

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ
РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Методические указания к курсовому проектированию

Методические указания содержат материалы по расчету и проектированию плоскоременных и клиноременных передач общего машиностроения, приведены основные справочные данные.

Предназначены для студентов механических специальностей очной и заочной форм обучения, изучающих дисциплину “Детали машин и основы конструирования”.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Исходные данные

2. Плоскоременная передача

2.1. Выбор материала ремня

2.2. Расчет, выбор размеров и параметров передачи

2.3. Расчет сечения ремня

2.4. Условное обозначение ремня

2.5. Усилия в ременной передаче

2.6. Материал и параметры шкивов

3. Клинеременная передача

3.1. Выбор сечения ремня

3.2. Расчет, выбор размеров и параметров передачи

3.3. Определение количества ремней

3.4. Силовые зависимости в ременной передачи

3.5. Материал и параметры шкивов

4. Натяжные устройства

Приложение А

Приложение Б

Приложение В

Список литературы

ВВЕДЕНИЕ

Ременные передачи являются одним из старейших типов механических передач, работающих на принципе использования сил трения.

По сравнению с другими видами передач ременные передачи обладают рядом преимуществ: плавностью и бесшумностью работы, возможностью передачи движения на большие расстояния, предохранением механизмов от резких колебаний нагрузки и при случайных перегрузках, пониженными требованиями к точности изготовления и монтажа, простотой конструкции и эксплуатации, возможностью осуществления бесступенчатого регулирования скорости.

Недостатками ременных передач являются: повышенные нагрузки на валы и опоры, низкая долговечность ремней, непостоянство передаточного отношения из-за наличия упругого скольжения ремня по шкиву, большие эксплуатационные расходы и большие габаритные размеры. Поэтому мощность современных передач обычно не превышает 50 кВт.

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительном расстоянии. В комбинации с другими видами передач ременную передачу устанавливают в качестве быстроходной ступени, как менее нагруженную. Передаточное число открытой передачи обычно не более 5-ти.

По форме поперечного сечения ремня различают передачи плоскоременные, клиноременные, поликлиновые и круглоременные. Последние применяются только для малых мощностей в приборах, бытовой технике и т.п.

Для создания необходимого натяжения ремней конструкция передач должна допускать изменение межосевого расстояния в пределах (0,015...0,030) этого расстояния. Если изменить межосевое расстояние невозможно, то для натяжения ремней устанавливают натяжной ролик, однако, при этом снижается срок службы ремней, усложняется конструкция передачи.

Критериями работоспособности ременной передачи являются надежность сцепления ремня со шкивом (тяговая способность) и долговечность, определяемая в основном усталостной прочностью ремня. Проектировочный расчет передач с учетом условий работы, производится по первому критерию, а проверочный расчет – по второму.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Основными параметрами для проектирования ременной передачи являются: передаваемая мощность P_1 , кВт; частота вращения ведущего шкива n_1 , мин⁻¹; передаточное число i , условия эксплуатации и требования конструктивного исполнения.

2. ПЛОСКОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

В зависимости от скорости ремня плоскоременные передачи могут быть среднескоростными (v до 30 м/с), быстроходными (v до 50 м/с) и сверхбыстроходными (v до 100 м/с).

2.1. Выбор материала ремня

Материал и тип ремня выбирают в зависимости от условий работы передачи.

В качестве тягового элемента среднескоростных плоскоременных передач применяют плоские приводные резинотканевые ремни по ГОСТ 23831–79. Ремни изготавливаются двух видов: общего назначения и морозостойкие. Ремни состоят из тканевого каркаса нарезной конструкции и имеют резиновые прослойки между прокладками.

Ремни изготавливаются как с наружными резиновыми обкладками (одной или двумя), так и без резиновых обкладок.

Каркас ремней (прокладки) изготавливают из хлопчатобумажных тканей Б-800 и Б-820 по ГОСТ 2924-77; тканей с основой и утком из комбинированных нитей БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2 по ГОСТ 19700-74; тканей с основой и утком из синтетических нитей ТА-150, ТК-150, ТА-300 по ГОСТ 18215-72.

Для быстроходных передач применяются синтетические бесконечные ремни по МРТУ 17-645-68.

2.2. Расчет, выбор размеров и параметров передачи

2.2.1. Расчет диаметра меньшего шкива d_1 , мм, если он не назначается по конструктивным соображениям исходя из габаритов установки, производят по формуле М.А. Саверина:

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1 / n_1}, \quad (2.1)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кВт; n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин.

Расчетный диаметр ведущего шкива не должен быть меньше минимально допустимого и принимаемого по рекомендациям табл. 2.1 в зависимости от предварительно назначенного материала и типа ремня.

Таблица 2.1

Минимально допустимые диаметры шкивов, мм

Число прокладок	Резинотканевые ремни с каркасом из ткани								
	Б-800, Б-820				БКНЛ-65, БКНЛ-65-2				
	$d_{min} = \frac{\text{рекомендованный}}{\text{допускаемый}}$		$d_{min} = \frac{\text{рекомендованный}}{\text{допускаемый}}$						
	с прослойками	без прослоек	с прослойками	без прослоек	с прослойками	без прослоек	с прослойками	без прослоек	
3	180/140	140/112	140/112	125/90					
4	224/180	200/140	180/140	160/112					
5	315/224	250/180	224/180	200/140					
6	355/315	315/224	280/200	224/180					
синтетические ремни									
Толщина δ , мм	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
d_{min} , мм	28	36	45	56	63	71	80	90	100

2.2.2. Диаметр ведомого шкива d_2 , мм, для понижающих передач рассчитывается по следующей формуле:

$$d_2 = d_1 \cdot (1 - \xi \cdot u), \quad (2.2)$$

где ξ – коэффициент упругого скольжения, принимаемый для резинотканевых ремней равным 0,01...0,02.

Расчетные диаметры шкивов d_1 и d_2 округляют до ближайших стандартных по ГОСТ 17383-73 (табл. 2.2)

Таблица 2.2

Расчетные диаметры шкивов, 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 и далее по ряду $R_a 40$ ГОСТ 6636-69
--

2.2.3. После выбора стандартных значений d_1 и d_2 определяют действительное передаточное число

$$u_D = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)}, \quad (2.3)$$

отклонение ΔU которого от требуемого не должно превышать допустимого $[\Delta u] = |5\%|$

$$\left| \frac{\Delta u}{u} = \left| \frac{u_D - u}{u} \cdot 100 \right| \leq [\Delta u] \right|. \quad (2.4)$$

Если условие (2.4) не выполняется, следует изменить значения расчетных диаметров шкивов.

2.2.4. Определение скорости ремня v , м/с, по формуле:

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 1000). \quad (2.5)$$

2.2.5. Рекомендуемое межосевое расстояние a_{min} , мм, если оно не назначается по конструктивным соображениям, назначают в пределах:

$$a_{min} \geq (1.5 \dots 2.0) (d_1 + d_2). \quad (2.6)$$

Коэффициент (1,5...1,7) принимают для быстроходных, а коэффициент (1,7...2,0) – для среднескоростных передач.

