

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**  
**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ**  
**«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**  
**КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ**

**Методические указания**  
по теме «Расчет и конструирование  
плоскоременных передач»  
*для студентов*  
*машиностроительных специальностей*

Брест 2021

УДК 621.852(075.8)

В методических указаниях рассмотрены основы расчета и конструирования плоскоремненных передач, приведены примеры их проектирования, даны необходимые справочные данные.

Методические указания предназначены для студентов машиностроительных специальностей и может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании.

Составитель: Баханович А. Г., д. т. н, профессор, ректор УО «БрГТУ»

Рецензенты: Полуляшин Р. А., зам. главного инженера – главный конструктор  
ОАО «Брестский электромеханический завод»

## Введение

Ременные передачи имеют многовековую историю развития. Ввиду своих функциональных и экономических преимуществ они получили широкое применение среди механических передач мощности.

Сегодня ременные передачи используются практически во всех областях машиностроения, успешно конкурируя с цепными и зубчатыми передачами, а по ряду показателей значительно превосходят их (металлоемкость, малошумность, передача мощности на большие расстояния с большими скоростями, демпфирование нагрузки, предохранительная функция от перегрузки передачи ввиду наличия упругого скольжения и др.). Наряду с этим, ременные передачи отличаются простотой конструкции и отсутствием смазочной системы, что предопределяет их низкую стоимость.

К недостаткам ременных передач относятся: увеличенные габариты и усилия на валы и их опоры.

### Общие сведения о плоскоременных передачах

Плоскоременная передача представляет собой механизм для передачи вращения (мощности) посредством взаимодействия плоского ремня, находящегося под натяжением, с жесткими цилиндрическими звеньями – шкивами.

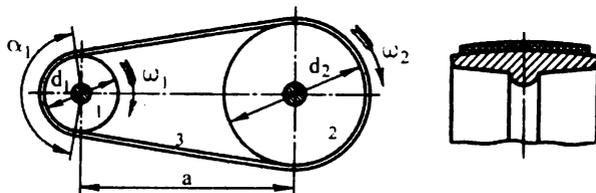
Передача окружного усилия (мощности) осуществляется за счет сил трения между рабочими поверхностями ремня и шкивов, создаваемых натяжением ремня, которое должно в несколько десятков раз превышать величину максимально допустимого окружного усилия. Это предопределяет низкую нагрузочную способность передачи, большие нагрузки на валы, однако позволяет эффективно демпфировать колебания. Характерной особенностью плоскоременных передач является наличие упругого скольжения в зацеплении, выражающееся в отставании ведомого шкива от ведущего по скорости вращения на 1...2 %.

Плоскоременные передачи (рис. 1, 2) находят применение в приводах со значительным расстоянием от двигателя до рабочего органа.

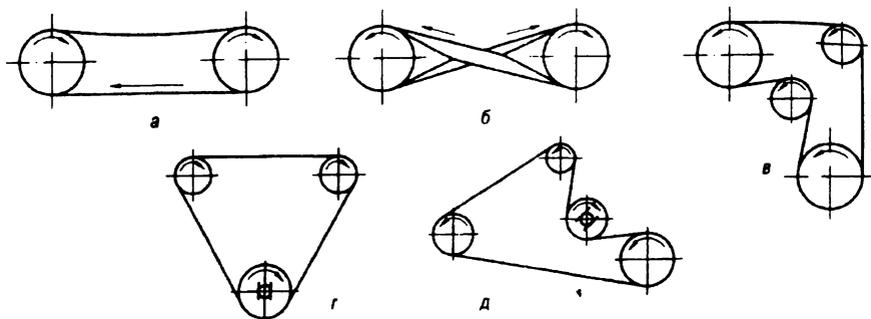
Достоинства: простота конструкции, плавность и бесшумность работы, невысокие требования к точности расположения деталей передачи, предохранение от перегрузки за счет возможности проскальзывания ремня по шкиву.

Недостатки: большие габариты, непостоянство передаточного отношения ввиду упругого скольжения, большая нагрузка на валы и опоры, низкая долговечность ремня.

Передаваемая мощность – до 50 кВт, передаточное отношение – до 6, к. п. д.  $\eta = 0,93 \dots 0,96$ , скорость ремня – до 100 м/с.



1, 2 – шкивы, 3 – ремень  
Рисунок 1 – Схема плоскоременной передачи

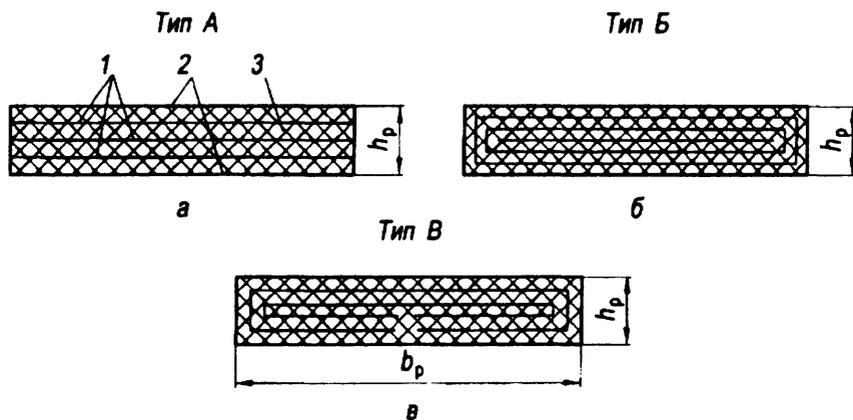


*а – открытая; б – перекрестная; в – с нажимным и направляющим роликом;  
г – трехшкивная; д – с нажимным роликом*

