

16/5/4

Одобрено кафедрой
«Теоретическая
и прикладная механика»

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.
РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.
РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания
к выполнению курсового проекта
для студентов IV курса
направления

**657600 ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ
специальностей**

190301 (150700) ЛОКОМОТИВЫ (Т)

190302 (150800) ВАГОНЫ (В)

**190303(181400) ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ (ЭПС)**

направления

**190205 (653200) ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ
И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ**

специальности

**170900 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ,
СТРОИТЕЛЬНЫЕ, ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ
И ОБОРУДОВАНИЕ (СМ)**



Москва – 2005

С о с т а в и т е л и — канд. техн. наук, проф. В.Г. Мицкевич;
д-р техн. наук, проф. В.С. Семеновенков;
канд. техн. наук, доц. А.А. Платонов

Р е ц е н з е н т — докт. техн. наук, проф., чл.-кор. ЖКА РФ,
зав. кафедрой «Детали машин и инженерная
графика» Воронежской государственной
лесотехнической академии В.Р. Карамышев

1. РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача — это передача *гибкой связью* (рис. 1), состоящая из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. В состав передачи могут также входить натяжные устройства. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов. Основное назначение — передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения и повышением вращающего момента.

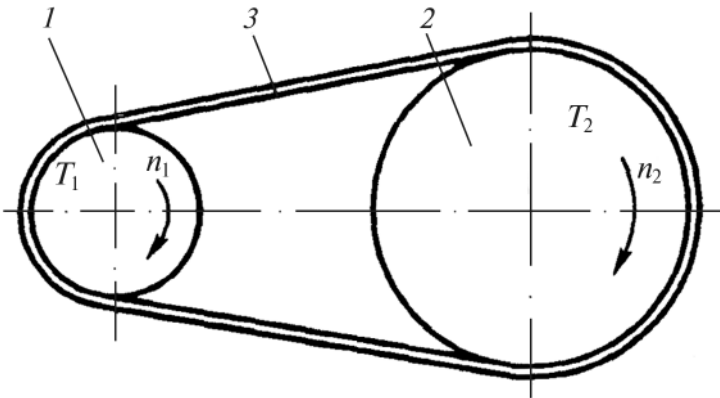


Рис. 1

По принципу работы различаются передачи *трением* (большинство передач) и *зацеплением* (зубчато-ременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от ременных передач трением.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на *плоские*, *клиновые*, *поликлиновые*, *круглые*, *квадратные* (рис. 2). Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничи-

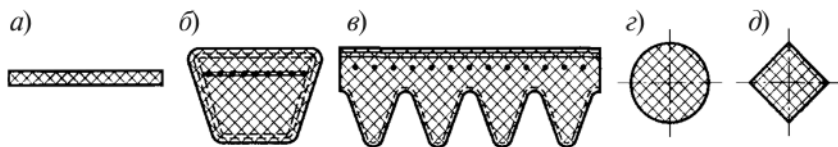


Рис. 2

вает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Достоинства ременных передач трением: возможность передачи движения на значительные расстояния; возможность работы с высокими скоростями; плавность и малозумность работы; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов; защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву; простота конструкции; отсутствие смазочной системы; низкая стоимость.

Недостатки: значительные габариты; значительные силы, действующие на валы и опоры; непостоянство передаточного отношения; малая долговечность ремней в быстроходных передачах; необходимость защиты ремня от попадания масла.

1.2 МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИЯ РЕМНЕЙ

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью. Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок. *Плоские ремни* (см. рис. 2, а) отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни, поскольку они обладают высокой прочностью и долговечностью. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя — полиамид или каучук. Синтетические ремни изготавливают бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с.

Клиновые ремни (см. рис. 2, б) имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами.

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов). Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5...2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и по несколько штук в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней Z в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни (см. рис. 2, в) — бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Круглые ремни и ремни *квадратного* сечения (обычно резиновые, диаметром от 3 до 12 мм) используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

1.3 ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ РЕМНЕЙ СО ШКИВАМИ

Для определения усилий, возникающих в ремне, используют аналитическую зависимость между натяжениями гибкой нити, огибающей цилиндр радиусом R (рис. 3, а), установленную **Л. Эйлером** в 1775 г.:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f \cdot \alpha},$$

где S_1 и S_2 — силы, приложенные к концам нити (Н);

f — коэффициент трения между нитью и поверхностью цилиндра;

α — угол обхвата цилиндра нитью;

N — реакция шкива, Н.

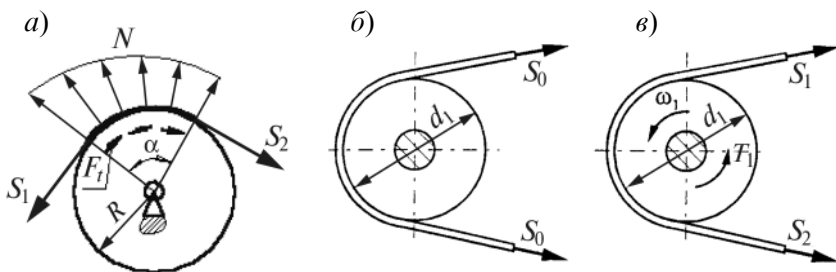


Рис. 3

Формула Эйлера выведена для гибкой нерастяжимой и невесомой нити, скользящей по неподвижному цилиндру. Между тем тяговый орган в ременной передаче отличается от нити.

Для передачи вращающего момента T_1 (рис. 3, в) с помощью ременной передачи ремень должен быть нагружен силой предварительного натяжения S_0 (рис 3, б). Передача полезной нагрузки сопровождается перераспределением усилий натяжения в ветвях ремня, причем натяжение ведущей ветви (на рис. 3, в – вверху) становится равным S_1 , а ведомой — S_2 . При этом сумма сил натяжений остается постоянной:

$$S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0.$$

При указанном направлении вращения ведущего шкива натяжения S_1 и S_2 подчиняются неравенству $S_1 > S_2$, а их разность равна передаваемой ремнем окружной силе F_t (рис. 3, а), т.е.

$$S_1 - S_2 = F_t.$$

$$\text{Тогда } S_1 = S_0 + F_t/2, \quad S_2 = S_0 - F_t/2.$$

Таким образом, при переходе через криволинейную поверхность шкива ремень меняет натяжение, а, следовательно, происходит его деформация — сокращение либо удлинение. Поскольку величины натяжений S_1 и S_2 в ведущей и ведомой ветвях различны, то различной будет и деформация ремня в этих ветвях. Такое явление называется *скольжением*. Скольжение ремня приводит к тому, что ведущая и ведомая ветви имеют разные окружные скорости — соответственно v_1 и v_2 .

Неизбежное упругое скольжение приводит и к различному относительному удлинению ветвей ремня ε_1 и ε_2 . При обегании ремнем ведущего шкива натяжение его падает, ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву.

На ведомом шкиве ремень удлиняется и опережает шкив. Скольжение происходит не по всей дуге охвата α (рис. 4), а на ее части β (называемой *дугой скольжения*). Сила трения между ремнем и шкивами передается в основном на дугах скольжения.

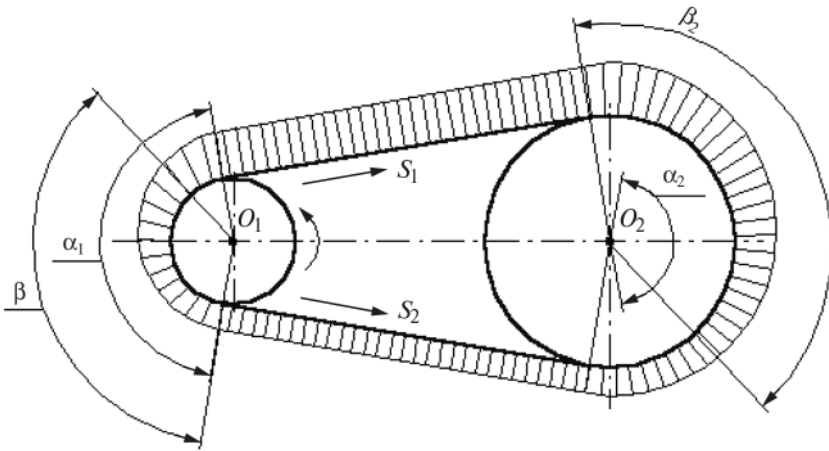


Рис. 4

Со стороны набегающего ремня находится дуга сцепления, на которой ремень движется совместно со шкивом, без проскальзывания. Окружная скорость каждого шкива равна скорости набегающей ветви ремня. По мере роста нагрузки на передачу дуга скольжения растет; когда она достигает всей дуги охвата, начинается буксование передачи.

Упругое скольжение ремня равно разности относительных удлинений ведущей и ведомой ветвей ремня:

$$\xi_y = \varepsilon_1 - \varepsilon_2.$$

Выразив ε_1 и ε_2 по **закону Гука** для участка ремня единичной длины через силы S_1 и S_2 , площадь сечения A и модуль

упругости материала ремня E , получаем значение упругого скольжения ремня, используемого при определении передаточного отношения:

$$\xi_y = \frac{S_1 - S_2}{E \cdot A}.$$

1.4. КИНЕМАТИКА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Для проведения расчета передачи необходимо определить скорость ремня, силы и напряжения в нем.

Окружные скорости (м/с) на шкивах ременной передачи:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3},$$

где d_1 и d_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;
 n_1 и n_2 — частоты вращения шкивов, мин⁻¹.

Окружная скорость на ведомом шкиве v_2 меньше скорости на ведущем v_1 вследствие скольжения:

$$v_2 = (1 - \xi_y) \cdot v_1, \text{ м/с.}$$

Передаточное отношение:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi_y)}.$$

Обычно упругое скольжение находится в пределах 0,01...0,02 и растет с увеличением нагрузки, что обуславливает непостоянство передаточного отношения ременной передачи.

1.5 ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ В РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Для ременных передач немаловажным является угол γ между ветвями ремня, угол α_1 охвата ремнем малого шкива, длина ремня L и межосевое расстояние a .

Угол между ветвями ремня находят из треугольника O_1AO_2 (рис. 5): $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}$, где $\Delta = (d_2 - d_1)/2$. Тогда угол между ветвями ремня (в радианах):

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{\Delta}{a} \approx \frac{2 \cdot \Delta}{a}.$$

Угол охвата ремнем малого шкива (в градусах):

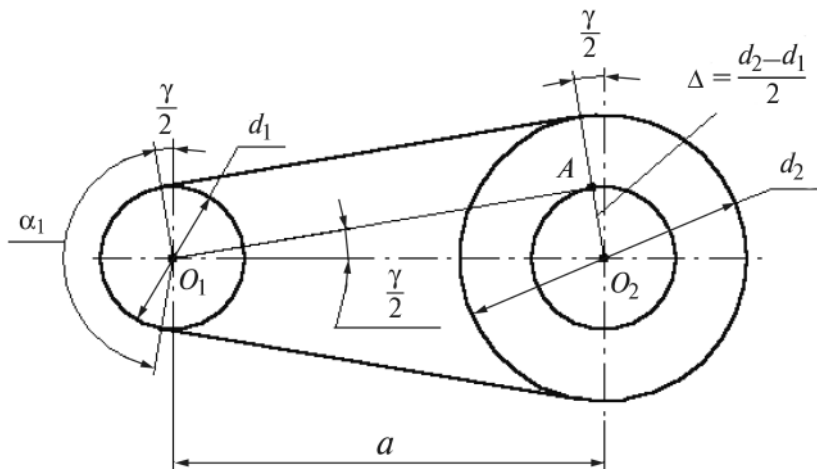


Рис. 5

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Минимальный угол охвата α_{\min} для плоскоремной передачи должен быть равен 150° , для клиноремной — 120° .

Длина ремня определяется по зависимости:

$$L_p = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}, \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние ременной передачи находится по формуле

$$a = 0,25 \cdot \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8 \cdot y} \right], \text{ мм},$$

где параметры w и y вычисляются по формулам:

$$w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2), \text{ мм}; \quad y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2, \text{ мм}.$$

1.6. НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕМНЯ ПЕРЕДАЧИ

Начальное напряжение σ_0 в сечениях ветвей ремня, создающееся под действием начального натяжения S_0 , равно:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{A}, \text{ МПа},$$

где A — площадь поперечного сечения ветви ремня, мм².

Для обеспечения надлежащей долговечности начальные напряжения в передачах как плоским, так и клиновым ремнем должны находиться в диапазоне $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,8$ МПа.

При передаче момента вращения картина распределения напряжений по длине ремня меняется (рис. 6). Полное напря-

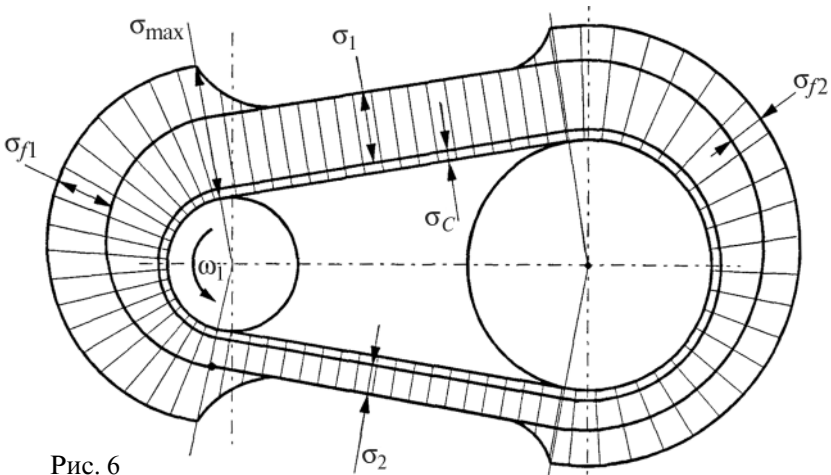


Рис. 6

жение в каждой точке ремня равно алгебраической сумме следующих компонент: σ_1 и σ_2 (от натяжений S_1 и S_2 , возникающих в ветвях ремня вследствие начального натяга), σ_C (от центробежных сил) σ_{f1} и σ_{f2} (от изгиба).

