

5 Расчет ременных передач

В составе привода может присутствовать ременная передача. Обычно она стоит первой по кинематической цепи и соединяет вал двигателя с входным валом редуктора.

Приступая к расчету ременной передачи необходимо установить ее тип (клиноременная или плоскоременная), определить по кинематической схеме номера валов, на которых расположены ведущий и ведомый шкивы, выписать входные параметры расчета, каковыми являются:

N_1 – мощность передаваемая ведущим валом, кВт;

n_1 – частота вращения ведущего вала, об/мин;

T_1 – вращающий момент на ведущем валу, Н·м;

N_2 – мощность передаваемая ведомым валом, кВт;

n_2 – частота вращения ведомого вала, об/мин;

T_2 – вращающий момент на ведомом валу, Н·м;

u – передаточное число ременной передачи.

Перечисленные параметры выбирают из таблиц результатов кинематического расчета привода (см. пп. 1.2 и 1.3). Если входной вал передачи является валом двигателя (условно нулевым по схеме), то в качестве параметров N_1 , n_1 , T_1 следует принять значения $N_{дв}^{тр}$, $n_{дв}$ и $T_{дв}$, где

$$T_{дв} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \frac{N_{дв}^{тр}}{n_{дв}},$$

а в качестве N_2 , n_2 , T_2 следует принять соответствующие значения для вала под номером 1 из таблицы результатов.

Порядок расчета клиноременных и плоскоременных передач имеет определенные отличия, поэтому перед тем, как приступить к работе, следует еще раз определиться с выбором типа передачи.

5 Расчет ременной передачи

Исходные данные (в данном примере исходные данные не должны совпадать с параметрами ранее рассчитанного привода, поскольку в нем не было ременной передачи)

(Предположим) ведущий вал передачи является валом двигателя, т. е. 0-м по схеме привода, для этого вала

$$N_1 = 4,821 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 31,88 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ведомый вал передачи будет 1-м валом по схеме привода. Выписываем соответствующие параметры из таблицы результатов п. 1.3. для этого вала (к примеру):

$$N_2 = 4,580 \text{ кВт}; \quad n_2 = 522,8 \text{ об/мин}; \quad T_2 = 83,70 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$u = 2,764 \text{ — передаточное число ременной передачи.}$$

5.1 Расчет клиноременных передач

5.1.1 Определяют сечение клинового ремня по величине расчетного вращающего момента на ведущем шкиве

$$T_{1p} = c_p T_1,$$

где коэффициент c_p режима работы передачи выбирают из табл. 19.

Таблица 19

Коэффициент c_p режима работы ременной передачи

Режим работы *	Число смен работы передачи **		
	1	2	3
легкий	1,0	1,1	1,4
средний	1,0	1,2	1,5
тяжелый	1,2	1,3	1,6
очень тяжелый	1,3	1,5	1,7

* В качестве режима работы берут:

- легкий ($T_{\max} \approx 1,2 T_{\text{ном}}$) – для станков с непрерывным процессом резания (токарных, сверлильных, шлифовальных), легких вентиляторов, насосов и компрессоров (центробежных, ротационных), ленточных конвейеров, легких грохотов, машин для очистки и погрузки зерна и т. д.;
- средний ($T_{\max} \approx 1,5 T_{\text{ном}}$) – для станков фрезерных, зубофрезерных и револьверных, полиграфических машин, поршневых насосов и компрессоров с тремя и более цилиндрами, вентиляторов и воздуходувок, цепных транспортеров, элеваторов, дисковых пил для дерева, тяжелых грохотов, вращающихся печей и т. д.;
- тяжелый ($T_{\max} \approx 2,0 T_{\text{ном}}$) – для станков строгальных, долбежных, деревообрабатывающих, насосов и компрессоров с одним или двумя цилиндрами, вентиляторов и воздуходувок тяжелого типа, конвейеров винтовых и скребковых, прессов винтовых, машин для брикетирования кормов и т. д.;
- очень тяжелый ($T_{\max} \approx 3,0 T_{\text{ном}}$) – для подъемников, экскаваторов, драг, ножниц, молотов, мельниц, дробилок, лесопильных рам и т. д.