2.2.6. Определение длины ремня L

Длина ремня при назначенном межосевом расстоянии a равна

$$L = 2a + \pi(d_1 + d_2) / 2 + (d_2 - d_1)^2 / (4a). \quad (2.7)$$

Минимально допустимая длина ремня L_{min} из условия сравнительной долговечности

$$L_{min} \geq v / U, \quad (2.8)$$

где U – частота пробега ремня в секунду, $U \leq [U]$.

Для среднескоростных передач ремнями конечной длины $[U]=5$; для быстроходных передач бесконечными синтетическими ремнями $[U] \leq 50$.

Если условие (2.8) не выполняется, длину ремня L увеличивают. Для быстроходных бесконечных ремней расчетную длину округляют до большего стандартного значения (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Длина синтетических ремней, мм

Толщина δ	Ширина b	Внутренняя длина L
0,4...0,6	10	250; 260; 280; 300; 320; 340;
	15	350; 380; 400; 420; 450; 480;
	20	500; 530; 560; 600; 630; 670;
	25	710; 750; 800; 850; 900; 950;
	30	1000; 1060; 1120; 1180; 1250; 1320; 1400
1,0...1,2	40	1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000
	50, 60	2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350
	80, 100	3350; 3750; 4000

По окончательно выбранной длине ремня L уточняют межосевое расстояние

$$a = \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (2.9)$$

2.2.7. Определение угла обхвата на меньшем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57(d_2 - d_1)/a. \quad (2.10)$$

Для резинотканевых ремней угол α_1 должен быть не менее 150° , для синтетических $\alpha_1 \geq 120^\circ$. При не выполнении этого условия следует увеличить межосевое расстояние.

2.3. Расчет сечения ремня

2.3.1. Расчетная толщина ремня δ , мм

$$\left| \delta \leq d_1 / \left(\frac{d_{\min}}{\delta} \right) \right|, \quad (2.11)$$

где отношение $\frac{d_{\min}}{\delta}$ принимают для резинотканевых ремней равным 30...40, для синтетических – 50...150. Большие значения – рекомендуемые, меньшие – допускаемые.

Толщину ремня округляют до ближайшего стандартного значения (табл. 2.4)

Таблица 2.4

Толщина резинотканевых ремней, мм

Число прокладок	Ширина ремня b	Толщина ремня δ с каркасом из ткани			
		Б-800, Б-820		БКНЛ-65, БКНЛ-65-2	
		с прослойками	без прослоек	с прослойками	без прослоек
3	20...112	4,5	3,75	3,6	3,0
4	20...250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20...250	7,5	6,25	6,0	5,0
6	80...250	9,0	7,5	7,2	6,0

2.3.2. Окружная сила F_t , кН, рассчитывается по формуле:

$$F_t = \frac{P_1}{v} . \quad (2.12)$$

2.3.3. Величину начального напряжения σ_0 назначают в зависимости от конструктивного исполнения передачи, материала ремня и способа натяжения. Для резинотканевых ремней принимают:

$\sigma_0=1,6$ МПа при малом постоянном межосевом расстоянии, вертикальном и близком к нему расположении передачи;

$\sigma_0=1,8$ МПа при 1) постоянном, но достаточном межосевом расстоянии и угле наклона передачи не более 60° ; 2) периодическом регулировании межосевого расстояния;

$\sigma_0=2,0$ МПа при автоматически регулируемом постоянном натяжении.

Для быстроходных передач рекомендуется автоматическое регулирование начального натяжения. Начальное напряжение для синтетических ремней принимают:

$\sigma_0 = 4 \dots 5 \text{ МПа}$ при $\frac{d_{\min}}{\delta} \leq 80$ и при периодическом регулировании межосевого расстояния;

$\sigma_0 = 7,5 \text{ МПа}$ при $\frac{d_{\min}}{\delta} > 80$ и автоматически регулируемом постоянном натяжении.

2.3.4. Определение допускаемого полезного напряжения $[\sigma_t]$, МПа:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p, \quad (2.13)$$

где $[\sigma_t]_0$ – приведенное полезное напряжение; C_0 – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту; C_α – коэффициент угла обхвата; C_v – скоростной коэффициент; C_p – коэффициент режима нагрузки.

2.3.4.1. Приведенное полезное напряжение, определяется по тяговой способности ремня:

$$[\sigma_t]_0 = A - \frac{W \cdot \delta}{d_1}, \quad (2.14)$$

где A , W – коэффициенты, принимаемые по табл. 2.5 в зависимости от типа ремня и начального напряжения σ_0 .

Таблица 2.5
Значение коэффициентов A и W

Материал и покрытие ремней	Коэффициенты A и W при начальном напряжении σ_0 , МПа			
Резинотканевые	σ_0	1,6	1,8	2,0
	A	2,3	2,5	2,7
	W	9,0	10,0	11,0
синтетические:	σ_0	4,0	5,0	7,5
– с покрытием из полиамида С6 в соединении с нитрильным каучуком СКН-40	A	5,75	7,0	9,6
	W	176	220	330
– с покрытием из наиритового латекса	A	6,55	8,0	11,4
	W	124	156	233

2.3.4.2. Значение коэффициента C_0 , учитывающего расположение передачи в пространстве и способ натяжения ремня, принимают для передач с автоматическим натяжением $C_0=1$. Для передач с неавтоматическим натяжением резинотканевого ремня значение коэффициента C_0 назначают в зависимости от угла наклона β линии центров к горизонту (табл. 2.6).

Таблица 2.6

Значение коэффициента C_0

β °	0 ... 60°	60° ... 80°	80° ... 90°
C_0	1,0	0,9	0,8

2.3.4.3. Значение коэффициента C_α , учитывающего снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата α , назначают по табл. 2.7.

Таблица 2.7

Значение коэффициента C_α

α °	120	130	140	150	160	170	180	190
C_α	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0	1,1

2.3.4.4. Значения коэффициента C_v , учитывающего влияние центробежной силы, уменьшающей сцепление ремня со шкивом у передач без автоматического натяжения ремня, назначают по табл. 2.8. Для передач с автоматическими натяжением ремня $C_v = 1$.

Таблица 2.8

Значение коэффициента C_v

Материал ремня	Коэффициент C_v при скорости ремня, м/с									
	5	10	15	20	25	30	35	40	50	70
Резинотканевый	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68	—	—	—	—
Синтетический	1,01	1,0	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85	0,76	0,52

2.3.4.5. Значение коэффициента C_p , учитывающего влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня, назначают в зависимости от режима работы по табл. 2.9.

Таблица 2.9

Значение коэффициента C_p

Характер нагрузки	Тип машин	Коэффициент режима нагрузки C_p
Спокойная	Ленточные транспортеры, станки с непрерывным процессом резания	1,0...0,85
Умеренные колебания	Пластинчатые конвейеры, станки-автоматы	0,9...0,8
Значительные колебания	Реверсивные приводы, станки строгальные, долбёжные, транспортеры винтовые и скребковые, элеваторы	0,8...0,7
Ударная	Подъёмники, молоты, бегуны	0,7...0,6

2.3.5. Определение ширины ремня b , мм, по полезному напряжению

$$b \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_t]} \quad (2.15)$$

Рассчитанную по (2.15) ширину ремня округляют до большего стандартного значения (см. табл. 2.3, 2.4 и 2.10).