Наибольший интерес с точки зрения прочности представляют максимальные напряжения σ_{\max} , которые возникают в тех точках ремня, которые находятся на поверхности ведущего шкива:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_C + \sigma_{f1}.$$

Как показывает эпюра суммарных напряжений в ремне (см. рис. 6), в местах набегания ремней на шкивы не происходит резких скачков напряжений, поскольку ремни постепенно меняют радиусы кривизны.

1.7. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

- тяговая способность, определяемая силой трения между ремнем и шкивом;
- долговечность ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

Если сцепление недостаточно, возникает буксование передачи, если долговечность ремня мала, требуется частая его замена.

В настоящее время основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности. Долговечность ремня учитывают при расчете путем выбора основных параметров передачи в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

Геометрические размеры передачи определяют значение момента вращения, который может быть передан с ее помощью, т.е. *тяговую* (или *нагрузочную*) *способность*.

Расчет по тяговой способности основан на кривых скольжения (рис. 7), которые строят в координатах коэффициент тяги φ — относительное скольжение ξ .

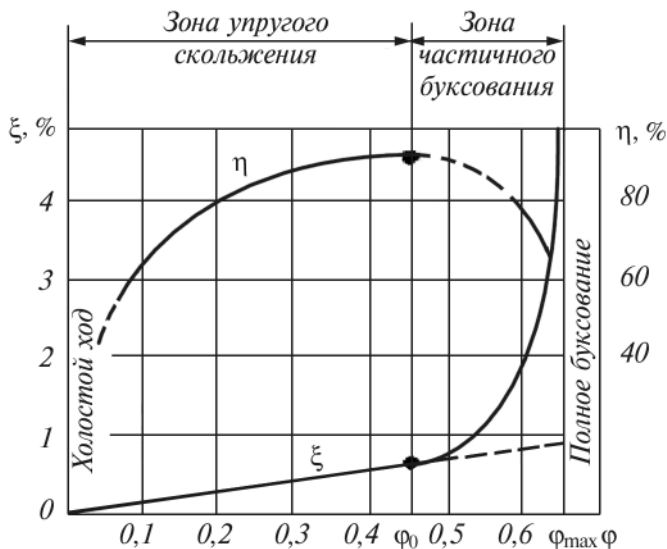


Рис. 7

Для численной характеристикой тяговой способности применяется коэффициент тяги φ :

$$\varphi = \frac{F_t}{S_1 + S_2} = \frac{F_t}{2 \cdot S_0}.$$

Коэффициент тяги φ позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня S_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т.е. характеризует степень загрузки передачи. Целесообразность выражения нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и КПД связаны именно со степенью загрузки передачи, а не с абсолютным значением нагрузки.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Так как упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и полному буксо-

ванию. В зоне $\varphi_0 \dots \varphi_{\max}$ наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. Они разделяются продолжением прямой ε штриховой линией.

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

Отношение φ_{\max}/φ_0 для ремней: плоских кожаных и шерстяных — 1,35...1,5; прорезиненных — 1,15...1,3; хлопчатобумажных — 1,25...1,4; клиновых — 1,5...1,6.

1.8. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАЛЫ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Необходимость создания предварительного натяга и последующее нагружение ременной передачи, вызванное действием внешнего момента T_1 приводят к появлению большой по величине \vec{F}_r , приложенной к сопряженным с ременной передачей валам (рис. 8). В работающей передаче сила \vec{F}_r представляет

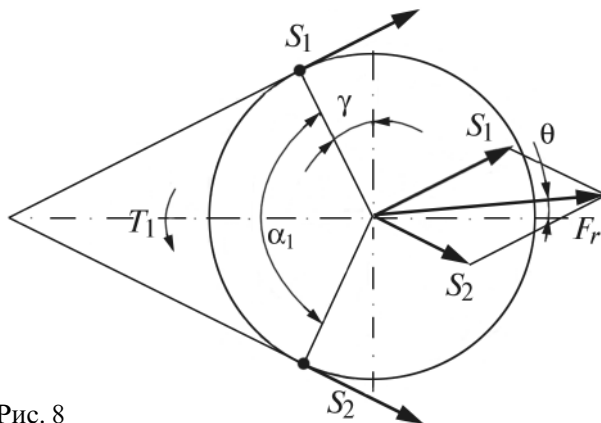


Рис. 8

собой результирующую сил натяжения S_1 и S_2 , направленную по радиусу к центру вращения вала и по модулю равную:

$$F_r = 2 \cdot S_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}, \text{ Н,}$$

где Z — количество ремней в ременной передаче.

1.9. СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЕЙ

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня.

Для компенсации вытяжки ремней в процессе их эксплуатации, компенсации отклонений длины бесконечных ремней, а также для легкости надевания новых ремней должно быть предусмотрено регулирование межосевого расстояния ременной передачи. Натяжное устройство должно обеспечивать изменение межосевого расстояния в пределах $(0,97...1,06) \cdot a$, где a — номинальное значение межосевого расстояния.

Наиболее распространены следующие схемы натяжных устройств: прямолинейным перемещением электродвигателя (рис. 9, *а*); поворотом плиты, на котором расположен двигатель (рис. 9, *б*); оттяжным (рис. 9, *в*) или натяжным (рис. 9, *г*) роликом;

В устройствах, приведенных на рис. 9, *а*, *б*, *в*, *г* натяжение ремней создают исходя из условия передачи наибольшего вращающего момента.

На рис. 9, *д*, *е*, *ж* приведены схемы самонатяжных устройств:

- окружной силой на шестерне (рис. 9, *д*);
- реактивным моментом на корпусе редуктора (рис. 9, *е*);
- реактивным моментом на корпусе электродвигателя (рис. 9, *ж*).

В устройствах, приведенных на рис. 9, *д*, *е*, *ж*, натяжение ремней автоматически изменяется пропорционально передаваемому моменту. Это способствует сохранению ремней и увеличению их ресурса. Однако при этом передачи с автоматическим натяжением неревверсивны.

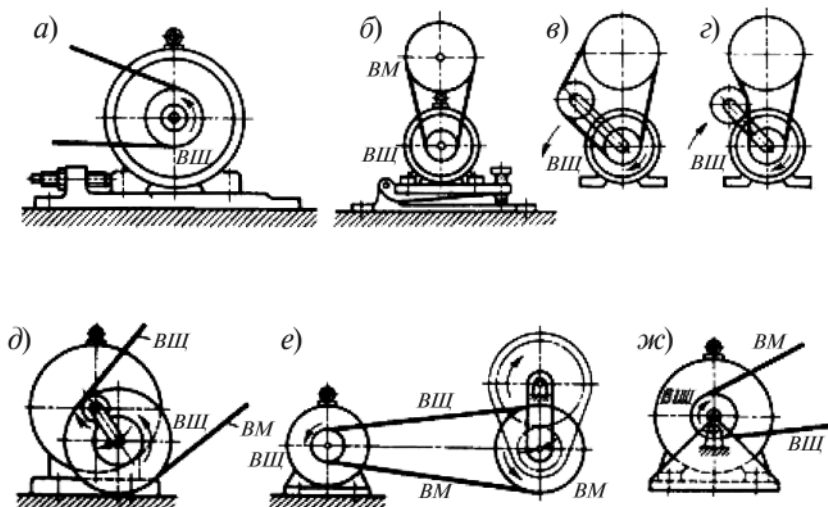


Рис. 9

1.10. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основной деталью передачи является приводной бесконечный ремень. Размеры нормальных поперечных сечений ремней и их расчетная длина на уровне нейтральной линии приведены на рис. 10 и в табл. 1

Ремень каждого сечения способен передавать максимально допустимую мощность при определенных значениях частоты вращения ведущего (меньшего) шкива, его диаметра, передаточного числа и окружной скорости ремня.

Выбор необходимого сечения ремня осуществляется по рис. 11 в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения ведущего шкива.

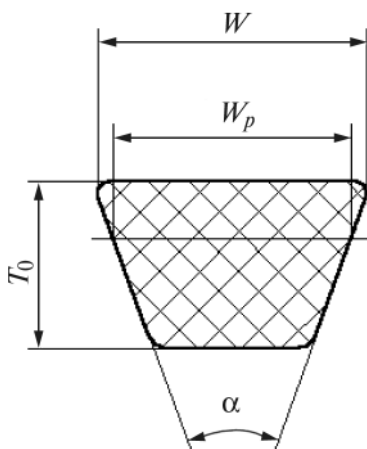


Рис. 10

Т а б л и ц а 1

Параметры ремней

Обозначение сечения	W_p , мм	W , мм	T_0 , мм	Площадь сечения, мм ²	Масса 1 м длины, кг/м	Минимальный диаметр ведущего шкива d_{\min} , мм
О (Z)	8,5	10	6,0	47	0,06	63
А (A)	11,0	13	8,0	81	0,105	90
Б (B)	14,0	17	10,5	138	0,18	125
В (C)	19,0	22	13,5	230	0,30	200
Г (D)	27,0	32	19,0	476	0,62	315
Д (E)	32,0	40	23,5	692	0,92	500
Е (EO)	42,0	50	30	1170	1,5	800
Ряд стандартных длин ремней L_p (мм): 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.						

П р и м е ч а н и я: 1. В скобках указаны обозначения сечения ремней в международной системе.

2. Примеры условных обозначений:

Ремень сечения В с длиной $L_p = 2500$ мм, с кордной тканью в несущем слое для работы в умеренном климате: Ремень В–2500 Т ГОСТ 1284.1–80 — ГОСТ 1284.3–80;

3. Тоже с кордшнуром: Ремень В–2500 Ш ГОСТ 1284.1–80 — ГОСТ 1284.3–80.

Расчетные диаметры ведущих шкивов d_1 и d_2 должны быть не менее минимальных значений, указанных в табл. 1. В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять шкивы с диаметрами $d_1 > d_{\min}$ ($d_2 > d_{\min}$) из стандартного ряда, приведенного в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

Расчетные диаметры шкивов

Обозначение	Величина
d_1 , мм (d_2 , мм)	63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000

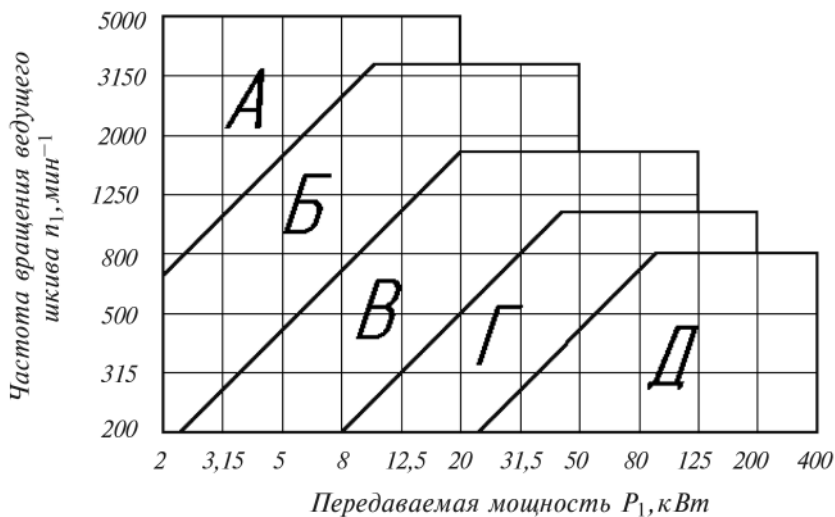


Рис. 11

Примечание. При передаваемых мощностях $P_1 < 2$ кВт применяют ремни сечением О.

Расчетный диаметр ведомого (большого) шкива d_2 определяют предварительно без учета скольжения по формуле:

$$d_2 = d_1 \cdot U, \text{ мм},$$

где U — принятое передаточное отношение.

Полученное значение d_2 округляют до ближайшего стандартного и уточняют передаточное отношение с учетом коэффициента относительного скольжения $\varepsilon = 0,01$:

$$U_{\text{уточн}} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}.$$

Уточненное значение передаточного числа должно отличаться от ранее принятого не более чем на $\pm 5\%$.

С целью уменьшения габаритов передачи целесообразно принимать передаточное число ременной передачи $U = 2...3$, предельное значение $U = 5$.

Предварительно значение межосевого расстояния открытой передачи (см. рис. 1) принимают в диапазоне:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0, \text{ мм.}$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2, \text{ мм.}$$

где T_0 — высота сечения ремня.

К расчету принимают промежуточное значение:

$$a = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2}, \text{ мм.}$$

Ориентировочно межосевое расстояние можно принимать по рекомендации табл. 3 (в зависимости от величины передаточного числа U).