** Число смен можно примерно определить по коэффициенту $k_{\text{сут}}$ на бланке задания на курсовую работу.

5.1 Расчет клиноременной передачи

5.1.1 Определение сечения клинового ремня

Находим расчетный вращающий момент на ведущем шкиве:

$$T_{1p} = c_p T_1,$$

где коэффициент c_p режима работы по табл. 19 выбирают по числу смен и режиму работы:

- по заданию коэффициент $k_{сут} = 0,3$, следовательно работа производится в одну смену;*
- для скребковых конвейеров принимают тяжелый режим работы.*

В результате выбираем $c_p = 1,2$.

$$T_{1p} = 1,2 \cdot 31,88 = 38,26 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рекомендуемые типы сечений ремня и соответствующие им геометрические параметры, показанные на рис. 19, принимают по табл. 20.

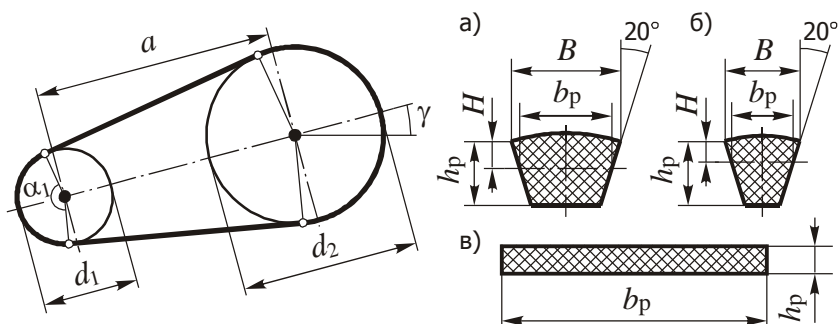


Рис. 19 Параметры ременной передачи и сечений ремней:
а, б – клиновых нормального и узкого; в – плоского

Таблица 20

Характеристики и размеры клиновых ремней

Сечение ремня	T_{1p} , Н·м	b_p , мм	B , мм	h_p , мм	H , мм	A_1 , мм ²	d_{1min} , мм	q , кг/м	L , мм
Ремни нормального сечения (ГОСТ 1284.1-89*; ГОСТ 1284.2-89*)									
Z(О)	< 30	8,5	10	6	2,5	47	63	0,06	400...2500
A(А)	15...60	11	13	8	3,3	81	90	0,10	560...4000
B(Б)	50...150	14	17	10,5	4,2	138	125	0,18	800...6300
C(В)	120...600	19	22	13,5	5,7	230	200	0,30	1800...10600
D(Г)	450...2400	27	32	19	8,1	476	355	0,60	3150...15000
E(Д)	1600...6000	32	38	23,5	9,6	692	500	0,90	4500...18000
EO(Е)	> 2500	42	50	30	12,5	1170	800	1,52	6300...18000
Ремни узкого сечения (ТУ 38-40534; ТУ 38-105161)									
УО	< 150	8,5	10	8	2	56	63	0,07	630...3550
УА	90...400	11	13	10	2,8	93	90	0,12	800...4500
УБ	300...2000	14	17	13	3,5	159	140	0,20	1250...8000
УВ	> 1500	19	22	18	4,8	278	224	0,36	2000...8000

По табл. 20 выбираем нормальное сечение ремня – $A(A)$, характеризующееся следующими параметрами:

$$b_p = 11 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; h_p = 8 \text{ мм}; H = 3,3 \text{ мм};$$

$$A_1 = 81 \text{ мм}^2; d_{1 \min} = 90 \text{ мм}; q = 0,10 \text{ кг/м};$$

$$L = 560 \dots 4000 \text{ мм}.$$

.....

... В ходе дальнейших расчетов выяснилось, что выбранное сечение $A(A)$ ремня оказалось довольно слабым. Для работы передачи понадобилось 6 ремней данного сечения, в то время, как допускаемое количество ремней сечения $A(A)$ – не более 4-х (табл. 25). По этой причине ниже приводится уже вторая попытка расчета с сечением большего номинала.

.....