Таблица 2.10

Стандартные значения ширины прорезиненных ремней, мм

20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, (115), (120), 125 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, (225), 250

Примечание. Ремни, ширина которых указана в скобках, не должны выбираться при проектировании новых передач.

2.4. Условное обозначение ремня

Условное обозначение ремня должно содержать буквенные и цифровые индексы, обозначающие вид ремня, его ширину в миллиметрах, количество тканевых прокладок каркаса, сокращенное название ткани, расчетную

толщину наружных резиновых обкладок в миллиметрах, класс обкладочной резины и обозначение стандарта.

Примеры условных обозначений.

Полное наименование	Условное обозначение
1. Ремень общего назначения шириной 150 мм с четырьмя прокладками из ткани ТА-150, с односторонней резиновой обкладкой толщиной 2,0 мм из резины класса М.	1. Ремень 150-4-ТА-150-2,0-М Гост 23831-79.
2. То же, шириной 280 мм с пятью прокладками из ткани БКНЛ-65 без наружных резиновых прокладок.	2. Ремень 280-5-БКНЛ-65 ГОСТ 23831-79.

2.5. Усилия в ременной передаче

Суммарное усилие на вал от натяжения ремней

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}, \quad (2.16)$$

где F_1 – усилие в ведущей ветви ремня

$$F_1 = \sigma_0 b \delta + \frac{F_t}{2}; \quad (2.17)$$

F_2 – усилие в ведомой ветви ремня

$$F_2 = \sigma_0 b \delta - \frac{F_t}{2}; \quad (2.18)$$

γ – угол между ветвями ремня

$$\gamma = 180^\circ - \alpha_1. \quad (2.19)$$

При угле обхвата $\alpha_1 \geq 150^\circ$ усилие, действующее на вал, можно направлять по линии центров и определять по формуле:

$$R \approx 2 \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot \delta. \quad (2.20)$$

2.6. Материал и параметры шкивов

2.6.1. Материал и способ изготовления шкивов определяется максимальной скоростью ремня (табл. 2.11). Шкивы из пластмасс применяют для уменьшения массы, моментов инерции. Они более экономичны при массовом производстве, не требуют механической обработки.

Таблица 2.11

Материал и способ изготовления шкивов

Максимальная скорость ремня v , м/с	Материал и способ изготовления
до 30	Чугун СЧ - 18, литье
“ 45	Сталь 25 Л, литье
“ 60	Сталь30, сварные или сборные
“ 80	Легкие сплавы АЛ - 3, МЛ - 5, литье
“ 100	Легированная хромистая сталь (поковка) или дюралюминий (литье)

2.6.2. Рабочая поверхность обода шкива может быть цилиндрической или выпуклой (рис. 2.1). Последняя способствует центрированию ремня на шкиве и применяется лишь на одном, обычно ведомом, шкиве.

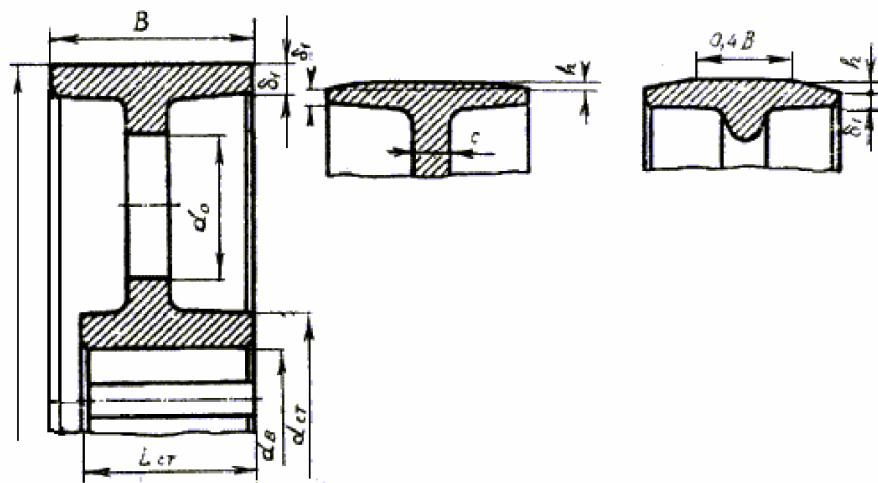


Рис. 2.1. Конструкция шкивов плоскоременных передач: $\delta \geq 4 \dots 5$ мм; $c = (1,25 \dots 1,5) \delta_1$; d_0 – конструктивно; $d_{cm} = (1,6 \dots 1,8)d_\theta$; $L_{cm} = (15 \dots 20)d_\theta$

Размеры шкива выбирают в соответствии с расчетом по ГОСТ 17383-73, который устанавливает диаметр d и ширину B шкивов, их предельные отклонения, стрелу выпуклости (табл. 2.12), а допуски радиального и торцевого биения – по табл. 2.13.

Таблица 2.12

Параметры шкивов, мм

Диаметр шкива d	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280
Предельное отклонение	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,2$		$\pm 1,6$		± 2		$\pm 2,5$		$\pm 3,2$			
Стрела выпуклости h			0,3			0,4		0,5		0,6		0,8		
Ширина шкива B	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	80
Предельное отклонение			± 1					$\pm 1,5$				± 2		
Рекомендуемая ширина ремня b	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160

Таблица 2.13

Предельные отклонения радиального и торцевого биения, мм, обода шкивов для ремней

Наружный диаметр d (d_e)	Предельные отклонения	
	плоских	клиновых
Св. 60 до 120	0,04	0,10
Св. 120 до 260	0,05	0,12
Св. 260 до 400	0,06	0,16

Все шкивы, работающие со скоростью $v > 5$ м/с, подвергаются статической балансировке (табл. 2.14), а шкивы быстроходных передач, особенно при большой ширине, – динамической балансировке.

Таблица 2.14

Нормы остаточного дисбаланса шкивов

Окружная скорость ω , м/с	от 5 до 10	св. 10 до 15	св. 15 до 20	св. 20
Допускаемый дисбаланс, $g \cdot cm$	6	3	2	1

Образец выполнения рабочего чертежа шкива приведен в прил. А.

3. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

В современных приводах клиноременная передача имеет преимущественное распространение. Рабочими являются боковые поверхности клинового ремня (рис. 3.1). За счет эффекта клина увеличивается тяговая способность передачи. Значительное увеличение трения позволяет сохранить нагруженную способность клиноременной передачи при меньшем натяжении ведомой ветви ремня и при значительно меньшем угле обхвата по сравнению с плоскоременной передачей. Это, в свою очередь, дает возможность выполнять клиноременную передачу с малым межосевым расстоянием и большим передаточным отношением ($U \leq 8$). При передаче движения несколькими ремнями обрыв одного из них не требует немедленного прекращения работы, а отсутствие стыка обеспечивает плавную, бесшумную работу.

