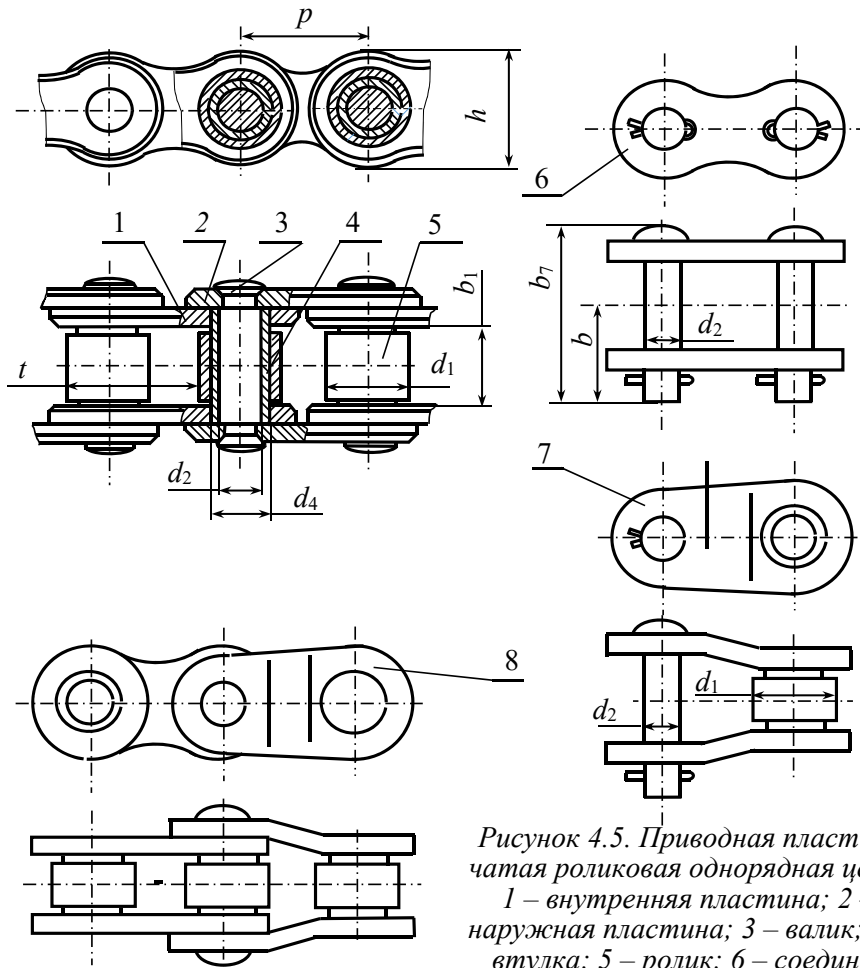


Рисунок 4.5. Приводная пластинчатая роликовая однорядная цепь: 1 – внутренняя пластина; 2 – наружная пластина; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – ролик; 6 – соединительное звено; 7 – переходное

звено; 8 – двойное переходное звено; t – шаг цепи; p – расстояние между рядами; d_1 – диаметр ролика; d_2 – диаметр валика; d_4 – диаметр втулки; b_1 – ширина внутреннего звена; b_7 – ширина замка; h – высота цепи.

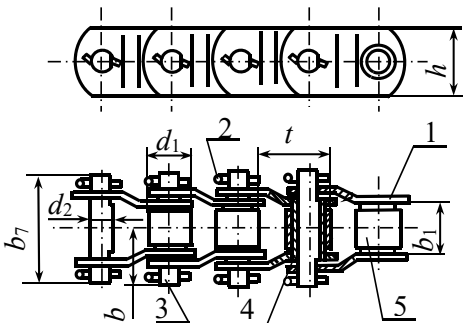


Рисунок 4.6. Приводная роликовая цепь с изогнутыми пластинами:

1 – пластина изогнутая; 2 – шплинт; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – ролик; t – шаг цепи; d_1 – диаметр ролика; d_2 – диаметр валика; b_1 – внутренняя ширина между пластинами; b_7 – ширина замка; h – высота цепи.



При сборке цепи внутренние и наружные звенья чередуются, образуя гибкое изделие – цепь.

Внутреннее звено втулочной цепи состоит из двух пластин 1 и двух втулок 4. В проушины пластин запрессованы втулки, через отверстия которых проходят валики 3 наружного звена (рисунок 4.5). В наружные пластины запрессованы валики, которые затем расклёпывают или развальцовывают. Правильно выполненные сопряжения с натягом деталей звеньев цепи обеспечивают качество цепи и её долговечность. Испытаниями установлено, что для цепей с шагом 15...45 мм наилучшей является посадка, когда между валиком имеется натяг 50...180 мкм, а между втулкой и пластиной – натяг 80...220 мкм [4].

Цепи типа ПВ промышленностью изготавливают только с шагом 9,25 мм, одно и двухрядными (рисунок 4.4).

Конструктивно роликовая цепь отличается от втулочной тем, что на её втулки 4 устанавливают по посадке с зазором ролики 5 (рисунок 4.5). В процессе работы ролики контактируют с зубьями звёздочек и благодаря снижению коэффициента трения уменьшают износ их рабочих профилей. Роликовые цепи имеют наибольшее применение в технике. Промышленностью выпускается помимо однорядных двух-, трёх- и четырёхрядные цепи с шагами от 8 до 63,5 мм.

Роликовая цепь с изогнутыми пластинами состоит из одинаковых подобных звеньев (рисунок 4.6), включающих изогнутые пластины 1, валики 3; втулки 4, ролики 5. Применяют различные конструкции валиков: гладкий, ступенчатый, валик с лыской. От смещения в осевом направлении валики фиксируют шплинтами, пружинными замками и др.

Цепи типа ПРИ изготавливают с шагами 78,1; 103,2 и 140,0 мм.

Для работы цепи в приводе её концы соединяют друг с другом, для этого используют соединительные 6 или переходные 7 и 8 звенья (рисунок 4.5). Для соединения концов цепи с чётным количеством звеньев используют соединительное звено 6, а при нечётном – переходное звено 7 (для цепи типа ПВ – без ролика). Валики этих звеньев запрессовывают только в одной пластине, в проушину второй пластины устанавливается валик по посадке с зазором, затем ставят шайбы и шплинты (иногда без шайб). Переходные звенья менее надёжны обычных, поэтому цепь с чётным числом звеньев предпочтительнее. В эксплуатации при значительном износе цепи требуется удаление одного звена, в этом случае используют двойное переходное звено 8.

Срок службы цепной передачи в большинстве случаев ограничивается долговечностью цепи, которая зависит от износостойкости шарниров. Поэтому в повышении долговечности цепи материал деталей звеньев и химико – термическая обработка их имеют определяющее значение. Пластины приводных цепей, пружинные замки изготавливают из холоднокатаного проката нормальной или повышенной точности по толщине из среднеуглеродистых или легированных сталей: 45; 50 ГОСТ 1050; 40Х 40ХН, 30ХН3А ГОСТ 4543 с последующей закалкой. Для изогнутых пластин допускается применение горячекатаного проката, как правило, из легированных сталей. Втулки изготавливают из холоднокатаного проката преимущественно из цементуемых сталей 15; 20; 15Х; 20Х; 12ХН3А; 20ХН3А; 20Х2Н4А; 30ХН3Ас последующей химико-термической обработкой.



Ролики изготавливают из холоднокатаного проката или калиброванной цементуемой стали, но, в связи с ударным характером их работы, с пониженной твёрдостью; валики – из калиброванной стали или холоднотянутой проволоки. Для них используют те же марки сталей, что для втулок. Требуемая стандартом [9] твёрдость деталей звеньев цепи приведена в таблице 4.1.

Таблица 4.1. Требуемая стандартом твёрдость деталей цепи

Наименование детали		Твёрдость HRC _э , не менее
1. Пластины		32
2. Валики и втулки цепи с шагом, мм	до 15,875	59,5
	св. 15,875	48,5
3. Ролики		43,5

Примечания. 1. Поле рассеивания показателя твёрдости не должно превышать 8 единиц. 2. Глубина обезуглероженного слоя на пластинах не должна превышать 0,3 мм; для оценки твёрдости этот слой должен быть удалён.

Стандарт устанавливает также требования к процессам химико-термической обработки деталей звеньев цепи: отношение глубины диффузного слоя (эвтектоидный и половина переходного слоя) к толщине ролика, втулки или диаметру валика должно соответствовать указанным в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Требования к глубине диффузного слоя деталей цепи после химико-термической обработки

Тип приводной цепи	Шаг t , мм	Относительная глубина диффузного слоя, %		
		валиков	втулок	роликов
ПР и ПВ	8...15,875	4,0...11,0	8...30	6...20
ПР	19,05...76,2	3,5...11,0	12...30	10...25
ПРИ	78,1...140	–	12...30	–

Таблица 4.3. Суммарный зазор между наружными и внутренними пластинами собранных однорядных цепей

Параметры	мм					
	Шаг t	8	9,525	12,7	15,875	19,05
Зазор	0,4	0,5	0,5	0,5	0,8	1,0
Шаг t	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	78,1...140
Зазор	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4	3,5

Примечание. При изготовлении пластин из холоднокатаного проката нормальной точности по толщине или горячекатаного проката допускается увеличение суммарного зазора на 50%.

На долговечность цепи значительное влияние оказывает смазка. Для попадания смазки в шарниры в собранной цепи необходимо обеспечить зазор между



внутренними и наружными пластинами; зазор необходим также для компенсации отклонений размеров деталей в осевом направлении для обеспечения лёгкой (без заеданий) подвижности в шарнирных соединениях. В таблице 4.3 приведены данные по суммарному зазору однорядных цепей.

Суммарный зазор многорядных цепей должен быть не более 80% произведения суммарного зазора однорядной цепи и числа рядов. Например, для трёхрядной цепи с шагом 12,7 мм и зазором между наружными и внутренними пластинами 0,5 мм суммарный зазор составит: $0,8 \cdot 0,5 \cdot 3 = 1,2$ мм. Таким образом, суммарный зазор этой цепи должен быть менее 1,2 мм.

Стандартные цепи и комплектующие к ним имеют обозначения. Обозначение цепи включает: тип цепи, затем через тире – шаг цепи в мм, на третьем месте – разрушающая нагрузка, кН, на четвёртом – индекс расстояния между внутренними пластинами (в случае отличия от основного размера), в конце через пробел – номер стандарта. Обозначения комплектующих изделий к цепи включают слово «Звено» с последующим указанием типа звена (С – соединительное; П – переходное; 2П – двойное переходное), далее указывается обозначение цепи.

Приведём следующие примеры.

1. Цепь приводная роликовая однорядная шага 12,7 мм с расстоянием между внутренними пластинами $b_1 = 7,75$ мм и с разрушающей нагрузкой 18,2 кН:

«Цепь ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97».

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

«Цепь ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568-97».

Комплектующие изделия для этой цепи:

звено соединительное – «Звено С-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568»;

звено двойное переходное – «Звено П2-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568»;

звено переходное – «Звено П-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568».

2. Цепь приводная роликовая трёхрядная шага 25,4 мм с разрушающей нагрузкой 171 кН:

«Цепь 3ПР-25,4-171 ГОСТ 13568-97».

3. Цепь приводная втулочная двухрядная шага 9,525 мм с разрушающей нагрузкой 20 кН:

«Цепь 2ПВ-9,525-20 ГОСТ 13568-97».

4. Цепь приводная роликовая с изогнутыми пластинами шага 103,2 мм с разрушающей нагрузкой 650 кН:

«Цепь ПРИ-103,2-650 ГОСТ 13568-97».

4.2.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ

В соответствии со стандартом [9] отечественная промышленность выпускает втулочные однорядные (ПВ) и двухрядные (2ПВ) цепи; номенклатура роликовых цепей шире; выпускаются: роликовые однорядные (ПР), двухрядные (2ПР), трёхрядные (3ПР), четырёхрядные (4ПР) и роликовые с изогнутыми пластинами (ПРИ). На рисунке 4.7 показаны принципиальные конструкции этих цепей с указанием обозначений основных размеров, их величины и основные технические параметры приведены в таблицах 4.4 и 4.5.



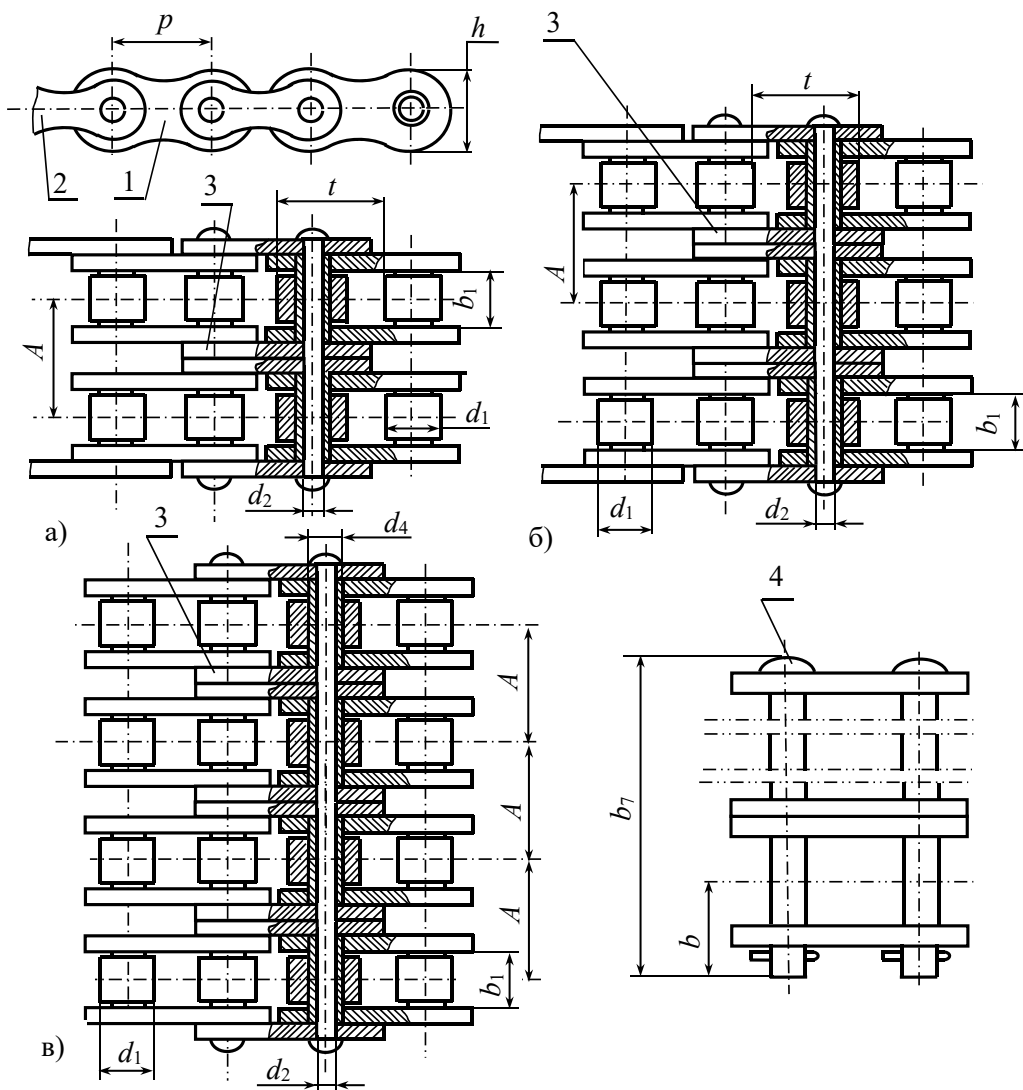


Рисунок 4.7. Цепи приводные пластинчатые роликовые многорядные:
 а – двухрядная; б – трёхрядная; в – четырёхрядная; 1 – внутреннее звено; 2 – наружное звено; 3 – промежуточная пластина; 4 – фрагмент соединительного и переходного звеньев; t – шаг цепи; p – расстояние между рядами; d_1 – диаметр ролика; d_2 – диаметр валика; b_1 – ширина внутреннего звена; b – расстояние от оси звена до замка; b_7 – ширина замка; h – высота цепи; A – расстояние между осями рядов.



Таблица 4.4. Основные параметры и размеры втулочных и роликовых однорядных цепей

Типоразмер цепи	Тип цепи	t	b_1 , не менее	d_2	d_1 , d_4	h , не более	b_7 , не более	b , не более	Разруша- ющая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчётная), кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ПП-8-4,6		8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	4,6	0,20
ПП-9,525-9,1		9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45
ПП-12,7-10-1		12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	10,0	0,30
ПП-12,7-9		12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9,0	0,35
ПП-12,7-18,2-1		12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПП-12,7-18,2		12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75
ПП-15,875-23-1	Роликовые однорядные типа ПР	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23,0	0,80
ПП-15,875-23		15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23,0	1,00
ПП-19,05-31,8		19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,90
ПП-25,4-60		25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60,0	2,60
ПП-31,75-89		31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89,0	3,80
ПП-38,1-127		38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	127,0	5,50
ПП-44,45-172,4		44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,50
ПП-50,8-227		50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227,0	9,7
ПП-63,5-354	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	354,0	16,0	



Продолжение табл. 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ПВ-9,525-11,5	Втулочные однорядные типа ПВ	9,525	7,60	3,59	5,0	8,80	18,5	10	11,5	0,50
		9,525	9,52	4,45	6,0	9,85	21,2	12	13,0	0,65
ПРИ-78,1-360	Роликовые с изогнутыми пластинами типа ПРИ	78,1	38,1	17,15	33,3	45,5	102	51	360	14,5
		78,1	38,1	19,00	40,0	56,0	102	51	400	19,8
ПРИ-103,2-650		103,2	49,0	24,00	46,0	60,0	135	73	650	28,8
		140	80,0	36,0	65,0	90,0	182	94	1200	63,0

Таблица 4.5. Основные параметры и размеры втулочных и роликовых многорядных цепей

Типоразмер цепи	Тип цепи	t	b_1 , не ме- нее	d_2	d_1 , d_4	A	h ,	b_1 ,	b ,	Разруша- ющая нагрузка, кН, не ме- нее	Масса 1 м цепи, (рас- чётная), кг
							не более				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2ПВ-9,25-20	Втулочные двухрядные типа 2ПВ	9,25	5,20	4,45	6,00	10,75	9,85	27,5	8,5	20	1,0
		12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	35	11	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	Роликовые двухрядные типа 2ПР	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	41	13	45,4	1,9
		19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	17,75	64,0	2,9
2ПР-25,4-114		25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	68	22	114,0	5,0



Продолжение табл. 4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2ПР-31,75-177	Роликовые двухрядные типа 2ПР	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	82	24	177,0	7,3
2ПР-38,1-254		38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,20	104	30	254,0	11,0
2ПР-44,45-344		44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110	34	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6		50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	130	38	453,6	19,1
3ПР-12,7-45,4	Роликовые трёхрядные типа 3ПР	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,80	50	11	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1		15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,80	57	13	68,1	2,8
3ПР-19,05-96		19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96,0	4,3
3ПР-25,4-171		25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	98	22	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	Роликовые четырёхрядные типа 4ПР	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	120	24	265,5	11,0
3ПР-38,1-381		38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,20	150	30	381,0	16,5
3ПР-44,45-517,2		44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	160	34	517,2	21,7
3ПР-50,8-680,4		50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	190	38	680,4	28,3
4ПР-19,05-128	Роликовые четырёхрядные типа 4ПР	19,05	12,70	5,94	11,91	22,78	18,08	17,75	101,9	128	5,75
4ПР-25,4-228		25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,20	22,00	129,9	228	10,9
4ПР-31,75-355		31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,20	24,00	157,5	355	14,7
4ПР-38,1-50,8		38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,20	30,00	197,1	508	22,0
4ПР-50,8-900		50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	38,00	252,3	900	38,0



Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг t и ширина b_1 ; основной силовой характеристикой – разрушающая нагрузка (Q), устанавливаемая экспериментально. В соответствии с международными соглашениями в цепях применяют шаг, кратный 25,4 мм (≈ 1 дюйму).

Действительный шаг звеньев цепи является переменной величиной, так как он связан с отклонениями его размеров (p, d_1, d_2, d_4). Поэтому отклонения шага – комплексная характеристика качества цепи. Стандарт [9] устанавливает предельные отклонения шага от номинального значения (таблица 4.6).

Таблица 4.6. Отклонения шага цепи от номинального значения

Тип приводной цепи	Шаг t , мм	Предельные отклонения от номинального значения, %
ПВ, 2ПВ, ПР, 2ПР, 3ПР	8...25,4	$\pm 0,90$
ПРИ	25,4...140	+0,90
		-0,40
ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР	19,05	+0,90
		-0,40
	25,4	+0,70
		-0,40
	31,75	+0,60 -0,20
38,1 и 44,45	+0,50 -0,20	
50,8 и 63,5	+0,36 -0,20	

При работе роликовой цепи в контакт с профилем звёздочки входит ролик, поэтому втулка внутреннего звена контактирует с валиком наружного (рисунок 4.5). Это приводит к износу внутренней поверхности втулки и наружной валика. Такой износ увеличивает шаг наружных звеньев, при этом шаг внутренних звеньев не изменяется, так как втулка запрессована в пластины. Таким образом, при работе цепь «вытягивается». Шаг звеньев цепи с изогнутыми пластинами увеличивается одинаково.

4.3. ЗВЁЗДОЧКИ К ПРИВОДНЫМ РОЛИКОВЫМ И ВТУЛОЧНЫМ ЦЕПЯМ

4.3.1. ПРОФИЛИ ЗУБЬЕВ ЗВЁЗДОЧЕК

Зубья звёздочек могут быть спрофилированы с различной формой. Обязательным является условие: форма зуба должна допускать свободный вход и выход шарнира цепи из зацепления и обеспечивать надёжное сцепление цепи со звёздочкой. Необходимо найти такую форму зубьев, при которой износ профиля будет наименьшим, а продолжительность работы цепи – наибольшей. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы количество фрез для изготовления профиля зубьев было минимальным.



Профили зубьев звёздочек по направлению их рабочей части к оси симметрии зуба делят на три вида: вогнутые, прямые и выпуклые. Стандартные профили зубьев звёздочек выполняют в соответствии с ГОСТ 591-69* «Звёздочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчёта и построения профиля зуба и инструмента. Допуски» [7] и ГОСТ 592-81 «Звёздочки для пластинчатых цепей. Методы расчёта и построения профиля зубьев. Предельные отклонения» [8]. Стандарты устанавливают следующие профили зубьев.