По табл. 20 выбираем нормальное сечение ремня – $B(B)$, характеризующееся следующими параметрами:

$$b_p = 14 \text{ мм}; B = 17 \text{ мм}; h_p = 10,5 \text{ мм}; H = 4,2 \text{ мм};$$

$$A_1 = 138 \text{ мм}^2; d_{1 \min} = 125 \text{ мм}; q = 0,18 \text{ кг/м};$$

$$L = 800 \dots 6300 \text{ мм}.$$

5.1.2 Определяют основные размеры передачи.

Расчетный диаметр ведущего шкива d_1 принимают по ряду:

50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 112, 125, 140, 160, 180,
200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500 мм.

Рекомендуется брать ближайшее значение, большее $d_{1\min}$. Расчетный диаметр ведомого шкива d_2 вычисляют по формуле

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

где ξ – коэффициент упругого скольжения, принимаемый в пределах интервала 0,015...0,020. Значение d_2 округляют в ближайшую сторону по тому же ряду, что и d_1 .

Находят фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Значение u_ϕ не должно отличаться от u более, чем на 4%.

Слишком большое изменение передаточного числа ременной передачи потребует корректировки передаточного числа одной из еще не рассчитанных передач, так, чтобы общее передаточное число U привода по возможности не изменилось.

Находят минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h_p.$$

Рекомендуемое межосевое расстояние принимают по условию

$$a_p \geq k_a d_1,$$

где параметр k_a выбирают в зависимости от передаточного числа:

u	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	$\geq 6,0$
k_a	1,5	2,4	3,0	3,8	4,5	5,1

5.1.2 Основные размеры передачи

Принимаем расчетный диаметр ведущего шкива
 $d_1 = 125$ мм.

Расчетный диаметр ведомого шкива

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

где $\xi = 0,018$ – коэффициент упругого скольжения.

$$d_2 = 125(1 - 0,018) 2,764 = 339,3 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_2 = 355$ мм.

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}; \quad u_\phi = \frac{355}{125(1 - 0,018)} = 2,892.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,892 - 2,764}{2,764} \cdot 100 = 4,531\%,$$

что несколько больше допустимых 4%, поэтому принимаем нестандартное значение: $d_2 = 340$ мм.

$$u_\phi = \frac{340}{125(1 - 0,018)} = 2,770 \quad (\delta(u) = 0,2171\%).$$

Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h_p;$$

$$a_{\min} = 0,55(125 + 340) + 10,5 = 266,3 \text{ мм.}$$

Рекомендуемое межосевое расстояние

$$a_p \geq k_a d_1,$$

где параметр $k_a = 3,0$.

$$a_p \geq 3,0 \cdot 125 = 375 \text{ мм.}$$

Назначают предварительное межосевое расстояние:

$$a' = \max(a_{\min}; a_p).$$

Находят расчетную длину ремня по формуле

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

Окончательно в качестве длины ремня принимают ближайшее большее значение из табл. 21:

$$L_p \geq L'_p$$

Таблица 21

Стандартные длины ремней L_p и коэффициенты длины c_L

L_p , мм	400	425	450	475	500	530	560	600	630	670	710	750
Сечения	c_L											
Z(O), УО	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
A(A), УА	—	—	—	—	—	—	—	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83

L_p , мм	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320	1400	1500
Сечения	c_L											
Z(O), УО	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,98	1,00
A(A), УА	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,98
B(B), УБ	—	—	—	—	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,92

L_p , мм	1600	1700	1800	1900	2000	2120	2240	2360	2500	2650	2800
Сечения	c_L										
A(A), УА	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,09	—	—
B(B), УБ	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,03	1,04	1,05
C(B), УВ	—	—	0,85	0,87	0,88	0,89	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95

L_p , мм	3000	3150	3350	3550	3750	4000	4250	4500	4750	5000
Сечения	c_L									
B(B), УБ	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11	1,12	1,14	1,15	1,17	1,18
C(B), УВ	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
D(Г)	—	0,86	0,87	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,95	0,96
E(Д)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,92

Назначаем предварительное межосевое расстояние, равное большему из значений a_{\min} и a_p :

$$a' = 375 \text{ мм.}$$

Расчетная длина ремня

$$L'_p = 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a' ;$$

$$L'_p = 2 \cdot 375 + 0,5 \cdot 3,14 (125 + 340) + 0,25(340 - 125)^2 / 375 = 1511 \text{ мм.}$$

По табл. 21 принимаем $L_p = 1600$ мм и коэффициент длины $c_L = 0,93$.