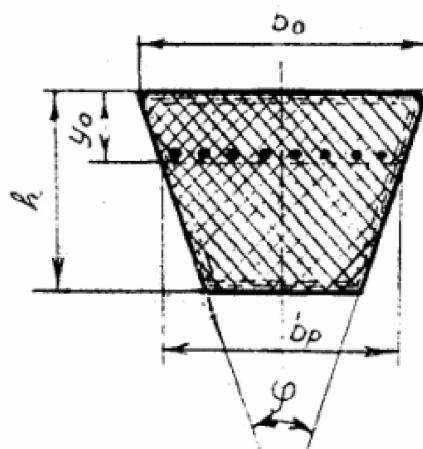


Рис. 3.1 Сечение клинового ремня

К недостаткам клиноременных передач можно отнести необходимость смещения валов при надевании ремней, несколько большую жесткость клиновых ремней, шкивы более дороги в изготовлении.

Клиновые ремни изготавливаются в виде замкнутой бесконечной ленты. Для передач общего назначения по ГОСТ 1284.3-80 изготавливают семь типов

клиновых ремней нормальных сечений: О, А, Б, В, Г, Д, Е, а по ТУ 38-40534-80 четыре типа узких сечений: УО, УА, УБ, УВ (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Основные параметры клиновых ремней общего назначения

Основные размеры, мм	Обозначение сечения ремня						
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284.3-80				Узкое сечение по ТУ 38-40534-80		
	О	А	Б	В	УО	УА	УБ
b _p	8,5	11	14	19	8,5	11	14
b _o	10	13	17	22	10	13	17
h	6	8	10,5	13,5	8	10	13
y _o	2,1	2,8	4,0	4,8	2,0	2,8	3,5
Площадь сечения A, мм ²							
Предельное значение длины L	47 400-2500	81 560-4000	138 800-6300	230 1800-10600	56 630-3550	95 800-4500	158 1250-8000

Примечание. Расчетная длина ремня L на уровне нейтральной линии принимается из ряда стандартных длин (мм): 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000.

3.1. Выбор сечения ремня

Сечение ремня выбирают по номограмме (см. рис. 3.2–3.3) в зависимости от мощности P₁, передаваемой ведущим шкивом, и его частоты вращения n₁. Область применения данного сечения расположена выше собственной линии и ограничена линией предыдущего сечения. Клиновые ремни нормального сечения О применяются только для передач мощностью до 2 кВт, сечения Е – для передач мощностью свыше 200 кВт.

Примеры условных обозначений:

Полное наименование:	Условное обозначение:
1. Ремень сечения В с расчетной длиной 2500 мм с кордной тканью в несущем слое для районов с умеренным климатом.	1. Ремень В – 2500 Т ГОСТ 1284.3-80.
2. То же, с кордшнуром в несущем слое.	2. Ремень В-2500 Ш ГОСТ 1284.3-80.

3.2. Расчет, выбор размеров и параметров передачи

3.2.1. Минимально допустимый диаметр ведущего шкива $d_{1 \min}$ назначается по рекомендации табл. 3.2 в зависимости от крутящего момента на валу ведущего шкива T_1 , Нм, и выбранного сечения ремня.

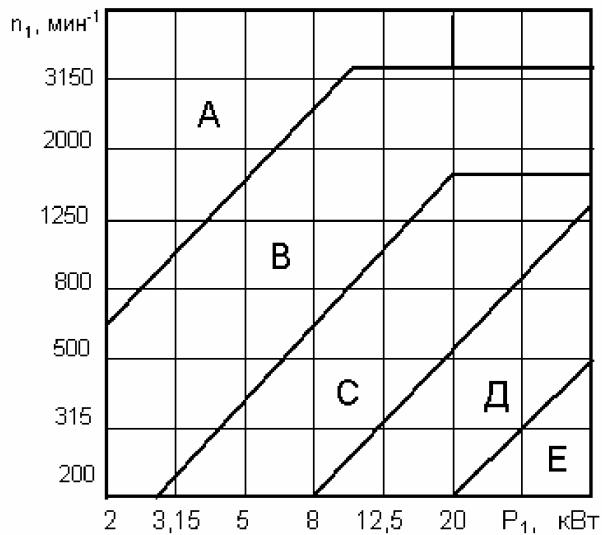


Рис. 3.2. Номограмма для выбора клиновых ремней нормальных сечений

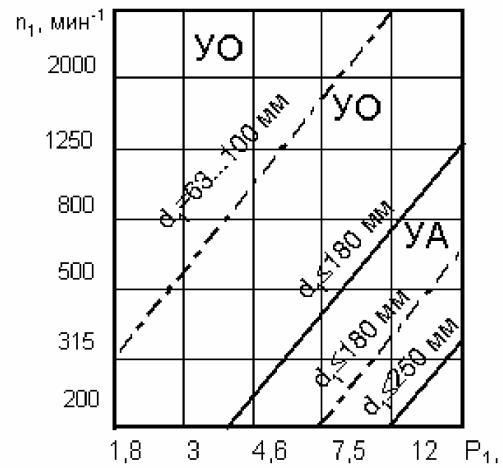


Рис. 3.3. Номограмма для выбора клиновых ремней узких сечений

Таблица 3.2

Минимально допустимые диаметры ведущих шкивов

Сечение ремня	Нормального сечения				Узкого сечения		
	О	А	Б	В	УО	УА	УБ
Крутящий момент T_1 , Нм	<30	15 – 16	50 – 150	120 – 450	<150	90 – 400	300 – 2000
$d_{1 \min}$, мм	63	90	125	200	63	90	140

Расчетный диаметр d_{p1} ведущего шкива (диаметр шкива, совпадающий с нейтральной линией ремня) в целях повышения срока службы рекомендуется принимать несколько больше минимально допустимого $d_{1 \min}$ (на 1–2 размера) из стандартного ряда (см. табл. 2.2).

Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_{p2} = d_{p1} u(1 - \xi) \quad (3.1)$$

и округляют до ближайшего стандартного (см. п. 2.2.2).

3.2.2. Действительное передаточное число рассчитывается по формуле

$$u_D = \frac{d_{P2}}{d_{P1}(1 - \xi)}, \quad (3.2)$$

отклонение Δu которого от требуемого не должно превышать допустимого, $[\Delta u] = 5\%$

$$\left| \frac{u_D - u}{u} \cdot 100\% \right| \leq [\Delta u]. \quad (3.3)$$

Если условие (3.3) не выполняется, следует изменить значения расчетных диаметров d_{P1} и d_{P2} .

3.2.3. Ориентировочное межосевое расстояние a' , мм, назначают в пределах

$$2(d_{p1} + d_{p2}) \geq a' \geq [0,55(d_{p1} + d_{p2}) + h], \quad (3.4)$$

где h – высота сечения клинового ремня (см. табл. 3.1), а рекомендуемые значения назначают по табл. 3.3.