ГОСТ 591 устанавливает (рисунок 4.8) два профиля зубьев звёздочек:

- без смещения центров дуг впадин;
- со смещением центров дуг впадин.

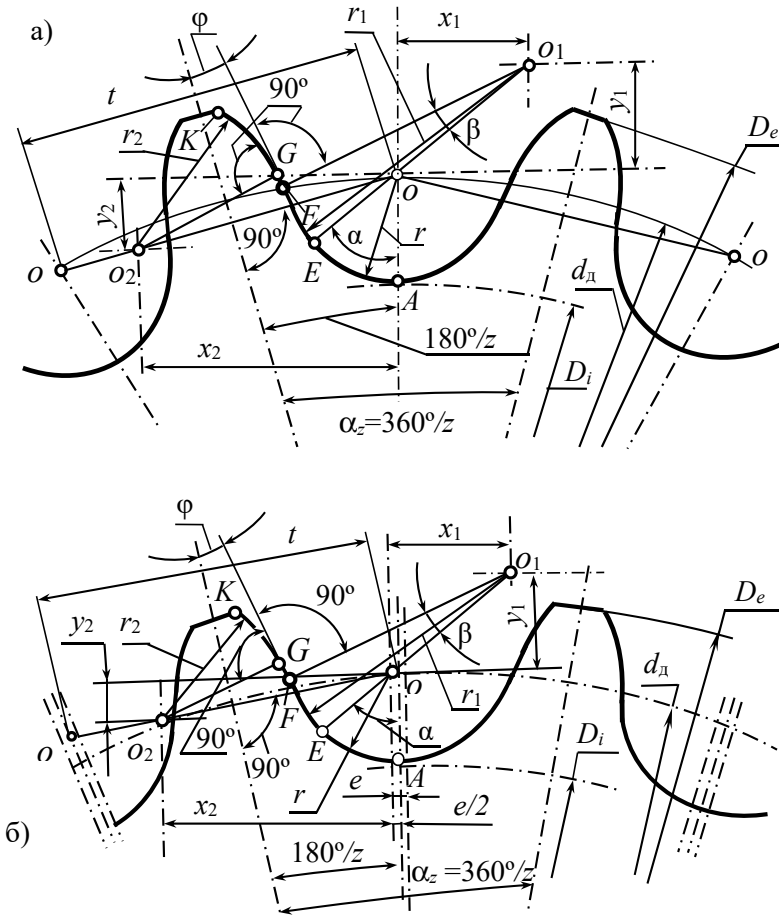


Рисунок 4.8. Теоретический профиль зубьев звёздочки по ГОСТ 591 к приводным роликовым и втулочным цепям:

a – без смещения центров дуг впадин; *б* – со смещением центров дуг впадин; профиль включает: впадину *AE*, вогнутую поверхность *EF*, прямолинейную поверхность *FG*, головку *GK*.



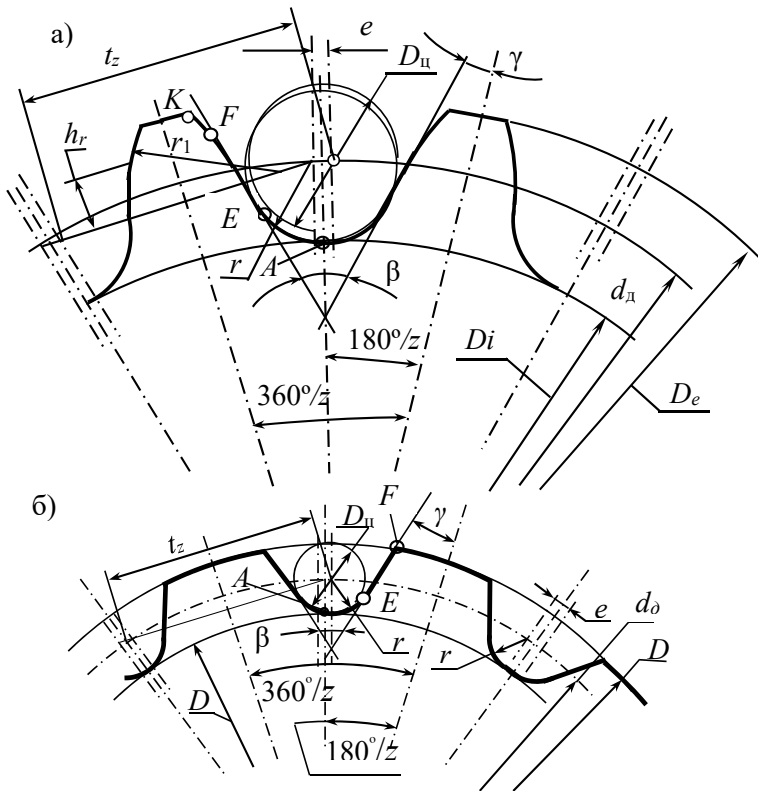


Рисунок 4.9. Профиль зубьев одноходовых звёздочек по ГОСТ 592:
 а – тип 1 с геометрической характеристикой зацепления $\lambda \leq 2,2$
 (профиль включает: впадину AE , рабочий участок с прямолинейной
 поверхностью EF , головку FK);

б – тип 2 с геометрической характеристикой зацепления $\lambda > 2,2$
 (профиль включает: впадину AE , рабочий участок с прямолинейной
 поверхностью EF); понятие «геометрическая характеристика» –
 в таблице 4.7.

ГОСТ 592 устанавливает (рисунок 4.9) три типа звёздочек:

- 1 – одноходовые звездочки с геометрической характеристикой зацепления $\lambda \leq 2,2$;
- 2 – одноходовые звездочки с геометрической характеристикой зацепления $\lambda > 2,2$;
- 3 – двухходовые и двухзаходные звездочки с геометрической характеристикой зацепления $\lambda \geq 3,5$ (в работе не рассматриваются).

Для чисел зубьев более 9 стандарт допускает выполнять профиль зубьев звёздочек типа 1 (рисунок 4.9а) по чертежу 4. б.



Расчёт и построение теоретических профилей зубьев звёздочек следует выполнять в соответствии с чертежами рисунков 4.8 и 4.9 по формулам таблиц 4.7 и 4.8 (линейные размеры, мм).

Таблица 4.7. Расчётные формулы элементов профиля зубьев звёздочки

Наименование параметра	Обозначение	Расчётная формула
1. Шаг цепи	t	Размеры выбирают по ГОСТ 13568 и ГОСТ 21834
2. Диаметр элемента зацепления цепей: втулочных $D_{ц} = d_4$ роликовых $D_{ц} = d_1$	$D_{ц}$	
3. Геометрическая характеристика зацепления	λ	$\lambda = t/D_{ц}$
4. Число зубьев звёздочки	z	–
5. Диаметр делительной окружности	d_d	$d_d = t \cdot \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{t}{\sin 180^\circ/z}$
6. Диаметр окружности выступов	D_e	$D_e = t \left(K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right)$
7. Коэффициент высоты зуба ($K = 2h/t$ (где h – хордальная высота зуба))	λ	от 1,40 до 1,50
	K	от 1,50 до 1,60
		от 1,60 до 1,70
		от 1,70 до 1,80
		от 1,80 до 2,00
8. Диаметр окружности впадин	D_i	$D_i = d_d - 2r$
9. Наибольшая хорда (для контроля звёздочек с нечётным числом зубьев)	L_x	$L_x = d_d \cdot (\cos 90^\circ/z) - 2r$ (без смещения)
		$L_x = d_d \cdot (\cos 95^\circ/z) - 2r$ (со смещением)
10. Радиус впадины	r	$r = 0,5025 D_{ц} + 0,05$ мм
11. Радиус сопряжения	r_1	$r_1 = 0,8D_{ц} + r = 1,3025D_{ц} + 0,05$ мм
12. Радиус головки зуба	r_2	$r_2 = D_{ц}(1,24\cos\varphi + 0,8\cos\beta - 1,3025) - 0,05$ мм
13. Половина угла впадины	α	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ/z$
14. Угол сопряжения	β	$\beta = 18^\circ - 56^\circ/z$
15. Половина угла зуба	φ	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ/z = 90^\circ - 180^\circ/z - (\alpha + \beta)$
16. Прямой участок профиля	FG	$FG = D_{ц}(1,24 \cdot \sin\varphi - 0,8 \cdot \sin\beta)$
17. Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба	OO_2	$OO_2 = 1,24D_{ц}$
18. Смещение центров дуг впадин	e	$e = 0,03t$
19. Координаты точки O_1	$x_1; y_1$	$x_1 = 0,8D_{ц} \cdot \sin\alpha; y_1 = 0,8D_{ц} \cdot \cos\alpha$
20. Координаты точки O_2	$x_2; y_2$	$x_2 = 1,24D_{ц} \cos 180^\circ/z; y_2 = 1,24D_{ц} \sin 180^\circ/z$

Диаметр окружности выступов D_e вычисляют с точностью до 0,1 мм, остальные линейные размеры – с точностью до 0,01 мм; угловые размеры – с точностью до 1'.



Таблица 4.8. Основные зависимости для расчёта и построения профиля зубьев звёздочек типов 1 и 2 для приводных цепей по ГОСТ 592

Наименование параметра	Обозначение	Расчётная формула				
1. Шаг цепи	t	Размеры выбирают по ГОСТ 13568-97 $D_{ц} = d_4$ $D_{ц} = d$				
2. Диаметр элемента зацепления цепей: втулочных роликовых	$D_{ц}$					
3. Геометрическая характеристика зацепления	λ	$\lambda = t/D_{ц}$				
4. Шаг зубьев звёздочки	t_z	$t_z = t$				
5. Число зубьев звёздочки	z	$z \geq 9$				
6. Диаметр делительной окружности	d_d	$d_d = t \cdot \operatorname{cosec} \frac{180^\circ}{z} = \frac{t}{\sin 180^\circ/z}$				
7. Диаметр окружности выступов	D_e	$D_e = t \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right)$				
8. Коэффициент высоты зуба приводных цепей	K	0,7				
9. Коэффициент числа зубьев	K_z	$K_z = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} = \frac{1}{\operatorname{tg} 180^\circ/z}$				
10. Диаметр окружности впадин приводных цепей	D_i	$D_i = d_d - (D_{ц} + 0,175 \sqrt{d_d})$				
11. Смещение центров дуг впадин	e	$e_{\min} = 0,01t$ $e_{\max} = 0,05t$				
12. Радиус впадины для приводных цепей	r	$r = 0,5 (D_{ц} - 0,05t)$, центр располагается на расстоянии r от дуги впадин				
13. Половина угла заострения для приводных цепей	γ	$\gamma = 13^\circ \dots 20^\circ$				
14. Угол впадины зуба	β	z	от...до	свыше		
		β°	6...8	9...11	12...15	16...22
15. Радиус закругления головки зуба при $\lambda \leq 2,2$	r_1	$r_1 = (t - 0,5 D_{ц} - 0,5 e) \operatorname{cos} \gamma$				
16. Высота прямолинейного участка профиля зуба при $\lambda \leq 2,2$	h_r	$h_r = r_1 \sin \gamma$				
17. Наибольшая хорда для контроля звёздочек с нечётным числом зубьев	L_x	$L_x = d_d \left(\operatorname{cos} \frac{90^\circ}{z} + \operatorname{arcsin} \frac{e}{d_d} \right) - 2r$				
18. Предельно допустимое увеличение шага цепи по зацеплению со звёздочкой	Δt	$\Delta t \leq 3\%$				



По таблице 4.8 вычисляют диаметры делительной окружности с точностью 0,01 мм, остальные линейные размеры – с точностью 0,1 мм; угловые – с точностью до 1'.

Таким образом, при проектировании цепной передачи для одной и той же цепи можно применить пять стандартных основных профиля зубьев звёздочки. От выбора и выполнения основного профиля зубьев в значительной мере зависит работоспособность цепной передачи. Форма основного профиля определяет условия контакта поверхности ролика и профиля зуба и влияет на динамическую нагрузку в передаче. Поэтому при разработке конструкции звёздочки необходимо

тщательно изучить условия работы передачи и назначить стандартный основной профиль, наиболее полно обеспечивающий требуемые технические показатели передачи. В том случае, когда стандартный профиль не обеспечивает выполнение предъявляемых требований, необходимо выполнить технико-экономический анализ, сопоставить различные формы профилей и выбрать оптимальную форму, исходя из конструктивных, технологических и эксплуатационных условий работы передачи.

На рисунке 4.10 приведены примеры стандартных профилей зубьев звёздочек с $z = 9$; $t = 31,75$ мм; $D_{\text{ш}} = d_1 = 19,05$ мм; $\lambda = 1,67$; $d_{\text{д}} = 92,83$ мм.

Основным критерием работоспособности цепных передач является износостойкость элементов цепи и основного профиля зубьев. Оценку выбора оптимального профиля зуба выполняют по контактному напряжению в паре «ролик

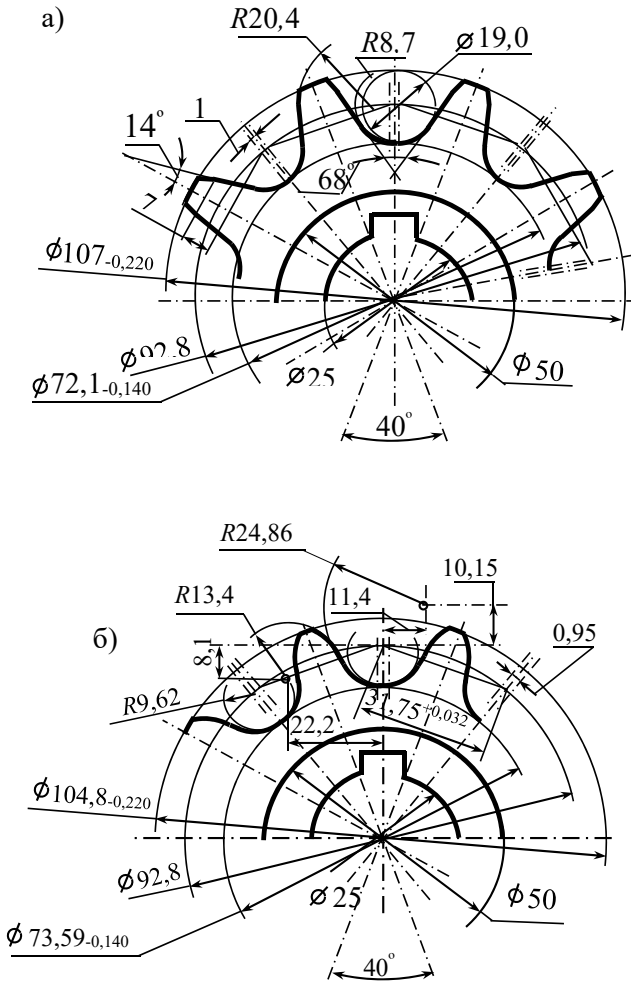


Рисунок 4.10. Профиль зубьев звёздочек:
 а – по ГОСТ 592 тип 1;
 б – по ГОСТ 591 со смещением.



цепи – зуб звёздочки». Экспериментально установлено, что контактные напряжения оказывают решающее влияние на износ и усталостную прочность элементов цепных передач. Однако сделать правильный вывод об оптимальности выбранного профиля из расчёта работы звёздочки только с новой цепью не представляется возможным. Поэтому расчёт максимальных контактных напряжений следует выполнить для случаев работы звёздочки с новой и изношенной цепью [6]. Максимальные контактные напряжения (МПа) находят по формуле Герца, преобразованной применительно к цепному зацеплению. В сопряжении «ролик цепи – зуб звёздочки» в зависимости от профиля звёздочки могут быть три вида контакта: выпукло-вогнутый, выпукло-плоский и выпукло-выпуклый.

Для выпукло-вогнутого контакта:

$$\sigma_{H_{\max}} = 274 \sqrt{\frac{P_{k_{\max}}}{b_1 D_{\psi}} \cdot \frac{r_1 - 0,5 D_{\psi}}{r_1}}; \quad (4.1)$$

для выпукло-плоского контакта:

$$\sigma_{H_{\max}} = 274 \sqrt{\frac{P_{k_{\max}}}{b_1 D_{\psi}}}; \quad (4.2)$$

для выпукло-выпуклого контакта:

$$\sigma_{H_{\max}} = 274 \sqrt{\frac{P_{k_{\max}}}{b_1 D_{\psi}} \cdot \frac{r_2 + 0,5 D_{\psi}}{r_2}}, \quad (4.3)$$

где $P_{k_{\max}}$ – наибольшее усилие в контакте, зависящее от типа цепи, положения её звена в контакте с зубом и числа зубьев.

При выполнении сравнительных статических расчётов с достаточной точностью это усилие можно определить по формуле:

$$P_{k_{\max}} = P \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} \leq 0,17 Q, \quad (4.4)$$

где P – рабочая нагрузка в цепи, Н; Q – усилия разрыва цепи по стандарту, Н; α_z – угловой шаг звёздочки, град.; γ_k – половина угла заострения в точке контакта звена цепи зуба звёздочки, град.; другие параметры – по рисункам 4.8 и 4.9.

Угол γ_k – сложная геометрическая функция и для различных условий контакта её можно определить, например, по методике, изложенной в [5], для выпукло-плоского контакта (формула (4.2)) условия контакта по мере износа цепи не изменяются, поэтому $\gamma_k = \gamma$ (половина угла заострения зуба).

Для звёздочек по рисунку 4.8 по мере износа цепи условия контакта изменяются от выпукло – вогнутого к выпукло-плоскому, а затем к выпукло – выпуклому. Таким образом, контактные напряжения следует последовательно рассчитывать по формулам (4.1)...(4.3).

Для звёздочек по рисунку 4.9 может быть два расчётных случая. Когда профиль зуба выполнен по типу 2 (прямолинейный), условия контакта в процессе износа цепи не изменяются и контактные напряжения определяют только по формуле (4.2). В том случае, когда профиль зубьев звёздочек типа 1 (рисунок 4.9а) выполнен по чертежу 4.9б, при износе цепи, начиная с точки С, контакт будет выпукло-выпуклый. В этом случае напряжения следует определять по формуле (4.3).



Рассмотрим на примере изменение напряжений в контакте «ролик цепи – профиль зуба» для звёздочек, приведённых на рисунке 4.10 с цепью ПР–31,75–89 ГОСТ 13568-97.

Пример 1. Выполнить расчёт контактных напряжений для звёздочек, приведённых на рисунке 4.10, работающих с новой и изношенной цепью ПР–31,75–89 ГОСТ 13568-97. При выполнении сравнительных статических расчётов рабочее усилие в передаче вычислять по формуле (4.4)

$$P_k = 0,17 \cdot Q \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} = (0,17 \cdot 89) \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} = 15,13 \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)}, \text{ кН.}$$

Дать рекомендации по применению профилей в механическом приводе.

Выполненный расчёт приведён в приложении П4. Результаты расчёта контактных напряжений показаны в таблице 4.9.

Таблица 4.9. Контактные напряжения в сопряжении
«ролик цепи – зуб звёздочки»

Профиль	ГОСТ 591-69			ГОСТ 592-81	
	выпукло-вогнутый	выпукло-плоский	выпукло-выпуклый	выпукло-плоский	выпукло-выпуклый
Контактные напряжения, σ_{Hmax} , МПа	1189	1622	2123	1524	1761
Коэффициент изменения напряжений, %	1	1,36	1,78	1,28	1,48

Расчёты показывают, что при работе звёздочки с выпукло-вогнутым профилем, работающей с новой цепью, в контакте возникают наименьшие контактные напряжения. При работе звёздочки (ГОСТ 591) с изношенной цепью, когда контакт приходится на плоский участок профиля, в контакте возникают напряжения на 36% выше, чем при работе с новой цепью, и на 78% выше, когда контакт изношенного звена цепи имеет место на выпуклом участке профиля. Таким образом, по мере износа цепи контактные напряжения увеличиваются, растут также и темпы износа профиля.

Контактные напряжения в звёздочках с профилем по ГОСТ 592 на участках с прямолинейной поверхностью не зависят от износа цепи и остаются постоянными со значениями на 28% выше напряжений звёздочки по ГОСТ 591, работающей с новой цепью. При работе звёздочки ГОСТ 592, тип – 1 в случае, когда контакт приходится на выпуклый участок профиля, напряжения на 20% ниже аналогичных напряжений звёздочек по ГОСТ 591 и на 15% выше напряжений при работе с новой цепью.

Выполненные расчёты показывают, что по износостойкости элементов цепи и основного профиля зубьев звёздочки с профилем по ГОСТ 591 не имеют значительных преимуществ перед профилем по ГОСТ 592.

Для повышения износостойкости следует отдавать предпочтение конструкциям звёздочек с высокой твёрдостью основных профилей зубьев.

Область применения каждого стандарта определяется скоростью движения цепи [5], [7], [8]. Звёздочки к приводным роликовым и втулочным цепям, про-



филь которых выполнен по [7], рекомендуется применять в передачах со скоростью движения цепи выше 5 м/с. Звёздочки с профилем без смещения центров дуг впадин стандарт рекомендует применять в особо точных кинематических реверсивных передачах с одно- и двухрядными цепями. В остальных случаях применяют звёздочки со смещением центров дуг впадин.

Звёздочки с профилем зубьев по [8] используют для пластинчатых тяговых и грузовых цепей, а также для приводных роликовых цепей [9], работающих при скоростях до 5 м/с.

4.3.2. РАЗМЕРЫ ВЕНЦОВ ЗВЁЗДОЧЕК

Стандарты [7] и [8] устанавливают также основные размеры в продольном сечении зубьев и венцов однорядной, двухрядной и многорядной звёздочек. На рисунке 4.11 и в таблице 4.10 приведены рекомендуемые для них размеры (в мм) и расчётные формулы по ГОСТ 591. Рекомендуемые ГОСТ 592 размеры (в мм) и форма продольного сечения зубьев звёздочек показаны на рисунке 4.12, расчётные формулы даны в таблице 4.11.