Уточненное межосевое расстояние

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

Определяют угол обхвата ремнем меньшего шкива, град:

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

5.1.3 Проводят комплексный (кинематический, силовой и прочностной) расчет передачи.

Определяют скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Найденное значение не должно превышать предельное значение, составляющее:

- 25 м/с для ремней сечений Z(O), A(A), B(B), C(B);
- 30 м/с для сечений D(Г), E(Д), EO(E);
- 40 м/с для сечений УО, УА, УБ, УВ.

Находят число пробегов ремня λ и проводят проверку ремня на долговечность по условию

$$\lambda = \frac{v}{L_p} 10^3 \leq [\lambda],$$

где допускаемое число пробегов клиновых ремней $[\lambda] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$.

В случае недостаточной долговечности увеличивают длину ремня.

Окружную (полезную) силу, H , определяют по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3.$$

Находят расчетное число ремней передачи, шт.:

Уточненное межосевое расстояние

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

$$a = 375 + 0,5 (1600 - 1511) = 419,5 \text{ мм.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a};$$

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{340 - 125}{2 \cdot 419,5} = 150,3^\circ.$$

5.1.3 Комплексный расчет передачи

Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1445}{60 \cdot 10^3} = 9,453 \text{ м/с.}$$

Найденное значение не превышает предельное, равное 25 м/с для сечения В(Б).

Число пробегов ремня

$$\lambda = \frac{v}{L_p} 10^3; \quad \lambda = \frac{9,453}{1600} 10^3 = 5,908 \text{ с}^{-1}.$$

Поскольку допускаемое число пробегов клиновых ремней $[\lambda] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$, долговечность ремня обеспечена.

Находим окружную полезную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 31,88}{125} 10^3 = 510,1 \text{ Н.}$$

$$z_p = \frac{N_1 c_p}{N_0 c_L c_\alpha} \text{ (не округлять до целого значения),}$$

где коэффициенты c_p , c_L и c_α , принимают из табл. 19, 21, 22;
 N_0 – допустимая мощность, передаваемая одним ремнем
(табл. 23, 24).

Таблица 22

Значения коэффициента c_α , учитывающего влияние угла обхвата

Типы ремней	α_1 , град							
	110	120	130	140	150	160	170	180
Плоские	—	—	—	—	0,91	0,94	0,97	1,00
Клиновые	0,79	0,83	0,87	0,90	0,93	0,96	0,98	1,00

Таблица 23

Допускаемая мощность N_0 на один ремень нормального сечения

Сечение ремня	d_1 , мм	N_0 , кВт при скорости ремня v , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
Z(O)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	—	—
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	—
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	—
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
A(A)	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47	4,56

Находим расчетное число ремней:

$$z_p = \frac{N_1 c_p}{N_0 c_L c_\alpha},$$

где по табл. 22 коэффициент $c_\alpha = 0,93$ для угла обхвата $\alpha_1 = 150,3^\circ$; $N_0 \approx 2,26$ кВт – допустимая мощность, передаваемая одним ремнем (табл. 23).

$$z_p = \frac{4,821 \cdot 1,2}{2,26 \cdot 0,93 \cdot 0,93} = 2,959.$$

Найденное значение пока не округляем.