**Рисунок 2 – Разновидности плоскоремennых передач**

Выпускаемая в настоящее время номенклатура плоских ремней отличается большим разнообразием. Основные типы плоских ремней в зависимости от конструктивного исполнения соответствуют нескольким стандартам.

*Резинотканевые ремни* (рис. 3) выпускаются в соответствии с ГОСТ 23831-79. Они состоят из одного или нескольких слоев специальной ткани – бельтинга, связанных в одно целое резиной. Такие ремни поставляются рулонами, имеющими следующий стандартный ряд ширины: 10, 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 75, 80, 100, 125, 150, 200, 225, 250, 300, 400, 450, 600, 700, 800, 900, 1000, 1100 и 1200 мм (табл. 1).



*а) нарезной с обкладками; б) послойно завернутый с обкладками;  
в) спирально завернутый без обкладок;*

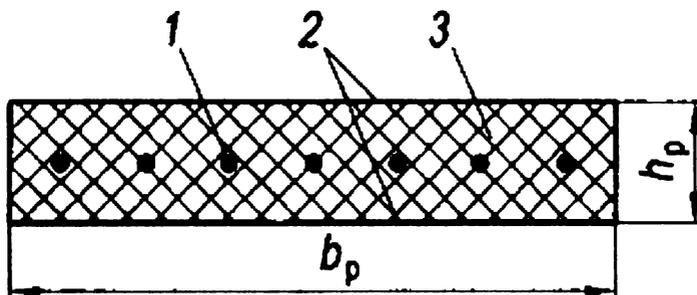
*1 – слой кордткани (бельтинга); 2 – обкладки; 3 – резина*

**Рисунок 3 – Конструкции резиноканевых ремней**

Таблица 1 – Основные параметры резинотканевых ремней

Число слоев $i$ , шт.	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2			
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок	
	$h_p$ , мм	$d_{lmin}$ , мм	$h_p$ , мм	$d_{lmin}$ , мм	$h_p$ , мм	$d_{lmin}$ , мм	$h_p$ , мм	$d_{lmin}$ , мм
2	3,0	90	2,5	80	–	–	–	–
3	4,5	140	3,75	112	3,6	112	3,0	90
4	6,0	180	5,0	140	4,8	140	4,0	112
5	7,5	224	6,25	180	6,0	180	5,0	140
6	9,0	280	7,5	224	7,2	200	6,0	180
$b_p$ , мм	20, 25, 30, 40, 50, 63, 71			80, 90, 100, 112		125, 160, 180, 200, ...		
$i$ , шт.	2...5			3...6		4...6		

Кордшуровые прорезиненные ремни (рис. 4) изготавливаются в соответствии с ТУ 38105514-77. Несущий слой представляет собой лавсановый кордшур диаметром 0,9...1,1 мм, навитый по винтовой линии. Для увеличения сил трения на рабочие поверхности ремня может наноситься тонкая полиамидная пленка (табл. 2).

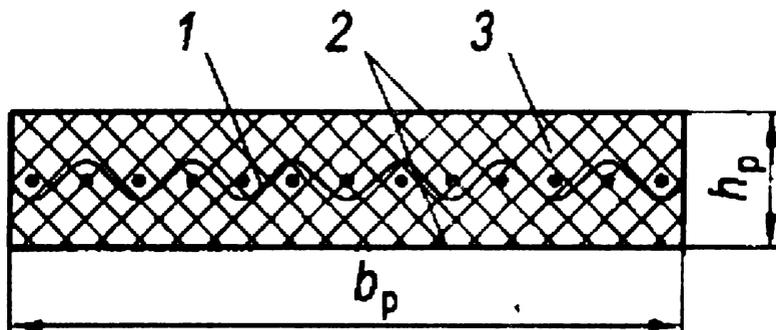


1 – кордшур; 2 – обкладка; 3 – резина  
Рисунок 4 – Конструкция кордшурового ремня

Таблица 2 – Основные параметры кордшуровых ремней

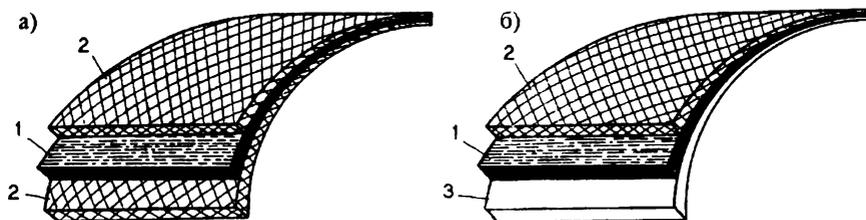
Ширина ремня $b_p$ , мм	Предельное отклонение ширины		Толщина ремня $h_p$ , мм	Предельное отклонение ширины, мм	Внутренняя длина ремня $l_p$ , мм
	%	мм			
30	±1	±0,3	2,2	±0,5	500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1100, 1150, 1200, 1250, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000
40	±1	±0,4	2,2	±0,5	
50	±1	±0,5	2,2	±0,5	
60	±1	±0,6	2,8	±0,5	