Таблица 3.3

Рекомендуемые значения межосевого расстояния a'

u	1	2	3	4	5
a'	$1,5 d_{P2}$	$1,2 d_{P2}$	d_{P2}	$0,95 d_{P2}$	$0,9 d_{P2}$

3.2.4. Расчетную длину ремня L при назначенном межосевом расстоянии a определяют по выражению (2.7) и принимают ближайшую стандартную (см. табл. 3.1).

Уточненное межосевое расстояние при принятой стандартной длине ремня определяют по (2.9).

3.2.5. Угол обхвата α_1 ремнем ведущего шкива, определяемый по (2.10), должен быть больше 120° (90° min).

3.2.6. Скорость ремня v , м/с, определяется следующей формулой:

$$\nu = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq [\nu], \quad (3.5)$$

где $[\nu]$ – допускаемая скорость. Для клиновых ремней нормальных сечений $[\nu] = 25$ м/с, для узких клиновых $[\nu] = 40$ м/с.

3.2.7. Частота пробегов ремня

$$U = \frac{L}{\nu} \leq [U]. \quad (3.6)$$

Допускаемая частота пробегов клиновых ремней $[U] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$.

3.2.8. По прил. Б (табл. Б.1–Б.5) в зависимости от выбранного размера сечения ремня, расчетного диаметра меньшего из шкивов d_{p1} и частоты его вращения n_1 (скорости ремня ν) определяют мощность P_0 , передаваемую одним ремнем в условиях типовой передачи ($\alpha = 180^\circ$; $u=1$; нагрузка – спокойная, при базовой длине ремня L_0 и среднем ресурсе).

3.2.9. Расчетная мощность P_p , кВт, передаваемая одним ремнем с учетом условий эксплуатации рассчитываемой передачи

$$P_p = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_i \cdot C_p, \quad (3.7)$$

где C_α – коэффициент угла обхвата, назначаемый по рекомендации табл. 2.7; C_l – коэффициент длины ремня, назначается по табл. 3.4 в зависимости от отношения расчетной длины ремня L к базовой L_0 ; C_i – коэффициент передаточного отношения, назначаемый по табл. 3.5; C_p – коэффициент режима нагрузки, назначаемый по табл. 2.9.

Таблица 3.4

Значения коэффициента $|C_l|$ длины ремня

Отношение L / L_0		0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
C_l	Клиновые ремни нормальных сечений	0,82	0,89	0,95	1,00	1,04	1,07
	Клиновые ремни узких сечений	0,85	0,91	0,96	1,00	1,03	1,06

Таблица 3.5

Значение коэффициента C_i передаточного отношения

Передаточное число i	1,0	1,5	2,0	2,5	$\geq 3,3$
Коэффициент C_i	1,0	1,1	1,12	1,13	1,14

3.3. Определение количества ремней

$$z = \frac{P_1}{P_p C_z}, \quad (3)$$

где C_z – коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи (табл. 3.5).

Таблица 3.6

Значение коэффициента C_z числа ремней

Ожидаемое число ремней z	2...3	4...5	6
C_z	0,95	0,90	0,85

В пределах малой и средней мощности рекомендуется принимать число ремней $z \leq 5$ из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения.

3.4. Силовые зависимости в ременной передачи

Определение силы предварительного натяжения F_0 , Н, одного клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_\ell}{z v C_\alpha C_i C_p} \quad (3.9)$$

Окружная сила F_t , Н, передаваемая комплектом ремней

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v} \quad (3.10)$$

Сила давления на вал

$$R = 2 \cdot F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (3.11)$$

3.5. Материал и параметры шкивов

При разработке конструкции шкивов можно пользоваться рекомендациями, приведенными в п.2.5. В прил. В указаны размеры профиля канавок и конструкция шкивов для приводных клиновых ремней в соответствии с требованиями ГОСТ 20898-80.

4. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

При конструировании ременной передачи обязательно предусматривают специальные натяжные устройства, позволяющие периодически восстанавливать начальное натяжение или поддерживать его по мере вытягивания ремней. Для обеспечения возможности свободного надевания клиновых ремней и компенсации вытяжки ремней следует предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на 1,5 % и увеличения его на 3 % от расчетной длины ремня.

Наиболее широко распространены конструкции для периодической регулировки натяжения ремня путем перестановки электродвигателя на салазках (рис. 4.1).

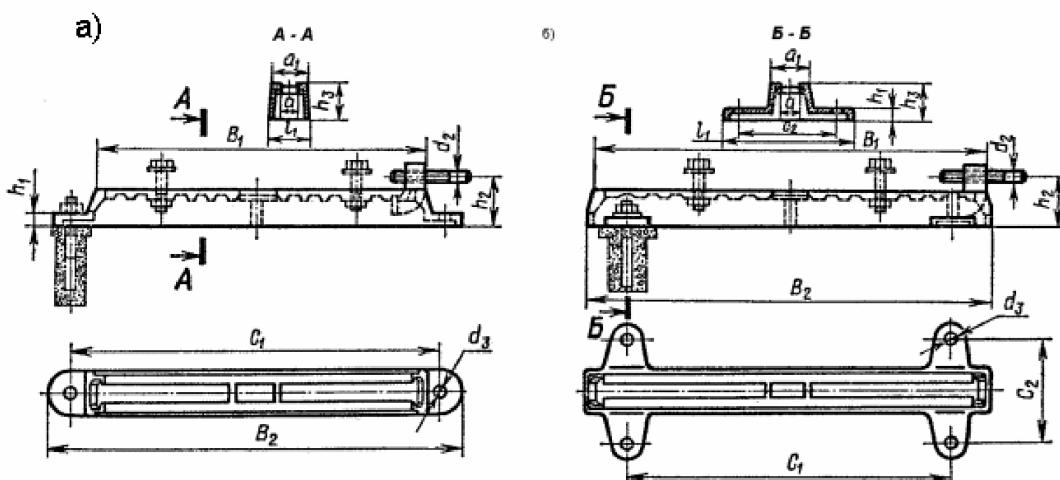


Рис. 4.1. Салазки для установки электродвигателя:

Тип салазок	Рисунок	Размеры, мм												Масса комплекта салазок, кг	Болты для крепления лап двигателя
		a	a ₁	B ₁	B ₂	C ₁	C ₂	d ₂	d ₃	h ₁	h ₂	h ₃	e ₁		
C-3	а	16	38	370	440	410	—	M12	12	15	44	36	42	3,8	M10× 35
C-4	а	18	45	430	510	470	—	M12	14	18	55	45	50	5,3	M12× 40
C-5	а	25	65	570	670	620	—	M16	18	22	67	55	72	12,5	M16× 55
C-6	а	25	65	630	770	720	—	M16	18	26	74	60	75	17,5	M16× 60
C-7	а	30	90	770	930	870	—	M20	24	30	88	70	105	31	M20× 75
C-8	б	35	100	900	950	700	175	M24	28	35	95	75	245	45	M24× 100
C-9	б	35	110	1030	1090	800	190	M24	28	40	105	85	260	63	M24× 110

В случаях, когда конструкция не позволяет изменять межосевое расстояние, а в плоскоременных передачах и для увеличения угла обхвата ремнем малого шкива, применяют натяжные ролики (рис. 4.2).