Продолжение табл. 23

Сечение ремня	d_1 , мм	N_0 , кВт при скорости ремня v , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
В(Б)	125	0,82	1,39	2,26	2,80	—	—	—
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,74	4,88	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
С(В)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	—	—
	224	2,08	3,15	5,25	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8	14,1
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0	15,4
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6
D(Г)	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
	630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,2	32,5	33,9
	710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,6
	800	6,82	10,7	19,4	26,8	32,6	37,0	39,0
Е(Д)	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	—
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	43,2	43,4
	800	9,00	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,5
	900	9,30	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8

Таблица 24

Допускаемая мощность N_0 на один ремень узкого сечения

Сечение ремня	d_1 , мм	N_0 , кВт при скорости ремня v , м/с											
		5	6	7	8	10	12	15	20	25	30	35	40
УО	63	0,81	0,96	1,12	1,28	1,58	1,87	2,28	2,88	3,32	3,60	3,68	3,48
	80	0,87	1,04	1,21	1,38	1,70	2,02	2,45	3,08	3,57	3,87	3,94	3,74
	100	0,98	1,17	1,36	1,49	1,92	2,28	2,76	3,50	4,03	4,38	4,44	4,23
	125	1,01	1,21	1,41	1,60	1,98	2,35	2,86	3,60	4,16	4,52	4,59	4,40
	≥ 140	1,07	1,27	1,49	1,70	2,10	2,49	3,02	3,82	4,40	4,79	4,85	4,62
УА	71	1,20	1,43	1,67	1,90	2,35	2,78	3,39	4,28	4,94	5,36	5,45	5,17
	90	1,30	1,56	1,81	2,06	2,55	3,02	3,67	4,64	5,35	5,81	5,90	5,61
	112	1,40	1,67	1,94	2,22	2,74	3,24	3,94	4,98	5,75	6,24	6,34	6,07
	140	1,50	1,79	2,09	2,38	2,94	3,48	4,24	5,35	6,16	6,70	6,80	6,52
	≥ 180	1,61	1,92	2,24	2,54	3,14	3,72	4,52	5,70	6,62	7,15	7,26	6,69
УБ	112	1,99	2,38	2,77	3,16	3,90	4,62	5,62	7,10	8,20	8,90	9,04	8,60
	140	2,24	2,68	3,12	3,56	4,40	5,21	6,34	8,00	9,24	10,0	10,2	9,76
	180	2,60	3,11	3,62	4,14	5,10	6,04	7,34	9,27	10,7	11,6	11,8	11,2
	≥ 224	2,76	3,30	3,82	4,36	5,40	6,40	7,66	9,80	11,3	12,3	12,5	12,0

Находят окончательное число ремней передачи:

$$z = \frac{z_p}{c_z} \text{ (округлить до целого большего),}$$

где c_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями:

z	2	3	4	5	≥ 6
c_z	0,80...0,85	0,77...0,82	0,76...0,80	0,75...0,79	0,75

Найденное количество z ремней должно лежать внутри диапазона допустимых значений (табл. 25). Если z не входит в указанный диапазон, следует выбрать ремень другого сечения.

Допустимое число ремней

Сечение ремня	Z(O)	A(A)	B(B)	C(B)	D(Г)	E(Д)	EO(E)	УО	УА	УБ	УВ
z	2...4	2...4	2...5	2...5	2...6	2...6	2...6	2...6	2...7	2...7	2...8

Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r \approx 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2),$$

где $F_0 = 0,5F_t / \varphi$ – суммарная сила предварительного натяжения ремней;

$\varphi = 0,45...0,55$ – коэффициент тяги для клиновых ремней.

5.1.4 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Сечение ремня	z	d ₁ , мм	d ₂ , мм	u _ф	L _p , мм	a, мм	α ₁ , град	v, м/с	F _t , Н	F _r , Н

Выписывают обозначение ремня по образцу:

- *Ремень C(B)–2500 IV ГОСТ 1284.1-89* – ремень нормального сечения C(B) с расчетной длиной $L_p = 2500$ мм, IV класса (класс ремня определяется технологией изготовления и применяемыми материалами), эксплуатируемый в районах с умеренным климатом;

- *Ремень УА–2500 IV ТУ 38-40534* – ремень узкого сечения УА с расчетной длиной $L_p = 2500$ мм, IV класса, эксплуатируемый в районах с умеренным климатом.

5.1.5 Конструкция шкивов клиноременных передач

Шкивы ременных передач при окружных скоростях менее 30 м/с отливают из чугуна. В зависимости от диаметра они могут

Окончательное число ремней передачи

$$z = \frac{z_p}{c_z}; \quad z = \frac{2,959}{0,80} = 3,699.$$

где коэффициент неравномерности распределения нагрузки между ремнями $c_z = 0,80$. Округлив до большего целого, получим $z = 4$. Данное значение попадает в допустимый диапазон $2 \leq z \leq 5$ (табл. 25).