Капроновые ремни с полиамидным покрытием (рис. 5) изготавливаются в соответствии с ГОСТ 1769-84 из капроновой ткани с полиамидной пропиткой. Наружная поверхность ремней покрыта пленкой на основе полиамида с нитрильным каучуком, что обеспечивает повышенное сцепление ремня со шкивами (табл. 3).



1 – капроновая ткань с полиамидной пропиткой;  
 2 – пленка на основе полиамида с нитрильным каучуком; 3 – резина  
**Рисунок 5 – Конструкция капронового ремня с полиамидным покрытием**

Кордленточные полиамидные ремни (рис. 6) выпускаются фирмой *Siegling* трех типов: *Extremultus – 85; 80 и 81* [1]. Такие ремни отличаются высокими допустимыми скоростями ремня – до 100 м/с и удельными передаваемыми мощностями – до 1...5 кВт/мм.



а) с двухсторонней передачей мощности; б) с односторонней передачей мощности;  
 1 – кордленточный тяговый слой; 2 – адгезионный слой; 3 – полиамидное защитное покрытие  
**Рисунок 6 – Конструкция кордленточных полиамидных ремней**

**Таблица 3 – Основные параметры капроновых ремней**

Ширина ремня $b_p$ , мм	Предельное отклонение ширины, мм	Толщина ремня $h_p$ , мм	Внутренняя длина ремня $l_p$ , мм
10	$\pm 0,25$	0,5	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350
15	$\pm 0,25$	0,5	
20	$\pm 0,25$	0,5	
25	$\pm 0,5$	0,5	
30	$\pm 0,5$	0,7	
40	$\pm 0,5$	0,7	
50	$\pm 0,5$	0,7	
60	$\pm 0,5$	0,7	
80	$\pm 0,5$	0,7	
100	$\pm 0,5$	0,7	

## Расчет плоскоремненной передачи

Геометрический расчет плоскоремненной передачи отражает взаимосвязь основных геометрических параметров: диаметров ведущего и ведомого шкивов  $d_1$  и  $d_2$ ; межосевого расстояния  $a_w$  и длины ремня  $L_p$  [2, 3, 4, 5].

Чаще при заданных  $d_1$ ,  $d_2$  и  $a_w$  необходимо найти требуемую  $L_p$ , откорректировать полученное значение до ближайшей стандартной величины и установить окончательное значение  $a_w$ . Возможна и обратная задача – при заданных  $d_1$ ,  $d_2$  и  $L_p$  найти значение  $a_w$ .

*Диаметр ведущего шкива, мм:*

а) для резинотканевых и капроновых с полиамидным покрытием ремней

$$d_{1\min} = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$$

б) для полиамидных кордленточных ремней

$$d_{1\min} = K_d \sqrt[3]{T_1}$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт;

$n_1$  – частота вращения ведущего шкива,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$T_1$  – крутящий момент на ведущем шкиве, Нм;

$K_d$  – диаметральный коэффициент:  $K_d = 28,8$  при  $n_1 \leq 2000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $K_d = 31,0$  при  $n_1 > 2000 \text{ мин}^{-1}$ .

*Расчетный диаметр ведущего шкива, мм,* выбирается из следующего стандартного ряда (ГОСТ 17383-73) исходя из условия  $d_1 \geq d_{1\min}$ : 40, 45, 50, 56, 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.

*Диаметр ведомого шкива, мм*

$$d_2' = d_1 \cdot u,$$

где  $u$  – передаточное отношение передачи.

*Действительный диаметр ведомого шкива, мм,* выбирается из стандартного ряда, приведенного выше, исходя из условия  $d_2 \leq d_2'$ .

*Действительное передаточное отношение передачи*

$$u_o = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)},$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент упругого скольжения:  $\varepsilon = 0,015 \dots 0,020$ .

Рекомендуемое межосевое расстояние, мм (табл. 4),  $a \geq a'$ .

Таблица 4 – Рекомендуемые межосевые расстояния  $a$  для плоскоремennых передач

$u$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$a$ , мм	$(1,5 \dots 2,0)d_1$	$2,4d_1$	$3,0d_1$	$3,8d_1$	$4,5d_1$	$5,0d_1$

Расчетная длина ремня, мм:

$$L'_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{0,25(d_2 - d_1)^2}{a}.$$

Действительная длина ремня, мм:

а) для ремней, поставляемых в рулонах, должна учитываться величина  $\Delta L_p$ , необходимая для соединения ремня:  $L_p = L'_p + \Delta L_p$ , ( $\Delta L_p \cong B_p$ ), где  $B_p$  – ширина ремня в мм;

б) для ремней, поставляемых мерной длиной ( $L_p \geq L_p'$ ) – см. табл. 2, 3.