Таблица 3

Ориентировочные межосевые расстояния

U	1	2	3	4	5	6
a	$1,5 \cdot d_2$	$1,2 \cdot d_2$	d_2	$0,95 \cdot d_2$	$0,9 \cdot d_2$	$0,85 \cdot d_2$

По принятому межосевому расстоянию определяют расчетную длину ремня:

$$L'_p = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a},$$

Полученную расчетную длину ремня L'_p округляют до ближайшего стандартного значения по табл. 1, а затем уточняют межосевое расстояние:

$$a^{\text{уточн}} = 0,25 \cdot \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8 \cdot y} \right], \text{ мм,}$$

где L_p — стандартная расчетная длина ремня, измеренная по нейтральному слою, мм.

Параметры w и y вычисляются по формулам:

$$w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2), \text{ мм}; \quad y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2, \text{ мм}^2.$$

Значительное влияние на тяговую способность клиноременной передачи оказывает угол обхвата α ремнями ведущего шкива, который определяется по формуле:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Существенное влияние на долговечность и тяговую способность ременной передачи оказывает количество ремней. При определении числа ремней необходимо учитывать следующие обстоятельства.

Заданная мощность P_1 на валу ведущего шкива может быть передана как одним, так и несколькими ремнями. С увеличением числа ремней уменьшается мощность, приходящаяся на один ремень. Это дает возможность назначить для передачи ремень с меньшим сечением. При этом уменьшаются диаметры шкивов и межосевое расстояние и, тем самым, могут быть получены оптимальные габариты передачи.

Предельное число ремней ограничивается условием их равномерной загрузки и не превышает восьми. Если по расчету получается $Z > 8$, то необходимо принять большее сечение ремня или увеличить диаметры шкивов.

Однако уже при $Z > 5$ в большинстве случаев габариты передачи становятся менее оптимальными, поскольку ее размеры растут в сторону увеличения ширины шкивов быстрее, чем уменьшается межосевое расстояние и диаметры шкивов.

Число ремней, Z округляемое до целого большего значения, определяют по формуле:

$$Z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_Z},$$

где P_1 — мощность на валу ведущего шкива, кВт. Если шкив установлен на валу двигателя, то P_1 — мощность двигателя;

C_Z — коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте (табл. 4):

Значения коэффициента C_Z

Число ремней в комплекте Z	C_Z
2...3	0,95
4...6	0,90
> 6	0,85

Мощность, передаваемая одним ремнем P_p в условиях эксплуатации при заданном режиме работы:

$$P_p = P_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p}, \text{ кВт},$$

где P_0 — номинальная мощность эталонной стандартной передачи, состоящей из одного ремня при $\alpha = 180^\circ$, $U = 1$, и базовой длине ремня L_p ;
 C_α , C_p , C_L — коэффициенты (табл. 6, 8, 10).

Величина мощности P_0 выбирается по табл. 5, 7 и 9. Исходными данными при этом являются диаметр ведущего шкива d_1 , частота его вращения n_1 , сечение ремня и передаточное число U . Для промежуточных значений n_1 и U номинальную мощность вычисляют методом линейной интерполяции.

Коэффициент C_α , учитывающий влияние угла обхвата α , выбирают по табл. 6.

Коэффициент C_L , учитывающий длину ремня L_p , находят по табл. 8.

Коэффициент C_p , учитывающий влияние режима работы, определяют по табл. 10.

Окружная скорость ремня определяется по формуле:

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

Значение окружной скорости ремня влияет на натяжение каждой ветви одного ремня S_0 , и, как следствие, на нагрузки, действующие на валы и опоры ременной передачи.

Таблица 5

Номинальная мощность P_0 (кВт), передаваемая одним ремнем сечения O при $L_p = 2240$ мм (частичное извлечение из ГОСТ 1284.3–80)

d_1 , мм	U	Частота вращения меньшего шкива n_1 , мин ⁻¹								
		800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200
71	1,20	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82	0,94	1,05	1,14
	1,50	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84	0,97	1,08	1,18
	≥ 3,00	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87	1,00	1,11	1,22
80	1,20	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,00	1,15	1,28	1,40
	1,50	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03	1,18	1,32	1,45
	≥ 3,00	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06	1,22	1,36	1,49
90	1,20	0,56	0,65	0,79	0,93	1,00	1,20	1,37	1,53	1,67
	1,50	0,58	0,67	0,82	0,96	1,03	1,23	1,42	1,58	1,73
	≥ 3,00	0,60	0,69	0,84	0,99	1,07	1,27	1,46	1,63	1,78
100	1,20	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39	1,59	1,77	1,93
	1,50	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43	1,64	1,83	1,99
	≥ 3,00	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48	1,69	1,89	2,05
≥112	1,20	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61	1,84	2,04	2,21
	1,50	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66	1,90	2,11	2,28
	≥ 3,00	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72	1,96	2,17	2,35
v, м/с		5			10			15		

Начальное натяжение каждой ветви одного ремня S_0 определяется по формуле:

$$S_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta \cdot v^2, \text{ Н,}$$

где v — скорость ремня, м/с.

Значение коэффициента θ , учитывающего влияние центробежных сил, принимают в зависимости от сечения ремня по табл. 11.

При заданных значениях мощности P_1 и числе оборотов n_1 принятые клиновые ремни передачи должны обеспечить необходимую тяговую способность в течение определенного срока службы до наступления разрушения. Длительность этого срока $T_{\text{ср}}$ (средний ресурс ремней в эксплуатации) по ГОСТ 1284.2–80 установлена (для среднего режима работы и умеренного климата) в 2000 часов.

Таблица 6

Значения коэффициента C_α

Угол обхвата α_1^0 , град.	180	170	160	150	140	130	120	100	90
Коэффициент C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,73	0,68

Таблица 7

Номинальная мощность P_0 (кВт), передаваемая одним ремнем
сечения A при $L_p = 2240$ мм (частичное извлечение
из ГОСТ 1284.3–80)

d_1 , мм	U	Частота вращения меньшего шкива n_1 , мин ⁻¹							
		800	950	1200	1450	1600	2600	2800	3200
100	1,20	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	2,10	2,19	2,34
	1,50	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	2,17	2,27	2,42
	≥ 3,00	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	2,24	2,34	2,49
112	1,20	1,07	1,23	1,49	1,72	1,86	2,58	2,69	2,86
	1,50	1,11	1,27	1,54	1,78	1,92	2,67	2,78	2,96
	≥ 3,00	1,14	1,31	1,59	1,84	1,98	2,75	2,87	3,05
125	1,20	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	3,07	3,19	3,38
	1,50	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	3,17	3,30	3,49
	≥ 3,00	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	3,27	3,40	3,60
140	1,20	1,51	1,74	2,10	2,43	2,62	3,60	3,72	3,91
	1,50	1,56	1,79	2,17	2,51	2,71	3,71	3,85	4,03
	≥ 3,00	1,60	1,85	2,24	2,59	2,79	3,83	3,97	4,16
160	1,20	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	4,22	4,35	4,48
	1,50	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	4,36	4,49	4,63
	≥ 3,00	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	4,50	4,63	4,78
≥180	1,20	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	4,76	4,86	4,90
	1,50	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,92	5,02	5,05
	≥ 3,00	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	5,07	5,18	5,22
v , м/с		10			20		25		

Таблица 8

Значения коэффициента C_L

Расчетная длина ремня L_{p_2} , мм	Сечение ремня			Расчетная длина ремня L_{p_2} , мм	Сечение ремня		
	А	Б	В		А	Б	В
500	–	–	–	1600	0,99	0,93	–
560	0,79	–	–	1800	1,01	0,95	0,86
630	0,81	–	–	2000	1,03	0,98	0,88
710	0,83	–	–	2240	1,06	1,00	0,91
800	0,85	–	–	2500	1,09	1,03	0,93
900	0,87	0,82	–	2800	1,11	1,05	0,95
1000	0,89	0,84	–	3150	1,13	1,07	0,97
1120	0,91	0,86	–	3550	1,15	1,09	0,99
1250	0,96	0,88	–	4000	1,17	1,13	1,02
1400	0,96	0,90	–	4500	–	1,15	1,04

Таблица 9

Номинальная мощность P_0 (кВт), передаваемая одним ремнем
сечения Б при $L_p = 2240$ мм (частичное извлечение
из ГОСТ 1284.3–80)

d_1 , мм	U	Частота вращения меньшего шкива n_1 , мин ⁻¹					
		800	950	1000	1200	1450	1600
125	1,20	1,54	1,75	1,82	2,07	2,35	2,50
	1,50	1,59	1,81	1,88	2,13	2,42	2,58
	≥ 3,00	1,64	1,86	1,93	2,20	2,50	2,66
140	1,20	1,95	2,20	2,31	2,64	3,01	3,21
	1,50	2,01	2,30	2,39	2,72	3,10	3,32
	≥ 3,00	2,08	2,37	2,46	2,82	3,21	3,42
160	1,20	2,48	2,84	2,96	3,39	3,87	4,13
	1,50	2,57	2,94	3,05	3,50	4,00	4,27
	≥ 3,00	2,65	3,03	3,15	3,61	4,13	4,40
180	1,20	3,01	3,45	3,59	4,11	4,70	5,01
	1,50	3,11	3,56	3,70	4,25	4,85	5,17
	≥ 3,00	3,21	3,67	3,82	4,38	5,01	5,38
200	1,20	3,53	4,04	4,20	4,82	5,49	5,84
	1,50	3,64	4,17	4,34	4,97	5,67	6,03
	≥ 3,00	3,76	4,30	4,48	5,13	5,85	6,22
224	1,20	4,13	4,73	4,92	5,63	6,39	6,77
	1,50	4,27	4,89	5,08	5,81	6,60	7,00
	≥ 3,00	4,40	5,04	5,24	6,00	6,81	7,22
250	1,20	4,77	5,46	5,67	6,47	7,30	7,74
	1,50	4,93	5,63	5,86	6,68	7,58	8,00
	≥ 3,00	5,08	5,81	6,04	6,89	7,82	8,25
≥ 280	1,20	5,49	6,26	6,50	7,42	8,30	8,69
	1,50	5,67	6,47	6,72	7,66	8,57	8,97
	≥ 3,00	5,85	6,67	6,93	7,91	8,84	9,26
v, м/с		10			15		

Таблица 10

Значения коэффициента C_p

Режим работы	Характер нагрузки	Типы машин	C_p при числе смен работы		
			1	2	3
Легкий (Л)	С незначительными колебаниями, кратковременные перегрузки до 120%	Ленточные конвейеры; центробежные насосы и компрессоры; станки токарные, сверлильные и шлифовальные	1	1,1	1,4
Средний (С)	С умеренными колебаниями, кратковременные перегрузки до 150%	Цепные конвейеры, элеваторы; дисковые пилы; станки фрезерные	1,1	1,2	1,5
Тяжелый (Т)	Со значительными колебаниями, кратковременные перегрузки	Конвейеры винтовые и скребковые; станки строгальные, долбежные; деревообрабатывающее оборудование	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый (ОТ)	Ударная и резко неравномерная, кратковременная перегрузка до 300%	Подъемники, экскаваторы; прессы винтовые; молоты; дробилки	1,3	1,5	1,7

Таблица 11

Зависимость коэффициента θ от сечения ремня

Сечение ремня	А	Б	В
$\theta, \text{H} \cdot \text{c}^2/\text{м}$	0,105	0,18	0,3

Расчетный ресурс ремней вычисляется по формуле

$$T_{\text{ср ремн}} = T_{\text{ср}} \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ ч},$$

где K_1 — коэффициент режима работы ($K_1 = 2,5$ — легкий режим; $K_1 = 1$ — средний режим; $K_1 = 0,5$ — тяжелый режим).

K_2 — коэффициент влияния климата ($K_2 = 1$ — умеренный климат; $K_2 = 0,75$ — холодный климат).

Рабочий ресурс ремней не обеспечивает, как правило, заданного срока службы привода в целом. Поэтому, необходимо определять суммарное число ремней Z_{Σ} на весь период эксплуатации привода:

$$Z_{\Sigma} = Z \cdot \frac{L_{\text{пр}}}{T_{\text{ср ремн}}}.$$

где $L_{\text{пр}}$ — срок службы привода, час;

Z — число ремней в одном комплекте.

1.11. КОНСТРУКЦИИ ШКИВОВ

Шкивы изготовляют *литыми* (из чугуна марок СЧ15, СЧ20, СЧ25 или легких сплавов), *сварными* (из стали), а также из *пластмасс*. Чугунные литые шкивы из-за опасности разрыва от действия центробежных сил применяют при окружной скорости $v \leq 30$ м/с. При более высокой скорости шкивы должны быть стальными.

Типичная конструкция чугунного литого шкива показана на рис. 12.

Шкив состоит из обода 1 , на который надевают ремни, ступи-

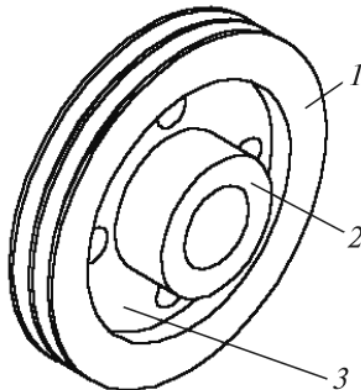


Рис. 12

цы 2 (для установки шкива на вал) и диска 3 (с помощью которого обод и ступица объединены в одно целое). В диске могут быть выполнены отверстия (обычно, 4...6 шт.) для облегчения массы шкива.