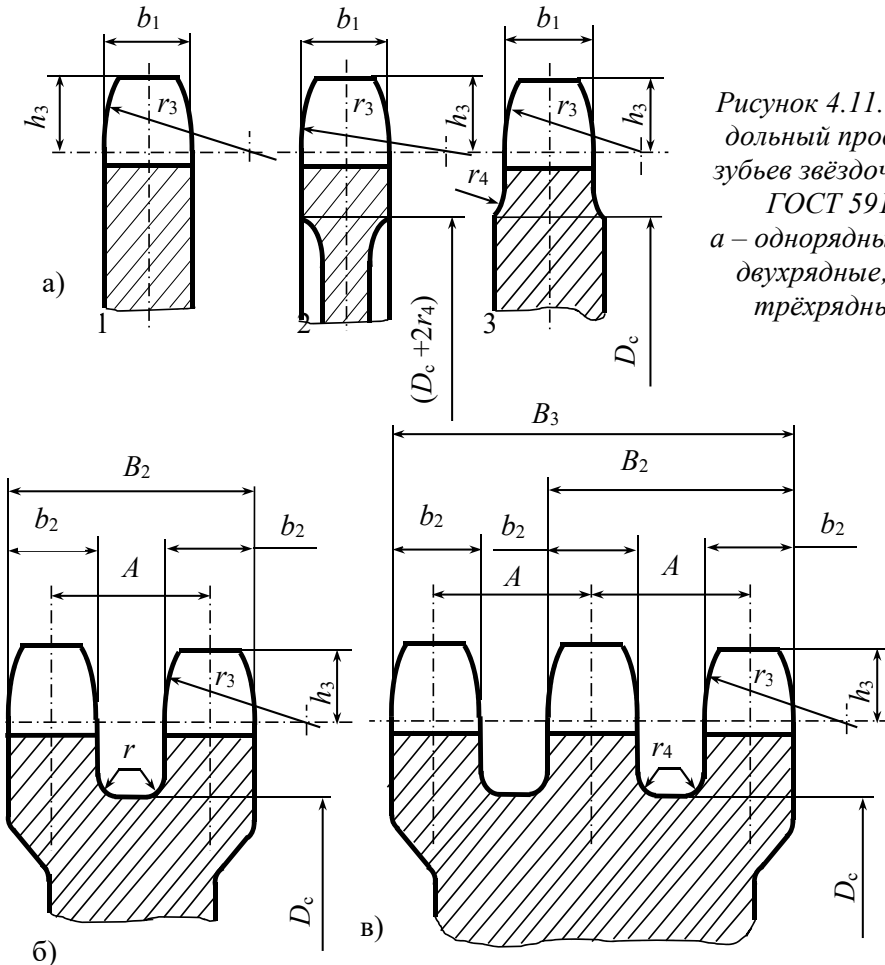


Рисунок 4.11. Продольный профиль зубьев звёздочек по ГОСТ 591:
а – однорядные; б – двухрядные; в – трёхрядные.



Таблица 4.10. Формулы для определения размеров звёздочек по ГОСТ 591, мм

Наименование параметра		Обозначение	Расчётная формула
1. Диаметр элемента зацепления цепей: втулочных $D_{ц} = d_4$, роликовых $D_{ц} = d_1$		$D_{ц}$	Размеры назначаются по ГОСТ 13568, ГОСТ 21834
2. Ширина пластины цепи (наибольшая)		h	
3. Расстояние между внутренними пластинами цепи		b_1	
4. Расстояние между осями цепи		A	
5. Радиус закругления зуба (наименьший)		r_3	$r_3 = 1,7 D_{ц}$
6. Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений		h_3	$h_3 = 0,8 D_{ц}$
7. Диаметр обода (наибольший)		D_c	$D_c = t(\text{ctg}180^\circ/z) - 1,3h$
8. Радиус закругления	при шаге $t \leq 35$ мм	r_4	$r_4 = 1,6$ мм
	при шаге $t > 35$ мм		$r_4 = 2,5$ мм
9. Ширина зуба звёздочки	однорядной	b_1	$b_1 = 0,93 b_3 - 0,15$ мм
	двух- и трёхрядной	b_2	$b_2 = 0,90 b_3 - 0,15$ мм
	многорядной	b_n	$b_n = 0,86 b_3 - 0,30$ мм
10. Ширина венца многорядной звёздочки		B_n	$B_n = (n-1) A + b_n$

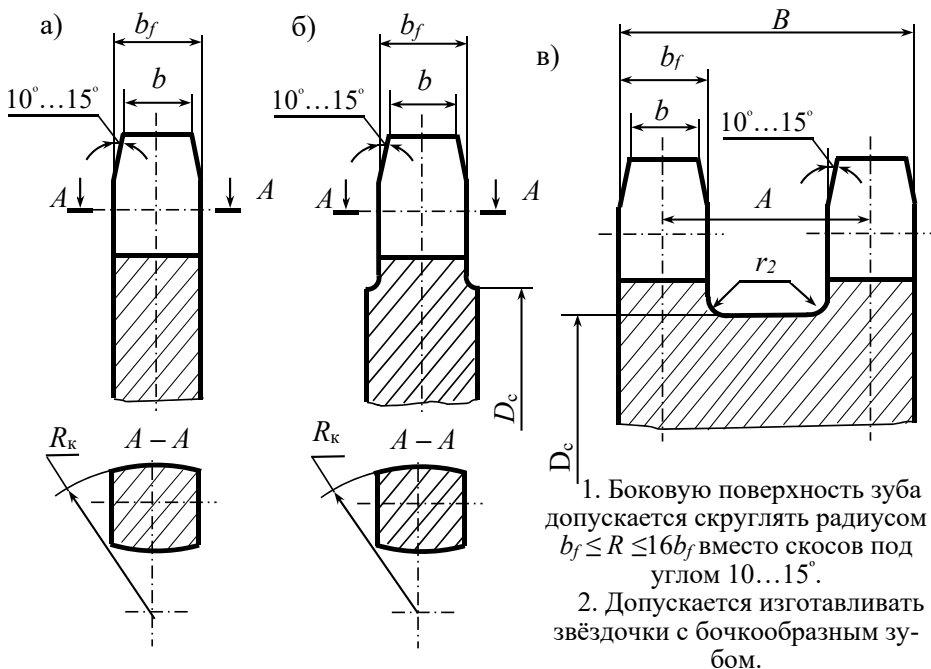


Рисунок 4.12. Продольный профиль зубьев звёздочек по ГОСТ 592:
 а – однорядные, б – однорядные со ступицей, в – двухрядные.



Таблица 4.11. Формулы для определения размеров звёздочек по ГОСТ 592, линейные размеры, мм

Наименование параметра	Обозначение	Расчётная формула
1. Шаг цепи	t	Размеры назначаются по ГОСТ 13568
2. Ширина между внутренними пластинами цепи	b_1	
3. Высота внутреннего звена цепи	H	
4. Ширина зуба звёздочки	b_f	$b_{fmax}=0,9 b_1 - 1$; $b_{fmin}=0,87 b_1 - 1,7$.
5. Ширина вершины зуба	b	$b=0,75 b_f$.
6. Расстояние между осями рядов звёздочек	A	Размеры назначаются по ГОСТ 13568
7. Радиус сопряжения обода со ступицей	r_2	$r_2=1,6$
9. Ширина венца двухрядной звёздочки	B	$B=A + b_f$
10. Диаметр венца	D_c	$D_c = t(\text{ctg}180^\circ/z) - 1,3h$
11. Радиус выпуклости	R_k	$R_k=28,65 b_1/\varphi_c$
12. Расчётный угол условного смещения звёздочек, градусы	φ_c	$3^\circ \dots 10^\circ$

4.3.3. ТОЧНОСТЬ РАЗМЕРОВ ЗУБЬЕВ И ВЕНЦОВ ЗВЁЗДОЧЕК

Стандарты [7] и [8] устанавливают точность размеров зубьев и венцов звёздочек.

Профили зубьев звёздочек по ГОСТ 591 получают методом обката по основной окружности или методом деления. Для звёздочек с числом зубьев $z \geq 9$ стандарт устанавливает профиль основной рейки и регламентирует его параметры, которые зависят от элемента зацепления $D_{ц}$ и шага цепи t . Профиль зуба звёздочек, получаемый методом обката, отклоняется от теоретического. Величина отклонения зависит от числа зубьев и не превышает в нормальном направлении к теоретическому профилю на участках $EFG 0,01t$ и $GK 0,015t$ (рисунок 4.8).

При формировании зубьев методом копирования (радиальной штамповкой или дисковой фрезой) для каждого числа зубьев требуется свой инструмент, так как половина угла впадины α зависит от числа зубьев (рисунок 4.8, таблица 4.7). Для повышения технологичности изготовления таких деталей нарезание зубьев звёздочек $z \geq 7$ выполняют комплектом фрез (таблица 4.12). В этом случае практический и теоретический профили совпадают только при расчётном числе зубьев z_1 для группы.

Таблица 4.12. Комплект фрез для нарезания зубьев методом копирования

Группа фрезы	№	1	2	3	4	5
Число зубьев нарезаемой звёздочки	z	7...8	9...11	12...17	18...35	36 и более
Расчётное число зубьев для группы	z_1	7,5	10	14	25	56



ГОСТ 592 устанавливает профиль инструмента для нарезания зубьев на металлорежущих станках. Разнотипность и число профилирующих инструментов для звёздочек одного шага сокращают путём группирования углов впадины β (таблица 4.8, пункт 13). Угол впадины β и угол заострения γ связаны между собой зависимостью:

$$\beta = 2\gamma + \alpha_z = 2\gamma + 360^\circ/z. \quad (4.5)$$

При заданном числе зубьев и принятом угле β угол γ находят по (4.5). Этот комплекс мер позволяет помимо главного профиля зуба звёздочки выдерживать необходимую точность по всем остальным размерам зуба: высоте ножки, высоте прямолинейного профиля, радиусу впадины, смещению центров дуг впадины и радиусу закругления головки зуба. Погрешность профиля не должна превышать $(0,2 \dots 0,3)t$.

По остальным размерам звёздочки ГОСТ 591 [7] устанавливает три группы точности – *A*, *B* и *C*. В таблице 4.13 приведены предельные отклонения и допуски размеров зубьев и венцов по группам точности. Предельные отклонения и допуски размеров группы *A* назначают для деталей быстроходных и реверсивных передач, группы *C* – для тихоходных передач.

Стандарт [8] устанавливает две степени точности размеров зубьев звёздочек. *Первая степень точности* относится к звёздочкам, работающим в цепных передачах и устройствах при скорости 3...5 м/с.

Вторая степень точности устанавливается звёздочкам, работающим в цепных передачах и устройствах при скорости менее 3 м/с, а также для звёздочек в виде сборочных единиц. Предельные отклонения основных размеров звёздочек по ГОСТ 592 приведены в таблице 4.14. Точность других размеров, не установленных стандартом [8], целесообразно назначать по стандарту [7], так как звёздочки работают с цепью одного стандарта.

Многорядные звёздочки необходимо изготавливать точнее однорядных. Это связано с тем, что многорядные цепи более жёсткие в поперечном направлении, поэтому хуже однорядных компенсируют торцовое биение венцов звёздочки и их несовпадение в передаче. Несовпадение торцов зубьев работающих в паре звёздочек не должно превышать 0,5 мм на 1 м межцентрового расстояния [9]. Допуск на отклонение шага зубьев в одной звёздочке и радиальное биение окружности впадин соответственно определяют в этом случае по формулам: $\delta_{tz} \leq 0,0016\sqrt{t \cdot z}$, $\delta_z < 0,004\sqrt{t \cdot z}$, мм [5]. Шероховатость поверхности профилей зубьев звёздочки назначают в зависимости от скорости движения цепи: до 8 м/с принимают $R_a \leq 6,3$; свыше 8 м/с – $R_a \leq 3,2$.

В соединении «вал – ступица» звёздочки предельные отклонения отверстия назначают не ниже *H8*.

4.3.4. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗВЁЗДОЧЕК

Выбор материала звёздочки и разработка её конструкции – процессы взаимосвязанные. В ходе эскизной компоновки цепной передачи по служебным характеристикам определяют основные геометрические параметры передачи (тип цепи, её шаг – *t*; межосевое расстояние – *a*; размеры и число зубьев звёздочек и др.). По условиям эксплуатации цепных передач требуется, чтобы звёздочки были долговечнее цепей.



Таблица 4.13. Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звёздочек по группам точности (ГОСТ 591)

Наименование параметра		Группа														
		A					B					C				
		Диаметр звёздочки, мм														
Шаг t , мм	до 120	св. 120 до 260	св. 500 до 800	св. 800 до 1250	св. 1250 до 260	св. 260 до 500	св. 500 до 800	св. 800 до 1250	св. 1250 до 260	св. 260 до 500	св. 500 до 800	св. 800 до 1250	св. 1250 до 260	св. 260 до 500	св. 500 до 800	св. 800 до 1250
	25	32	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800
	Св. 20 до 35	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000
	Св. 35 до 55	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000
	Св. 55	–	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1000
2. Диаметр D_e окружности выступов		$h11$														
3. Диаметр D_i окружности впадин и наибольшая хорда L_x		$h10$														
4. Диаметр $2r$ впадины зуба		$h11$														
5. Ширина b_1, b_2 и b_n зуба и B_2, B_3 и B_n венца		$h11$														
6. Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца, δ_z .	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	1600	1600



Таблица 4.14. Предельные отклонения основных размеров звёздочек по ГОСТ 592

Наименование параметра	Тип звёздочки	Предельные отклонения для степеней точности, мм	
		1	2
1. Разность шагов	1, 2	$\delta_{tz} = 0,01\sqrt{t \cdot z}$	$\delta_{tz} = 0,025\sqrt{t \cdot z}$
2. Диаметр окружности впадин		$\delta_{Di} = -0,032\sqrt{t \cdot z}$	$\delta_{Di} = -0,080\sqrt{t \cdot z}$
3. Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца		$\delta_z = 0,001D_i + 0,1$, но не более 1,2	$\delta_z = 0,005D_i$, но не более 1,2

Звёздочки в процессе работы подвергаются износу, испытывают ударные и циклические нагрузки. Долговечность звёздочек определяется в основном износом профилей зубьев. Поэтому материал для звёздочек должен позволять получать высокую твёрдость рабочих поверхностей профилей зубьев и обладать достаточной прочностью, вязкостью и надёжностью работы в различных климатических условиях и средах.

Для обеспечения служебных свойств конкретной детали каждый из перечисленных выше показателей может стать определяющим при назначении её материала (таблица 4.15). Технологии изготовления должны обеспечить высокое качество детали при минимальных производственных затратах. Совместить эти требования не всегда удаётся. Снижению трудозатрат, энергии и материалов способствует разработка технологичной конструкции детали для всех или большинства стадий её изготовления и контроля.

Если первоначально назначенный материал звёздочки обеспечивает требуемую долговечность привода, то работу над конструкцией продолжают. Если нет, возвращаются к рабочей компоновке, устраняя недостатки конструкции либо подбирая другой материал.

При выборе марки стали для конкретной звёздочки следует учитывать следующее.

1. В начальной стадии проектирования следует отдавать предпочтение менее легированным или даже углеродистым сталям. Необходимо учитывать, что высокоуглеродистые стали склонны к повышенной хрупкости при нормальной и отрицательной температурах, обладают повышенной чувствительностью к перегреву при термической обработке, склонны к образованию трещин и изменению размеров, более чувствительны к концентраторам напряжений; повышенное содержание углерода в стали приводит к ухудшению обрабатываемости даже в отожжённом состоянии.

2. Закалка углеродистых сталей после механической обработки с высокими скоростями охлаждения (в воде) приводит к изменению размеров детали (короблению), к появлению больших внутренних напряжений, возрастает вероятность



появления закалочных трещин в местах концентраторов напряжений (у буртиков, выточек, канавок и др.).

Таблица 4.15. Материалы звёздочек

Материал	Вид термической обработки	Механические свойства после термической обработки		Механический привод
		Твёрдость	Временное сопротивление σ_b , МПа	Цепные передачи
1. Сталь 15, сталь 20 ГОСТ 1050-88	Ц, 3, Он	<i>HRC</i> 56...62 поверхности	600...900	Ведущие и ведомые звёздочки с малым числом зубьев ($z < 25$) при ударных нагрузках
2. Сталь 45Л, сталь 50Л ГОСТ 977-88	3, Он	<i>HRC</i> 45...50	600...750	Ведущие и ведомые звёздочки ($z < 40$), работающие без резких толчков и ударов при неблагоприятных условиях по износу
3. Сталь 45, сталь 45Г, сталь 50, сталь 50Г ГОСТ 1050-88	3, Он	<i>HB</i> 335...418	900...950	
4. Сталь 15Х, сталь 20Х ГОСТ 4543-71	Ц, 3, Он	<i>HRC</i> 54...62 поверхности	850...1000	Ведущие и ведомые звёздочки ($z < 30$) передач ответственного назначения, работающие с большими нагрузками динамического характера
5. Сталь 40Х, сталь 40ХН, Сталь 45Х, сталь 45ХН, ГОСТ 4543-71	3, Он	<i>HRC</i> 35...45	980...1030	Ведущие и ведомые звёздочки передач ответственного назначения с цепями повышенного качества, где требуются звёздочки с высокой износостойкостью и прочностью
6. Сталь 40Х, сталь 40ХН, Сталь 45Х, сталь 45ХН, ГОСТ 4543-71, сталь 58 ГОСТ 1050-88	Закалка ТВЧ	Слой заданной глубины, не менее <i>HRC</i> 57...60	2100... 2300	
7. Чугун СЧ 18 ГОСТ 1412-85	3, О	<i>HB</i> 321...429	320	Ведомые звёздочки с большим числом зубьев ($z > 50$) при работе со скоростью до 3 м/с
8. Чугун СЧ 30 ГОСТ 1412-85	3, О	<i>HB</i> 353...420	180...280	Ведомые звёздочки сложной конфигурации и ведущие с большим числом зубьев ($z > 30$)

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: 3 – закалка; О – отпуск; Он – отпуск высокий; Он – отпуск низкий; Ц – цементация.

3. Прокаливаемость (полоса прокаливаемости) является важным инструментом в оценке распределения структуры металла по сечению и его глубине; о структуре и механических свойствах материала детали можно судить по распределению значений твёрдости в поперечном сечении детали.



4. С увеличением числа легирующих элементов в стали её прокаливаемость растёт.

5. Легированные хромом и никелем стали при соответствующих режимах термообработки обладают повышенной надёжностью работы материала.

6. Звёздочки, подверженные воздействию динамичных нагрузок, желательно изготавливать из сталей, содержащих никель.

7. Следует эффективно использовать метод конструктивной преемственности, привлекая в первую очередь опыт конструкторской службы своего предприятия, смежных и передовых предприятий машиностроения, государственных и отраслевых стандартов.

В зависимости от размеров, назначения, условий работы и серийности выпуска звёздочки изготавливают из проката, поковок, штамповок или литых заготовок. Звёздочки с малым числом зубьев из-за большего числа зацеплений в единицу времени изнашиваются быстрее, поэтому их изготавливают из качественных углеродистых или легированных сталей.

Заготовки крупных звёздочек с числом зубьев $z > 30$ получают литьём из стали или чугуна. Для этих целей используют серый чугун ГОСТ 1412 с пластинчатым графитом или чугун с шаровым графитом ГОСТ 7293 с закалкой. Например, СЧ20 ГОСТ 1412-85, ВЧ35 ГОСТ 7293-85. Проектирование литых деталей машин подробно изложено в [31].

Применяемые материалы для изготовления звёздочек приведены в таблице 2.15 [5], [24], [29], [31].

4.4. КОНСТРУКЦИЯ ЗВЁЗДОЧЕК

4.4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепь, зубья и венец звёздочки являются элементами, определяющими её конструкцию. Любая конструкция звёздочки состоит из диска с зубчатым венцом и ступицы. В редких случаях диск объединяют с валом.

ГОСТ 2.408-68 «Правила выполнения рабочих чертежей звёздочек приводных роликовых и втулочных цепей» [11] устанавливает правила выполнения элементов зацепления на рабочих чертежах звёздочек для приводных роликовых и втулочных цепей с профилем зубьев по ГОСТ 591. На чертеже звёздочки в правом верхнем углу помещают таблицу параметров (рисунок 4.13). В правый столбец таблицы заносятся сведения для изготовления (строки 1), для контроля готовой детали (строки 2), справочные данные (строки 3).

Другие элементы конструкции зависят от служебного назначения привода, поэтому имеют разнообразные формы. Малая звёздочка, как правило, имеет относительно простые формы (рисунок 4.14); вращательное движение и вращающий момент привода передаются здесь соединением «вал – ступица» [28]. В практике конструирования часто принимают $l/d \geq 0,8$, где l – длина ступицы звёздочки; d – диаметр отверстия в ступице под вал. Внешний диаметр ступицы $D_{ст}$, связанный с диаметром отверстия под вал, определим [30] по зависимости:

$$\frac{D_{ст}}{d} = 1,9 \cdot d^{-0,07}. \quad (4.6)$$



1	Число зубьев		z	
	Сопрягаемая цепь	Шаг	t	
		Диаметр ролика	d_1	
2	Профиль зуба по ГОСТ 591-69		–	
	Группа точности по ГОСТ 591-69		–	
	Диаметр окружности впадин (наибольшая хорда)		D_i (L_x)	
	Допуск на разность шагов		–	
	Допуск радиального биения окружности впадин		–	
	Допуск торцового биения зубчатого венца		–	
	Диаметр делительной окружности		d_d	
3	Смещение центров дуг впадин		e	
	Сопрягаемая цепь	Ширина внутренней пластины	h	
		Расстояние между внутренними пластинами	b_1	
	20 _{min}		10	35
110				

На максимальный размер внешнего диаметра ступицы $D_{ст}$ при малом числе зубьев звёздочки накладываются ограничения, связанные с тем, что в процессе движения пластины цепи могут задевать за наружную поверхность ступицы, т.е. размер $D_{ст}$ должен быть меньше или равен D_c (рисунок 4.14). Полагая, что ролик (втулка) при работе вступает в контакт с поверхностью окружности впадин D_i (рисунки 4.5, 4.8, 4.9), а цепь имеет диаметр ролика d_1 и высоту пластин h , установим зависимость для определения возможного (номинального, без допусков) зазора Δ между пластиной цепи и наружной поверхностью ступицы звёздочки:

Рисунок 4.13 Таблица параметров зубчатого венца звёздочки:

1 – параметры для изготовления; 2 – данные для контроля; 3 – справочные данные; в 4-й строке сверху в правом столбце вносится: «Без смещения» или «Со смещением»; в первой строке 2-го раздела записывается: «Размер диаметра окружности впадин D_i » и предельные отклонения (звёздочки с чётным числом зубьев) или «Размер наибольшей хорды L_x » и предельные отклонения (звёздочки с нечётным числом зубьев); числовые данные заносятся в правый столбец.

$$\Delta = 0,5(D_i + d_1 - h - D_{ст}). \quad (4.7)$$

Например, в цепном приводе используется цепь ПВ–9,525–13,0 и ведущая звёздочка с числом зубьев $z = 17$; диаметр вала под звёздочку 25 мм.