Действительное межосевое расстояние передачи, мм:

$$a_0 = a + 0,5(L_p - L'_p).$$

Скорость ремня, м/с:

$$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4}.$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива, градус:

$$\alpha_1^0 = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{a}.$$

Число пробегов ремня,  $c^{-1}$ :

$$v = \frac{v_p}{L_p} \leq [v],$$

где  $[v]$  – допускаемое число пробегов ремня: а) для соединяемых ремней  $[v] = 5,0 c^{-1}$ ; б) для ремней мерной длины  $[v] = 40,0 c^{-1}$ .

Номинальное удельное окружное усилие  $q_0$ , Н/мм, см. табл.5 (для следующих условий:  $\alpha_1 = 180^\circ$ ;  $v = 10$  м/с; режим работы передачи – легкий, односменный; расположение передачи – горизонтальное).

Таблица 5 – Номинальное удельное окружное усилие  $q_0$ , передаваемое ремнем

Ремни прорезиненные из ткани БКНЛ-65 и бельтинга Б-820		
Число несущих слоев $i$ , шт.	$d_1$ , мм	$q_0$ , Н/мм
2	80	5,0...6,6
	100	5,2...6,8
	$\geq 125$	5,3...6,9
3	125	7,1...10,0
	160	7,3...10,3
	$\geq 200$	7,5...10,5
4	180	10,2...13,4
	224	10,5...13,8
	$\geq 280$	10,7...14,1
5	250	12,7...17,0
	315	13,0...17,4
	$\geq 400$	13,2...17,7
Ремни кордошнуровые прорезиненные		
–	100	2,5
	180	4,5
	220	6,5
Ремни капроновые с полиамидным покрытием		
–	100...200	1,0
Ремни кордленточные полиамидные		
–	100	2,0...6,5
	180	2,5...7,0
	220	3,0...9,0

Допускаемое удельное окружное усилие в реальных условиях эксплуатации, Н/мм:

$$[q] = \frac{q_0 \cdot C_o \cdot C_v \cdot C_a}{C_p}$$

где  $C_o$  – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту (табл. 6);

$C_v$  – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (табл. 7) ( $C_v = 1,04 - 0,0004v^2$ );

$C_a$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на ведущем шкиве (табл. 8) ( $C_a = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1)$ );

$C_p$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 9).

Таблица 6 – Значения коэффициента  $C_o$ , учитывающего вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту

$C_o$			Передача с автоматическим натяжением ремня
Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту			
$0^\circ \dots 60^\circ$	$60^\circ \dots 80^\circ$	$80^\circ \dots 90^\circ$	
1,0	0,9	0,8	1,0

Таблица 7 – Значения коэффициента  $C_v$ , учитывающего влияние центробежных сил

Скорость ремня $v$ , м/с	5	7	10	12	15	20	25	30
$C_v$	1,03	1,02	1,0	0,98	0,95	0,88	0,79	0,68

Таблица 8 – Значения коэффициента  $C_a$ , учитывающего влияние угла обхвата

$\alpha_1^\circ$	220	210	200	190	180	170	160	150	140
$C_a$	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89

Ширина ремня, мм:

$$B'_p = \frac{F_i}{[q]},$$

где  $F_i$  – окружное усилие, Н.

$$F_i = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$$

Полученную величину  $B'_p$  округляют до ближайшего большего стандартного значения  $B_p$  (см. табл. 1–3) с проверкой для резинотканевых ремней соответствия ширины и числа несущих слоев ремня.

Таблица 9 – Значения коэффициента  $C_p$ , учитывающего динамичность нагружения передачи и режим ее работы

Режим работы	$C_p$ при числе смен работы передачи								
	I			II			III		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Легкий	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Средний	1,0	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Тяжелый	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Очень тяжелый	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

#### Примечания

I – электродвигатели переменного тока общепромышленного применения, электродвигатели постоянного тока шунтовые, водяные и паровые турбины, ДВС с числом цилиндров от 8 и более;

II – электродвигатели постоянного тока компаундные, ДВС с числом цилиндров от 4 до 6 и  $n \geq 600 \text{ мин}^{-1}$ ;

III – электродвигатели переменного тока с повышенным пусковым моментом, электродвигатели постоянного тока серийные, ДВС с числом цилиндров до 4 и  $n < 600 \text{ мин}^{-1}$ .

Легкий режим работы ( $T_{\max} \approx 1,2T_{\text{ном}}$ ):

– станки с непрерывным процессом резания (токарные, сверлильные, шлифовальные), легкие вентиляторы, насосы и компрессоры (центробежные, ротационные), ленточные конвейеры, легкие грохоты, машины для очистки и погрузки зерна и т. д.

Средний режим работы ( $T_{\max} \approx 1,5T_{\text{ном}}$ ):

– станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные, полиграфические машины, поршневые насосы и компрессоры с 3 и более цилиндрами, вентиляторы и воздухоудки, цепные транспортеры, элеваторы, дисковые пилы для дерева, тяжелые грохоты, вращающиеся печи и т. д.