Шкивы клиноременной передачи выполняют одно-, двух- и многоручьевыми (в зависимости от расчетного количества ремней).

Размеры профиля канавок шкивов (рис. 13) приведены в табл. 12.

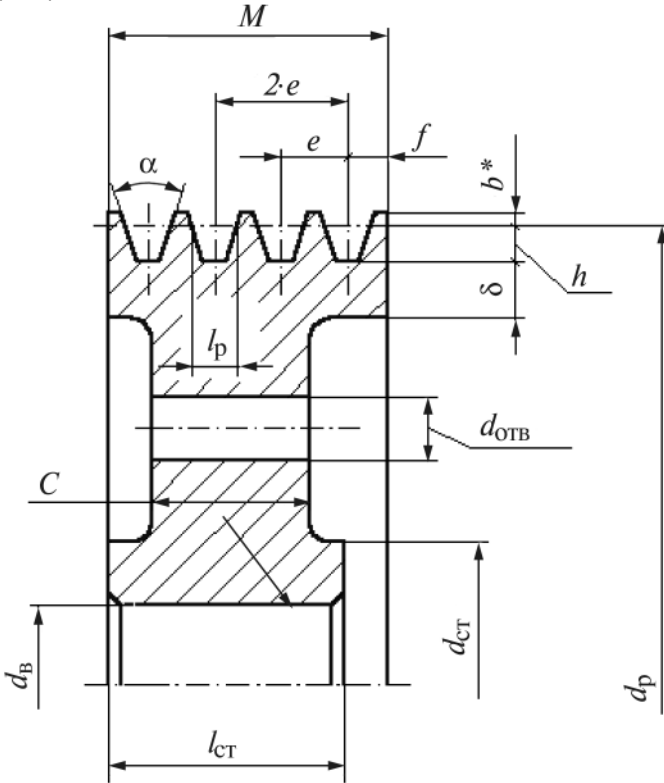


Рис. 13

При конструировании шкива определяющим является расчетный диаметр $d_{\text{р}}$, сечение ремня, число ремней Z и диаметр вала $d_{\text{в}}$.

Размеры (мм) профиля канавок шкива

Сечение ремня	l_p	b^*	h	e	f	d_p , мм, при		
						$\alpha = 34^\circ$	$\alpha = 36^\circ$	$\alpha = 38^\circ$
О (Z)	8,5	2,5	7	12	8	63...71	81...100	112...160
А (А)	11	3,3	8,7	15	10	75...112	125...160	180...400
Б (В)	14	4,2	10,8	19	12,5	125...160	180...224	250...500
В (С)	19	5,7	14,3	25,5	17	—	200...315	355...630

В зависимости от расчетного диаметра d_p и сечения ремня на основе табл. 12 вычерчивается профиль клиновой канавки. В зависимости от числа ремней Z конструктивно определяется ширина шкива M :

$$M = (n-1) \cdot e + 2 \cdot f, \text{ мм},$$

где n — число канавок на шкиве.

Толщина обода δ :

- для чугунных шкивов $\delta_{\text{чуг}} \approx (1,1...1,3) \cdot h$, мм;
- стальных шкивов $\delta_{\text{ст}} \approx 0,8 \cdot \delta_{\text{чуг}}$, мм.

Толщина диска $C \approx (1,2...1,3) \cdot \delta$, мм.

Диаметр ступицы и длина ступицы зависят от диаметра вала d_b , на котором установлен шкив.

Диаметр вала определяется по формуле

$$d_b \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{T}, \text{ мм}.$$

По результатам расчета диаметр вала принимают из стандартного ряда чисел (прил. 1)

Вращающий момент T зависит от передаваемой мощности P (кВт) и частоты вращения вала n (мин⁻¹):

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Диаметр ступицы $d_{\text{ст}}$ определяется по формуле:

- для чугунных шкивов $d_{\text{ст}} \approx 1,65 \cdot d_{\text{в}}$, мм;
- стальных шкивов $d_{\text{ст}} \approx 1,55 \cdot d_{\text{в}}$, мм.

Длина ступицы вычисляется по зависимости:

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{\text{в}}, \text{ мм.}$$

Для снижения массы шкивов и удобства транспортировки в дисках целесообразно выполнять 4...6 *отверстий* диаметром $d_{\text{отв}} = 10 \dots 20$ мм.

На наиболее важные поверхности шкива назначают посадки и отклонения размеров: на диаметр вала обычно посадки Н7...Н9; на ширину шпоночного паза D10, Js9 или P9; на глубину паза ступицы отклонения 0,2...0,3 мм. Неуказанные предельные отклонения размеров отмечаются отдельной надписью.

На отдельные поверхности шкива назначают шероховатости из стандартного ряда по рекомендациям прил. 3: на диаметр отверстия ступицы, торцы шкива, рабочие поверхности канавок шкива, боковые (рабочие) поверхности шпоночного паза, нерабочую поверхность шпоночного паза и неуказанную шероховатость.

На наиболее важные поверхности шкива назначают допуски и отклонения формы: цилиндричность ∇ ($\approx 1/3$ допуска на размер); перпендикулярность \perp ($\approx 20 \dots 50$ мкм); параллельность \parallel (20 мкм) и симметричность \equiv (80 мкм). Все отклонения формы (кроме цилиндричности) назначаются относительно какой-либо базовой поверхности.

1.12. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

1.12.1. Исходные данные.

Рассчитать открытую клиноременную передачу по следующим данным:

$P_1 = 5,5$ кВт — мощность на валу ведущего шкива (номинальная мощность электродвигателя);

$n_1 = 1445$ мин⁻¹ — число оборотов ведущего шкива;

$U = 3$ — передаточное число;

C — средний режим работы.

Работа в две смены.

Срок службы привода $L_{\text{пр}} = 20000$ часов.

Конструируемый шкив — ведомый.

1.12.2. Выбор сечения ремня.

Для заданных $P_1 = 5,5$ кВт, $n_1 = 1445$ мин⁻¹ по графику (см. рис. 11) подходят ремни сечением B с размерами (см. табл. 1): $W_p = 14$ мм; $W = 17$ мм; $T_0 = 11$ мм; площадь сечения $A = 138$ мм²; масса 1 м длины ремня = 0,18 кг/м; минимальный диаметр шкива $d_{\text{min}} = 125$ мм.

1.12.3. Определение диаметров шкивов.

С целью увеличения рабочего ресурса работы передачи принимаем $d_1 > d_{\text{min}}$. Из стандартного ряда (см. табл. 2) ближайшее большее значение $d_1 = 140$ мм. Расчетный диаметр ведомого (большого) шкива:

$$d_2 = d_1 \cdot U = 140 \cdot 3 = 420 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное значение $d_2 = 400$ мм.

С учетом коэффициента относительного скольжения $\varepsilon = 0,01$ уточняем передаточное число:

$$U_{\text{уточн}} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{400}{140 \cdot (1 - 0,01)} = 2,89.$$

Отличие от заданного передаточного числа:

$$\Delta U = \frac{U - U_{\text{уточн}}}{U} \cdot 100\% = \frac{3 - 2,89}{3} \cdot 100\% = 3,67\%,$$

что меньше допустимого отклонения 5%.

1.12.4. Межосевое расстояние ременной передачи:

$$a_{\text{min}} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0 = 0,55 \cdot (140 + 400) + 11 = 308 \text{ мм;}$$

$$a_{\text{max}} = d_1 + d_2 = 140 + 400 = 540 \text{ мм.}$$

Принимаем промежуточное стандартное значение $a = 420$ мм.

1.12.5. Определяем расчетную длину ремня:

$$L'_p = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} =$$
$$= 2 \cdot 420 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 420} = 1728 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное значение по табл. 1: $L_p = 1800$ мм.

1.12.6. Уточняем межосевое расстояние:

$$a^{\text{уточн}} = 0,25 \cdot \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8 \cdot y} \right], \text{ мм.}$$

В данной формуле

$$w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (140 + 400) = 847,8 \text{ мм;}$$

$$y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 = \left(\frac{400 - 140}{2} \right)^2 = 16900 \text{ мм}^2.$$

$$\text{Тогда } a^{\text{уточн}} = 0,25 \cdot \left[(1800 - 847,8) + \sqrt{(1800 - 847,8)^2 - 8 \cdot 16900} \right] =$$
$$= 458 \text{ мм.}$$

Принимаем $a^{\text{уточн}} = 460$ мм.

1.12.7. Для установки и замены ремней предусматриваем возможность уменьшения a на 3% (т.е. на $0,03 \cdot 460 = 13,8$ мм). Для компенсации удлинения ремней во время эксплуатации предусматриваем возможность увеличения a на 5,5% (т.е. $0,06 \cdot 460 = 27,6$ мм).

1.12.8. Определяем угол обхвата ремнями ведущего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{400 - 140}{460} = 148^\circ.$$

1.12.9. Для определения числа ремней определяем коэффициенты: угла обхвата $C_\alpha = 0,91$ (см. табл. 6); длины ремня $C_L = 0,95$ (см. табл. 8, $L_p = 1800$ мм); режима работы $C_p = 1,2$ (см. табл. 10, режим средний, число смен работы — две); числа ремней $C_Z = 0,95$ (см. табл. 4, приняв ориентировочно $Z = 2 \dots 3$).

По табл. 9 находим номинальную мощность $P_0 = 3,205$ кВт, передаваемую одним ремнем сечением Б с расчетной длиной $L_p = 2240$ мм, при $d_1 = 140$ мм, $U_{\text{уточн}} = 2,89$ и $n_1 = 1445$ мин⁻¹.

Определяем расчетную мощность, передаваемую одним ремнем:

$$P_p = P_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 3,205 \cdot \frac{0,91 \cdot 0,95}{1,2} = 2,31 \text{ кВт.}$$

Определяем число ремней:

$$Z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_Z} = \frac{5,5}{2,31 \cdot 0,95} = 2,51.$$

Принимаем число ремней $Z = 3$.

1.12.10. Окружная скорость ремней:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,14 \cdot 1445}{60} = 10,6 \text{ м/с.}$$

Начальное натяжение каждой ветви одного ремня:

$$S_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta \cdot v^2 = \frac{850 \cdot 5,5 \cdot 1,2 \cdot 0,95}{3 \cdot 10,6 \cdot 0,91} + 0,18 \cdot 10,6^2 = 204 \text{ Н.}$$

где $\theta = 0,18$ — коэффициент центробежных сил (см. табл. 10).

Силы, действующие на валы и опоры (см. с. 14):

$$F_r = F_1 = F_2 = 2 \cdot S_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 204 \cdot 3 \cdot \sin \frac{148^\circ}{2} = 1177 \text{ Н.}$$

1.12.11. Средний рабочий ресурс принятых ремней:

$$T_{\text{ср ремн}} = T_{\text{ср}} \cdot K_1 \cdot K_2 = 2000 \cdot 1 \cdot 1 = 2000 \text{ ч,}$$

где $T_{\text{ср}} = 2000$ ч (ресурс работы ремней по ГОСТ 1284.2–89);

$K_1 = 1$ — коэффициент для среднего режима работы;

$K_2 = 1$ — коэффициент климатических условий.

1.12.12. Суммарное число ремней Z_{Σ} , необходимое на весь срок службы привода $L_{\text{пр}} = 20000$ ч (по заданию):

$$Z_{\Sigma} = Z \cdot \frac{L_{\text{пр}}}{T_{\text{ср ремн}}} = 3 \cdot \frac{20000}{2000} = 30 \text{ шт.}$$

1.12.13. По результатам расчетов принят:

Ремень Б — 1800 Ш ГОСТ 1284.1–80 — ГОСТ 1284.3–80.

1.12.14. Конструирование шкива.

В соответствии с заданием необходимо сконструировать ведомый шкив.

Для ремня сечением Б по табл. 11 выбираем *размеры профиля канавок шкива*: $f = 12,5$ мм; $e = 19$ мм; $l_p = 14$ мм; $h = 11$ мм.

С учетом того, что количество ремней $Z = 3$, конструктивно *ширина шкива* получается равной 63 мм (см. рис. 13).

$$M = (n - 1)e + 2f = (3 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 63.$$

В соответствии с расчетом *диаметр шкива* $d_p = d_2 = 400$ мм.

Наружный диаметр шкива $d_e = d_p + 2 \cdot b^* = 400 + 2 \cdot 4,2 = 408,4$ мм.

Принимаем для изготовления шкива чугуна СЧ 20 ГОСТ 1412–85.

Толщина обода δ для чугунного шкива:

$$\delta_{\text{чуг}} \approx (1,1 \dots 1,3)h = \delta_{\text{чуг}} \approx (1,1 \dots 1,3) \cdot 11 = 12,1 \dots 14,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta = 14$ мм.

Внутренний диаметр обода шкива

$$D_0 = d_p - 2 \cdot h - 2 \cdot \delta = 400 - 2 \cdot 11 - 2 \cdot 14 = 350 \text{ мм.}$$

$$C = (1,2 \dots 1,3) \delta.$$

Толщина диска шкива $C \approx (1,2 \dots 1,3) \cdot 14 = 16,8 \dots 18,2$ мм.

С учетом большой ширины шкива принимаем $C = 40$ мм.

$$\text{Вращающий момент на валу } T = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{5,5}{1445} = 36,34 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Тогда диаметр вала $d_B \geq (7 \dots 8) \cdot \sqrt[3]{T} = \sqrt[3]{36,34} \geq 23,18 \dots 26,49$ мм.