Определить возможный зазор Δ .



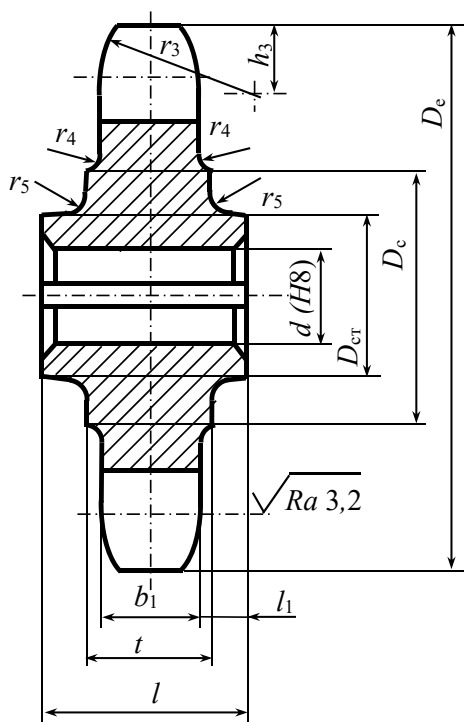


Рисунок 4.14. Эскиз звёздочки с малым числом зубьев

чатый венцом отделяют от ступицы. Диск устанавливают на центр по посадке и крепят к нему с помощью резьбовых деталей (рисунок 4.15). В нереверсивных передачах, меняя плоскость прилегания диска с венцом к ступице, меняют местами рабочие профили зубьев звёздочки, увеличивая срок службы звёздочки.

Ступицы, расположенные симметрично относительно плоскости симметрии зубчатого венца, являются более конструктивными и технологичными. В соединении «вал – ступица звёздочки» от действия рабочей нагрузки в цепи в этом случае не возникает изгибающий момент, дополнительно деформирующий вал и кромку ступицы. При эксплуатации нереверсивных пе-

По таблицам 4.4 и 4.7 имеем (размеры в мм): $t = 9,525$; $d_1 = 6$; $h = 9,85$; $D_i = d_d - 2r = t/(\sin(180^\circ/z) - 2(0,5025 d_1 + 0,05 \text{ мм})) = 9,525/(\sin(180^\circ/17) - 2(0,5025 \times 6 + 0,05 \text{ мм})) = 45,71$.

По формуле (4.6) найдём отношение $D_{ct}/d \cdot \frac{D_{ct}}{d} = 1,9 \cdot d^{-0,07} = 1,9 \cdot 25^{-0,07} \approx 1,52$; $D_{ct} = 1,52 \cdot 25 = 38 \text{ мм}$.

$\Delta = 0,5(D_i + d_1 - h - D_{ct}) = 0,5(45,71 + 6 - 9,85 - 38) = 3,86 \text{ мм}$.

Таким образом, пластины цепи проходят ступицу с зазором $\Delta > 3,8 \text{ мм}$.

В том случае когда зубья звёздочки подвержены быстрому износу, диск с зуб-

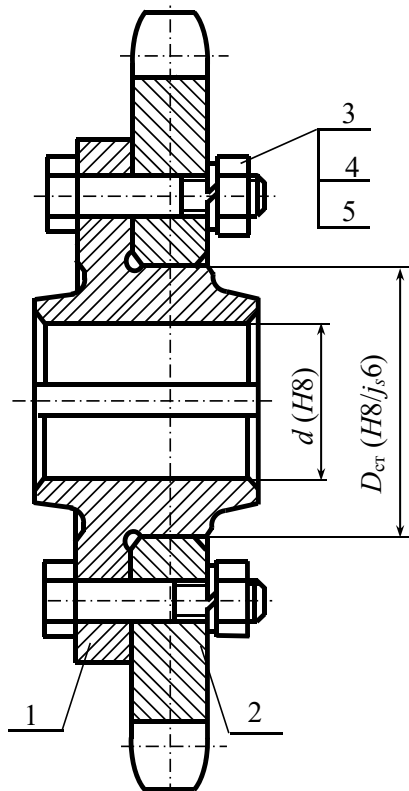


Рисунок 4.15. Сборная звёздочка со сменным диском:

1 – ступица; 2 – диск; 3 – болт; 4 – гайка; 5 – шайба стопорная.



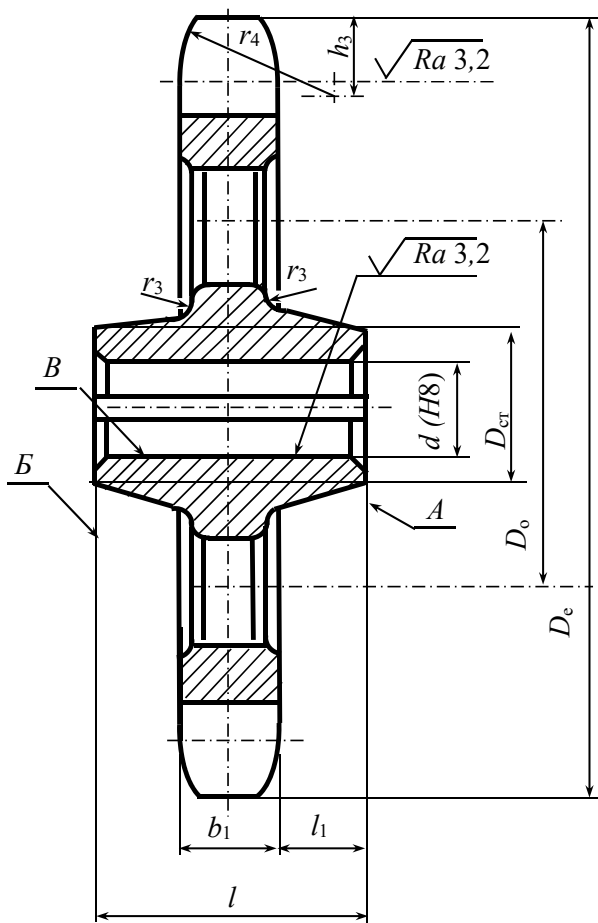


Рисунок 4.16. Эскиз звёздочки с большим числом зубьев

сборки. Длину ступиц звёздочек рекомендуют назначать в пределах $l = (0,8 \dots 1,5) \cdot d$ для одновенцовых звёздочек и $l = (0,6 \dots 0,7) \cdot d$ – для звёздочек с двумя венцами; для шлицевых соединений рекомендуют $l = (0,6 \dots 0,7) \cdot d$ [29]. При установке звёздочек на стандартные изделия длину посадочной поверхности назначают по ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты» и ГОСТ 12081-94 «Концы валов конические с конусностью 1:10. Основные размеры. Допускаемые крутящие моменты».

Наибольшее распространение в приводе находят звёздочки с монолитными зубьями. Такие звёздочки при соответствующем выборе материала и его химико-термической обработки обладают высокой прочностью и износостойкостью. Для натяжных и оттяжных звёздочек с монолитными зубьями термообработку, как правило, не применяют, так как их ресурс выше термообработанных ведущих и

редач в случае износа рабочего профиля звёздочки появляется возможность, повернув звёздочку на 180° градусов, практически вдвое увеличить её срок службы.

Звёздочкам больших размеров придают разнообразную форму в зависимости от назначения привода и его компоновки. В большинстве конструкций они имеют ступицу, диск или спицы и обод (рисунок 4.16).

Важной характеристикой соединения «вал – ступица» является длина сопряжения, так как этот параметр влияет на базирование детали на валу. Длина его зависит также от прочности шпоночных и шлицевых соединений.

Например, при посадках с натягом, когда отношение длины ступицы к посадочному диаметру $l/d \geq 0,8$, базой считают цилиндрическую поверхность, а при $l/d \leq 0,8$ база – торец буртика вала, к которому поджимают деталь в процессе



ведомых звёздочек из-за значительно меньшего силового воздействия. Для базирования звёздочек на валу необходимо регламентировать шероховатость поверхностей A и B , их геометрическую точность, параллельность и радиальное биение относительно поверхности B (рисунок 4.16). Уровень геометрической точности устанавливаются по ГОСТ 24643 «Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения» [10]. Для деталей жёсткой конструкции стандарт устанавливает три уровня соотношения допусков размера (T) и относительной геометрической точности поверхности (T_ϕ).

A – нормальный, наиболее часто используемый в машиностроении для поверхностей без особых требований к точности формы при невысокой скорости вращения или перемещения:

$T_\phi = 0,3 T$ (цилиндрические поверхности);

$T_\phi = 0,6 T$ (плоские поверхности).

B – повышенный, применяемый для поверхностей, работающих при средних нагрузках и скоростях до 1500 мин^{-1} , поверхностей, образующих переходную или посадку с натягом:

$T_\phi = 0,2 T$ (цилиндрические поверхности);

$T_\phi = 0,4 T$ (плоские поверхности).

C – высокий, рекомендуемый для поверхностей, работающих с высокими нагрузками при скоростях более 1500 мин^{-1} с высокой плавностью хода и низким трением, при повышенных требованиях к точности центрирования:

$T_\phi = 0,12 T$ (цилиндрические поверхности);

$T_\phi = 0,25 T$ (плоские поверхности).

Шероховатость поверхностей можно определить по (3.32).

4.4.2. ВЫБОР ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ЗВЁЗДОЧЕК ПЕРЕДАЧИ

Число зубьев звёздочек оказывает влияние на габариты, срок службы и надёжность работы передачи. Число зубьев малой звёздочки (в большинстве случаев ведущей) необходимо назначать с учётом частоты её вращения. От правильного выбора z_1 в значительной мере зависит работоспособность передачи в целом. Числа зубьев малой и большой звёздочек связаны передаточным числом $z_2 = uz_1$. Чаще всего передаточное число относится к параметрам технического задания. Рекомендуется принимать наибольшие возможные числа зубьев звёздочек. Это объясняется следующим.

- Скорость движения цепи (при постоянной частоте вращения) повышается, и пропорционально снижается натяжение цепи, что даёт возможность применять цепь с меньшим шагом.
- При огибании звёздочки цепью в момент посадки звена на рабочую поверхность зуба и при выходе из зацепления углы сопряжения валика и втулки снижаются, благодаря чему снижается и работа сил трения скольжения, следовательно, повышается износостойкость шарниров и снижается вероятность проворачивания деталей, запрессованных в проушины пластин цепи (угол поворота звена составляет $360^\circ/z$).



- Снижается износ зубьев ввиду снижения на них давления роликов.
- Повышается равномерность вращения ведомой звёздочки, так как образованный шаговыми линиями многоугольник приближается к окружности, в связи с чем снижаются динамические нагрузки в передаче.

Однозначно решить задачу выбора числа зубьев звёздочек с первой попытки невозможно, так как необходимо знать тип, шаг цепи и требования к габаритам передачи. Задачу решают методом последовательных приближений.

Число зубьев малой звёздочки. На основании экспериментальных исследований, опыта проектирования и эксплуатации передач рекомендуется принимать $z_{1 \min} = 19$ при $v > 2$ м/с. В тихоходных передачах ($v < 2$ м/с) допускается $z_{1 \min} = 13 \dots 15$. В передачах, работающих с ударными нагрузками, $z_{1 \min} = 23$ [3].

При известном передаточном числе, когда нет конструктивных ограничений габаритов передачи, для средних и высоких скоростей цепи z_1 определяют [4] по зависимости:

$$z_{1 \min} = 29 - 2u \geq 19, \quad (4.8)$$

где u – передаточное число передачи ($u = z_2 / z_1$).

Для повышения равномерности износа цепи целесообразно принимать малые звёздочки с нечётным числом зубьев, а большие – с чётным.

Проектное число зубьев звёздочки, назначенное по геометрическим показателям и несущей способности передачи, будет недостаточным, если не учесть динамические процессы в цепном зацеплении. Эти процессы принято оценивать максимальным числом оборотов малой звёздочки, полученным при минимальной кинетической энергии удара ($3 \cdot 10^{-4} \dots 4 \cdot 10^{-4}$ Дж/мм²) [5],

$$n_{\max} = 7400w / (\xi \cdot t), \quad (4.9)$$

где ξ – коэффициент скорости удара звена о зуб звёздочки:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для звёздочек по ГОСТ 591 } \xi = \sin \left(\frac{240^\circ}{z} + 35^\circ \right); \\ \text{для звёздочек по ГОСТ 592 } \xi = \sin \left(\frac{360^\circ}{z} + \gamma^\circ \right); \end{array} \right\} \quad (4.10)$$

w – характеристика цепи, постоянная величина для каждой цепи, определяемая по формуле $w = \sqrt{\frac{d_1 b_1}{qt}}$. Подставляя в (4.9) характеристику цепи и скорость её движения

$v_{\max} = \frac{z_1 n_{\max}}{60 \cdot 1000}$ (м/с), получим уравнение для расчёта максимально возможной скорости движения цепи в передаче

$$v_{\max} = 0,123 \frac{z_1 w}{\xi} \text{ (м/с)}, \quad (4.11)$$

В справочной и учебной литературе помимо расчётной частоты вращения, полученной по формуле (4.9), приводятся рекомендуемая и предельная частоты вращения малой звёздочки (таблица 4.16).

Рассмотрим уточнение проектного числа зубьев малой звёздочки на следующем примере.



Таблица 4.16. Частоты вращения малой звёздочки $z_1 \geq 15$ в передачах с роликовыми цепями по ГОСТ 13568-97

Шаг цепи, t , мм	Частота вращения, мин ⁻¹			Шаг цепи, t , мм	Частота вращения, мин ⁻¹		
	n_{\max} рек.	n_{\max}	n_{\max} пред.		n_{\max} рек.	n_{\max}	n_{\max} пред.
8	3000	3650	6000	25,4	700	750	1200
9,52	2500	2900	5000	31,75	500	550	1000
12,7	1250	1700	3150	38,1	400	410	900
15,875	1000	1350	2300	44,45	300	310	600
19,05	900	1100	1800	50,8	250	250	450
–	–	–	–	63,5	180	180	300

Пример. Уточнить число зубьев малой (ведущей) звёздочки нормальной (двухзвёздной) цепной передачи и выяснить возможность увеличения частоты вращения ведомой звёздочки на 25%; установленное проектным расчётом число зубьев звёздочки z_1 равно 19, частота вращения ведомой звёздочки 250 мин⁻¹; передаточное число передачи $u = 4$; в передаче используется приводная однорядная роликовая цепь по ГОСТ 13568 ПР–19,05–31,8; шаг цепи $t = 19,05$ мм, разрушающая нагрузка $Q = 31,8$ кН; $q = 1,9$ кг – расчётная масса 1 м цепи; ширина между внутренними пластинами $b_1 = 12,7$ мм; диаметр ролика $d_1 = 11,91$ мм; диаметр валика $d_2 = 5,94$ мм; высота внутреннего звена $h = 18,2$ мм.

Решение.

1. По формуле (4.9) найдём максимальную частоту вращения для звёздочки с $z_1 = 19$:

$$\omega = \sqrt{\frac{d_1 b_1}{qt}} = \sqrt{\frac{11,9 \cdot 12,7}{1,9 \cdot 19,05}} = 2,04; \quad \xi = \sin\left(\frac{240^\circ}{z} + 35^\circ\right) = \sin\left(\frac{240^\circ}{19} + 35^\circ\right) = 0,739;$$

для звёздочки по ГОСТ 591:

$$n_{1\max} = 7400\omega / (\xi \cdot t) = 7400 \cdot 2,04 / (0,739 \cdot 19,05) = 1074 \text{ мин}^{-1};$$

для звёздочки по ГОСТ 592:

$$\omega = \sqrt{\frac{d_1 b_1}{qt}} = \sqrt{\frac{11,9 \cdot 12,7}{1,9 \cdot 19,05}} = 2,04; \quad \xi = \sin\left(\frac{360^\circ}{z} + \gamma^\circ\right) = \sin\left(\frac{360^\circ}{19} + 20^\circ\right) = 0,629;$$

$$n_{1\max} = 7400\omega / (\xi \cdot t) = 7400 \cdot 2,04 / (0,629 \cdot 19,05) = 1260 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Форсирование частоты вращения привода на 25% приведёт к увеличению частоты вращения ведущей звёздочки до 1250 мин⁻¹. Такое форсирование привода возможно выполнить, применив в приводе звёздочки с основным профилем по ГОСТ 592.

3. Для привода с заданной по техническому заданию частотой вращения $n_{1\max} = 1000$ мин⁻¹ с целью снижения габаритов уточним число зубьев звёздочек привода. Преобразуя (4.10), получим уравнения для уточнения z_1 .



Для звёздочек по ГОСТ 591:

$$z_1 = \frac{240^\circ}{\arcsin \frac{7400\omega}{n_1 t} - 35^\circ} = \frac{240^\circ}{\arcsin \frac{7400 \cdot 2,04}{1000 \cdot 19,05} - 35^\circ} = 17,4; \text{ принимаем } z_1 = 17.$$

$$z_2 = u z_1 = 4 \cdot 17 = 68.$$

Для звёздочек по ГОСТ 592:

$$z_1 = \frac{360^\circ}{\arcsin \frac{7400\omega}{n_1 t} - \gamma^\circ} = \frac{360^\circ}{\arcsin \frac{7400 \cdot 2,04}{1000 \cdot 19,05} - 20^\circ} = 11,1; \text{ принимаем } z_1 = 11.$$

$$z_2 = u z_1 = 4 \cdot 11 = 44.$$

При этом следует учитывать, что уменьшение числа зубьев малой звёздочки приведёт к увеличению действующих на цепь динамических нагрузок и снижению долговечности привода.

Число зубьев большей звёздочки. Максимальное число зубьев ($z_{2\max}$) большей звёздочки ограничивается предельно допустимым увеличением шага цепи в результате износа шарниров при её работе. С увеличением числа зубьев z_2 снижается способность звёздочек компенсировать такое увеличение шага цепи [5]. Степень износа передачи принято оценивать относительным увеличением шага цепи

$$\delta_t = \Delta t/t, \% \quad (4.12)$$

Для звёздочек, выполненных по [7], и цепей, назначенных в привод по [9], для принятых средних значений $K = 0,5$ (таблица 4.7), число зубьев большей звёздочки, которая способна компенсировать увеличение шага по зацеплению, находят по формуле [4], [5]:

$$z_{2\max} = 100/\delta_t \quad (4.13)$$

В приводах машин общего машиностроения предельная вытяжка цепей ограничена значениями $\delta_t = 2 \dots 3\%$ [8], (таблица 4.8), поэтому в таких приводах число зубьев большей звёздочки обычно составляет 45...50 зубьев [2]. С учётом вышеизложенного передаточное число нормальной цепной передачи будет находиться в пределах $u = 2 \dots 3,85$.

Звёздочки с прямолинейным профилем обладают большей возможностью повышения хордальной высоты зуба ($K = 0,7$; таблица 4.8), поэтому число зубьев $z_{2\max}$ можно принимать на 40% больше ($z_{2\max} = 63 \dots 70$) и передаточное число составит $u = 2,7 \dots 5,4$.

В тех случаях когда в цепной передаче необходима реализация большего передаточного числа, потребуется увеличение числа зубьев $z_2 > z_{2\max}$. В результате снизится кинематическая долговечность передачи и потребуются конструктивные меры повышения надёжности её работы, например, автоматически действующее натяжное устройство, более жёсткие нормы технического обслуживания по периодическому натяжению цепи.

В других отраслях машиностроения нормы вытяжки приняты иными. Например, в приводах полиграфических машин такая норма составляет

$$\delta_t = 0,5 \dots 0,6\% [4].$$



4.5. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ЗВЁЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Разработку конструкции детали целесообразно рассмотреть на конкретном примере. Выбор цепи, расчёт геометрических показателей передачи и ведущей звёздочки выполним с использованием методик, предложенных в [2], [5], [28] и настоящей работе.

4.5.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Выбрать приводную роликовую цепь по ГОСТ13568-97 для нормальной (двухзвёздной) цепной передачи самоходного силосуборочного комбайна (производство – мелкосерийное), рассчитать геометрические параметры малой (ведущей) звёздочки привода и разработать её конструкцию. Ступицу звёздочки расположить симметрично относительно её венца.

Передача должна обеспечить следующие технические показатели: момент сопротивления на валу ведомой (большей) звёздочки составляет 294 Н·м; частота вращения ведомой звёздочки 250 мин⁻¹; передаточное число передачи $u = 4$; предварительное межосевое расстояние $a' = 1000$ мм; диаметр окружности выступов ведущей звёздочки $D_{e1} \leq 180$ мм; угол наклона к горизонту $\psi = 20^\circ$; срок службы цепи $L_h = 2000$ ч.

4.5.2. РЕШЕНИЕ

1. Проектный расчёт. Выбор цепи, геометрических и кинематических показателей передачи.

1.1. Максимально допустимый и минимальный диаметр окружности выступов ведущей звёздочки определим по формулам справочника [6]:

$$D_{e1\max} = a'/(u+1) = 1000/(4+1) = 200 \text{ мм.}$$
$$D_{e1\min} = 280 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1^2}} = 280 \cdot \sqrt[3]{\frac{8}{1000^2}} = 120,6 \text{ мм,}$$

где P_1 – мощность на валу ведущей звёздочки, кВт; η – КПД передачи; $P_1 = P_2/\eta = T_2 n_2/(9550 \eta) = 294 \cdot 250/(9550 \cdot 0,96) \approx 8$ кВт.

По заданию необходимо выдержать условие $D_{e1} \leq 180$ мм, поэтому из двух полученных значений принимаем $D_{e1} = 120$ мм.