Тяжелый режим работы ( $T_{\max} \approx 2,0T_{\text{ном}}$ ):

– станки строгальные, долбежные и деревообрабатывающие, насосы и компрессоры с одним или двумя цилиндрами, вентиляторы и воздухоудки тяжелого типа, конвейеры винтовые и скребковые, прессы винтовые, машины для брикетирования кормов и т. д.

Очень тяжелый режим работы ( $T_{\max} \approx 3,0T_{\text{ном}}$ ):

– подъемники, экскаваторы, драги, ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы и т. д.

Толщина ремня, мм, см. табл. 1–3.

Сила, нагружающая валы передачи, Н:

$$F = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1^0}{2},$$

где  $F_0$  – сила предварительного натяжения ремня, Н:

$$F_0 = \frac{0,5F_t}{\varphi},$$

где  $\varphi$  – коэффициент тяги: а) для ремней прорезиненных  $\varphi = 0,5 \dots 0,6$ ;  
б) для ремней с полиамидным покрытием  $\varphi = 0,55 \dots 0,65$ .

*Для передач с периодическим контролем натяжения ремня*

$$F_{\max} \cong 1,3F.$$

### Конструирование шкивов плоскоременной передачи

Шкивы плоскоременных передач относятся к общемашиностроительным деталям, и выбор материала для них осуществляется традиционными способами [6].

При  $v \leq 30$  м/с шкивы изготавливают из чугуна СЧ15, СЧ20 (ГОСТ 1412-85).

При  $v \leq 40$  м/с шкивы изготавливают литыми из стали 25Л (ГОСТ 977-88).

При  $d \leq 200$  мм шкивы изготавливают из проката Ст.3 (ГОСТ 380-88).

Быстроходные шкивы изготавливаются из легких сплавов на основе алюминия.

В зависимости от объема выпуска шкивы изготавливают литыми, коваными, штампованными, цельными или сборными.

*Диаметр и длина ступицы, мм (рис. 7):*

$$D_{\text{ст}} = (1,55 \dots 1,65)d_{\text{вал}},$$

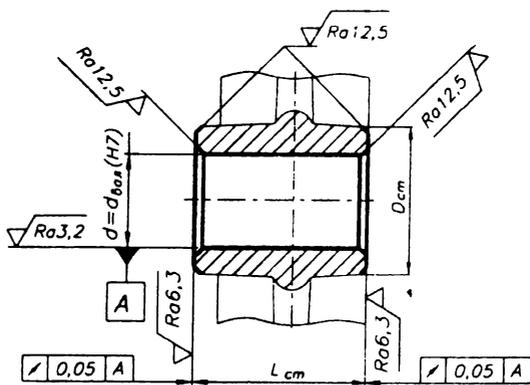
$$L_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{вал}},$$

где  $d_{\text{вал}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 T_{\text{вал}}}{0,2[\tau]}}$ , мм;

$T_{\text{вал}}$  – крутящий момент на валу:  $T_{\text{вал}} = 9550 \frac{P}{n_{\text{вал}}}$ , Н · м;

$[\tau]$  – допускаемое напряжение кручения:  $[\tau] = 20 \dots 30$  МПа.

Полученное значение  $d_{\text{вал}}$  округляют до большей целой величины, оканчивающейся на 0 или 5,0 мм.

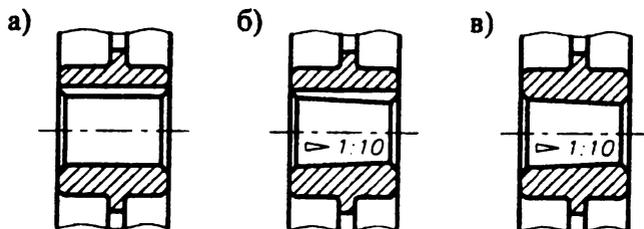


**Рисунок 7 – Размеры ступиц шкивов**

Окончательно длину ступицы принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединения.

Вычисленные размеры округляют в ближайшую сторону до значений из ряда стандартных чисел.

Тип посадочного отверстия – см. рис. 8. Посадка цилиндрического отверстия – Н7.



а) цилиндрическое со шпонкой; б) коническое со шпонкой; в) коническое

**Рисунок 8 – Посадочные отверстия шкивов**

**Шероховатость поверхностей:**

– отверстие в ступице –  $Ra = 1,6 \dots 3,2$ ;

– боковые поверхности ступицы – на класс ниже чистоты обработки отверстия –  $Ra = 6,3$ .

**Допуски формы и расположения поверхностей:**

– торцевое биение ступицы:

а) при  $\frac{L_{см}}{d_{вн}} \leq 1$  (табл.10);

б) при  $\frac{L_{см}}{d_{вн}} \geq 1$  ИТ увеличить на 40...50 %.