В ряде случаев регулировка натяжения ремня осуществляется путем установки электродвигателя на качающейся плате (рис. 4.3).

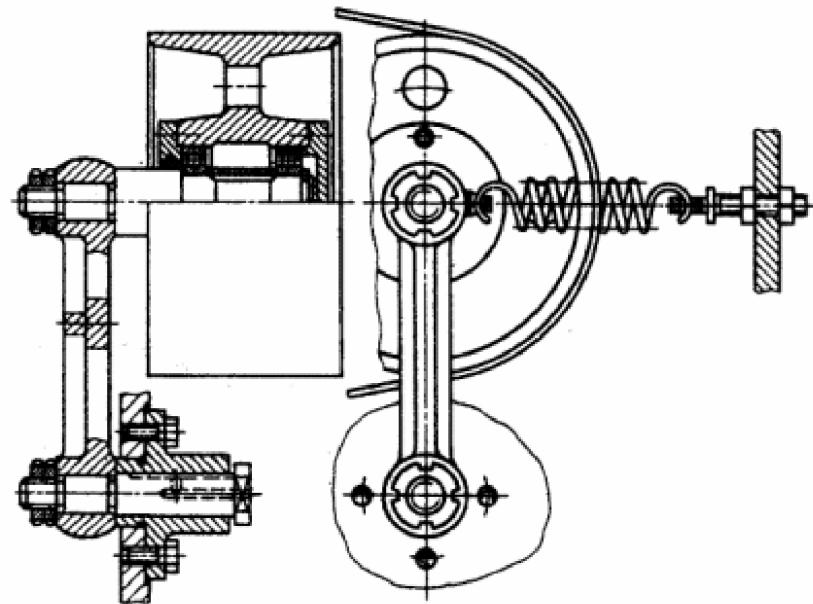


Рис. 4.2. Натяжной ролик плоскоременной передачи

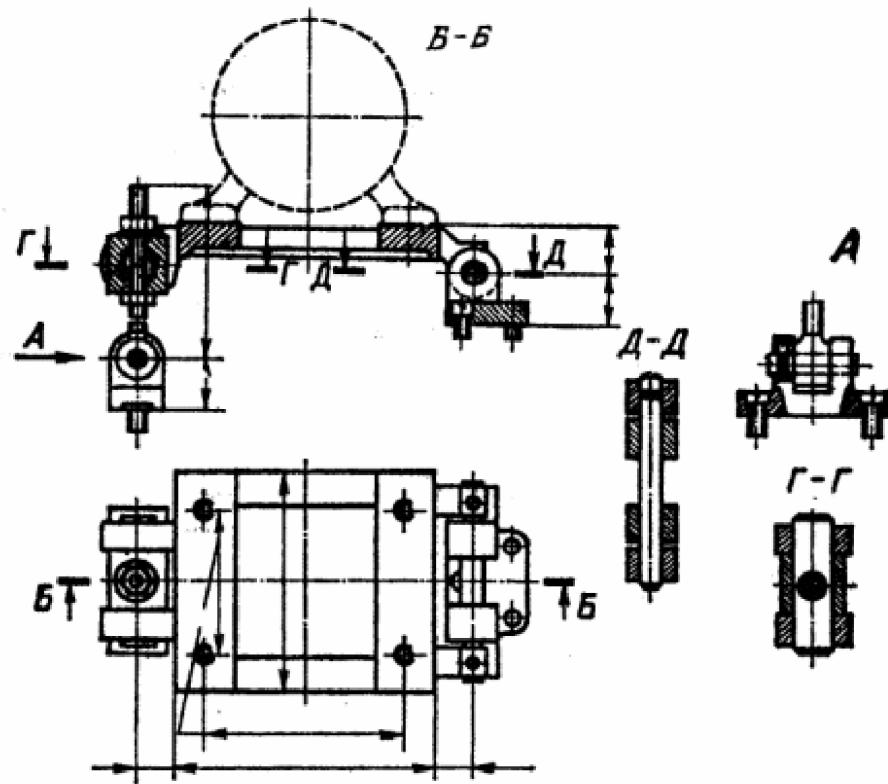
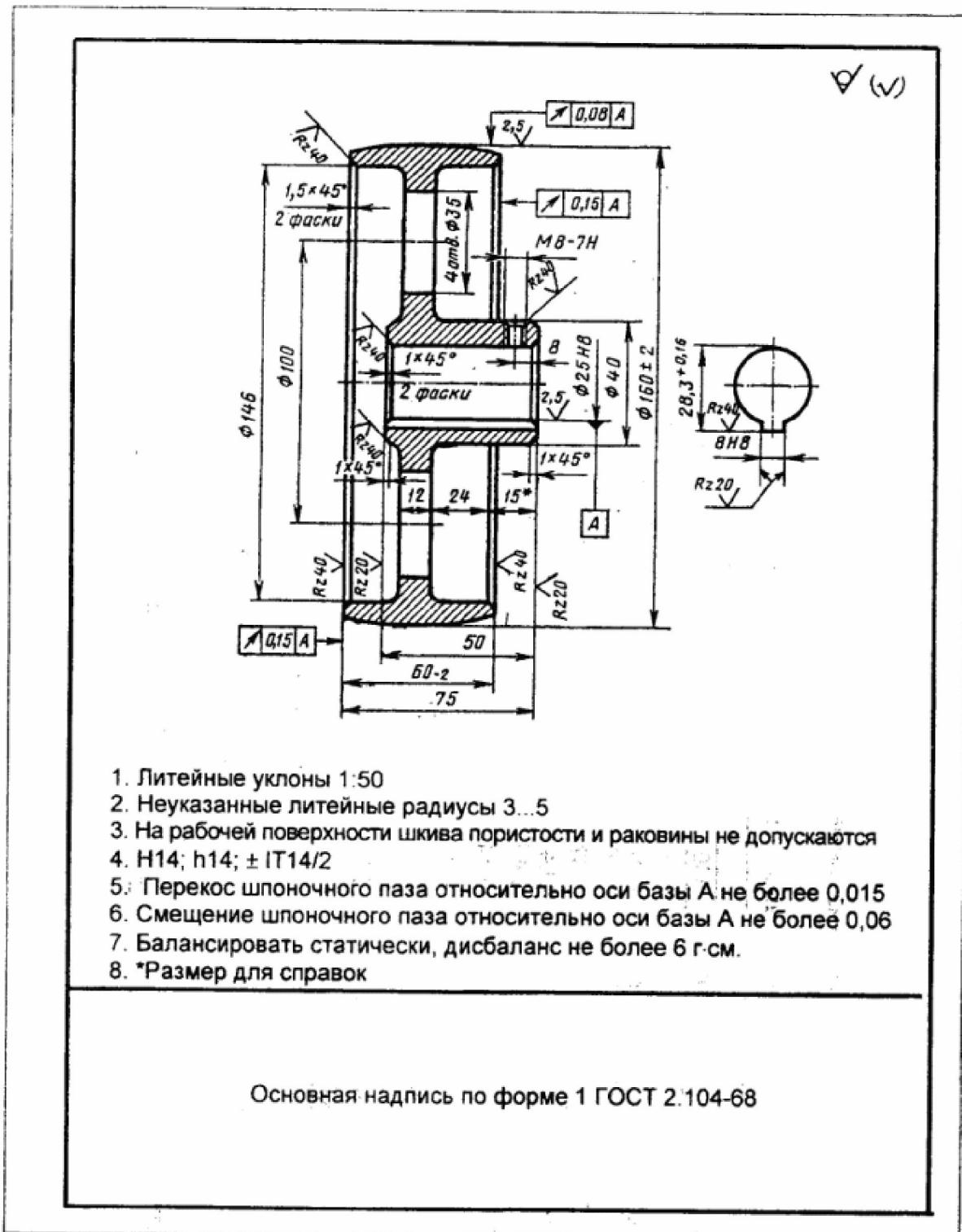