Поперечная (радиальная) сила давления на валы

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2),$$

где суммарная сила предварительного натяжения ремней $F_0 = 0,5 F_t / \varphi$; значение коэффициента тяги клинового ремня выбирают из диапазона $\varphi = 0,45 \dots 0,55$.

Принимаем $\varphi = 0,50$.

$$F_0 = 0,5 \cdot 510,1 / 0,50 = 510,1 \text{ Н};$$

$$F_r = 2 \cdot 510,1 \cdot \sin(150,3^\circ/2) = 986,1 \text{ Н}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

Сечение ремня	z	d_1 , мм	d_2 , мм	u_f	L_p , мм	a , мм	α_1 , град	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н
В(Б)	4	125	340	2,770	1600	419,5	150,3	9,453	510,1	986,1

Записываем обозначение ремня:

Ремень В(Б)–1600 IV ГОСТ 1284.1–89

быть монолитной конструкции, иметь выраженный диск с отверстиями или без, иметь спицы вместо диска (рис. 20).

Ступица шкива может располагаться симметрично или несимметрично по отношению к ободу. Несимметричное расположение применяют с целью более компактной посадки шкива, обеспечения необходимых зазоров до выступающих деталей, а также, учитывая консольную посадку шкивов на валах, – для увеличения жесткости конструкции путем приближения шкива к одной из опор вала.

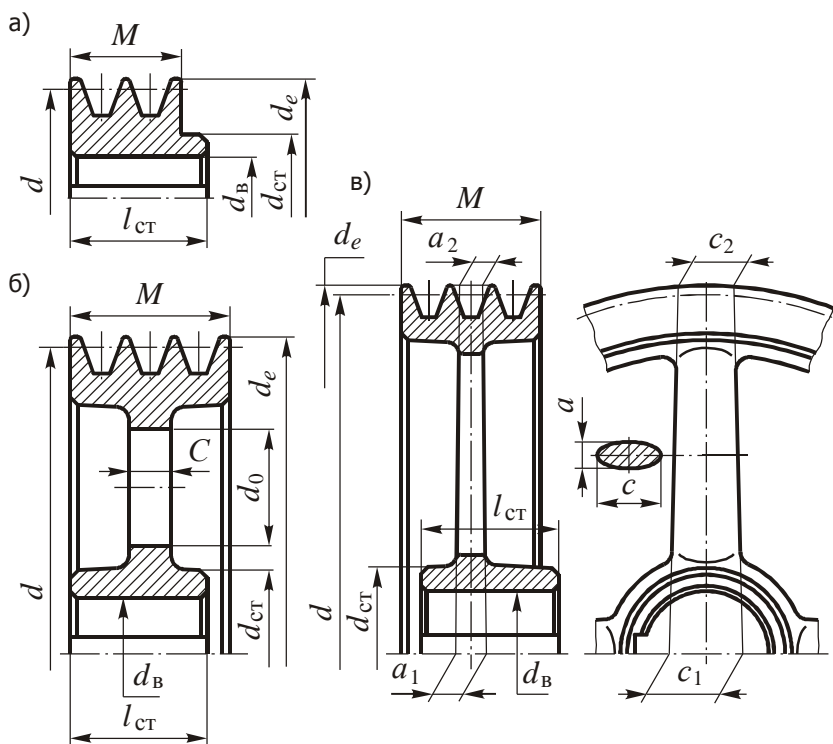


Рис. 20. Конструкция шкивов: а – монолитного;
б – с диском; в – со спицами

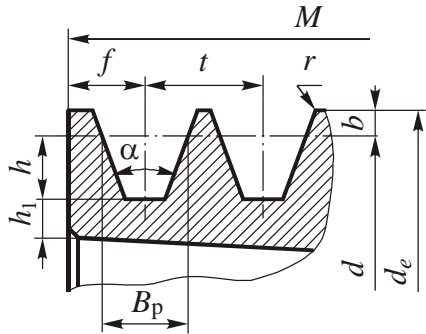
Главными параметрами шкива являются его расчетный диаметр d , число канавок z , равное числу ремней, и ширина обода M :

$$M = (z - 1)t + 2f,$$

где размеры t и f , а также другие размеры принимают по табл. 26 и последующим рекомендациям.