По конструктивным соображениям принимаем (прил. 1) $d_B = 50$ мм.

Диаметр ступицы для чугунных шкивов $d_{ст} \approx 1,65 \cdot 50 = 82,5$ мм.

Принимаем $d_{ст} = 90$ мм.

Длина ступицы $l_{ст} (1,2 \dots 1,5) \cdot 50 = 60 \dots 75$ мм.

По конструктивным соображениям принимаем длину ступицы равную ширине шкива (= 63 мм).

Для снижения массы шкивов и удобства транспортировки в дисках выполним 4 отверстия диаметром $d_{отв} = 20$ мм. Диаметр окружности, на котором выполняем отверстия, принимаем (по конструктивным соображениям) равным 216 мм.

Для передачи вращающего момента от шкива на ведущий вал редуктора предусматриваем *шпоночное соединение*. Поскольку диаметр вала $d_B = 50$ мм, то принимаем шпонку (прил. 2, диаметр вала св. 44 до 50 мм включительно) сечением $b \times h = 14 \times 9$ мм (рис. 14) при стандартной глубине паза ступицы 3,8 мм (общая глубина паза ступицы проектируемого шкива 53,8 мм).

Для исключения концентрации напряжений между ступицей шкива и диском шкива предусматриваем *скругление* радиусом $R = 10$ мм.

Для более легкого захода вала редуктора в шкив предусматриваем *фаски* глубиной 4 мм.

На наиболее важные размеры шкива (диаметр вала и шпоночный паз) назначаем посадки (H7 – для диаметра вала, Js7 – для шпоночного паза) и отклонения размеров (+0,2 мм для глубины паза ступицы).

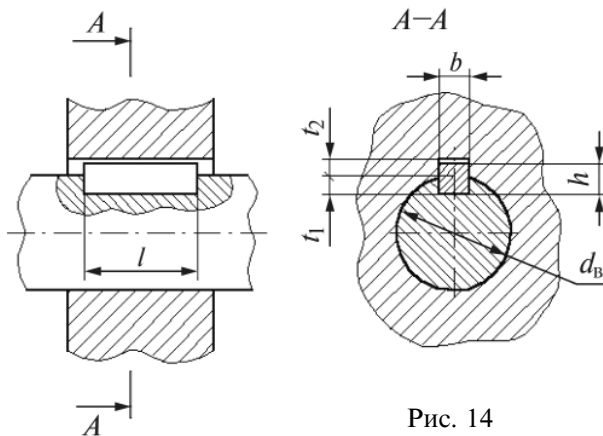


Рис. 14

На отдельные поверхности шкива назначаем *шероховатости* (прил. 3): на диаметр отверстия ступицы 1,6 мкм; на торцы шкива 3,2 мкм; на рабочие поверхности канавок шкива 2,5 мкм; на боковые (рабочие) поверхности шпоночного паза 1,6 мкм; на нерабочую поверхность шпоночного паза 3,2 мкм; неуказанная шероховатость 25 мкм.

На наиболее важные поверхности шкива назначаем *допуски и отклонения формы*: цилиндричность 0,009 мм (допуск на размер 50H7 равен 25 мкм); перпендикулярность 0,03 мм; параллельность 0,02 мм и симметричность 0,08 мм. Все отклонения формы (кроме цилиндричности) назначаются относительно базовой поверхности А.

Пример выполнения рабочего чертежа ведомого шкива в формате А3 приведен в прил. 5.

2. ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧА

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепные передачи являются разновидностью передач зацеплением. Они представляют собой механизмы, в которых движение передается шарнирной цепью, охватывающей ведущее и ведомое зубчатые колеса (с числами зубьев Z_1 и Z_2 соответственно), которые называются *звездочками* (рис. 15, а). При помощи цепной передачи вращающий момент может быть передан на значительное расстояние.

Одним из главных *достоинств* цепных передач является достаточно высокий КПД, постоянное передаточное отношение, а также большая передаваемая мощность (до 100 кВт и выше). Кроме того, такие передачи имеют значительно меньшие размеры и нагрузки на валы по сравнению с ременными передачами. Для цепных передач не характерно проскальзывание цепи по звездочке и буксование, а, кроме того, стальная цепь прочнее ремня. Угол обхвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому вращение от одной звездочки 1 может быть передано нескольким ведомым звездочкам 2 (рис. 15, б).

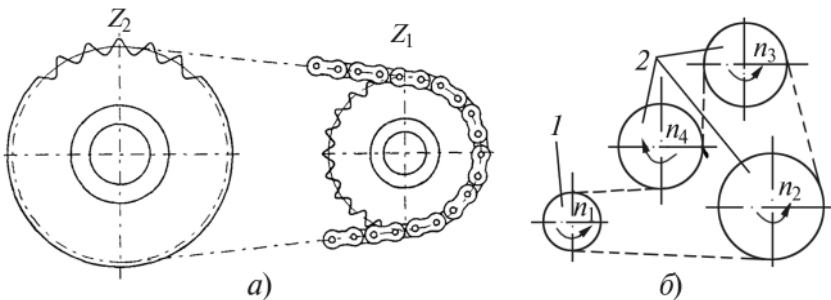


Рис. 15

К числу *недостатков* цепной передачи следует отнести повышенный износ сопряженных поверхностей и значительный шум при эксплуатации.

2.2. КОНСТРУКЦИИ ЦЕПЕЙ

Цепи по назначению разделяют на три группы: грузо-вые — используют для закрепления грузов; тяго-вые — применяют для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.); приводные — используют для передачи движения.

На рис. 16 представлены основные типы цепей: грузовые — круглозвенные (см. рис. 16, а), пластинчатые шарнирные (см. рис. 16, б); тяговые пластинчатые (см. рис. 16, в); приводные — роликовые однорядные, втулочные (см. рис. 16, г), роликовые двухрядные (см. рис. 16, д), роликовые с изогнутыми пластинами (см. рис. 16, е), зубчатые с внутренними направляющими пластинами (см. рис. 16, ж), зубчатые с боковыми направляющими пластинами (см. рис. 16, з), фасоннозвенные крючковые (см. рис. 16, и), фасоннозвенные втулочно-штыревые (см. рис. 16, к).

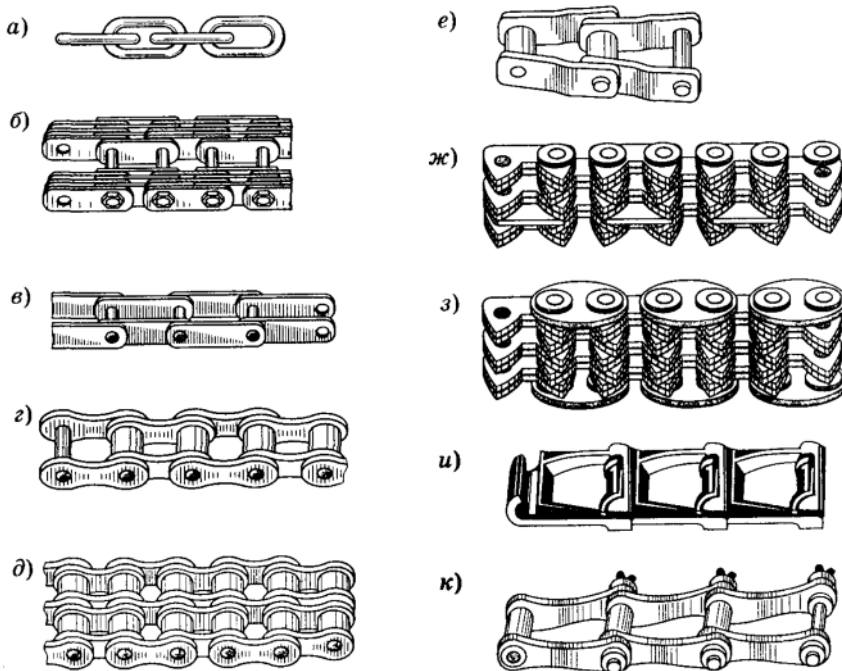


Рис. 16

По конструктивному исполнению приводные цепи подразделяются на роликовые (рис. 17, а), которые распространены наиболее широко, и втулочные (рис. 17, б). Роликовые цепи могут быть как однорядными, так и многорядными. При больших скоростях вращения (более 10 м/с) роликовые цепи рекомендуется заменять более дешевыми и легкими втулочными, которые при хорошей смазке имеют равную с первыми долговечность.

Приводные цепи могут быть *однорядные* (ПР), *двухрядные* (2ПР), *трехрядные* (3ПР), а также *нормальной* и *легкой* (ПРЛ) серии.

Основным геометрическим параметром цепи (в том числе, приводной) является шаг t — расстояние между осями соседних шарниров (см. рис. 17). Большинство стандартных цепей имеют шаг, кратный 1 дюйму (25,4 мм).

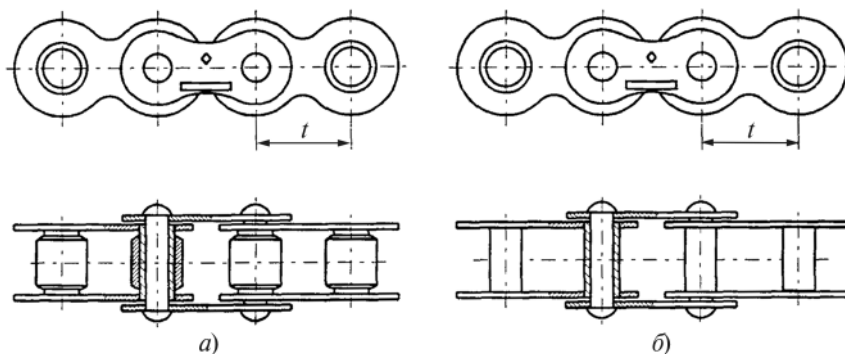


Рис. 17

Наиболее широко применяют *приводные роликовые цепи* (рис. 18), которые образуются из последовательно чередующихся *внутренних* и *наружных звеньев*. Внутренние звенья состоят из внутренних пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 3. Наружные звенья состоят из наружных пластин 4 и запрессованных в их отверстия валиков 5. Концы валиков после сборки расклепывают. Благодаря натягу в соединениях наружных пластин с валиками и внутренних пластин со

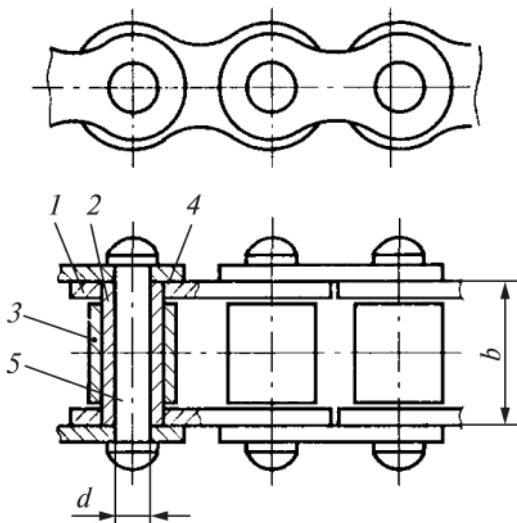


Рис. 18

втулками и зазору между валиком и втулкой образуется шарнирное соединение. Нагрузочная способность таких цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

2.3. ЗВЕЗДОЧКИ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

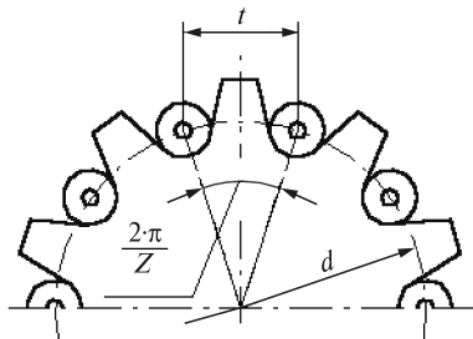


Рис. 19

Конструкция звездочек во многом подобна конструкции зубчатых колес. Делительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи (рис. 19). Диаметр этой окружности определяется равенством:

$$d = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z}}, \text{ мм.}$$

В зависимости от типа и размеров цепи звездочки могут быть выполнены с различным профилем: выпуклым (рис. 20, а), прямолинейным (рис. 20, б) и вогнутым (рис. 20, в).

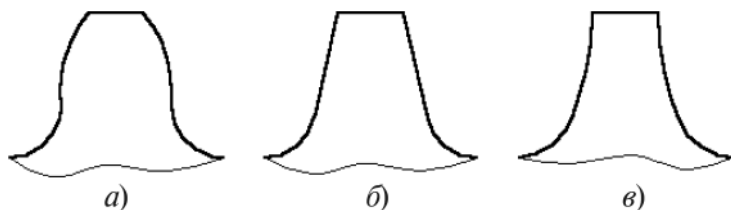


Рис. 20

2.4. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ ЦЕПЕЙ

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам: износ шарниров (приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек); усталостное разрушение пластин по проушинам (характерное для закрытых быстроходных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим); проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки (связанное с низким качеством изготовления); усталостное выкрашивание и разрушение роликов; износ зубьев звездочек. Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч, и чаще всего он ограничивается долговечностью цепи.

Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных сталей 40, 45, 50 или легированных сталей 40Х, 30ХН3А с объемной закалкой и низким отпуском, твердость пластин обычно (40...50) НРС₃. Основное требование к деталям шарниров (валикам и втулкам) — *износостойкость* рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 12ХН3, 18ХГТ и др., после цементации или газового цианирования детали закалывают.