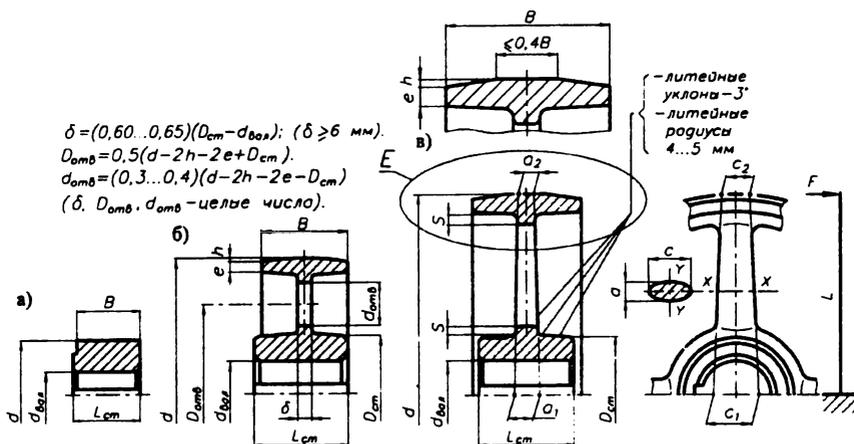
Таблица 10 – Допуск торцевого биения ступиц

Скорость ремня $v_p$ , м/с	до 5	до 8	до 12	до 18	до 25	свыше 25
Допуск торцевого биения, мм	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01

Конструкция шкива – см. табл. 11 и рис. 9.

Таблица 11 – Рекомендации для выбора конструкции шкива

Конструкция шкива при $d$ , мм		
до 90	90...200	свыше 200
монолитная	с диском	со спицами



а) монолитная, обод цилиндрический; б) с диском, обод вытуклый;  
 в) со спицами, обод цилиндрический с двойной конусностью  
 Рисунок 9 – Конструкции шкивов

Ширина обода, мм – см. табл. 12 (ГОСТ Р 50440-92) [7].

Таблица 12 – Стандартная ширина обода шкивов  $B$ , мм

Ширина		Ширина		Ширина	
ремня $B_p$	обода $B \pm \Delta B$	ремня $B_p$	обода $B \pm \Delta B$	ремня $B_p$	обода $B \pm \Delta B$
20	25±1,0	71	80±1,5	140	160±2,0
25	32±1,0	80	90±1,5	160	180±2,0
32	40±1,0	90	100±1,5	180	200±2,0
40	50±1,0	100	112±1,5	200	224±2,0
50	63±1,0	112	125±1,5	224	250±2,0
63	71±1,0	125	140±1,5	250	280±2,0

Толщина обода, мм: а) для литых шкивов  $e = 0,005d + 3$ ; б) для сварных шкивов:  $e = 0,004(B_p + 0,5d) + 4$ .

Исполнение рабочей поверхности обода – см. рис. 9. Выпуклость обычно предусматривается на ведомом шкиве. При  $v_p > 25$  м/с – выпуклость предусматривается на обоих шкивах.

Высота ребра, мм:  $S \approx e$ .

Допуски и посадки (табл.13) ГОСТ – 17383-73.

Шероховатость поверхностей шкивов:

- рабочие поверхности  $Ra = 1,0$ ;
- другие обрабатываемые поверхности  $Ra = 3,2 \dots 6,3$ ;
- другие необрабатываемые поверхности – без обработки.

Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов:

- допуск торцевого биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 8-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 14);
- допуск радиального биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 9-й степени точности ГОСТ 24643-81 (табл. 14);
- неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей: охватываемых –  $h14$ ; охватывающих –  $H14$ ; прочих –  $IT14/2$ .

Таблица 13 – Диаметры шкивов, их отклонения и стрела выпуклости, мм

Диаметр $d$	40	45, 50	56, 63	71, 80	90, 100, 112	125
Отклонение $\Delta d$	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	$\pm 1,0$	$\pm 1,2$	$\pm 1,6$
Стрела выпуклости $h$	0,3					0,4

Диаметр $d$	140	160, 180, 200	224, 250	280, 315, 355	
Отклонение $\Delta d$	$\pm 1,6$	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$	$\pm 3,2$	
Стрела выпуклости $h$	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Диаметр $d$	400, 450, 500	560, 630, 710	800, 900, 1000, ...
Отклонение $\Delta d$	$\pm 4,0$	$\pm 5,0$	$\pm 6,3$
Стрела выпуклости $h$ при $B \leq 125$ мм $140 \leq B \leq 160$ мм $180 \leq B \leq 200$ мм $224 \leq B$ мм	1,0		
	1,2	1,5	
		1,5	2,0
		2,0	2,5

Таблица 14 – Допуски радиального и торцевого биения поверхностей шкивов

Допуск биения, мм			
радиального		торцевого	
$d$ шкива	допуск	$d$ шкива	допуск
до 120	0,10	до 160	0,10
до 260	0,12	до 400	0,16
до 500	0,16	до 1000	0,25
до 800	0,20		