Рис. 4.3. Регулировка натяжения качающейся плитой

Приложение А

(справочное)

Образец выполнения рабочего чертежа шкива



Приложение Б
(справочное)

Номинальные мощности P_0 , кВт, передаваемые одним ремнем
Таблица Б.1 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним ремнем сечения О при $L_0=1320$ мм

		Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹											
		u	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	
d _{p1} , мм	u												
63	1,0	0,27	0,30	0,34	0,41	0,48	0,51	0,61	0,70	0,78	0,85		
	1,5	0,29	0,33	0,38	0,45	0,53	0,57	0,67	0,77	0,86	0,94		
	≥ 3,0	0,30	0,34	0,39	0,47	0,54	0,59	0,69	0,79	0,88	0,97		
71	1,0	0,33	0,37	0,42	0,51	0,59	0,64	0,76	0,88	0,98			
	1,5	0,36	0,4	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84	0,97	1,08			
	≥ 3,0	0,37	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87	1,00	1,11			
80	1,0	0,40	0,44	0,51	0,62	0,72	0,78	0,93	1,07	1,20			
	1,5	0,44	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03	1,18	1,32			
	≥ 3,0	0,45	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06	1,22	1,36			
90	1,0	0,47	0,53	0,61	0,74	0,86	0,94	1,12	1,28	1,43			
	1,5	0,52	0,58	0,67	0,82	0,96	1,03	1,23	1,42	1,58			
	≥ 3,0	0,54	0,60	0,69	0,84	0,99	1,07	1,27	1,46	1,63			
100	1,0	0,54	0,61	0,71	0,86	1,00	1,09	1,30	1,49	1,65			
	1,5	0,60	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43	1,64	1,83			
	≥ 3,0	0,62	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48	1,69	1,89			
112 и более	1,0	0,63	0,71	0,82	1,00	1,17	1,26	1,51	1,72	1,91			
	1,5	0,70	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66	1,90	2,11			
	≥ 3,0	0,72	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72	1,96	2,17			
v , м/с		2	5									10	15

Продолжение приложения Б

Таблица Б.2 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним ремнем сечения А при $L_0=1700$ мм

d_{P1} , мм	u	Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹									
		700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200
90	1,0	0,61	0,68	0,77	0,93	1,07	1,15	1,34	1,50	1,64	1,75
	1,5	0,67	0,75	0,85	1,02	1,18	1,27	1,48	1,66	1,82	1,94
	$\geq 3,0$	0,69	0,77	0,88	1,05	1,21	1,31	1,53	1,71	1,87	2,00
100	1,0	0,74	0,83	0,95	1,14	1,32	1,42	1,66	1,87	2,05	2,19
	1,5	0,82	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,84	2,07	2,27	2,42
	$\geq 3,0$	0,84	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,89	2,14	2,34	2,49
112	1,0	0,90	1,00	1,15	1,39	1,61	1,74	2,04	2,30	2,51	2,68
	1,5	0,99	1,11	1,27	1,54	1,78	1,92	2,25	2,54	2,78	2,96
	$\geq 3,0$	1,02	1,14	1,31	1,59	1,84	1,98	2,33	2,62	2,87	3,05
125	1,0	1,07	1,19	1,37	1,66	1,92	2,07	2,44	2,74	2,98	3,16
	1,5	1,18	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,69	3,03	3,30	3,49
	$\geq 3,0$	1,22	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,78	3,12	3,40	3,60
140	1,0	1,26	1,41	1,62	1,96	2,28	2,45	2,87	3,22	3,48	3,65
	1,5	1,39	1,56	1,79	2,17	2,51	2,71	3,17	3,56	3,85	4,03
	$\geq 3,0$	1,43	1,60	1,85	2,24	2,59	2,79	3,27	3,67	3,97	4,16
160	1,0	1,51	1,69	1,95	2,36	2,73	2,94	3,42	3,80	4,06	4,19
	1,5	1,67	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,78	4,20	4,49	4,63
	$\geq 3,0$	1,72	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,90	4,33	4,63	4,78
180 и более	1,0	1,76	1,97	2,27	2,74	3,16	3,93	4,32	4,54	4,58	–
	1,5	1,94	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,34	4,77	5,02	–
v , м/с		5	10	15	20	25	30	35	40	45	

Продолжение приложения Б
Таблица Б.3 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним ремнем сечения Б при $L_0=2240$ мм

d_{P1} , мм	u	Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹								
		700	800	950	1200	1450	1600	1800	2200	2600
125	1,0	1,30	1,44	1,64	1,93	2,19	2,33	2,50	2,76	2,92
	1,5	1,44	1,59	1,81	2,13	2,42	2,58	2,76	3,05	3,22
	$\geq 3,0$	1,48	1,64	1,86	2,20	2,50	2,66	2,85	3,15	3,33
140	1,0	1,64	1,82	2,08	2,47	2,82	3,00	3,23	3,58	3,79
	1,5	1,81	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,56	3,95	4,19
	$\geq 3,0$	1,87	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,68	4,08	4,33
160	1,0	2,09	2,32	2,66	3,17	3,62	3,86	4,15	4,60	4,85
	1,5	2,31	2,57	2,94	3,50	4,00	4,27	4,59	5,08	5,35
	$\geq 3,0$	2,38	2,65	3,03	3,61	4,13	4,40	4,73	5,24	5,52
180	1,0	2,53	2,81	3,22	3,85	4,39	4,68	5,02	5,52	5,75
	1,5	2,79	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,55	6,10	6,36
	$\geq 3,0$	2,88	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	5,73	6,29	6,56
200	1,0	2,96	3,30	3,77	4,50	5,13	5,46	5,83	6,35	6,50
	1,5	3,27	3,64	4,17	4,97	5,67	6,03	6,45	7,01	7,19
	$\geq 3,0$	3,37	3,76	4,30	5,13	5,85	6,22	6,65	7,24	7,46
224	1,0	3,47	3,86	4,42	5,26	5,97	6,33	6,73	7,19	7,17
	1,5	3,83	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,48	8,00	7,97
	$\geq 3,0$	3,95	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	7,71	8,25	8,22
250	1,0	4,00	4,46	5,10	6,01	6,82	7,20	7,63	7,97	–
	1,5	4,42	4,93	5,63	6,68	7,58	8,00	8,43	8,80	–
	$\geq 3,0$	4,56	5,08	5,81	6,89	7,82	8,25	8,69	9,07	–
280 и боне	1,0	4,61	5,13	5,85	6,90	7,76	8,13	8,46	8,83	–
	1,5	5,10	5,67	6,47	7,66	8,57	9,07	9,35	9,42	–
	$\geq 3,0$	5,26	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,64	9,72	–
v , м/с		10	15	20	25	30	30	30	30	30