1.2. Скорость цепи определим по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot D_{e1} \cdot un_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 4 \cdot 250}{60 \cdot 1000} = 6,3 \text{ м/с.}$$

Для скорости $v > 4$ м/с основной профиль звёздочки, работающей со скоростью 6,3 м/с, должен назначаться по ГОСТ 591-69 [7] со смещением центров дуг впадин.

1.3. Предварительное значение числа зубьев малой звёздочки вычислим по зависимости (4.8):

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 19 = 29 - 2 \cdot 4 = 21.$$



1.4. Исходя из геометрического подобия проектирования цепей и действующего момента (Н м) на малой звёздочке, найдём предварительное значение шага цепи, в которой давление в шарнирах будет соответствовать допускаемым [5], [28].

$$t = (12,8 \dots 13,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}} = 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}} = 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{uz_1 \eta}} = 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{294}{4 \cdot 21 \cdot 0,96}} = 19,7 \text{ мм.}$$

1.5. Полученное значение шага цепи позволяет выбрать стандартную цепь по ГОСТ 13568-97. Для дальнейших расчётов принимаем роликтовую однорядную цепь ПР-19,05-31,8: шаг цепи $t = 19,05$ мм, разрушающая нагрузка $Q = 31,8$ кН; $q = 1,9$ кг – расчётная масса 1 м цепи; ширина между внутренними пластинами $b_1 = 12,7$ мм; диаметр ролика $d_1 = 11,91$ мм; диаметр валика $d_2 = 5,94$ мм; высота внутреннего звена $h = 18,2$ мм.

1.6. Выполним поправку числа зубьев звёздочки по принятому шагу цепи и диаметру окружности выступов $D_{e1} = 120$ мм. Для звёздочки с основным профилем по [7] и средним значением коэффициента высоты зуба $K = 0,5$ окружность выступов найдём по зависимости

$$D_{e1} = t \left(K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} \right) = t (0,5 + 1/\operatorname{tg}(180^\circ / z_1)).$$

Из полученной формулы определим число зубьев звёздочки:

$$(D_{e1}/t) - 0,5 = (\operatorname{tg} 180^\circ / z_1)^{-1} = (120/19,05) - 0,5 = 5,799 = (\operatorname{tg} 180^\circ / z_1)^{-1},$$

откуда

$$\operatorname{tg}(180^\circ / z_1) = 1/5,799 = 0,1724 \text{ или } (180^\circ / z_1) = \operatorname{arctg} 0,1724 = 9,7837^\circ.$$

Таким образом, $z_1 = 180^\circ / 9,7837^\circ \approx 18,4$. Принимаем ближайшее нечётное число зубьев ведущей звёздочки $z_1 = 19$. Тогда $z_2 = u$, $z_1 = 4 \cdot 19 = 76$.

2. Проверочный расчёт

2.1. Для принятой цепи, заданного передаточного числа передачи, числа зубьев звёздочки и принятого основного профиля найдём по таблицам 4.7 и 4.8 геометрические параметры малой звёздочки передачи (таблица 4.17).

2.2. Выполним уточнение скорости движения цепи:

$$v = z_1 n_1 t / (60 \cdot 1000) = 19 \cdot 1000 \cdot 19,05 / (60 \cdot 1000) \approx 6 \text{ м/с.}$$

2.3. Определим потребное число звеньев цепи (W) для заданного межосевого расстояния:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \frac{19 + 76}{2} + \frac{2 \cdot 1000}{19,01} + \left(\frac{76 - 19}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{19,01}{1000} = 154,3.$$

Принимаем чётное число $W = 154$, как наиболее конструктивное.

2.4. Выполним уточнение межосевого расстояния передачи:

$$a = \frac{t}{4} \left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_1 + z_2}{2\pi} \right)^2} \right) =$$

$$= \frac{19,01}{4} \left(154 - \frac{19 + 76}{2} + \sqrt{\left(154 - \frac{19 + 76}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{19 + 76}{2 \cdot 3,1415} \right)^2} \right) = 1007 \text{ мм.}$$

Принимаем межосевое расстояние $a = 1007$ мм.

Таблица 4.17. Геометрические параметры малой звёздочки



Наименование параметра	Обозначение	Величина (линейные размеры в мм)
1. Шаг цепи	t	19,05
2. Диаметр элемента зацепления цепи: $D_{ц} = d_1$	$D_{ц}$	11,91
3. Геометрическая характеристика зацепления	λ	1,599
4. Число зубьев звёздочки	z	19
5. Диаметр делительной окружности	d_d	115,74
6. Диаметр окружности выступов	D_e	124,3
7. Коэффициент высоты зуба ($K = 2h/t$, где h – хордальная высота зуба)	K	0,532
8. Диаметр окружности впадин	D_i	103,67
9. Наибольшая хорда (для контроля звёздочек с нечётным числом зубьев)	L_x	103,23
10. Радиус впадины	r	6,04
11. Радиус сопряжения	r_1	15,56
12. Радиус головки зуба	r_2	7,99
13. Половина угла впадины	α	51,84°
14. Угол сопряжения	β	15,05°
15. Половина угла зуба	φ	13,63°
16. Прямой участок профиля	FG	1
17. Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба	OO_2	14,77
18. Смещение центров дуг впадин	e	0,571
19. Координаты точки O_1	$x_1; y_1$	7,49; 5,89
20. Координаты точки O_2	$x_2; y_2$	14,57; 2,43
21. Ширина пластины цепи (наибольшая)	h	18,2
22. Расстояние между внутренними пластинами цепи	b_1	12,7
23. Радиус закругления зуба (наименьший)	r_3	20,25
24. Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	h_3	9,53
25. Диаметр обода (наибольший)	D_c	90,5
26. Радиус закругления	r_4	1,6
27. Ширина зуба звёздочки	b	11,5

2.5. Для заданных условий работы определим долговечность цепи.



Расчёт долговечности выполним по методике, изложенной в [6]. Исходя из износостойкости шарниров, рассчитаем по заданной передаваемой передаче мощности срок службы цепи:

$$C = \Pi \frac{\delta_t k_c A_{оп} \sqrt[3]{ua_t v^2}}{1000 P_1 k_\gamma} \cdot \sqrt{z_1},$$

где C – долговечность в часах; Π – приведённый коэффициент долговечности; δ_t – допустимое увеличение среднего шага цепи: по потере прочности изношенных шарниров или по предельному износу цементованного слоя $\delta_t \leq 3\%$, по нарушению зацепления звеньев цепи с большой звёздочкой $\delta_t \leq 3\%$; k_c – коэффициент смазки; $A_{оп}$ – проекция опорной поверхности шарнира цепи, мм²; a_t – межосевое расстояние в шагах; v – скорость цепи, м/с; P_1 – мощность на валу ведущей звёздочки, кВт; k_γ – коэффициент ударности.

Для заданных условий работы и выбранной цепи принимаем:

$$\Pi = 4350 k_{ц} k_m k_p = 4350 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 5220,$$

где $k_{ц}$ – коэффициент, учитывающий тип цепи, для роликовых цепей $k_{ц} = 1,2$; k_m – коэффициент рядности цепи, для однорядной цепи $k_m = 1$; k_p – коэффициент движения цепи: при синфазном* движении $k_p = 1,2$ (при асинфазном $k_p = 1$) [6].

Допустимое увеличение среднего шага цепи по нарушению зацепления звеньев цепи с большой звёздочкой $\delta_t \leq 3\%$: $\delta_t = 100/z_2 = 100/76 = 1,32$ (для звёздочки по ГОСТ 591); принимаем меньшее $\delta_t = 1,32$; коэффициент смазки $k_c = 0,57 \dots 0,65$ (для периодического обслуживания цепи); проекция опорной поверхности шарнира принятой цепи: $A_{оп} = b_1 \cdot d_2 = 12,7 \cdot 5,94 = 75,44$ мм²; межосевое расстояние в шагах $a_t = a/t = 1007/19,05 = 52,86$; коэффициент ударности $k_\gamma = 1,6$ (при асинфазном движении цепи).

$$C = \Pi \frac{\delta_t k_c A_{оп} \sqrt[3]{ua_t v^2}}{1000 P_1 k_\gamma} \cdot \sqrt{z_1} = 5220 \cdot \frac{1,32 \cdot 0,61 \cdot 75,44 \cdot \sqrt[3]{4 \cdot 52,86 \cdot 6^2}}{1000 \cdot 8 \cdot 1,6} \cdot \sqrt{19} = 2124 \text{ ч.}$$

Расчётная долговечность цепи C на 6% превышает заданную. Основные требуемые техническим заданием показатели цепной передачи обеспечиваются. Результаты расчётов позволяют приступить к разработке рабочей документации цепной передачи.

4.5.3. РАЗРАБОТКА ЧЕРТЕЖА ЗВЁЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рабочий чертеж звёздочки разрабатывается в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД, в которую входит также ГОСТ 2.408-68 «Правила выполнения рабочих чертежей звёздочек приводных роликовых и втулочных цепей» [11]. Стандарт устанавливает правила выполнения элементов зацепления на рабочих чертежах звёздочек для приводных роликовых и втулочных цепей зубьев по ГОСТ 591.

* Синфазное движение – это движение цепи, при котором центры элементов зацепления цепи совпадают с центрами впадин зубьев каждой пары смежных звёздочек в точках касания их делительных окружностей с осью ведущей ветви.



Венец звёздочки. В соответствии со стандартом в правом верхнем углу чертежа звёздочки (рисунок 4.18) размещается таблица параметров (рисунок 4.13), куда заносятся из таблицы 4.17 расчётные данные и нормируемые стандартом показатели точности. Профили зубьев звёздочек по ГОСТ 591 получают методом обката по основной окружности или методом деления, параметры принятого для изготовления инструмента определяет стандарт. Для рассматриваемого примера по таблице 4.13 принята группа точности *B* (для передач без реверса с окружной скоростью менее 8 м/с).

Для группы точности *B* в таблицу внесены допуски на наибольшую хорду, разность шагов, радиальное биение окружности впадин и на торцовое биение зубчатого венца.

Шероховатость поверхности профилей зубьев звёздочки назначают в зависимости от скорости движения цепи: до 8 м/с принимают $R_a \leq 6,3$; свыше 8 м/с – $R_a \leq 3,2$. Конструкция и размеры венца в продольном сечении находим по формулам таблицы 4.10 и рисунку 4.11, приняв конструкцию однорядного венца по схеме «а) – 2». Такая конструкция позволяет обрабатывать венец на проход. Ширину венца $b_1 = 11,5$ стандарт рекомендует изготавливать с допуском по 12 качеству точности, т.е. $b_1 = 11,5h12(-0,180)$. Расчётную шероховатость боковых поверхностей венца определим по (3.32): $R_a = K_r T = 0,05 \cdot 180 = 9,0$ мкм. При работе цепь боковыми пластинами может контактировать с боковыми поверхностями венца, поэтому шероховатость этих поверхностей следует принять меньшей. Назначим рекомендуемую ГОСТ 2789 величину $R_a \leq 3,2$. Принятая шероховатость способствует также повышению качества закалочного слоя венца.

Ступица. Конструкцию ступицы определяют диаметр отверстия под вал, на который устанавливается звёздочка, и технология получения её заготовки. В машиностроении в качестве заготовок для звёздочек используют поковки, стальной прокат, стальное и чугунное литьё.

В производственных условиях выбор способа получения заготовки зависит от большого числа факторов. Обоснованное решение может быть принято на основе технико-экономического анализа различных вариантов технологий получения заготовок. Выбираемый вариант должен учитывать серийность производства и способствовать повышению производительности труда, снижению материалоемкости и улучшению качества изделия. Получение заготовок пластическим формоизменением позволяет максимально приблизить форму заготовки к форме детали, что позволяет экономно расходовать материалы при производстве машин и изделий. Для мелкосерийного производства рационально применять ковку. Поковки общего назначения изготавливаются в соответствии с ГОСТ 8479-70 «Покówki из конструкционной углеродистой и легированной стали. Общие технические условия». Принимаем заготовку: «Покówka ГР.ІІІ НВ 167–207» ГОСТ 8479-70 [31].

В конструкциях деталей механического привода вращательное движение и вращающий момент передаются на звёздочку посредством соединения «вал – ступица» [30]. Диаметр вала, на который устанавливается звёздочка, определим по ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты».



Методика выбора диаметра вала и длины его конца приведена в Приложении 2П.

Примем цилиндрический конец вала с резьбовым концом исполнения 2. При работе привода вал передаёт вращающий момент $T_1 = T_2 / (i\eta) = 294 / (4 \cdot 0,96) = 76,6$ Н·м и испытывает деформацию кручения с изгибом. На вал действует нагрузка переменной величины; радиальная сила составит: $F_t = 2000 T_1 / d_{d1} = 2000 \cdot 76,6 / 115,74 = 1320$ Н. Для таких условий работы по [24] принимаем для вала сталь 45 ГОСТ 1050-88 в нормализованном состоянии, $\sigma_b = 600$ МПа, средняя твёрдость 250 НВ.

Для заданных условий работы найдём коэффициент K (таблицы 2П.4 и 2П.5). Табличное значение радиальной нагрузки:

$$F = 250 \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{76,6} = 2188 \text{ Н.}$$

Предел прочности материала вала $\sigma_b = 600$ МПа; усилие на звёздочке $F_t = 1320$ Н < 2188 Н. Условия работы соответствуют режиму «b», при котором коэффициент $K = 4$ МПа.

Для полученного значения K и вращающего момента $T = 76,6$ Н·м найдём табличное значение диаметра вала $d = 28$ мм (таблица 2П.6). Стандартное значение длины конца вала исполнения 2 (короткие) для диаметра 28 мм составит 42 мм. Вал с резьбовым концом позволяет поджать ступицу звёздочки в осевом направлении к буртику вала с помощью гайки. Поэтому имеется возможность длину ступицы звёздочки сократить.

ГОСТ 12068 допускает уменьшение длины в пределах двух диапазонов длин выше фактического (таблицы 2П.1 и 2П.2), т. е. длину ступицы звёздочки можно назначить 35,5 мм ($l/d = 35,5/28 \approx 1,3$).

Таким образом, в соответствии со стандартами примем номинальное значение отверстия ступицы под вал $d = 28$ мм и длину ступицы 35,5 мм. Стандарт [7] рекомендует отверстие под вал изготавливать с качеством точности не ниже H8, т. е. $d = 28 \text{ H8}^{(+0,033)}$.

Отклонения геометрической формы, положения и шероховатости конструктивных элементов звёздочки. Назначение допусков геометрической формы, положения конструктивных элементов звёздочки выполним на основании стандарта [10]. Для конструкции звёздочки примем нормальную относительную геометрическую точность – A (для допуска формы или расположения используется примерно 60% от допуска размера), при этом необходимо учитывать, что допуски формы цилиндрических поверхностей, соответствующие уровню A относительной геометрической точности, составляют примерно 30% от допуска размера, так как допуск формы ограничивает отклонение радиуса, а допуск размера – отклонение диаметра поверхности. Расчётные значения находим по (3.32).

Отверстие A: $d = 28 \text{ H8}^{(+0,033)}$:

– допуск круглости и допуск профиля продольного сечения $T_\phi = K_\phi T = 0,03 \cdot 33 = 9,9$ мкм, принимаем стандартное 10 мкм;

– шероховатость поверхности $R_a = K_r T = 0,05 \cdot 33 = 1,65$ мкм, принимаем стандартное рекомендуемое для посадок с натягом значение $R_a = 1,6$.



Поверхности Б и В, размер 35,5h12(–0,250):

– шероховатость поверхностей $R_a = K_r T = 0,05 \cdot 250 = 12,5$ мкм, принимаем стандартное по ГОСТ 2789 значение $R_a = 3,2$; при $l/d = 1,3$ необходимо плотное прилегание торца ступицы к буртику вала;

– допуск торцового биения относительно поверхности А составит 80 мкм по 11-й степени точности ГОСТ 24643 (размер 35,5h12 имеет 12-й квалитет точности, что соответствует по уровню геометрической точности А 11-й степени точности ГОСТ 24643);

– допуск параллельности поверхностей А и В также составит 80 мкм.

Шпоночный паз. Для передачи вращательного движения и вращающего момента в соединении «вал – ступица» предусмотрено шпоночное соединение. Размеры шпоночного паза, их предельные отклонения, шероховатость поверхностей, отклонения формы и расположения поверхностей назовем по ГОСТ 23360-78 «Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки».

При изготовлении элементов шпоночного соединения неизбежны отклонения размеров и отклонения положения относительно осей вала и втулки. Геометрические отклонения шпоночного паза рассмотрены в разделе 3.7.5.

Для вала диаметром 28 мм принимаем паз во втулке $b = 8J_9(\pm 0,018)$, тогда $T_{//} \leq 0,5 T_{ш.п} = 0,5 \cdot 36 = 18$ мкм, принимаем стандартное значение $T_{//} = 0,02$ мм. $T \leq 2 T_{ш.п} = 2 \cdot 36 = 72$ мкм, принимаем стандартное значение $T = 0,08$ мм.

Шероховатость поверхностей дна паза и боковых поверхностей по ГОСТ 23360 $R_a = 3,2$ мкм.

Технические требования. Современные графические средства отображения информации не отражают в полной мере всех требований к качеству детали и её эксплуатационным характеристикам, поэтому конструктор при разработке рабочего чертежа детали часть показателей выносит в «Технические требования». В соответствии с ГОСТ 2.316-2008 «Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц» на чертеже раздел «Технические требования» размещают над основной надписью. Требования к детали распределяют по их назначению и выполняют их нумерацию. Порядок нумерации ведут сверху вниз в направлении к основной надписи. Каждый пункт начинают с новой строки. Состав и содержание пунктов технических требований определяет конструктор, руководствуясь служебным назначением детали, особенностями конструкции, эксплуатационными характеристиками и стандартами ЕСКД. В чертёж необходимо внести:

- 1) требования, относящиеся к качеству заготовки;
- 2) требования, относящиеся к неуказанным на чертеже предельным отклонениям линейных размеров;
- 3) требования, относящиеся к особым свойствам детали.



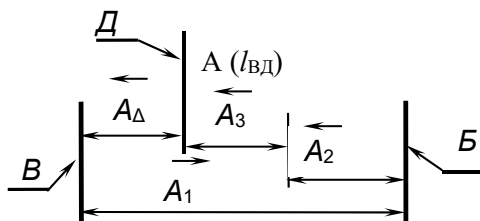


Рисунок 4.18. Схема размерной цепи A для определения размера $l_{ВД}$

Последнее требование связано для рассматриваемой детали с тем, что её конструкция позволяет использовать при эксплуатации передачи обе стороны профиля зубьев звёздочки путём перестановки прилегания плоскости ступицы к буртику вала.

Первая сборка выполняется в производственных условиях, поэтому целесообразно к буртику E вала поджать торец B ступицы: размер $l_{ЕД} = 12^{+0,270}_{-0,340}$, определяющий положение звёздочки в передаче (расчёт размера приведён ниже), будет менее точным (рисунок 4.17). При установке торцом B ступицы к буртику вала E размер $l_{ЕД} = \pm 0,090$, поэтому регулировка положения торцов ведомой и ведущей звёздочек может не потребоваться.

Установим величину и предельные отклонения размера между поверхностями B и D ($l_{ВД}$), т. е. размер между буртиком вала E , к которому поджимается звёздочка, и поверхностью венца D .

Расчёт выполним по методике расчёта линейных и угловых размерных цепей [31]. Номинальный размер замыкающего звена линейной размерной цепи и его отклонения определяют по следующим зависимостям:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p \bar{A}_j; \quad (4.14)$$

$$E_S A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_S \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_i \bar{A}_j; \quad (4.15)$$

$$E_i A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_i \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_S \bar{A}_j, \quad (4.16)$$

где A_{Δ} – номинальный размер замыкающего звена; A_j – номинальный размер звеньев размерной цепи; n – количество увеличивающих звеньев; p – количество уменьшающих звеньев; $E_S A_{\Delta}$ – верхнее предельное отклонение замыкающего звена размерной цепи A ; $E_i A_{\Delta}$ – нижнее предельное отклонение замыкающего звена размерной цепи A ; $E_S A_j$ – верхнее предельное отклонение составляющего звена размерной цепи A ; $E_i A_j$ – нижнее предельное отклонение составляющего звена размерной цепи A .

Для определения размера $l_{ВД}$ по рисунку 4.17 составим линейную размерную цепь A (рисунок 4.18).

В соответствии с ГОСТ 591 размеры 12; 11,5 (ширина венца) и 35,5, проставленные на рисунке 4.16, имеют следующие отклонения:

$$A_1 = 35,5_{-0,250}; \quad A_2 = 12 \pm 0,090; \quad A_3 = 11,5_{-0,180}.$$



Подставляя в уравнения (4.14)...(4.16) числовые значения размеров и их отклонения, определим замыкающее звено A_{Δ} и его отклонения:

$$\begin{aligned}
 A_{\Delta} &= \sum_{j=1}^n \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p \bar{A}_j = 35,5 - (11,5 + 12) = 12; \quad E_S A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_S \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_S \bar{A}_j = \\
 &= 0 - (-0,090 - 0,180) = +0,270; \quad E_i A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_i \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_i \bar{A}_j = \\
 &= -0,250 - (+0,090 + 0) = -0,340.
 \end{aligned}$$

Таким образом, замыкающий размер

$$A_{\Delta} = l_{\text{вд}} = 12_{-0,340}^{+0,270}.$$

Положение цепи на звёздочках будет отрегулировано в собранном приводе с учётом полученного размера. При этом необходимо выдержать следующие требования стандартов к устройствам цепного привода.

Валы цепных передач должны быть проверены на параллельность осей. Допуск параллельности осей валов не должен быть более 0,2 мм на каждые 100 мм длины валов (для передач с цепью по ГОСТ 13568) и 0,08 мм на каждые 100 мм длины валов (для передач с цепью цепей по ГОСТ 21834 [23]).

Венцы звездочек, работающих в одном контуре, должны быть проверены на расположение в одной плоскости. Смещение венцов звездочек (отклонение от плоскостности) для передач с межцентровым расстоянием до 1000 мм не должно быть более 2 мм, допуск увеличивается на 0,2 мм на каждые 100 мм межцентрового расстояния свыше 1000 мм (для передач с цепью по ГОСТ 13568) и 0,5 мм на каждые 100 мм длины валов (для передач с цепью по ГОСТ 21834).



ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ III

1. РАЗМЕРЫ ШКИВОВ ПЛОСКОРЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ

ГОСТ 17383-73. «Шкивы для плоских приводных ремней» [13] устанавливает основные геометрические размеры шкивов и технические требования к ним. Стандарт рекомендует сочетание отдельных размеров шкивов. В таблице III.1, составленной по материалам стандарта, приведены такие сведения. Исполнение посадочных поверхностей ступицы шкива приведены на рисунке III.1.

Таблица III.1. Размеры шкивов плоскоремённых передач

Наружный диаметр, D	Ширина шкива, B	Диаметр отверстия ступицы, d	Длина ступицы, l		
			Исполнение 1	Исполнение 2	
1	2	3	4	5	
40; 45	16	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	20	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	25	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	32	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	40	12; 14			
			18	40	30
	45	50	12; 14	30	20
			18	40	30
50; 56	16	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	20	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	25	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	32	10	23	16	
		12; 14	30	20	
	40	12; 14			
			18	40	30
	50	50	12; 14	30	20
			18	40	30
	63	63	14	30	20
			18	40	30
			22	50	40
	63; 71	16	10	23	16
			12; 14	30	20
		20	10	23	16
12; 14			30	20	
25		10	23	16	
		12; 14	30	20	



Продолжение таблицы 1П.1

1	2	3	4	5
63	32	10	23	16
71	32	12; 14	30	20
		18	40	30
63; 71	40	12; 14	30	20
		18	40	30
	50	12; 14	30	20
		18	40	30
	63	14	30	20
		18	40	30
		22	50	40
	71	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45
71	80	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45
80; 90	16	10	23	16
		12; 14	30	20
80	20	10	30	20
90		12; 14		
		18	40	30
80; 90	25	12; 14	30	20
		18	40	30
	32	12; 14	30	20
		18	40	30
80	40	12; 14	30	20
		18	40	30
90	32	12; 14	30	20
		18	40	30
80	50	14	30	20
		18	40	30
		22	50	40
90	50	18	40	30
90	50	22	50	40
		25	60	45
		18	40	30
80; 90	63	22	50	40
		25	60	45



Продолжение таблицы 1П.1

1	2	3	4	5	
80; 90	71	18	40	30	
		22	50	40	
		25	60	45	
	80	80	18	40	30
			22	50	40
			25	60	45
90	90	22	50	40	
		25; 28	60	45	
100; 112	16	12; 14	30	20	
		18	40	30	
	20	12; 14	30	20	
		18	40	30	
100	25	12; 14	30	20	
		18	40	30	
	32	14	30	20	
		18	40	30	
		22	50	40	
		25	60	45	
112	25	14	30	20	
	25;32	18	40	30	
		22	50	40	
	32	25	60	45	
100; 112	40	18	40	30	
		22	50	40	
		25	60	45	
	50	18	40	30	
		22	50	40	
		25	60	45	
100	63	18	40	30	
		22	50	40	
		25	60	45	
112	63	22	50	40	
		25; 28	60	45	
100	71	22	50	40	
100; 112	71	25; 28	60	45	
112	71	32	80	60	
100	80	22	50	40	
100; 112	80	25; 28	60	45	
112	80	32	80	60	
100; 112	90	25; 28	60	45	
		32	80	60	
	100	25; 28	60	45	
		32	80	60	



Продолжение таблицы 1П.1

1	2	3	4	5
112	112	28	60	45
		32; 35	80	60
125; 140	16	12; 14	30	20
		18	40	30
	20	14	30	20
		18	40	30
		22	50	40
	25	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45
	32	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45
	40	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45
125; 140	50	22	50	40
		25; 28	60	45
	63	25; 28		
	71	32	60	45
		25; 28		
	80	32	60	45
		25; 28		
125	90	32	60	45
		25; 28	80	60
125; 140		28	60	45
32; 35		80	60	
125; 140	100	28	60	45
		32; 35	80	60
125	112	28	60	45
		32; 35	80	60
140	112	32; 35; 38	80	60
125; 140	125	32; 35; 38		
140	140	32; 35; 38		
160; 180	20	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45
	25	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45



Продолжение таблицы 1П.1

1	2	3	4	5
160	32	18	40	30
		22	50	40
		25	60	45
180	32	22	50	40
		25; 28	60	45
160; 180	40	22	50	40
		25; 28	60	45
	50	22	50	40
		25; 28	60	45
		32		
63	25; 28	80	60	
	32			
160	71	25; 28	60	45
		32	80	60
180	71	28	60	45
		32; 35	80	60
160; 180	80	28	60	45
		32; 35	80	60
	90	28	60	45
		32; 35	80	60
160	100	28	60	45
		32; 35	80	60
180	100			
160; 180	112			
160	125			
	140	35; 38		
160	140	40	110	85
	160	38	80	60
		40; 42	110	85
180	125	35	80	60
		38		
		40	110	85
180	140	35	80	60
		38		
		40	110	85
	160	38	80	60
		40; 42	110	85
	180	40; 42; 45		
200; 224	25	22	50	40
		25; 28	60	45
	32	22	50	40
		25; 28	60	45



Продолжение таблицы 1П.1

1	2	3	4	5
200	40	22	50	40
224		25; 28	60	45
		32	80	60
200; 224	50	25; 28	80	60
		32	80	60
200	63	25; 28	60	45
224		32	80	60
		28	60	45
		32; 35	80	60
200; 224	71	28	60	45
		32; 35	80	60
200	80	28	60	45
224	90	32; 35; 38	80	60
	90			
200	100			
224		40		
200; 224	112	35; 38	80	60
		40	110	85
	125	38	80	60
200; 224	125	40	110	85
	140	38	80	60
		40; 42	110	85
224	125	38	80	60
		40; 42	110	85
200	160	38	80	60
		40; 42	110	85
200	180	40; 42; 45		
224	180	42; 45; 48		
200; 224	200			
224	224	45; 48; 50		
250; 280	32	25; 28	60	45
		32	80	60
250	40	25; 28	60	45
		32	80	60
280		28	60	45
		32; 35	80	60
250; 280	50	28	60	45
		32; 35	80	60



Продолжение таблицы 1П.1

1	2	3	4	5
250	63	28	60	45
280		32; 35	80	60
250; 280	71	32; 35; 38		
250; 280	80	35; 38		
		40	110	85
250; 280	90	35; 38	80	60
		40	110	85
250	100	35; 38	80	60
		40	110	85
280		38	80	60
		40; 42	110	85
250; 280	112	38	80	60
		40; 42	110	85
280		38	80	60
		40; 42	110	85
250	125	38	80	60
		40; 42	110	85
280	125	40	110	85
		42; 45		
250	140	40; 42; 45		
280	140	42; 45; 48		
250; 280	160	42; 45; 48		
250	180			
280	180	45; 48; 50	110	85
250; 280	200	45; 48; 50		
	224	45; 48; 50		
	250	45; 48; 50		
315	40	28	60	45
355		32; 35	80	60
315; 355	50	32; 35; 38		
315	63	32; 35; 38		
355		35; 38		
		40	110	85
315; 355	71	35; 38	80	60
		40	110	85
315	80	35; 38	80	60
		40	110	85



Продолжение таблицы 1П.1

1	2	3	4	5
355	80; 90	38	80	60
	90	40; 42	110	85
315	100	38	80	60
		40; 42	110	85
355		40; 42; 45		
315	112	40; 42; 45	110	85
	112			
355		40; 42; 48		
315; 355	125	42; 45; 48		
315	140	42; 45; 48		
355		45; 48; 50		
315; 355	160	45; 48; 50		
	180			
	200			
	224			
	250		48; 50; 55	
400	50	35; 38	80	60
		40	110	85
400	63	35; 38	80	60
		40	110	85
	71	38	80	60
		40; 42	110	85
400	80	38	80	60
		40; 42	110	85
	90	40; 42; 45		
400	100	40; 42; 48	110	85
	112	40; 42; 48		
	125	42; 45; 48		
	140	45; 48; 50		
	160			
	180			
	200			
	224	48; 50; 55		
250				
450	50	38	80	60
		40; 42	110	85
	63	38	80	60
		40; 42	110	85
500		40; 42; 45		



Окончание таблицы 1П.1

1	2	3	4	5
450	71	38	80	60
		40; 42	110	85
500		40; 42; 45		
450	80	40; 42; 45		
500		42; 45; 48		
450; 500	90	42; 45; 48		
	100			
450; 500	112	42; 45; 48		
	125			
450; 500	140	45; 48; 50		
	160			
	180			
450	200			
500	200		48; 50; 55	
450	224		48; 50; 55	
500	224	50; 55	110	85
		60	140	110
450	250	50	110	85
		55	110	85
		60	140	110
500	250	50; 55	110	85
		60	140	110

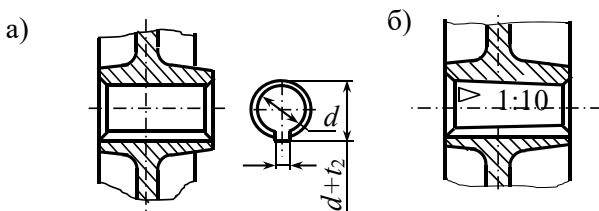


Рисунок 1П.1. Посадочные поверхности ступицы шкива:
а – исполнение 1; б – исполнение 2.



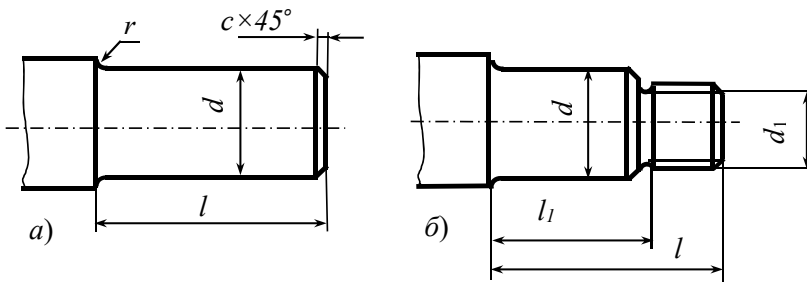
1. ДОПУСКАЕМЫЕ ВРАЩАЮЩИЕ МОМЕНТЫ ВАЛОВ
1.1. КОНЦЫ ВАЛОВ. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ

В соединениях «вал – ступица» механического привода посадочный размер ступицы шкива или звёздочки определяют по диаметру вала. В валах, которые имеют связь с другими валами механизмов, рекомендуется использовать стандартные концы валов ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты» и ГОСТ 12081-94 «Концы валов конические с конусностью 1:10. Основные размеры. Допускаемые крутящие моменты». Стандарты не распространяются на тяговые и автотракторные электрические машины. Стандарты соответствуют рекомендациям ИСО Р775 в части основных размеров. В Приложении представлен материал, разработанный по указанным стандартам.

1.1.1. КОНЦЫ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

ГОСТ 12080 устанавливает два вида конструкций цилиндрических концов валов (рисунок 2П.1). Для концов валов без резьбового участка стандарт рекомендует использовать концы валов в диапазоне диаметров от 0,8 до 630 мм с размерами, приведёнными в сокращённом варианте в таблице 2П.1.

Концы валов предусмотрены двух исполнений: 1 – длинные; 2 – короткие. Проточки и фаски должны соответствовать ГОСТ 10549 «Выход резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски». Концы валов с резьбовым участком стандарт рекомендует использовать для установки деталей, передающих вращающий момент в машинах, механизмах и приборах (диаметры от 1,8 до 80 мм) с размерами, приведёнными в таблице 2П.2 в сокращённом варианте.



*Рисунок 2П.1. Цилиндрические концы валов:
 а – без резьбового конца; б – с резьбовым концом.*

Для концов валов рассматриваемого диаметра малонагруженных передач (кроме концов валов электрических машин) допускается уменьшение длины в пределах двух диапазонов длин выше фактического. Например, для диаметра $d = 100$ мм наряду с длинами 210 и 165 мм допускается применение длин 140 и 105 мм (таблица 2П.1).



Таблица 2П.1. Цилиндрические концы валов

d		l		r	c
		Исполнение			
1-й ряд	2-й ряд	1	2		
Размеры в мм					
20; 22	24	50	36	1,6	1,0
25; 28	–	60	42		
32; 36	30; 38	80	58	2,0	1,6
40; 45	42; 48	110	82	2,5	2
50; 55	53				
60; 70	63; 65; 75	140	105	3,0	2,5
80; 90	85; 95	170	130		
100; 110; 125	105; 120	210	165		

Примечания.

1. При выборе диаметров d следует предпочитать 1-й ряд второму.

2. У основания свободного конца вала допускается наличие технологической канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820.

При сопряжении электрических машин и механизмов без промежуточных элементов допускается увеличение длины концов валов исполнения 1 в пределах двух диапазонов длин. Например, для диаметра $d = 20$ мм наряду с длиной 50 мм допускается применение длины 80 мм (таблица 2П.1).

Таблица 2П.2. Размеры цилиндрических концов валов с резьбовым концом, мм

d	l	l_1	Резьба d_1
12; 14	30	18	M8×1
20; 22; 24	50	36	M12×1,25
25; 28	60	42	M16×1,5
30; 32; 36	80	58	M20×1,5
38			M24×2
40; 42	110	82	M30×2
45; 48			M36×3
50; 55			M42×3
60; 63; 65	140	105	M48×3
70; 75			M56×4
80	170	130	

Примечание. Основные размеры цилиндрических концов валов с резьбовым концом вращающихся электрических машин диаметром свыше 80 мм устанавливают по согласованию между потребителем и разработчиком машин, диаметры, длины цилиндрической и резьбовой частей выбирают в соответствии с ГОСТ 12081.

На конечных цилиндрических участках валов стандартом предусмотрено размещение следующих шпоночных соединений.



– Для валов исполнения 1 без резьбового конца: с диаметром d до 14 мм ставят сегментные шпонки по ГОСТ 24071; с диаметром d свыше 12 мм – призматические обыкновенные по ГОСТ 23360; тангенциальные нормальные ГОСТ 24069.

– Для валов исполнения 2 без резьбового конца: для валов с диаметрами d до 30 мм ставят призматические шпонки обыкновенные ГОСТ 23360; для валов диаметрами d свыше 30 мм – призматические высокие ГОСТ 10748 или тангенциальные усиленные ГОСТ 24070.

– Для валов с резьбовым концом стандарт предусматривает размещение следующих шпоночных соединений: на валах с диаметрами d до 14 мм ставят сегментные шпонки по ГОСТ 24071; на валах с диаметрами d свыше 12 мм – призматические обыкновенные ГОСТ 23360 или тангенциальные нормальные ГОСТ 24069.

Положение шпоночных пазов валов определяется следующими показателями точности:

– допуск симметричности шпоночного паза относительно оси конца вала в радиусном выражении не должен превышать двух полей допуска на ширину шпоночного паза;

– допуск параллельности плоскости симметрии шпоночного паза относительно оси конца вала не должен превышать 0,5 поля допуска на ширину шпоночного паза.

В таблице 2П.3 приведены показатели точности других конструктивных элементов концов валов (рисунок 2П.1).

Таблица 2П.3. Точность элементов цилиндрических концов валов

Номинальный диаметр конца вала d , мм	Поле допуска d по ГОСТ 16093		Шаг резьбы P , мм (для номинальных диаметров d_1)	Поле допуска резьбы d_1	Предельные отклонения длины цилиндрической части конца вала (l, l_1)
	требуемое	допускаемое			
Св. 5,8 до 30	$j6$	$k6$	0,8 (включительно)	6g	$\pm (IT15)/2$ ГОСТ 25346
Св. 30 до 50	$k6$	–	свыше 0,8	8g	
Св. 50 до 120	$m6$	–			
Св. 120 до 630		$r6$			



1.2. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДОПУСКАЕМЫХ ВРАЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ

Служебные свойства изделия и условия его работы определяют частоту вращения вала и действующий вращающий момент. Это позволяет назначить по ГОСТ 12080 требуемый диаметр конца вала и по условиям компоновки определить его конструкцию. Если по условиям проектирования задана конструкция конца вала, то стандарт позволяет определить допускаемый вращающий момент, передаваемый валом. Методика расчёта этих параметров базируется на расчёте прочности вала по условиям кручения [28]...[30].

Значения вращающих моментов T подсчитывают по формуле

$$T = K \cdot d^3 \cdot 10^{-3}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2\text{П.1})$$

$$K = (\pi[\tau])/16, \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)}, \quad (2\text{П.2})$$

где d – диаметр конца вала, мм; $[\tau]$ – допускаемые напряжения кручения, МПа.

Числовое значение коэффициента K выбирают по данным таблицы 2П.4.

Для чего необходимо:

- назначить материал вала и его химико-термическую обработку;
- установить твёрдость в единицах HB ;
- установить предел прочности материала;
- установить характер нагрузки, действующий в приводе (параметры a, b, c).

По таблице 2П.5 или формуле (2П.2) находят допускаемые напряжения $[\tau]$. Затем рассчитывают по (2П.1) значения вращающих моментов T ; рассчитанные допускаемые вращающие моменты, передаваемые концами валов с учётом значений коэффициента K (таблица 2П.4), представлены в таблице 2П.6 (сокращённый вариант).

Таблица 2П.4. Значения коэффициента K в зависимости от характера нагрузки, прочности и твёрдости материала вала

№ п/п	Предел прочности материала вала, σ_b , МПа (Н/мм ²)	Твёрдость вала, HB	Характер нагрузки							
			Чистое кручение			Кручение плюс изгиб от радиальной нагрузки F				
						F до $250 \cdot \sqrt{T}$		F свыше $250 \cdot \sqrt{T}$		
			a	b	c	a	b	a	b	
Значение коэффициента K , МПа (Н/мм ²)										
1	От 500 до 850	От 145 до 250	8	5,6	4	5,6	4	2,8	2	
2	Свыше 850 до 1200	От 250 до 350	11,2	8	5,6	8	5,6	4	2,8	
3	Свыше 1200	Свыше 350	16/22,4	11,2	8	11,2	8	5,6	4	

Примечания.

1. a – при нагрузке постоянной величины и постоянного направления; b – при нагрузке переменной величины, если максимум достигает двухкратного значения; c – при чистом кручении переменного направления.

2. Радиальная нагрузка F приложена к середине длины конца вала.



Приведенные в таблице 2П.6 значения допускаемых крутящих моментов *не распространяются* на концы валов вращающихся электрических машин, двигателей внутреннего сгорания, судовых валопроводов и органов управления [30].

Таблица 2П.5. Значения коэффициента K и соответствующие им допускаемые напряжения кручения, МПа (Н/мм²)

K	$[\tau]$	K	$[\tau]$
2,0	10	8,0	40
2,8	14	11,2	56
4,0	20	16,0	80
5,6	28	22,4	112

Таблица 2П.6. Допускаемые вращающие моменты, передаваемые концами валов

d , мм		Коэффициент K , МПа (Н/мм ²)							
I ряд	II ряд	2,0	2,8	4,0	5,6	8,0	11,2	16,0	22,4
		Допускаемые вращающие моменты $[T]$, Н·м							
6	–	0,5	0,71	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,6
7	–	0,71	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,6	8,0
8	–	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,6	8,0	11,2
9	–	1,4	2,0	2,8	4,0	5,6	8,0	11,2	16,0
10	–	2,0	2,8	4,0	5,6	8,0	11,2	16,0	22,4
11	–	2,8	4,0	5,6	8,0	11,2	16,0	22,4	31,5
12	–	4,0	5,6	8,0	11,2	16,0	22,4	31,5	45,0
14	–	5,6	8,0	11,2	16,0	22,4	31,5	45,0	63,0
16	–	8,0	11,2	16,0	22,4	31,5	45,0	63,0	90,0
18	–	11,2	16,0	22,4	31,5	45,0	63,0	90,0	100
–	19	12,5	18,0	25,0	35,5	50,0	71,0	100	140
20	–	16,0	22,4	31,5	45,0	63,0	90,0	125	180
22	–	22,4	31,5	45,0	63,0	90,0	125	180	250
–	24	25,0	35,5	50,0	71,0	100	140	200	280
25	–	31,5	45,0	63,0	90,0	125	180	250	355
28	–	45,0	63,0	90,0	125	180	250	355	500
30	–	50,0	71,0	100	140	200	280	400	560
32	–	63,0	90,0	125	180	250	355	500	710
35; 36	–	90,0	125	180	250	355	500	710	1000
–	38	100	140	200	280	400	560	800	1120
40	–	125	180	250	355	500	710	1000	1400
–	42	140	200	280	400	560	800	1120	1600
45	–	180	250	355	500	710	1000	1400	2000



d , мм		Коэффициент K , МПа (Н/мм ²)							
I ряд	II ряд	2,0	2,8	4,0	5,6	8,0	11,2	16,0	22,4
		Допускаемые вращающие моменты $[T]$, Н·м							
–	48	200	280	400	560	800	1120	1600	2240
50	–	250	355	500	710	1000	1400	2000	2800
–	53	280	400	560	800	1120	1600	2240	3150
55; 56	–	355	500	710	1000	1400	2000	2800	4000
60	–	400	560	800	1120	1600	2240	3150	4500
63	–	500	710	1000	1400	2000	2800	4000	5600
–	65	560	800	1120	1600	2240	3150	4500	6300
70; 71	–	710	1000	1400	2000	2800	4000	5600	8000
–	75	800	1120	1600	2240	3150	4500	6300	9000
80	–	1000	1400	2000	2800	4000	5600	8000	11 200
–	85	1120	1600	2240	3150	4500	6300	9000	12 500
90	–	1400	2000	2800	4000	5600	8000	11 200	16 000
–	95	1600	2240	3150	4500	6300	9000	12 500	18 000
100	–	2000	2800	4000	5600	8000	11 200	16 000	22 400
–	105	2500	3150	4500	6300	9000	12 500	18 000	25 000
110	–	2800	4000	5600	8000	11 200	16 000	22 400	31 500
125	–	4000	5600	8000	11 200	16 000	22 400	31 500	45 000
–	130	4500	6300	9000	12 500	18 000	25 000	35 500	50 000
140	–	5600	8000	11 200	16 000	22 400	31 500	45 000	63 000
–	150	6300	9000	12 500	18 000	25 000	35 500	50 000	71 000
160	–	8000	11 200	16 000	22 400	31 500	45 000	63 000	90 000
–	170	9000	12 500	18 000	25 000	35 500	50 000	71 000	10 000

Пример. Подобрать цилиндрический конец вала исполнения 2 для следующих условий работы привода: на цилиндрический конец вала установлена звёздочка цепной передачи, окружное усилие на звёздочке 7560 Н; передаваемый вращающий момент составляет 500 Н·м; частота вращения вала 80 мин⁻¹; материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543, нормализация *НВ 255*, $\sigma_b = 980$ МПа; нагрузка – переменная, величина перегрузки до 200%.