2.5. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

Все детали стандартных цепей конструируют примерно равнопрочными. Это достигается соответствующим сочетанием размеров деталей, их материалов и термообработки. Для большинства условий работы цепных передач основной причиной потери работоспособности является износ шарниров цепи. В соответствии с этим в качестве основного расчета принят *расчет износостойкости шарниров*:

$$p = \frac{F_t}{b \cdot d} \leq [p],$$

где p — расчетное давление в шарнире, МПа;

F_t — окружная сила, Н;

d и b — диаметр валика и ширина цепи, равная длине втулки (см. рис. 18).

2.6. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.6.1. Скорость цепи и частота вращения звездочки:

$$v = \frac{Z \cdot t \cdot n}{60}, \text{ м/с,}$$

где Z — число зубьев звездочки;

t — шаг цепи, м;

n — частота вращения звездочки, мин⁻¹.

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны *износ, шум и динамические нагрузки привода*. Наибольшее распространение получили *тихоходные и среднескоростные передачи* со скоростью $v \leq 15$ м/с и частотой вращения $n \leq 500$ мин⁻¹. При *быстроходных двигателях* цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.

2.6.2. Передаточное отношение:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

где n_1 (n_2) — частота вращения ведущей (ведомой) звездочки, мин^{-1} ;
 Z_1 (Z_2) — число зубьев ведущей (ведомой) звездочки.

Оптимальное значение передаточного отношения для цепных передач лежит в диапазоне $U = 1,5 \dots 5$, а максимально допустимое $U < 10$. При больших значениях U становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую цепную передачу вследствие больших ее габаритов.

2.6.3. КПД передачи.

Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла. Среднее значение КПД $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

2.6.4. Межосевое расстояние и длина цепи.

Минимальное межосевое расстояние ограничивается минимально допустимым зазором между звездочками (30...50 мм):

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \dots 50), \text{ мм},$$

где d_1 (d_2) — наружный диаметр ведущей (ведомой) звездочки.

По соображениям долговечности цепи на практике рекомендуют принимать

$$a = (30 \dots 50) \cdot t, \text{ мм}.$$

2.7. СИЛЫ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. В цепной передаче действуют *силы натяжения ведущей и ведомой ветви цепи* F_1 и F_2 , *окружная*

сила F_p , сила предварительного натяжения (натяжение от силы тяжести) F_f , натяжение от центробежных сил $F_{ц}$.

Сила F_1 , действующая в ведущей ветви цепи, состоит из окружной силы F_t и силы натяжения ведомой ветви F_2 :

$$F_1 = F_t + F_2, \text{ Н.}$$

Сила натяжения ведомой ветви:

$$F_2 = F_t + F_{ц}, \text{ Н.}$$

Натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи определяется по зависимости:

$$F_f = 9,91 \cdot K_f \cdot m K_f \cdot t \cdot a, \text{ Н,}$$

где K_f — коэффициент провисания, зависящий от расположения цепной передачи (при горизонтальном расположении $K_f = 1$; под углом 45° к горизонту $K_f = 3$; при вертикальном $K_f = 1$);

m — масса 1 м цепи, кг (прил. 4);

a — межосевое расстояние передачи, м.

Для наиболее распространенных цепных передач натяжение $F_{ц}$ обычно не велико. Поэтому, в общем случае силу, действующую на валы цепной передачи, определяют по формуле:

$$F = F_t + 2 \cdot 9,81 \cdot K_f \cdot m \cdot a, \text{ Н,}$$

2.8. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основными критериями работоспособности цепных передач являются способность цепи передавать заданную мощность и ресурс передачи. Основным этапом при конструировании передачи является выбор шага цепи, поскольку данный параметр непосредственным образом влияет как на несущую способность цепи (повышается с увеличением шага),

так и на плавность, бесшумность и долговечность передачи (повышается с уменьшением шага).

Минимальную величину шага определяют по формуле

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_1 \cdot K_{\text{Э}}}{Z_1 \cdot [\rho] \cdot m_p}}, \text{ мм},$$

где T_1 — вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н·м;
 m_p — число рядов цепи (для однорядной цепи $m_p = 1$).

Коэффициент $K_{\text{Э}}$, учитывающий условия эксплуатации, определяется по зависимости:

$$K_{\text{Э}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6.$$

Здесь K_1 — коэффициент изменения нагрузки. При постоянной нагрузке (или близкой к постоянной) $K_1 = 1$, при переменной $K_1 = 1,2 \dots 1,5$.

Коэффициент K_2 учитывает влияние межосевого расстояния. Если $a = (30 \dots 50) \cdot t$, то $K_2 = 1$; если $a \leq 0,25 \cdot t$, то $K_2 = 1,25$; если $a \geq 60 \cdot t$, то $K_2 = 0,8$.

Коэффициент K_3 зависит от угла α наклона цепной передачи к горизонту. Если $\alpha < 60^\circ$, то $K_3 = 1$; если $\alpha > 60^\circ$, то $K_3 = 1,25$. При вертикальном расположении цепной передачи $K_3 = 1,3$. Для передач с автоматическим регулированием натяжения цепи $K_3 = 1$ при любом угле наклона передачи.

Коэффициент K_4 учитывает способ регулирования натяжения цепи. При автоматическом регулировании $K_4 = 1$; при периодическом $K_4 = 1,15$; для нерегулируемой передачи $K_4 = 1,25$.

Коэффициент K_5 учитывает влияние способа смазывания цепи. При смазывании погружением в масляную ванну $K_5 = 0,8$; при капельном смазывании $K_5 = 1 \dots 1,2$; при периодическом $K_5 = 1,5$.

Коэффициент K_6 учитывает режим работы передачи в течение суток. При односменной работе $K_6 = 1$; при двухсменной $K_6 = 1,25$; при трехсменной $K_6 = 1,5$.

Число зубьев ведущей (малой) звездочки Z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа U по табл. 13. При скорости цепи $v > 25$ м/с рекомендуется принимать $Z_1 \geq 35$. Предпочтительно назначать Z_1 нечетным числом, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу как звездочек, так и самой цепи.

Таблица 13

Рекомендуемые числа зубьев ведущей звездочки

U	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6...7	7...8	8...9
Z_1	30...27	27...26	25...23	23...21	21...17	17...15	15...13	13...12

Число зубьев ведомой звездочки $Z_2 = Z_1 \cdot U$. При этом оно не должно быть больше 120, т.к. с увеличением Z_2 возрастает опасность соскальзывания цепи. Желательно, чтобы число зубьев Z_2 было нечетным.

Допускаемое удельное давление $[\rho]$ в шарнирах цепи принимается по табл. 14 в зависимости от частоты вращения n_1 ведущей звездочки.

Таблица 14

Значения допускаемого удельного давления $[\rho]$

Шаг цепи t , мм	Допускаемое удельное давление $[\rho]$ (МПа) при частоте вращения n_1 (мин ⁻¹)							
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

Вычисленный шаг цепи t округляют до ближайшего стандартного значения по прил. 4 и проверяют расчетное давление по условию:

$$\rho = 2,8^3 \cdot \frac{10^3 \cdot T_1 \cdot K_{\Delta}}{Z_1 \cdot t^3} \leq [\rho], \text{ МПа.}$$

Если условие $\rho < [\rho]$ выполняется, то цепь считается пригодной. В случае если $\rho > [\rho]$, то необходимо изменить число зубьев, шаг цепи или увеличить рядность цепи и повторить проверку.

После проверки и выбора цепи вычисляют геометрические параметры цепной передачи.

Оптимальное значение межосевого расстояния определится из зависимости:

$$a = (30...50) \cdot t = a_t \cdot t, \text{ мм},$$

где межосевое расстояние в шагах $a_t = 30...50$.

Число звеньев цепи найдется по формуле:

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot Z_C + \frac{\Delta^2}{a_t}, \text{ мм}.$$

В данной формуле *суммарное число зубьев* $Z_C = Z_1 + Z_2$;

параметр $\Delta = \frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi}$.

Полученное значение L_t необходимо округлить до целого числа (желательно, четного, чтобы избежать установки дополнительного переходного соединительного звена).

После округления числа звеньев пересчитывают (уточняют) *межосевое расстояние, выраженное в шагах*:

$$a_t^{yt} = 0,25 \cdot \left[L_t - 0,5 \cdot Z_C + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot Z_C)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right], \text{ мм}.$$

Полученный результат не округляют.

Тогда *расчетное межосевое расстояние* определится по формуле:

$$a = a_t^{yt} \cdot t, \text{ мм}.$$

Длина цепи найдется по зависимости:

$$L = L_t \cdot t, \text{ мм}.$$

После определения геометрических параметров цепной передачи выбранную цепь *проверяют на прочность* по условию:

$$S = \frac{F_b}{K_1 \cdot F_t + F_{ц} + F_f} \leq [S],$$

где $[S]$ — допустимый коэффициент запаса прочности, определяемый по табл. 15;

F_b — разрушающая нагрузка (см. прил. 4);

K_1 — коэффициент изменения нагрузки.

Т а б л и ц а 15

Нормативный коэффициент запаса прочности $[S]$

Шаг цепи t , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,6	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,7	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	—
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	—	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	—	—	—
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	—	—	—	—

Окружная сила определится по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{д1}}, \text{ Н},$$

где T_1 — вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н·м.

Диаметр делительной окружности ведущей звездочки:

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}}, \text{ мм}.$$

Нагрузка от центробежных сил $F_{ц} = m \cdot v^2$, Н;
 где m — масса 1 м цепи в кг (прил. 4).

Средняя окружная скорость цепи определится по выражению:

$$v = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с.}$$

Нагрузка от провисания цепи $F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot m \cdot a$, Н
 где коэффициент $K_f = 1$ (при вертикальном расположении передачи), $K_f = 3$ (при угле наклона цепной передачи 45°), $K_f = 6$ (при горизонтальном расположении передачи);
 a — межосевое расстояние цепной передачи, м.

2.9. КОНСТРУКЦИЯ ЗВЕЗДОЧКИ

Аналогично зубчатым колесам, звездочки цепных передач изготавливают из стали 40, 45 (или 40Л, 45Л), чугуна СЧ18 и СЧ20, а также из пластмасс.

Типичная конструкция звездочки показана на рис. 21.

В общем случае звездочка представляет собой круглую пластину (1) определенной толщины (b) с нарезанными на ней зубьями. На торцах пластины имеется так называемая ступица (2), назначением которой является более надежная установка и крепление звездочки на валу. В ступице звездочки выполнено сквозное отверстие с фаской, а также (нередко) шпоночный паз (3).

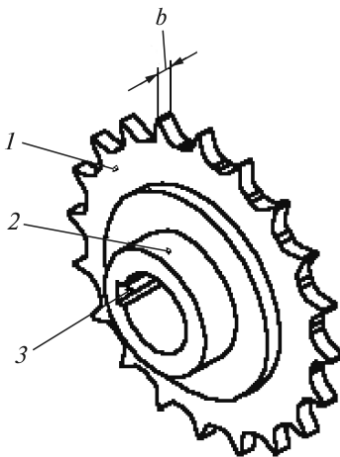


Рис. 21

При конструировании звездочки определяющими параметрами являются тип цепи и ее рядность, шаг цепи t , число зубьев звездочки Z , а также диаметр вала d_v . Геометрические параметры цепи приведены на рис. 22 и в прил. 4.

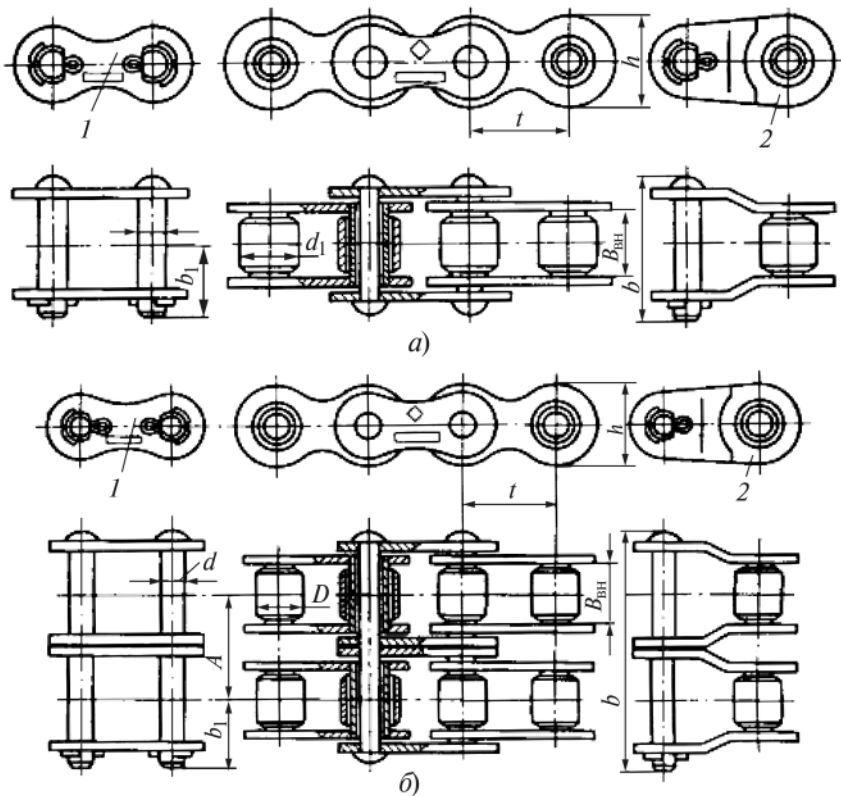


Рис. 22

В зависимости от исходных данных рассчитываются (см. табл. 17 и рис. 23) и вычерчиваются ширина зуба b_1 , ширина венца звездочки B , диаметр окружности вершин зубьев D_a , делительный диаметр d_d , диаметр впадин d_f и диаметр обода D_0 .