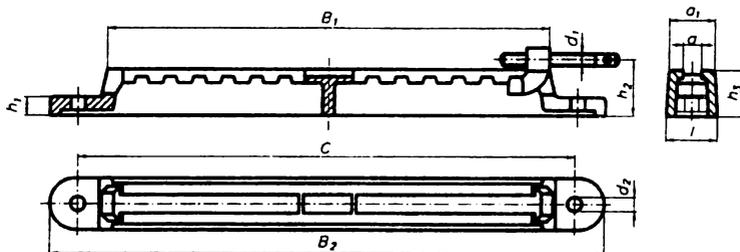


Рисунок 11 – Салазки для установки электродвигателя

Таблица 15 – Размеры салазок для установки электродвигателя

Тип	Размеры, мм											Масса комплекта, кг	Болты крепления двигателя
	a	a <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	C	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>3</sub>	l		
С-3	16	38	370	440	410	M12	12	15	44	36	42	3,8	M10x35
С-4	18	45	430	540	470	M12	14	18	55	45	50	5,3	M12x40
С-5	25	65	570	670	620	M16	18	22	67	55	72	12,5	M16x55
С-6	25	65	630	770	720	M16	18	26	74	60	75	17,5	M16x60
С-7	30	90	770	930	870	M20	24	30	88	70	105	31,0	M20x75

### Пример расчета плоскоременной передачи

Исходные данные:

Привод поршневого компрессора от трехфазного электродвигателя.

$$P_1 = P_{зд} = 3 \text{ кВт}; P_2 = 2,85 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{пкрп}} = 0,95;$$

$$n_1 = 3000 \text{ мин}^{-1}; n_2 = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

$$u = 3;$$

$$T_1 = 9,55 \text{ Нм}; T_2 = 27,2 \text{ Нм}.$$

Режим работы – двухсменный; тип нагрузки – постоянный; натяжной ролик отсутствует.

$$L = 5 \text{ лет}; k_{\text{год}} = 0,8; k_{\text{сут}} = 0,5.$$

Расчет:

#### Геометрический расчет передачи

Для дальнейших расчетов принимаем кордшнуровый прорезиненный ремень по ТУ 38105514-77 (см. табл. 2).

1. Минимальный расчетный диаметр ведущего шкива

$$d_{1\text{min}} = 1200 \cdot \sqrt{\frac{3}{3000}} = 120 \text{ мм}.$$

2. Расчетный диаметр ведущего шкива принимаем по ГОСТ 17383-77:  
 $d_1 = 125$  мм.

3. Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2' = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм.}$$

4. Действительный диаметр ведомого шкива принимаем по ГОСТ 17383-77:  
 $d_2 = 355$  мм.

5. Действительное передаточное отношение передачи

$$\varepsilon = 0,02;$$

$$u_o = \frac{355}{125(1-0,02)} = 2,9.$$

6. Рекомендуемое межосевое расстояние по табл. 4:  $a' = 3 \cdot 125 = 375$  мм.  
Окончательно принимаем  $a = 400$  мм.

7. Расчетная длина ремня

$$L_p' = 2 \cdot 400 + 0,5 \cdot 3,14159 \cdot (125 + 355) + \frac{0,25(355 - 125)^2}{400} = 1587,1 \text{ мм.}$$

8. Действительная длина ремня – по табл. 1.2,  $L_p = 1700$  мм.

9. Действительное межосевое расстояние передачи

$$a_o = 400 + 0,5(1700 - 1587,1) = 456,45 \text{ мм.}$$

10. Скорость ремня

$$v_p = \frac{3,14159 \cdot 125 \cdot 3000}{6 \cdot 10^4} = 19,63 \text{ м/с.}$$

11. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1^c = 180^\circ - \frac{57^\circ(355 - 125)}{456,45} = 151,28^\circ = 151^\circ 16' 42''.$$

## 12. Число пробегов ремня

$$v = \frac{19,63}{1700} = 0,01 \text{ c}^{-1} \leq [v] = 40 \text{ c}^{-1}.$$

13. Номинальное удельное окружное усилие принимаем по табл. 5:  
 $q_0 = 3,5 \text{ Н/мм}$ .

14. Допускаемое удельное окружное усилие в реальных условиях эксплуатации

$$C_o = 1,0 \text{ (см. табл. 6);}$$

$$C_v = 0,89 \text{ (см. табл. 7);}$$

$$C_\alpha = 0,93 \text{ (см. табл. 8);}$$

$$C_p = 1,1 \text{ (см. табл. 9).}$$

$$[q] = \frac{3,5 \cdot 1,0 \cdot 0,89 \cdot 0,93}{1,1} = 2,63 \text{ Н/мм}.$$

## 15. Ширина ремня

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9,55}{125} = 152,8 \text{ Н}.$$

$$B'_p = \frac{152,8}{2,63} = 58,1 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем по табл. 2:  $B_p = 60 \text{ мм}$ .

16. Толщина ремня по табл. 2  $H_p = 2,8 \text{ мм}$ .

17. Сила, нагружающая валы передачи:

$$\varphi = 0,55;$$

$$F_0 = \frac{0,5 \cdot 152,8}{0,55} = 138,9 \text{ Н};$$

$$F = 2 \cdot 138,9 \sin \frac{151,28}{2} = 269,1 \text{ Н};$$

$$F_{\max} \cong 1,3 \cdot 269,1 = 349,8 \text{ Н}.$$

## Конструирование шкивов плоскоременной передачи

### 1. Выбор материала шкивов.

Так как  $v < 30$  м/с, шкивы передачи изготавливаем из чугуна СЧ20 (ГОСТ 1412-85).