Решение. По таблице 2П.4 для заданных условий работы привода найдём коэффициент K .

1. Табличное значение $F = 250 \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{500} = 5590$ Н.

2. Предел прочности материала вала $\sigma_b = 980$ МПа; усилие на звёздочке $F_{зв} = 7560$ Н > 5590 Н, условия работы соответствуют режиму, обозначенному буквой *b*, поэтому коэффициент K следует назначать из 2-й строки последнего столбца таблицы: $K = 2,8$ МПа.

3. Для полученного значения K и вращающего момента $T = 500$ Н·м по таблице 2П.6 определим диаметр конца вала $d = 55$ (56) мм.



1. ТИПЫ ШКИВОВ КЛИНОРЕМЁННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы приводные клиноремённых передач должны соответствовать требованиям следующих государственных стандартов [16], [17], [22], [23].

ГОСТ 20889 [21] устанавливает 9 типов конструкций шкивов для приводных стандартных ремней нормальных сечений по ГОСТ 1284.1 (рисунки 3П.1; 3П.2; 3П.3).

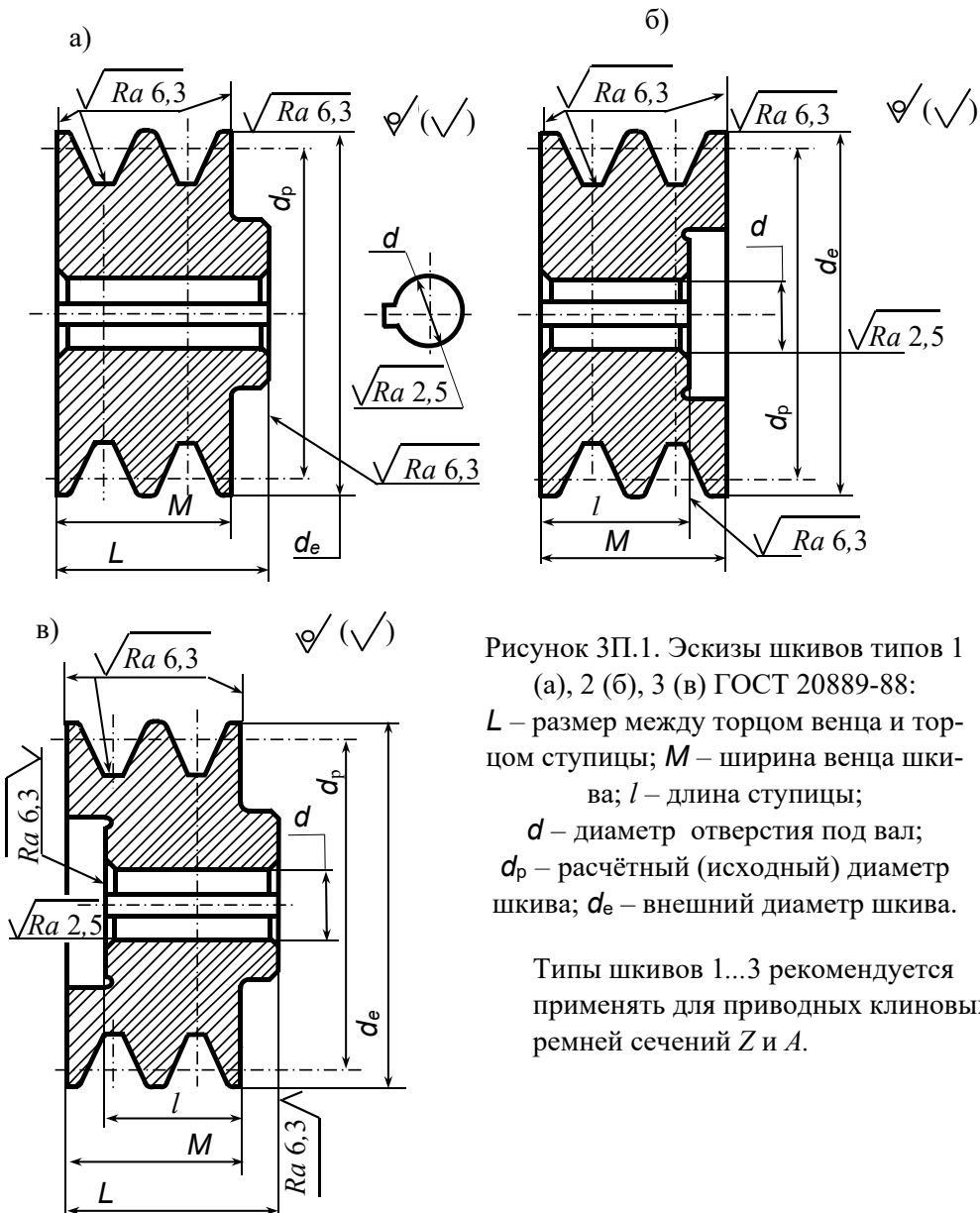


Рисунок 3П.1. Эскизы шкивов типов 1 (а), 2 (б), 3 (в) ГОСТ 20889-88:

L – размер между торцом венца и торцом ступицы; M – ширина венца шкива; l – длина ступицы;

d – диаметр отверстия под вал; d_p – расчётный (исходный) диаметр шкива; d_e – внешний диаметр шкива.

Типы шкивов 1...3 рекомендуется применять для приводных клиновых ремней сечений Z и A .



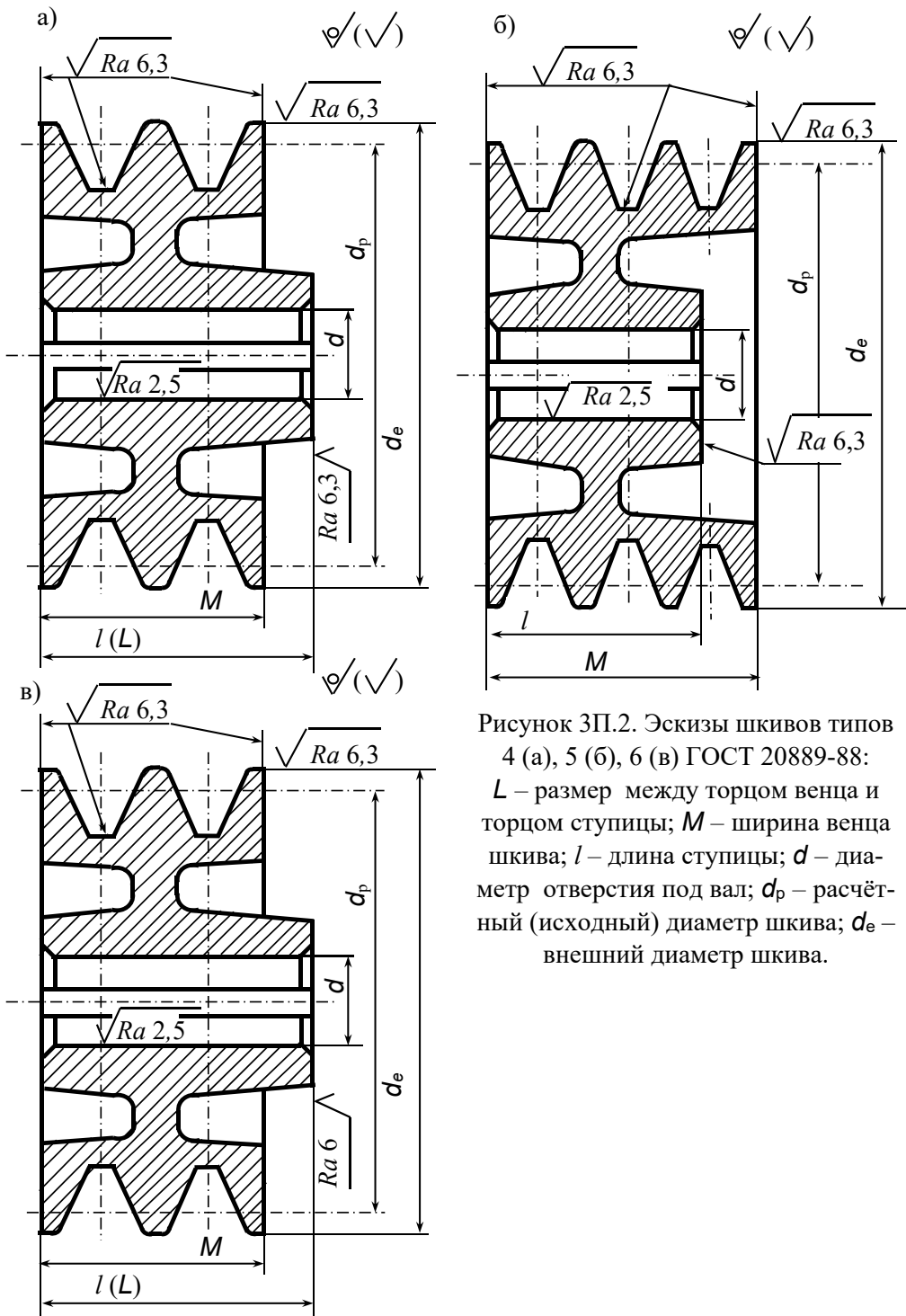


Рисунок 3П.2. Эскизы шкивов типов 4 (а), 5 (б), 6 (в) ГОСТ 20889-88:

L – размер между торцом венца и торцом ступицы; M – ширина венца шкива; l – длина ступицы; d – диаметр отверстия под вал; d_p – расчётный (исходный) диаметр шкива; d_e – внешний диаметр шкива.



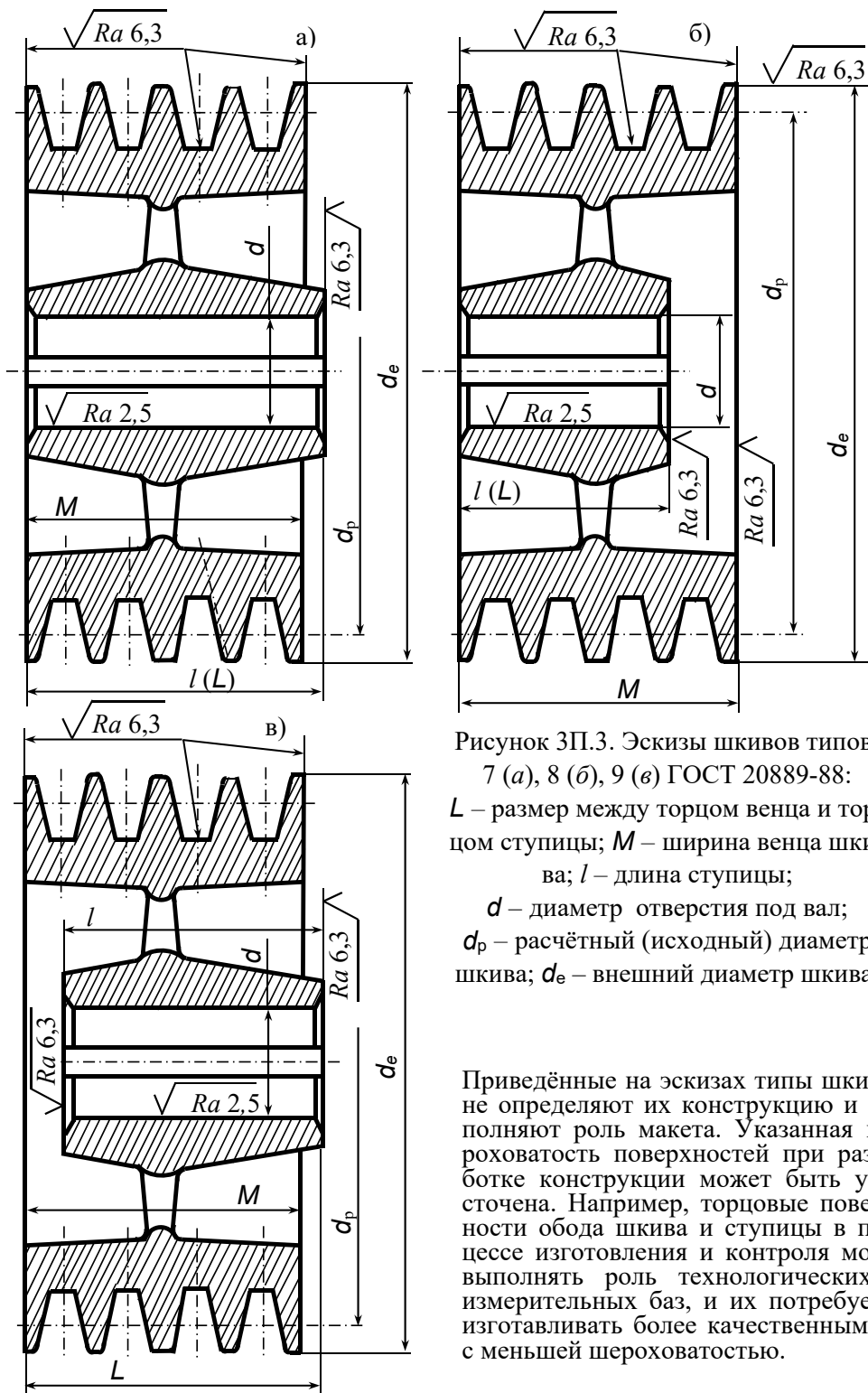


Рисунок 3П.3. Эскизы шкивов типов:
7 (а), 8 (б), 9 (в) ГОСТ 20889-88:

L – размер между торцом венца и торцом ступицы; M – ширина венца шкива; l – длина ступицы;

d – диаметр отверстия под вал;

d_p – расчётный (исходный) диаметр шкива; d_e – внешний диаметр шкива.

Приведённые на эскизах типы шкивов не определяют их конструкцию и выполняют роль макета. Указанная шероховатость поверхностей при разработке конструкции может быть ужесточена. Например, торцовые поверхности обода шкива и ступицы в процессе изготовления и контроля могут выполнять роль технологических и измерительных баз, и их потребуется изготавливать более качественными и с меньшей шероховатостью.



1. РАСЧЁТ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ЗВЁЗДОЧЕК

1.1. РЕШЕНИЕ ПРИМЕРА

1.1.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ РАСЧЁТА

1. Пример приведён в разделе 4.3.1.
2. Геометрические параметры профилей зубьев приведены в таблице 4П.1.
3. Линейные размеры параметров выражены в мм; угловые – в градусах.
4. Рабочая нагрузка в цепи определяется из формулы (4.4) и выражается зависимостью:

$$P_k = 0,17 \cdot Q \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} = 0,17 \cdot 89000 \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} = 15130 \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)}, H, \quad (4П.1)$$

где α_z – угловой шаг звёздочки; γ_k – половина угла заострения зуба в точке контакта звена цепи и зуба звёздочки, градусы.

Таблица 4П.1. Геометрические параметры звёздочек

Наименование параметра	Обозначение	Значение параметра	
		ГОСТ 591	ГОСТ 592
1	2	3	4
1. Шаг цепи	t	31,75	
2. Диаметр элемента зацепления роликовых цепей: $D_{ц} = d_1$	d_1	19,05	
3. Длина ролика	b_1	19,05	
4. Геометрическая характеристика зацепления	λ	1,67	
5. Число зубьев звёздочки	z	9	
6. Диаметр делительной окружности	d_d	92,83	
7. Коэффициент высоты зуба ($K = 2h/t$, где h – хордальная высота зуба)	K	0,555	0,7
8. Диаметр окружности выступов	D_e	104,85	106,97
9. Радиус впадины зубьев	r	9,62	8,73
10. Диаметр окружности впадин	D_i	73,59	72,09
11. Смещение центров дуг впадин	e	0,952	1,0
12. Радиус сопряжения	r_1	24,86	–
13. Диаметр окружности, вписанный в шаговый многоугольник звёздочки	d_c	87,23	
14. Половина угла впадины	α	48,33°	–
15. Угловой шаг звёздочки	α_z	40°	40°
16. Половина углового шага звёздочки	τ	20°	20°



1	2	3	4
17. Угол сопряжения	β	11,78°	–
18. Половина угла зуба	φ	9,89°	–
19. Половина угла заострения зуба	γ	–	20°
20. Угол впадины зуба	β	–	68°
21. Радиус закругления головки зуба при $\lambda \leq 2,2$	r_1	–	20,41
22. Высота прямолинейного участка профиля зуба при $\lambda \leq 2,2$	h_r	–	6,98
23. Наибольшая хорда для контроля звёздочек с нечётным числом зубьев	L_x	72,02	73,78
24. Прямой участок профиля	FG	0,946	–
25. Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба	OO ₂	23,62	–
26. Радиус головки профиля зуба	r_2	13,43	
27. Координаты точки O ₁	$x_1; y_1$	11,38; 10,13	–
28. Координаты точки O ₂	$x_2; y_2$	22,2; 8,08	–

1.2. РАСЧЁТ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ (ЗВЁЗДОЧКА ГОСТ 591)

Наибольшее усилие в контакте «ролик – профиль звёздочки» зависит от элемента зацепления цепи, числа зубьев звёздочки и положения звена на профиле зуба. Последнее зависит от изношенности цепи.

1.2.1. НОВАЯ ЦЕПЬ. КОНТАКТ «ВЫПУКЛО-ВОГНУТЫЙ»

При работе звёздочки с новой цепью максимальные контактные напряжения рассчитывают по формуле (4.1), так как ролик (втулка) цепи вступает в контакт с зубом на вогнутом участке профиля (участок EF на рисунке 4.8).

$$\sigma_{H \max} = 274 \sqrt{\frac{P_k}{b_1 D_u} \cdot \frac{r_1 - 0,5 D_u}{r_1}} =$$

$$= 274 \sqrt{\frac{P_k}{b_1 d_1} \cdot \frac{r_1 - 0,5 d_1}{r_1}} = 274 \sqrt{\frac{P_k}{19,05 \cdot 19,05} \cdot \frac{24,86 - 0,5 \cdot 19,05}{24,86}} = 11,3 \sqrt{P_k}, \text{ Н.} \quad (4П.2)$$

Из формулы (4П.1) следует, что величина P_k зависит от углового шага звёздочки $\alpha_z = 360^\circ/z = 360^\circ/9 = 40^\circ$, постоянной величины, и γ_k – половины угла заострения зуба в точке контакта звена цепи и зуба звёздочки, которая определяется из уравнения:

$$\gamma_k = 90^\circ - \varphi_3 - \varphi_1 - \tau, \quad (4П.3)$$

$$\text{где} \quad \varphi_3 = \arccos \cdot \frac{R_1^2 + (r_1 - 0,5 d_1)^2 - R_p^2}{2 R_1 (r_1 - 0,5 d_1)}; \quad (4П.4)$$

$R_p = d_n/2$ (радиус расположения центра ролика на дуге обхвата);



$$R_1 = 0,5\sqrt{(2x_1 - e)^2 + (d_0 + 2y_1)^2}; \quad (4П.5)$$

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \cdot \frac{2 \cdot x_1 - e}{d_0 + 2 \cdot y_1}; \quad (4П.6)$$

$$R_1 = 0,5\sqrt{(2x_1 - e)^2 + (d_0 + 2y_1)^2} = 0,5\sqrt{(2 \cdot 11,38 - 0,952)^2 + (92,83 + 2 \cdot 10,13)^2} = 57,59;$$

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \cdot \frac{2 \cdot x_1 - e}{d_0 + 2 \cdot y_1} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{2 \cdot 11,38 - 0,952}{92,83 + 2 \cdot 10,13} = 10,9^\circ;$$

$$R_p = d_n/2 = 92,83/2 = 46,415; \quad \tau = 180^\circ/z = 180^\circ/9 = 20^\circ.$$

$$\varphi_3 = \arccos \cdot \frac{R_1^2 + (r_1 - 0,5d_1)^2 - R_p^2}{2R_1(r_1 - 0,5d_1)} = \arccos \cdot \frac{57,59^2 + (24,86 - 0,5 \cdot 19,05)^2 - 46,415^2}{2 \cdot 57,59(24,86 - 0,5 \cdot 19,05)} = 37,7^\circ.$$

Подставляя полученные значения углов в формулу (4П.3), получим

$$\gamma_k = 90^\circ - \varphi_3 - \varphi_1 - \tau = 90^\circ - 37,7^\circ - 10,9^\circ - 20^\circ = 21,4^\circ.$$

Тогда

$$P_k = 15130 \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} = 15130 \frac{\sin 40^\circ}{\sin(40^\circ + 21,4^\circ)} = 11077, \text{ Н.}$$

По формуле (4П.2) найдём:

$$\sigma_{H_{\max}} = 11,3\sqrt{P_k} = 11,3\sqrt{11077} = 1189, \text{ МПа.}$$

1.2.2. ИЗНОШЕННАЯ ЦЕПЬ. КОНТАКТ «ВЫПУКЛО-ПЛОСКИЙ» (УЧАСТОК ПРОФИЛЯ FG НА РИСУНКЕ 4.8)

По мере износа цепи центр звена (ролика) поднимается по высоте зуба. Когда величина радиуса центра ролика достигает значений, отвечающих условию (4П.7), контакт становится выпукло-плоским.

$$R_p \geq \sqrt{R_1^2 + (r_1 - 0,5d_1)^2} - 2R_1(r_1 - 0,5d_1)\sin(\varphi_1 + \tau + \varphi). \quad (4П.7)$$

Контактные напряжения для этого случая определяют по формуле (4.2), подставляя в которую выражение (4П.1) и значения b_1 и d_1 , получим:

$$\begin{aligned} \sigma_{H_{\max}} &= 274 \sqrt{\frac{P_k}{b_1 D_y}} = 274 \sqrt{\frac{15130}{b_1 d_1} \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)}} = \\ &= 274 \sqrt{\frac{15130}{19,05 \cdot 19,05} \frac{\sin 40^\circ}{\sin(40^\circ + \gamma_k)}} = 1418,4 \sqrt{\frac{1}{\sin(40^\circ + \gamma_k)}}. \end{aligned}$$