Диаметр ступицы $d_{ст}$ и длина ступицы $l_{ст}$ зависят от диаметра вала d_b , на котором установлена звездочка. Расчетные зависимости по их определению, а также рекомендации по назначению посадок, шероховатостей и допусков формы приведены в данном методическом пособии в разделе «Конструкции шкивов».

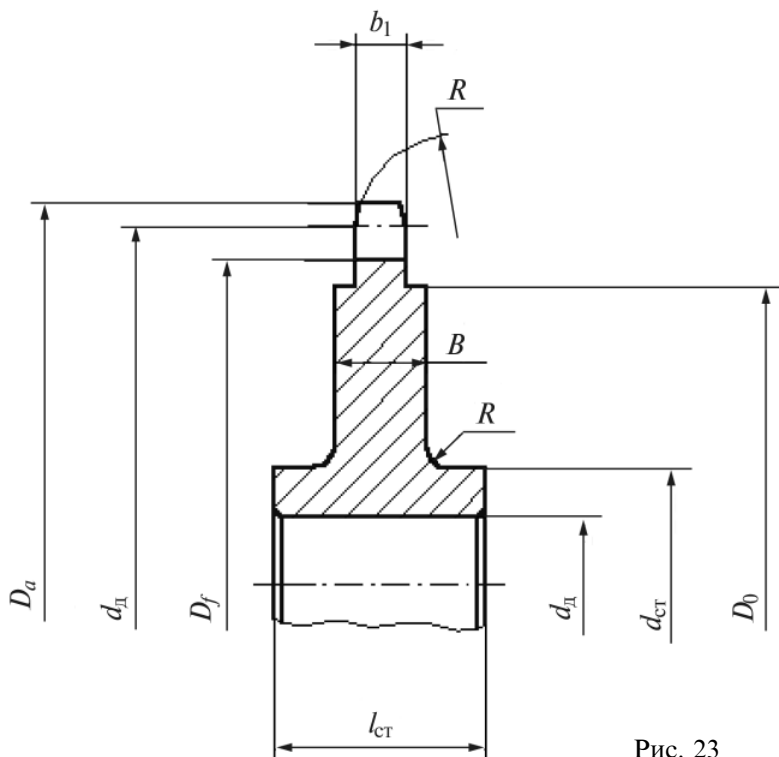


Рис. 23

2.10. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

$T_1 = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — вращающий момент на валу ведущей звездочки;

$n_1 = 270 \text{ мин}^{-1}$ — частота вращения ведущей звездочки;

$U = 2,5$ — передаточное число цепной передачи.

Нагрузка постоянная, угол наклона линии центров к горизонту 45° , смазка цепи и регулирование ее натяжения — периодическое, режим работы — в две смены.

2.10.1. Определяем шаг и производим выбор цепи.

Ориентируясь на величину передаточного числа $U = 2,5$ по табл. 13 принимаем число зубьев ведущей звездочки $Z_1 = 26$.

Число зубьев ведомой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 26 \cdot 2,5 = 65.$$

Фактическое передаточное число

$$U^{\text{факт}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{65}{26} = 2,5.$$

Ориентируясь на исходные данные, определяем коэффициент эксплуатации (см. с. 43):

$$K_{\text{Э}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,16,$$

где $K_1 = 1$ (нагрузка, близкая к постоянной);

$K_2 = 1$ (принимается межосевое расстояние $a = 40 \cdot t$);

$K_3 = 1$ (угол наклона линии центров передачи меньше 60°);

$K_4 = 1,15$ (регулирование натяжения цепи — периодическое);

$K_5 = 1,5$ (смазывание цепи — периодическое);

$K_6 = 1,25$ (работа в две смены).

По табл. 14 принимаем ориентировочное допускаемое удельное давление $[\rho] = 27 \text{ Н/мм}^2$ (шаг цепи 19,05...25,4 мм; частота вращения ведущей звездочки по исходным данным $n_1 = 270 \text{ мин}^{-1}$).

Шаг цепи

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_1 \cdot K_{\text{Э}}}{Z_1 \cdot [\rho] \cdot m_p}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 160 \cdot 2,16}{26 \cdot 27 \cdot 1}} = 22,11 \text{ мм},$$

где $m_p = 1$ (принимается однорядную цепь).

По прил. 4 принимаем ближайшее большее стандартное значение шага цепи $t = 25,4 \text{ мм}$.

Проверяем цепь по допускаемой частоте вращения. Из табл. 16 величина $n_{1\text{max}} = 1030 \text{ мин}^{-1}$ (условие $n_1 = 270 \text{ мин}^{-1} < n_{1\text{max}} = 1030 \text{ мин}^{-1}$ выполняется).

Предельные частоты вращения ведущей звездочки

Число зубьев Z_1	Предельная частота вращения ведущей звездочки $n_{1\max}$ (мин ⁻¹) при шаге цепи t (мм)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	3900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375

Расчетное давление в шарнирах цепи:

$$\rho = 2,8^3 \cdot \frac{10^3 \cdot T_1 \cdot K_{\Sigma}}{Z_1 \cdot t^3} = 2,8^3 \cdot \frac{10^3 \cdot 160 \cdot 2,16}{26 \cdot 25,4^3} = 17,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Поскольку расчетное давление ρ слишком отличается от допустимого (примерно в 1,5 раза меньше допустимого $[\rho] = 27 \text{ Н/мм}^2$), то принимаем число зубьев ведущей звездочки $Z_1 = 23$.

В этом случае $\rho = 2,8^3 \cdot \frac{10^3 \cdot 160 \cdot 2,16}{23 \cdot 25,4^3} = 20,13 \text{ Н/мм}^2$

Условие $\rho < [\rho]$ выполнено.

Определяем число зубьев ведомой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 23 \cdot 2,5 = 57,5. \text{ Принимаем } Z_2 = 58.$$

Фактическое передаточное число

$$2,52$$

Отличие фактического передаточного числа от заданного:

$$\Delta U = \frac{U_{\text{факт}} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{2,52 - 2,5}{2,5} \cdot 100\% = 0,8\%,$$

что меньше допустимого предела в 5%.

По результатам расчета принята следующая цепь.

Цепь ПР-25,4 – 60 ГОСТ 13568–75 (приводная однорядная цепь с шагом $t = 25,4$ мм, разрушающей нагрузкой 60 кН).

2.10.2. Определяем геометрические параметры передачи.

Межосевое расстояние

$$a = 40 \cdot t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

Число звеньев цепи

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot Z_C + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 81 + \frac{5,57^2}{40} = 121,3,$$

где суммарное число зубьев $Z_C = Z_1 + Z_2 = 23 + 58 = 81$;

$$\text{параметр } \Delta = \frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} = \frac{58 - 23}{2 \cdot 3,14} = 5,57.$$

Принимаем число звеньев цепи $L_t = 121$.

Тогда длина цепи

$$L = L_t \cdot t = 121 \cdot 25,4 = 3073,4 \text{ мм.}$$

Уточняем межосевое расстояние, выраженное в шагах:

$$\begin{aligned} a_t^{\text{yt}} &= 0,25 \cdot \left[L_t - 0,5 \cdot Z_C + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot Z_C)^2 - 8 \cdot \Delta^2} \right] = \\ &= 0,25 \cdot \left[121 - 0,5 \cdot 81 + \sqrt{(121 - 0,5 \cdot 81)^2 - 8 \cdot 5,57^2} \right] = 39,86. \end{aligned}$$

Межосевое расстояние $a = a_t^{\text{yt}} \cdot t = 39,86 \cdot 25,4 = 1012 \text{ мм.}$

2.10.3. Проверяем цепь по запасу прочности.

Для выбранной цепи при заданных $n_1 = 270 \text{ мин}^{-1}$ нормативный запас прочности $[S] = 8,7$ (см. табл. 15).

Расчетный коэффициент запаса прочности определится по формуле:

$$S = \frac{F_b}{K_1 \cdot F_t + F_{\text{ц}} + F_f}.$$

В данной формуле $F_b = 60 \text{ кН}$ (разрушающая нагрузка принятой цепи); $K_1 = 1$ (нагрузка близка к постоянной).

$$\text{Окружная сила } F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{д1}} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 10^3}{186,76} = 1713 \text{ Н},$$

где диаметр делительной окружности ведущей звездочки

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{Z_1}{180^\circ}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{23}} = 186,76 \text{ мм.}$$

Нагрузка от центробежных сил

$$F_{ц} = m \cdot v^2 = 2,6 \cdot 2,63^2 = 18 \text{ Н},$$

где $m = 2,6$ кг — масса 1 м цепи (прил. 4);

$$\text{Средняя окружная скорость } v = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 25,4 \cdot 270}{60 \cdot 10^3} = 2,63 \text{ м/с.}$$

Нагрузка от провисания цепи

$$F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot m \cdot a = 9,81 \cdot 3 \cdot 2,6 \cdot 1,012 = 77 \text{ Н},$$

где $K_f = 3$ (коэффициент при угле наклона линии центров к горизонту, равно 45°); $a = 1,012$ м (межосевое расстояние);

Расчетный коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{60 \cdot 10^3}{1 \cdot 1713 + 18 + 77} = 33.$$

Условие $S > [S]$ выполняется.

2.10.4. Определяем нагрузку на валы звездочек

$$F = F_t + 2 \cdot 9,81 \cdot K_f \cdot m \cdot a = 1713 + 2 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 2,6 \cdot 1,012 = 1868 \text{ Н.}$$

2.10.5. Определяем геометрические размеры звездочек (табл. 17).

Геометрические размеры звездочек

Параметр	Обозначение / Формула	Ведущая звездочка	Ведомая звездочка
Шаг цепи	t	25,4	
Расстояние между внутренними пластинами	$B_{\text{вн}}$	15,88	
Диаметр ролика цепи	d_1	15,88	
Высота пластины	h	24,2	
Число зубьев	Z	23	58
Делительный диаметр	$d_d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$	186,76	470,37
Геометрическая характеристика	$\lambda = t/d_1$	1,6 < 2,2	
Коэффициент	K	0,7	
Коэффициент	$K_Z = \text{ctg} \frac{180^\circ}{Z}$	7,284	18,46
Диаметр окружности вершин зубьев	$D_a = t \cdot \left(K + K_Z - \frac{0,31}{\lambda} \right)$	197,87	481,74
Диаметр окружности впадин зубьев	$D_f = d_d - \left(d_1 + 0,175 \cdot \sqrt{d_d} \right)$	168,49	450,69
Ширина зуба	$b_1 = 0,9 \cdot B_{\text{вн}} - 1$	13,29	
Ширина вершин зуба	$b = 0,83 \cdot b_1$	11,03	
Диаметр обода	$D_0 = t \cdot \text{ctg} \frac{180^\circ}{Z} - 1,3 \cdot h$	154	437
Радиус закругления зуба	$R = 1,7 \cdot d_1$	26,9	
Ширина венца звездочки	$B \approx (1,8 \dots 2,1) \cdot (D_a - d_d)$	24	

2.10.6. Конструирование звездочки.

В соответствии с заданием конструируем ведущую звездочку.

По расчету (см. табл. 17) ширина зуба $b_1 = 13,29$ мм, ширина венца звездочки $B = 24$ мм, диаметр окружности вершин зубьев $D_a = 197,87$ мм, делительный диаметр $d_d = 186,76$ мм, диаметр впадин $d_d = 168,49$ мм, диаметр обода $D_0 = 154$ мм.

Поскольку вращающий момент на валу ведущей звездочки $T = 160$ Н·м, то диаметр вала $d_b \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{T_1} \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{160} \geq 33...43$ мм. По конструктивным соображениям принимаем из ряда нормальных линейных размеров (прил. 1) $d_b = 35$ мм.

Диаметр ступицы $d_{ст} \approx 1,55 \cdot d_b = 1,55 \cdot 35 = 54,25$ мм (материал ступицы – сталь). По конструктивным соображениям принимаем диаметр ступицы $d_{ст} = 60$ мм.

Длина ступицы $l_{ст} \approx (1,2...1,5) \cdot d_b = (1,2...1,5) \cdot 35 = 42...52,5$ мм. По конструктивным соображениям принимаем длину ступицы $l_{ст} = 55$ мм.

Для передачи вращающего момента от вала к звездочке предусматриваем *шпоночное соединение*. Так как диаметр вала $d_b = 35$ мм, то принимаем (прил. 2, рис. 14) шпонку сечением $b \times h = 10 \times 8$ мм при стандартной глубине паза ступицы 3,3 мм (общая глубина паза ступицы проектируемой звездочки 38,3 мм).

Для исключения концентрации напряжений между ступицей звездочки и ее диском предусматриваем *скругление* радиусом $R = 6$ мм.

Для более легкого захода вала редуктора в звездочку предусматриваем *фаски* глубиной 2 мм.