### 2. Ступицы шкивов.

Диаметр и длина ступицы

$$d_{\text{вал1}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 9,55}{0,2 \cdot 30}} = 14,7 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{\text{вал1}} = 15$  мм.

Если ведущий шкив расположен на валу электродвигателя, то в расчете принимается диаметр его вала.

$$d_{\text{вал2}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 27,2}{0,2 \cdot 20}} = 18,9 \text{ мм.}$$

Принимаем:  $d_{\text{вал2}} = 20$  мм.

$$D_{\text{ст1}} = 1,6 \cdot 15 = 24 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{ст2}} = 1,6 \cdot 20 = 32 \text{ мм;}$$

$$L_{\text{ст1}} = 1,4 \cdot 15 = 21 \text{ мм;}$$

$$L_{\text{ст2}} = 1,4 \cdot 20 = 28 \text{ мм.}$$

### 3. Тип посадочного отверстия.

Посадочные отверстия шкивов – цилиндрические со шпонкой (см. рис. 8).

Посадка цилиндрического отверстия – H7.

### 4. Шероховатость поверхностей:

– отверстие в ступице –  $Ra = 1,6 \dots 3,2$ ;

– боковые поверхности ступицы –  $Ra = 6,3$ .

5. Допуски формы и расположения поверхностей – торцевое биение ступицы 0,05 мм (см. табл. 10).

### 6. Конструкция шкивов.

Ведущий шкив – с диском; ведомый шкив – со спицами (см. табл.11, рис. 9).

7. Ширина обода  $B = 71 \pm 1,0$  мм (см. табл. 12) (ГОСТ 17383-73).

8. Толщина обода:  $e_1 = 0,005 \cdot 125 + 3 = 3,625$  мм;  $e_2 = 0,005 \cdot 355 + 3 = 4,775$  мм.

### 9. Исполнение рабочей поверхности обода.

Выпуклость предусматриваем на ведомом шкиве (см. рис. 9).

10. Высота ребра  $S_1 \approx 3,7$  мм;  $S_2 \approx 4,8$  мм.

11. Допуски и посадки (см. табл. 13) – ГОСТ 17383-73.

12. Шероховатость поверхностей шкивов:

- рабочие поверхности  $Ra = 1,0$ ;
- другие обрабатываемые поверхности  $Ra = 3,2 \dots 6,3$ ;
- другие необрабатываемые поверхности – без обработки.

13. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов:

- допуск торцевого биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 8-й степени точности ГОСТ 24643-81 (см. табл. 14);
- допуск радиального биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия не должен превышать 9-й степени точности ГОСТ 24643-81 (см. табл. 14);
- неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей: охватываемых –  $h14$ ; охватывающих –  $H14$ ; прочих –  $\pm IT14/2$ .

14. Маркировка ремня:

**Ремень 60x1700x2,8 ТУ 38105514-77:** 60 – ширина ремня в мм; 1700 – длина ремня в мм; 2,8 – толщина ремня в мм; ремень кордшнуровый прорезиненный.

## Литература

1. The catalogue of production of firm "Siegling" [Electronic resource] / Forbo Siegling GmbH, 2021. – Mode of access: <https://www.forbo.com/movement/english/products/flat-belts/polyamide-line/paw2p0> . – Date of access: 21.08.2021.
2. Киркач, Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. В. Н. Кудрявцева. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
4. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск: Выш. шк., 2000. – 584 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1998. – 447 с.
6. Баласанян, Р. А. Атлас деталей машин / Р. А. Баласанян. – Харків : Основа, 1996. – 256 с.
7. Ремни плоские приводные и соответствующие шкивы. Ширины: ГОСТ Р 50440-92 (ИСО 22-75). – Введ. 01.01.1994. – М. : Постановление Госстандарта России от 18.12.1992 г., № 1549. – 4 с.
8. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 309 с.: ил.

## Содержание

Введение .....	3
Общие сведения о плоскоременных передачах .....	3
Расчет плоскоременной передачи .....	7
Конструирование шкивов плоскоременной передачи .....	11
Пример оформления рабочего чертежа шкива .....	15
Примеры обозначения (маркировки) плоских ремней .....	15
Натяжные устройства плоскоременных передач .....	15
Пример расчета плоскоременной передачи .....	16
Литература .....	21

Учебное издание

*Составитель:*

*Баханович Александр Геннадьевич*

# **Методические указания**

**по теме «Расчет и конструирование  
плоскоременных передач»**

*для студентов*

*машиностроительных специальностей*

Ответственный за выпуск: Баханович А. Г.

Редактор: Митлошук М. А.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А. П.

Корректор: Дударук С.А.

---

Подписано в печать 11.10.2021 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага «Performer».  
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 1,4. Уч. изд. л. 1,5. Заказ № 1114. Тираж 20 экз.  
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный  
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 1/235 от 24.03.2014 г.