В этой формуле угол γ_k находят по формуле (4П.3), угол φ_1 – по (4П.6), φ_3 – по (4П.4). Угол φ_1 и радиус R_1 соответствуют граничным условиям перехода вогнутого участка профиля в прямой, поэтому их значения равны предыдущим значениям, т. е. $\varphi_1 = 10,9^\circ$; $R_1 = 57,59$; углы τ и φ – исходные данные (таблица 4П.1: $\tau = 20^\circ$; $\varphi = 9,89^\circ$).

$$R_p \geq \sqrt{R_1^2 + (r_1 - 0,5d_1)^2} - 2R_1(r_1 - 0,5d_1)\sin(\varphi_1 + \tau + \varphi) = R_p \geq$$



$$\geq \sqrt{57,59^2 + (24,86 - 0,5 \cdot 19,05)^2} - 2 \cdot 57,59(24,86 - 0,5 \cdot 19,05) \sin(10,9^\circ + 20^\circ + 9,89^\circ) = 48,97.$$

$$\varphi_3 = \arccos \frac{R_1^2 + (r_1 - 0,5d_1)^2 - R_p^2}{2R_1(r_1 - 0,5d_1)} = \arccos \frac{57,59^2 + (24,86 - 0,5 \cdot 19,05)^2 - 48,97^2}{2 \cdot 57,59 (24,86 - 0,5 \cdot 19,05)} = 49,22^\circ;$$

$$\gamma_k = 90^\circ - \varphi_3 - \varphi_1 - \tau = 90^\circ - 49,22^\circ - 10,9^\circ - 20^\circ = 9,88^\circ.$$

$$\sigma_{H \max} = 274 \sqrt{\frac{P_k}{b_1 D_u}} = 1418,4 \sqrt{\frac{1}{\sin(40^\circ + \gamma_k)}} = 1418,4 \sqrt{\frac{1}{\sin(40^\circ + 9,88^\circ)}} = 1621, \text{ МПа.}$$

1.2.3. ИЗНОШЕННАЯ ЦЕПЬ. КОНТАКТ «ВЫПУКЛО-ВЫПУКЛЫЙ»

(УЧАСТОК ПРОФИЛЯ GK НА РИСУНКЕ 4.8)

При дальнейшем износе цепи ролик вступает в контакт с выпуклым профилем звёздочки. Такое взаимодействие звена цепи и профиля звёздочки начинается тогда, когда величина радиуса центра ролика (R_p) достигает значений, отвечающих условию (4П8).

$$R_p \geq \sqrt{R_2^2 + (r_2 + 0,5d_1)^2} - 2R_2(r_2 + 0,5d_1) \cos \varphi = 44,54^2 + (13,43 + 0,5 \cdot 19,05)^2 - 2 \cdot 44,54(13,43 + 0,5 \cdot 19,05) \cos 9,89^\circ = 22,3, \quad (4П.8)$$

где

$$R_2 = 0,5 \sqrt{(2x_2 + e)^2 + (d_\delta - 2y_2)^2} = 0,5 \sqrt{(2 \cdot 22,2 + 0,952)^2 + (92,83 - 2 \cdot 8,08)^2} = 44,54.$$

Контактные напряжения для этого случая определяют по формуле (4.3), подставляя в которую выражение (4П.1) и значения b_1 и d_1 , получим:

$$\sigma_{H \max} = 274 \sqrt{\frac{P_k}{b_1 D_u} \cdot \frac{r_2 + 0,5d_1}{r_2}} = 274 \sqrt{\frac{15130}{b_1 d_1} \cdot \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} \cdot \frac{r_2 + 0,5d_1}{r_2}}; \quad (4П.9)$$

$$\sigma_{H \max} = 274 \sqrt{\frac{15130}{19,05 \cdot 19,05} \cdot \frac{\sin 40^\circ}{\sin(40^\circ + \gamma_k)} \cdot \frac{13,43 + 0,5 \cdot 19,05}{13,43}} = 1854,4 \sqrt{\frac{1}{\sin(40^\circ + \gamma_k)}}$$

γ_k – половина угла заострения зуба в точке контакта звена цепи и зуба звёздочки, определяют из уравнения:

$$\gamma_k = -(\pi/2) + \varphi_4 + 2\varphi_5 - \varphi_2 = -1,571 + 0,1754 + 2 \cdot 0,1806 - 0,5342 = -1,568(-89,72^\circ), \quad (4П.10)$$

где $\varphi_2 = \arctg \frac{2 \cdot x_2 + e}{d_\delta - 2 \cdot y_2} = \arctg \frac{2 \cdot 22,2 + 0,952}{92,83 - 2 \cdot 8,08} = 30,6^\circ (0,5342);$

$$\varphi_4 = \arccos \frac{R_2^2 + (r_2 + 0,5d_1)^2 - R_p^2}{2R_2(r_2 + 0,5d_1)} = \arccos \frac{44,54^2 + (13,43 + 0,5 \cdot 19,05)^2 - 22,3^2}{2 \cdot 44,54(13,43 + 0,5 \cdot 19,05)} = 10,05^\circ (0,175);$$

$$\varphi_5 = \arcsin \left(\frac{r_2 + 0,5d_1}{R_p} \sin \varphi_4 \right) = \arcsin \left(\frac{13,43 + 0,5 \cdot 19,05}{22,3} \sin 10,05^\circ \right) = 10,35^\circ (0,1806).$$



Подставляя полученное значение γ_k в уравнение (4П.9), найдём $\sigma_{H_{\max}}$:

$$\sigma_{H_{\max}} = 1854,4 \sqrt{\frac{1}{\sin(40^\circ + \gamma_k)}} = 1854,4 \sqrt{\frac{1}{\sin(40^\circ + (-89,72^\circ))}} = 2123, \text{ МПа.}$$

1.3. РАСЧЁТ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ (ЗВЁЗДОЧКА ГОСТ 592)

По этому стандарту профиль зубьев одноходовых звёздочек с геометрической характеристикой $\lambda \leq 2,2$ состоит из впадины AE , рабочего участка с прямой поверхностью EF и головки FK (рисунок 4.8 а) – тип 1. Стандарт допускает изготовление звёздочек типа 1 (с числом зубьев более 9) с профилем звёздочек по типу 2, т. е. рабочий участок имеет только прямолинейную поверхность. На этом участке для обеих вариантов профиля условия контакта по мере износа цепи не изменяются. Буквенные обозначения в формулах соответствуют обозначению соответствующих параметров на рисунке 4.9.

1.3.1. *НОВАЯ И ИЗНОШЕННАЯ ЦЕПЬ. КОНТАКТ «ВЫПУКЛО-ПЛОСКИЙ» (УЧАСТОК ПРОФИЛЯ EF НА РИСУНКЕ 4.9а)*

При работе звёздочки с новой и изношенной цепью (рабочий участок EF , рисунок 4.9а) максимальные контактные напряжения рассчитывают по формуле (4.2), контакт «выпукло-плоский». Подставляя в (4.2) выражение (4П.1) и значения b_1 и d_1 , получим:

$$\sigma_{H_{\max}} = 274 \sqrt{\frac{P_k}{b_1 D_u}} = 274 \sqrt{\frac{15130 \cdot \sin \alpha_z}{b_1 d_1 \sin(\alpha_z^\circ + \gamma_k)}} = 274 \sqrt{\frac{15130 \sin 40^\circ}{19,05^2 \sin(40^\circ + 20^\circ)}} =$$

$$= 1524, \text{ МПа,}$$

где $\gamma_k = \gamma = 20^\circ$ (таблица 4П.1).

1.3.2. *ИЗНОШЕННАЯ ЦЕПЬ*

1. Контакт «выпукло-выпуклый» (участок профиля FK на рисунке 4.9а).

При дальнейшем износе цепи ролик вступает в контакт с выпуклым профилем звёздочки. Такое взаимодействие звена цепи и профиля звёздочки начинается тогда, когда величина радиуса центра ролика (R_p) достигает значений, отвечающих условию (4П.8).

$$R_p \geq \sqrt{R_2^2 + (r_1 + 0,5d_1)^2} - 2R_2(r_1 + 0,5d_1) \cos \gamma,$$

где $\varphi = \gamma = 20^\circ$; $R_2 = \sqrt{B^2 + (R_1 - r_1)^2}$; $R_1 = R_0 \sin\left(\frac{\beta}{2} - \varphi_0\right) - r$; $R_0 = 0,5\sqrt{(D_i + 2r)^2 + e^2}$;

$$\varphi_0 = \arctg \frac{e}{2r + D_i}.$$

Половина угла зуба γ_k в точке контакта находится для этого случая по формуле:

$$\gamma_k = -(\pi/2) + \varphi_4 + 2\varphi_5 - \varphi_2, \quad (4П.11)$$



где

$$\varphi_4 = \arccos \frac{R_2^2 + (r_1 + 0,5d_1)^2 - R_p^2}{2R_2(r_1 + 0,5d_1)}; \quad \varphi_5 = \arcsin \left(\frac{r_1 + 0,5d_1}{R_p} \sin \varphi_4 \right);$$

$$\varphi_2 = \frac{\beta}{2} - \operatorname{arctg} \frac{R_1 - r_1}{B}; \quad B = R_1 \operatorname{ctg} \left(\frac{\beta}{2} - \varphi_F \right);$$

$$\varphi_F = \operatorname{arctg} \frac{\sin \frac{\beta}{2} - A \cos \tau}{\cos \frac{\beta}{2} + A \sin \tau}; \quad A = \frac{2R_1}{d_c + 2h_r}.$$

Выполним расчёты для определения R_2 и φ_2 .

$$\varphi_0 = \operatorname{arctg} \frac{e}{2r + D_i} = \operatorname{arctg} \frac{1}{2 \cdot 8,73 + 72,09} = \operatorname{arctg} 0,0111 = 0,64^\circ;$$

$$R_0 = 0,5 \sqrt{(D_i + 2r)^2 + e^2} = 0,5 \sqrt{(72,09 + 2 \cdot 8,73)^2 + 1^2} = 44,78;$$

$$R_1 = R_0 \sin \left(\frac{\beta}{2} - \varphi_0 \right) - r = 44,78 \sin \left(\frac{68^\circ}{2} - 0,64^\circ \right) - 8,73 = 15,89;$$

$$A = \frac{2R_1}{d_c + 2h_r} = \frac{2 \cdot 15,89}{87,23 + 2 \cdot 6,98} = 0,314;$$

$$\varphi_F = \operatorname{arctg} \frac{\sin \frac{\beta}{2} - A \cos \tau}{\cos \frac{\beta}{2} + A \sin \tau} = \operatorname{arctg} \frac{\sin \frac{68^\circ}{2} - 0,314 \cdot \cos 20^\circ}{\cos \frac{68^\circ}{2} + 0,314 \cdot \sin 20^\circ} = \operatorname{arctg} 0,282 = 15,75^\circ;$$

$$B = R_1 \operatorname{ctg} \left(\frac{\beta}{2} - \varphi_F \right) = 15,89 \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{68^\circ}{2} - 15,75^\circ \right) = 48,19;$$

$$\varphi_2 = \frac{\beta}{2} - \operatorname{arctg} \frac{R_1 - r_1}{B} = \frac{68^\circ}{2} - \operatorname{arctg} \frac{15,89 - 0}{48,19} = 15,75^\circ;$$

$$R_2 = \sqrt{B^2 + (R_1 - r_1)^2} = \sqrt{48,19^2 + (15,89 - 20,41)^2} = 48,4;$$

$$R_p \geq \sqrt{R_2^2 + (r_1 + 0,5d_1)^2 - 2R_2(r_1 + 0,5d_1) \cos \gamma} =$$

$$= \sqrt{48,4^2 + (20,41 + 0,5 \cdot 19,05)^2 - 2 \cdot 48,4(20,41 + 0,5 \cdot 19,05) \cos 20^\circ} = 22,71;$$

$$\varphi_4 = \arccos \frac{R_2^2 + (r_1 + 0,5d_1)^2 - R_p^2}{2R_2(r_1 + 0,5d_1)} = \arccos \frac{48,4^2 + (20,41 + 0,5 \cdot 19,05)^2 - 22,71^2}{2 \cdot 48,4(20,41 + 0,5 \cdot 19,05)} =$$

$$= \arccos 0,93968 = 20^\circ;$$

$$\varphi_5 = \arcsin \left(\frac{r_1 + 0,5d_1}{R_p} \sin \varphi_4 \right) = \arcsin \left(\frac{20,41 + 0,5 \cdot 19,05}{22,71} \sin 20^\circ \right) = \arcsin 0,451 = 26,8^\circ;$$

$$\gamma_k = -(\pi/2) + \varphi_4 + 2\varphi_5 - \varphi_2 = -90^\circ + 20^\circ + 2 \cdot 26,8^\circ - 15,75^\circ = 32,15^\circ.$$

$$\sigma_{H_{\max}} = 274 \sqrt{\frac{P_k}{b_1 D_u} \cdot \frac{r_1 + 0,5D_u}{r_1}} = 274 \sqrt{\frac{15130}{b_1 d_1} \cdot \frac{\sin \alpha_z}{\sin(\alpha_z + \gamma_k)} \cdot \frac{r_1 + 0,5d_1}{r_1}} =$$

$$= 274 \sqrt{\frac{15130}{19,05 \cdot 19,05} \cdot \frac{\sin 40^\circ}{\sin(40^\circ + 32,15^\circ)} \cdot \frac{20,41 + 0,5 \cdot 19,05}{20,41}} = 1761, \text{ МПа.}$$



2. РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫПОЛНЕННЫХ РАСЧЁТОВ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. Цепь ГОСТ 591.

Цепь новая, контакт «выпукло-вогнутый», $\sigma_{Hmax}=1189$ МПа.

Цепь изношенная, контакт «выпукло-плоский», $\sigma_{Hmax}=1621$ МПа.

Цепь изношенная, контакт «выпукло-выпуклый», $\sigma_{Hmax}=2123$ МПа.

2.2. Цепь ГОСТ 592.

Цепь новая и изношенная, контакт «выпукло-плоский», $\sigma_{Hmax}=1524$ МПа.

Цепь изношенная, контакт «выпукло-выпуклый», $\sigma_{Hmax}=1761$ МПа.

Выполненные расчёты показывают, что звёздочки с профилем по ГОСТ 591 имеют преимущества перед звёздочками с профилем по ГОСТ 592 только при работе с новой цепью.



Список литературы

1. *Анурьев, В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – Т. I. – 736 с. ; Т. 2. – 584 с. ; Т. 3. – 576 с.
2. *Биргер, И. А.* Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 639 с.
3. *Воробьев, Н. В.* Цепные передачи. – М. : Машиностроение, 1968. – 251 с.
4. *Воробьев, И. И.* Ремённые передачи. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. *Готовцев, А. А.* Проектирование цепных передач : справочник / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1982. – 336 с.
6. ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия.
7. ГОСТ 591-69 «Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчёта и построения профиля зуба и инструмента. Допуски».
8. ГОСТ 592-81 «Звёздочки для пластинчатых цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. Предельные отклонения».
9. ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94) «Цепи приводные зубчатые. Технические условия».
10. ГОСТ 24643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения».
11. ГОСТ 2.408-68 ЕСКД «Правила выполнения рабочих чертежей звёздочек приводных роликовых и втулочных цепей».
12. ГОСТ 23831-79 «Ремни плоские приводные резиноканевые. Технические условия».
13. ГОСТ 17383-73 «Шкивы для плоских приводных ремней».
14. ГОСТ Р ИСО 1081-94 «Передачи клиноремённые. Термины и определения».
15. ГОСТ Р 50641-94 (ИСО 4183-89) «Шкивы с канавками для обычных и узких клиновых ремней. Система, основанная на исходной ширине».
16. ГОСТ Р 50642-94 ИСО 255-90 «Шкивы приводные ремённых передач».
17. ГОСТ 1284.1-89 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля».
18. ГОСТ 1284.2-89 (ИСО 1081-95) «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия».
19. ГОСТ 5813-93 «Ремни вентиляторные клиновые и шкивы для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов. Технические условия».
20. ГОСТ 1284.3-96 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности».
21. ГОСТ 20889-88 «Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия».
22. ГОСТ Р 50640-94 «Шкивы приводные ремённых передач. Общие технические требования».



23. ГОСТ 21834-87 «Цепи приводные роликовые повышенной точности и прочности. Технические условия».

24. *Журавлёв, В. Н.* Машиностроительные стали : справочник / В. Н. Журавлев, О. И. Николаева. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1981. – 391 с.

25. *Кайнова, В. Н.* Метрология, стандартизация и сертификация : практикум : учеб. пособие / В. Н. Кайнова, Т. Н. Гребнева, Е. В. Тесленко, Е. А. Куликова ; под ред. В. Н. Кайновой. – СПб. : Лань, 2015. – 368 с.

26. Машиностроение : энциклопедия : В 40 т. Т. 4-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. – М., 1995. – 864 с.

27. *Пронин, Б. А.* Бесступенчатые клиноремённые и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 320 с.

28. *Решетов, Д. Н.* Детали машин. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 168 с.

29. *Тюняев, А. В.* Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В. А. Вагнер. – СПб. : Лань, 2013. – 736 с.

30. *Тюняев, А. В.* Основы конструирования деталей машин. Валы и оси : учеб.-метод. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб. : Лань, 2017. – 312 с.

31. *Тюняев, А. В.* Основы конструирования деталей машин. Литые детали : учеб.-метод. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб. : Лань, 2013. – 319 с.



СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	4
Глава 1. Ремённые передачи.....	5
1.1. Общие сведения.....	5
Глава 2. Плоскоремённая передача.....	8
2.1. Основные технические данные ремней.....	8
2.2. Проектный расчёт и компоновка передачи.....	11
2.2.1. Геометрические и кинематические параметры передачи.....	11
2.3. Взаимодействие ремня со шкивом.....	17
2.4. Конструкция шкива плоскоремённой передачи.....	21
2.5. Долговечность ремня.....	23
2.6. Пример расчёта и компоновки передачи.....	25
2.6.1. Решение примера	25
2.6.2. Проверочный расчёт.....	28
2.6.3. Основные выводы из расчёта передачи.....	28
2.6.4. Конструкция шкива плоскоремённой передачи.....	28
Глава 3. Клиноремённые передачи.....	31
3.1. Конструкция, характеристики и размеры ремней.....	32
3.2. Взаимодействие клинового ремня со шкивом.....	37
3.3. Расчёт и компоновка клиноремённой передачи.....	39
3.3.1. Геометрические и кинематические параметры передачи.....	39
3.4. Долговечность ремней.....	45
3.5. Общие сведения о конструкции шкивов.....	46
3.6. Геометрическая проверка канавок.....	50
3.7. Примеры расчёта и компоновки клиноремённой передачи.....	52
3.7.1. Техническое задание.....	52
3.7.2. Вариант 1. Передача с ремнями нормального сечения.....	52
3.7.3. Вариант 2. Передача с ремнями узкого сечения.....	57
3.7.4. Вариант 3. Передача с поликлиновым ремнём	61
3.7.5. Результаты расчёта передач.....	65
3.7.6. Разработка конструкции шкива.....	67
Глава 4. Цепные передачи.....	73
4.1. Общие сведения.....	73
4.2. Цепи приводные роликовые и втулочные.....	76
4.2.1. Основные параметры и размеры приводных роликовых и втулочных цепей.....	80
4.3. Звёздочки к приводным роликовым и втулочным цепям.....	85



4.3.1. Профили зубьев звёздочек.....	85
4.3.2. Размеры венцов звёздочек.....	93
4.3.3. Точность размеров зубьев и венцов звёздочек.....	95
4.3.4. Выбор материала звёздочек.....	96
4.4. Конструкция звёздочек.....	100
4.4.1. Общие сведения.....	100
4.4.2. Выбор числа зубьев звёздочек передачи.....	104
4.5. Разработка конструкции звёздочки цепной передачи.....	108
4.5.1. Техническое задание.....	108
4.5.2. Решение.....	108
4.5.3. Разработка чертежа звёздочки цепной передачи.....	111
Приложения.....	120
Приложение 1П.....	120
1. Размеры шкивов плоскоремённой передачи.....	120
Приложение 2П.....	127
1. Допускаемые вращающие моменты валов.....	127
1.1. Концы валов. Конструкция и размеры.....	127
1.1.1. Концы валов цилиндрические.....	127
1.2. Методика расчёта допускаемых вращающих моментов.....	130
Приложение 3П.....	133
1. Типы шкивов клиноремённых передач.....	133
Приложение 4П.....	136
1. Расчёт контактной прочности профилей зубьев звёздочек.....	136
1.1. Решение примера 1. Исходные данные расчёта.....	136
1.2. Расчёт контактных напряжений (звёздочка ГОСТ 591).....	137
1.2.1. Новая цепь. Контакт «выпукло-вогнутый».....	137
1.2.2. Изношенная цепь. Контакт «выпукло-плоский».....	138
1.2.3. Изношенная цепь. Контакт «выпукло-выпуклый».....	139
1.3. Расчёт контактных напряжений (звёздочка ГОСТ 592).....	140
1.3.1. Новая и изношенная цепь. Контакт «выпукло-плоский».....	140
1.3.2. Изношенная цепь.....	140
2. Результаты выполненных расчётов контактных напряжений.....	142
Список литературы.....	143



Анатолий Васильевич ТЮНЯЕВ
**ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.
ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ**
Учебно-методическое пособие

Зав. редакцией
инженерно-технической литературы *Е. В. Баженова*
Корректор *А. О. Брезман*
Выпускающий *В. А. Иутин*

ЛР № 065466 от 21.10.97
Гигиенический сертификат 78.01.10.953.П.1028
от 14.04.2016 г., выдан ЦГСЭН в СПб
Издательство «ЛАНЬ»
lan@lanbook.ru; www.lanbook.com
196105, Санкт-Петербург, пр. Ю. Гагарина, д. 1, лит. А.
Тел./факс: (812) 336-25-09, 412-92-72.
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

Подписано в печать 25.11.19.
Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 70×100^{1/16}.
Печать офсетная. Усл. п. л. 12,03. Тираж 100 экз.

Заказ № 062-20.

Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета
в АО «Т8 Издательские Технологии».
109316, г. Москва, Волгоградский пр., д. 42, к. 5.