Таблица 26

Размеры профиля канавок для шкивов клиноременных передач



Сечение норм. ремня	Конструкция шкива при d , мм			Размеры, мм, для сечений							Сечение узкого ремня
				норм.		общие			узких		
	монолит- ная	с диском	со спи- цами	b_{\min}	h_{\min}	B_p	t	f	b_{\min}	h_{\min}	
Z(O)	63...90	80...160	≥ 180	2,5	7,0	8,5	12	8	2,5	10	УО
A(A)	90...100	112...200	≥ 224	3,3	8,7	11	15	10	3,3	13	УА
B(Б)	—	125...250	≥ 280	4,2	10,8	14	19	12,5	4,0	17	УБ
C(B)	—	200...355	≥ 400	5,7	14,3	19	25,5	17	5,3	19	УВ
D(Г)	—	315...400	≥ 450	8,1	19,9	27	37	24			

Сечение норм. ремня	d , мм, для угла канавки α , град				Другие размеры, мм			Сечение узкого ремня
	$\alpha=34^\circ$	$\alpha=36^\circ$	$\alpha=38^\circ$	$\alpha=40^\circ$	$\alpha \pm$	h_1	r	
Z(О)	50...71	80...100	112...160	> 180	$\alpha \pm 1^\circ$	6	0,5	УО
A(А)	75...112	125...160	180...400	> 450	$\alpha \pm 1^\circ$	6	1,0	УА
B(Б)	125...160	180...224	250...500	> 560	$\alpha \pm 1^\circ$	8	1,0	УБ
C(В)	—	200...315	355...630	> 710	$\alpha \pm 30'$	10	1,5	УВ
D(Г)	—	315...450	500...900	> 1000	$\alpha \pm 30'$	12	2,0	

Дальнейшие расчеты выполняют для каждого из шкивов с точностью до целых значений в миллиметрах.

Внешний (габаритный) диаметр шкива

$$d_e = d + 2b.$$

Для шкивов с дисками толщина диска

$$C = (1,2...1,3)h_1.$$

Для шкивов со спицами число спиц

$$n_{\text{сп}} = (1/6...1/7)\sqrt{d_e} \quad (n_{\text{сп}} \geq 3).$$

Характерные размеры сечения спиц

$$c_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,013 n_{\text{сп}} [\sigma_{\text{и}}]}}; \quad c_2 = 0,8c_1;$$

$$a_1 = (0,4...0,5)c_1; \quad a_2 = 0,8a_1.$$

где $[\sigma_{\text{и}}] = 30$ МПа (чугун); T – вращающий момент на валу шкива.

Для всех типов шкивов диаметр и длина ступицы:

$$d_{\text{ст}} = 1,65d_{\text{в}}; \quad l_{\text{ст}} = (1,2...1,5)d_{\text{в}},$$

где $d_{\text{в}}$ – диаметр посадочного участка вала под шкивом. Параметры $d_{\text{ст}}$ и $l_{\text{ст}}$ на данном этапе не определяют, поскольку диаметр $d_{\text{в}}$ станет известен после соответствующего расчета (см. раздел 7).

Также после расчета $d_{\text{в}}$ можно будет определить диаметр отверстий в диске (при их наличии):

$$d_0 = (0,3...0,4)(d - d_{\text{ст}} - 2h - 2h_1).$$

Число отверстий n_0 принимают конструктивно от 4 до 6.

Рассчитанные параметры шкивов заносят в табличную форму:

Шкив	z	d , мм	b , мм	h , мм	B_p , мм	t , мм	f , мм	α , град	h_1 , мм	r , мм	M , мм	d_e , мм
1												
2												

Шкив	C , мм	d_0 , мм	n_0	$n_{сп}$	c_1 , мм	c_2 , мм	a_1 , мм	a_2 , мм	d_B , мм	$d_{ст}$, мм	$l_{ст}$, мм
1											
2											

5.2 Расчет плоскоременных передач

Плоскоременные передачи по сравнению с клиноременными имеют более низкую нагрузочную способность, что существенно ограничивает область их применения. Преимущественно их используют как высокоскоростные передачи, работающие при окружных скоростях выше 30 м/с. При более низких скоростях предпочтение отдают передачам клиноремennого типа.