Продолжение приложения Б

Таблица Б.4 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним ремнем сечения В при $L_0=3750$ мм

d_{P1} , мм	u	Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹								
		700	800	950	1100	1200	1300	1450	1600	1800
200	1,0	3,69	4,07	4,58	5,03	5,29	5,53	5,84	6,07	6,28
	1,5	4,08	4,49	5,06	5,55	5,85	6,11	6,45	6,71	6,94
	$\geq 3,0$	4,21	4,64	5,22	5,73	6,03	6,31	6,66	6,93	7,16
224	1,0	4,64	5,12	5,78	6,36	6,71	7,01	7,45	7,75	8,00
	1,5	5,12	5,65	6,38	7,03	7,45	7,80	8,23	8,56	8,84
	$\geq 3,0$	5,29	5,83	6,58	7,25	7,69	8,04	8,49	8,83	9,12
250	1,0	5,64	6,23	7,04	7,73	8,21	8,58	9,04	9,38	9,63
	1,5	6,23	6,88	7,82	8,61	9,07	9,48	9,99	10,36	10,63
	$\geq 3,0$	6,43	7,10	8,07	8,88	9,36	9,78	10,30	10,69	10,97
280	1,0	6,76	7,53	8,49	9,32	9,81	10,22	10,72	11,00	11,22
	1,5	7,52	8,30	9,37	10,30	10,83	11,29	11,84	12,21	12,39
	$\geq 3,0$	7,76	8,57	9,67	10,62	11,17	11,65	12,22	12,60	12,79
315	1,0	8,09	8,92	10,05	11,0	11,53	11,97	12,46	12,72	13,00
	1,5	8,93	9,86	11,10	12,15	12,73	13,22	13,76	14,05	14,34
	$\geq 3,0$	9,21	10,17	11,45	12,53	13,14	13,64	14,20	14,49	14,83
355	1,0	9,5	10,46	11,73	12,76	13,31	13,73	14,12	14,49	14,87
	1,5	10,49	11,56	12,95	14,09	14,70	15,17	15,59	15,97	16,35
	$\geq 3,0$	10,82	11,92	13,36	14,54	15,16	15,64	16,09	16,47	16,85
400	1,0	11,02	12,1	13,48	14,53	15,04	15,37	15,73	16,00	16,38
	1,5	12,17	13,37	14,89	16,05	16,61	16,98	17,35	17,62	18,00
	$\geq 3,0$	12,56	13,79	15,36	16,56	17,13	17,52	17,90	18,27	18,65
450 и более	1,0	12,63	13,80	15,23	16,21	16,59	16,74	17,01	17,28	17,65
	1,5	13,95	15,24	16,82	17,91	18,33	18,49	18,76	19,03	19,40
	$\geq 3,0$	14,39	15,72	17,35	18,47	18,91	19,07	19,34	19,61	19,98
U , м/с		15	20	25	30	35	40	45	50	55

Окончание приложения Б

Таблица Б.5 – Приведенная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним узким клиновым ремнем

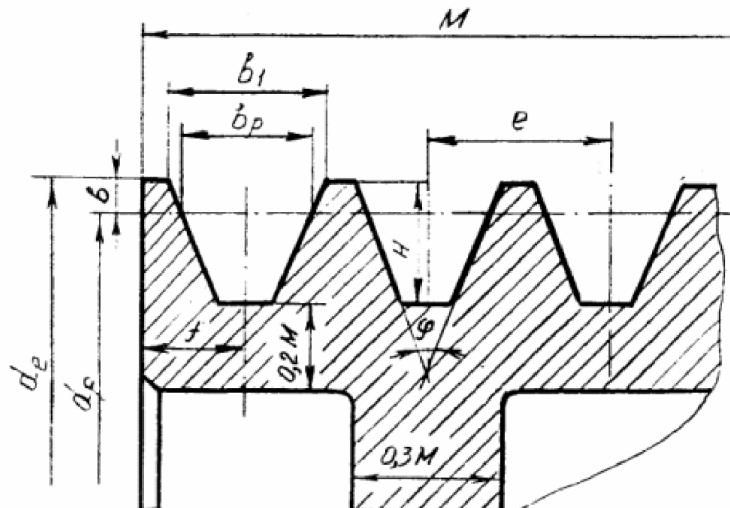
Сечение ремня	Типовая длина L_0 , мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с					
			3	5	10	15	20	25
УО	1600	63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	–
		71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65
		80	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66
		90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50
		100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	4,55
		112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,35
УА	2500	125	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42
		90	1,08	1,56	3,57	–	–	–
		100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	–
		112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84
		125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,00	7,12
		140	1,72	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25
УБ	3550	160	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51
		140	1,96	2,95	5,00	6,37	–	–
		160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49
		180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	–
		200	2,64	4,12	7,30	10,0	11,9	11,4
		224	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	13,1

Приложение В

(справочное)

Шкивы для приводных клиновых ремней

Размеры профиля канавок, мм



Сечение ремня	Н	b	e	f	$\phi = 34^\circ$		$\phi = 36^\circ$		$\phi = 38^\circ$		$\phi = 40^\circ$	
					d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1
О	10	2,5	12	8	63 - 71	10	80 - 100	10,1	112 - 160	10,2	≥ 180	10,3
А	12,5	3,3	15	10	90 - 112	13,1	125 - 160	13,3	180 - 400	13,4	≥ 450	13,5
Б	16	4,2	19	12,5	125 - 160	17	180 - 224	17,2	250 - 500	17,4	≥ 560	17,6
В	21	5,7	25,5	17	200	22,7	224 - 315	22,9	355 - 630	23,1	≥ 710	23,3
УО	12,5	2,5	12	8	63 - 80	10	-	-	>80	10,2	-	-
УА	16	3	15	10	90 - 112	12,8	-	-	>112	13,1	-	-
УБ	21	4	19	12,5	140 - 180	16,4	-	-	>180	16,7	-	-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для вузов / К.П. Жуков, А.К. Кузнецова, С.И. Масленникова и др.; Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высш. шк., 1978. – 247с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. школа, 1991. – 383с.
3. ГОСТ 1284.3-80. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Введ. 01.01.91. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1991.
4. Гузенков П.Г. Краткий справочник к расчетам деталей машин. – 5-е изд. – М.: Высш. шк., 1968. – 312с.
5. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. школа, 1991. – 432с.