На наиболее важные размеры звездочки назначаем *посадки* (H7 – для диаметра вала, Js9 – для шпоночного паза) и *отклонения размеров* (+0,2 для глубины паза ступицы).

На отдельные поверхности звездочки назначаем *шероховатости* (прил. 3): на диаметр отверстия ступицы 1,6 мкм; на торцы звездочки 3,2 мкм; на боковые (рабочие) поверхности шпоночного паза 1,6 мкм; на нерабочую поверхность шпоночного паза 3,2 мкм; неуказанная шероховатость 25 мкм.

На наиболее важные поверхности звездочки назначаем *допуски и отклонения формы*: цилиндричность 0,009 мм (допуск на размер 35H7 равен 25 мкм); перпендикулярность 0,035 мм; параллельность 0,02 мм и симметричность 0,08 мм. Все отклонения формы (кроме цилиндричности) назначаются относительно базовой поверхности А.

Пример выполнения рабочего чертежа ведомой звездочки на формате А3 приведен в прил. 6.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 2000. — 383 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин / М.: Высш. шк., 2000. — 446 с.
3. Битюцкий Ю.И. и др. Детали машин и подъемно-транспортные устройства (часть 3). — М.: ВЗИИТ, 1985. — 36 с.

Приложение 1

Нормальные линейные размеры, мм (из ГОСТ 6636–69)

10	18	32	56	100	180
10,5	19	35	60	105	190
11	20	36	65	110	200
11,5	21	38	70	120	210
12	22	40	72	125	220
13	24	42	75	130	240
14	25	45	80	140	250
15	26	48	85	150	260
16	28	50	90	160	280
17	30	55	95	170	300

Приложение 2

Размеры призматических шпонок

Диаметр вала d_b , мм	Сечение шпонки		Фаска шпонки s , мм	Глубина паза		Длина шпонки l , мм
	b , мм	h , мм		t_1 , мм	t_2 , мм	
Св. 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
Св. 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14...70
Св. 22 до 30	8	7		4	3,3	18...90
Св. 30 до 38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
Св. 38 до 44	12	8		5	3,3	28...140
Св. 44 до 50	14	9		5,5	3,8	36...160
Св. 50 до 58	16	10		6	4,3	45...180
Св. 58 до 65	18	11		7	4,4	50...200
Св. 65 до 75	20	12	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
Св. 75 до 85	22	14		9	5,4	63...250
Св. 85 до 95	25	14		9	5,4	70...280

Примечания: 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

2. Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм: Шпонка 18×11×80 ГОСТ 23360–78.

3. Параметры шпоночного соединения приведены на рис. 14.

Шероховатость по виду поверхности

Шероховатость	Вид поверхности
1,25	Посадочные поверхности валов и корпусов из стали под подшипники качения
2,5	Посадочные поверхности корпусов из чугуна под подшипники качения
2,5	Торцы заплечиков валов и корпусов для базирования подшипников качения
0,8	Поверхности валов для соединения с натягом
1,6	Торцы заплечиков валов для базирования зубчатых колес
0,63	Поверхности валов под резиновые манжеты
6,3	Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах
3,2 (6,3)	Поверхности шпоночных пазов на валах: рабочие (нерабочие)
1,6 (3,2)	Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колес, шкивов: рабочие (нерабочие)
1,6 (0,8) 0,8 (0,4) 3,2	Поверхности шлицев на валах: <ul style="list-style-type: none"> • боковая поверхность зуба соединения: неподвижного (подвижного); • цилиндрические поверхности центрирующие для соединения: неподвижного (подвижного); • цилиндрические поверхности нецентрирующие
1,6 (0,8) 1,6 (0,8) 3,2	Поверхности шлицев в отверстиях колес, шкивов, звездочек: <ul style="list-style-type: none"> • боковая поверхность зуба соединения: неподвижного (подвижного) • цилиндрические поверхности центрирующие для соединения: неподвижного (подвижного) • цилиндрические поверхности нецентрирующие
1,6	Поверхности отверстий ступиц для соединений с натягом
3,2	Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, базирующихся по торцу заплечиков валов
3,2	Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, по которым базируют подшипники качения

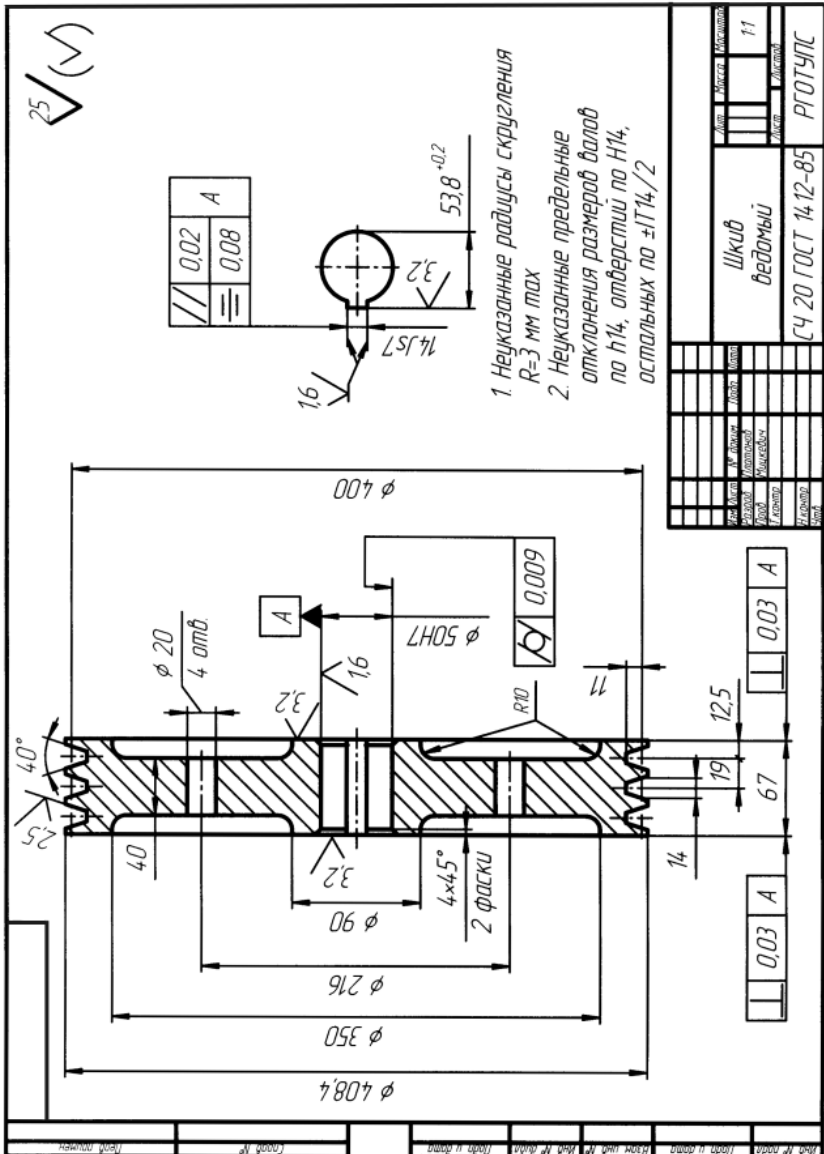
6,3	Свободные (нерабочие) поверхности зубчатых, червячных колес
1,25 2,5	Рабочие поверхности зубьев зубчатых колес <ul style="list-style-type: none"> • с модулем ≤ 5 мм; • с модулем > 5 мм
0,63 1,25	Рабочие поверхности витков червяков: <ul style="list-style-type: none"> • цилиндрических; • глобоидных
2,5	Рабочая поверхность шкивов ременных передач
3,2	Рабочая поверхность зубьев звездочек цепных передач
6,3	Поверхности выступов зубьев колес, звездочек, витков червяков
6,3	Фаски и выточки на колесах
12,5	Поверхности отверстий под болты, винты, шпильки
6,3	Опорные поверхности под головки болтов, винтов, гаек

Предпочтительный ряд значений шероховатости:
0,025; 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100;
200; 400

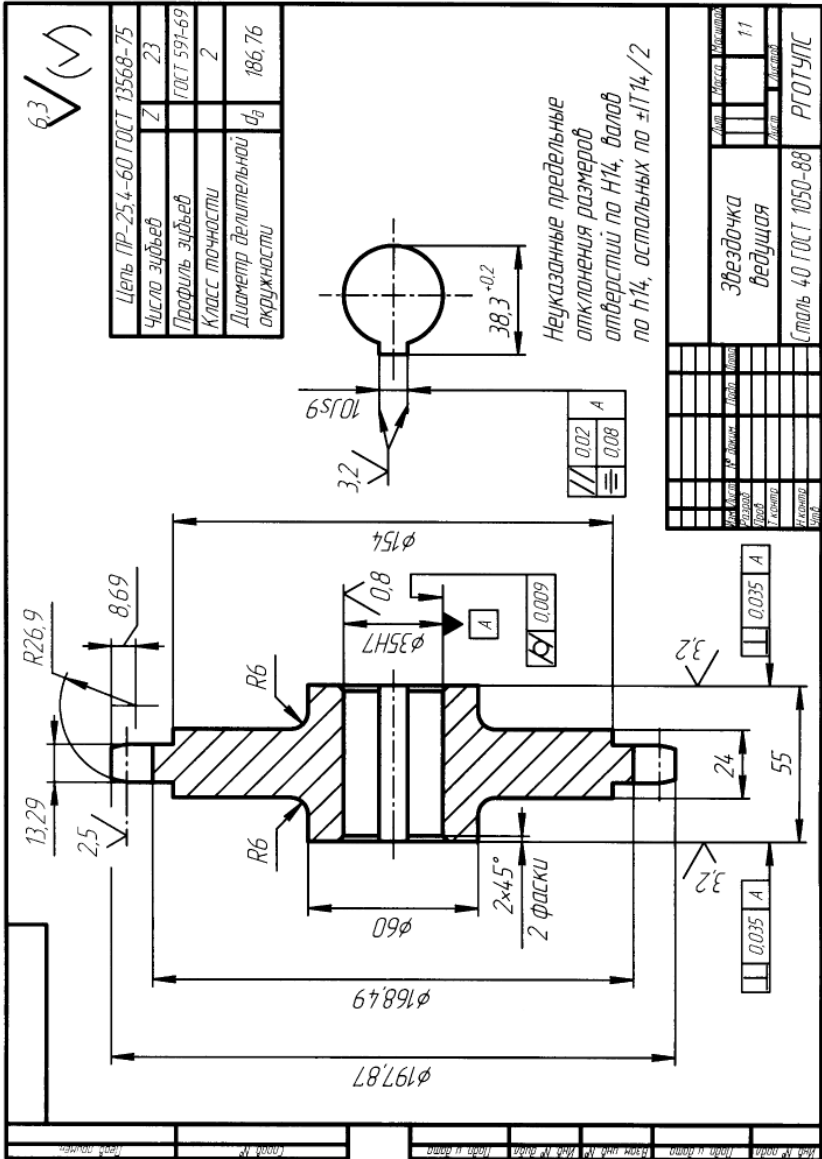
Приводные роликовые цепи (частичное извлечение из ГОСТ 13568–75)

Обозначение цепи	Шаг цепи t , мм	$B_{\text{вн}}$ не менее, мм	Диаметр валика d , мм	Диаметр ролика D , мм	h , не более, мм	b , не более, мм	b_1 , не более, мм	A , мм	Разрушающая нагрузка F_b , кН (не менее)	Масса 1 м цепи m , кг
ПР	8,00	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	—	4,6	0,20
ПР	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	—	9,1	0,45
ПР-12, 7-1820-2	12,70	7,75	4,45	8,51	11,8	21,0	11	—	18,2	0,75
ПР-15, 875-2270-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	—	22,7	1,00
ПР-19, 05-3180	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33,0	18	—	31,8	1,9
ПР-25, 4-5670	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	—	56,7	2,6
ПР-31, 75-8850	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	—	88,5	3,8
ПР-38, 1-12700	38,10	25,40	11,12	22,23	36,4	58	30	—	127	5,5
2ПР-12, 7-3180	12,70	7,75	4,45	8,51	11,8	3	11	13,92	31,8	1,4
2ПР-15, 875-4540	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	13	16,59	45,4	1,9
2ПР-19, 05-7200	19,05	12,70	5,88	11,81	18,2	54,0	18	25,50	72	3,5
2ПР-25, 4-11340	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	68	22	29,29	113,4	5,0
2ПР-31, 75-17700	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	82	24	35,76	177	7,3
2ПР-38, 125400	38,10	25,40	11,12	22,23	36,2	104	30	45,44	254	11,0

Примечание. Конструкция цепи приведена на рис. 23.



Исполнитель	Проверено	Материал	Деталь
		Шкив ведомый	11
СЧ 20 ГОСТ 14.12-85			
Проект А3			
Копировал			



ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ.
РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.
РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания
к выполнению курсового проекта
для студентов IV курса

Редактор *Д.Н. Тихоньчев*
Корректор *В.В. Игнатова*
Компьютерная верстка *О.А. Денисова*

Тип. зак.	Изд. зак. 383	Тираж 1 500 экз.
Подписано в печать 14.09.05	Гарнитура Times.	Офсет
Усл. печ. л. 4,0		Формат 60×90 ¹ / ₁₆

Издательский центр РГОТУПСа,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2
Участок оперативной печати РГОТУПСа,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2