Широкое распространение в среднескоростных плоскоременных передачах получили резино-тканевые ремни, которые рекомендуют выбирать при выполнении учебных проектов.

5.2.1 Определяют основные размеры передачи (см. рис. 19).

Расчетный диаметр ведущего шкива находят по формуле

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{N_1 / n_1}.$$

d_1 округляют до ближайшего большего значения из ряда:

50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 112, 125, 140, 160, 180,
200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500 мм.

Расчетный диаметр ведомого шкива

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

где ξ – коэффициент упругого скольжения принимают в пределах интервала 0,015...0,020. Значение d_2 округляют в ближайшую сторону по тому же ряду, что и d_1 .

Находят фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Значение u_{ϕ} не должно отличаться от u более, чем на 4%.

Значительное изменение передаточного числа ременной передачи потребует корректировки передаточного числа одной из еще не рассчитанных передач, так, чтобы общее передаточное число U привода по возможности не изменилось.

Определяют межосевое расстояние передачи:

$$a = (2...3)(d_1 + d_2).$$

Вычисляют расчетную длину ремня по формуле

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a.$$

Определяют угол обхвата ремнем меньшего шкива, град:

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

5.2.2 Проводят комплексный (кинематический, силовой и прочностной) расчет передачи.

Определяют скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

5.2 Расчет плоскоременной передачи

5.2.1 Основные размеры передачи

Расчетный диаметр ведущего шкива

$$d_1 = 1200 \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}; \quad d_1 = 1200 \sqrt[3]{\frac{4,821}{1445}} = 179,3 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_1 = 180 \text{ мм.}$

Расчетный диаметр ведомого шкива

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

где $\xi = 0,018$ – коэффициент упругого скольжения.

$$d_2 = 180 (1 - 0,018) 2,764 = 488,6 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_2 = 500 \text{ мм.}$

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}; \quad u_\phi = \frac{500}{180(1-0,018)} = 2,829.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,829 - 2,764}{2,764} \cdot 100 = 2,352\%,$$

что меньше предельно допустимого значения 4%.

Межосевое расстояние передачи

$$a = 2,5(d_1 + d_2); \quad a = 2,5(180 + 500) = 1700 \text{ мм.}$$

Расчетная длина ремня

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a;$$

$$L_p = 2 \cdot 1700 + 0,5 \cdot 3,14 (180 + 500) + \\ + 0,25(500 - 180)^2/1700 = 4483 \text{ мм.}$$

По рис. 21 принимают тип сечения ремня (А, Б, В) с учетом ограничений, наложенных на величину скорости.

Основу слоев (прокладок), количество слоев $z_{\text{п}}$ и толщину $h_{\text{р}}$ ремня принимают по табл. 27.

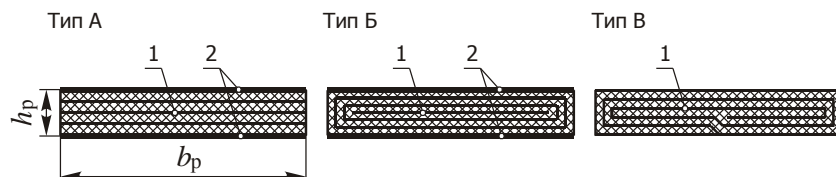


Рис. 21. Типы сечений плоских ремней: тип А – нарезной с обкладками, применяют при скоростях $v \leq 30$ м/с; тип Б – послойно завернутый с обкладками (без обкладок), применяют при $v \leq 20$ м/с; тип В – спирально завернутый без обкладок, применяют при $v \leq 15$ м/с; 1 – слои (прокладки); 2 – обкладки.

Таблица 27

Число слоев $z_{\text{п}}$, шт.	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2			
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок	
	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, мм	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, мм	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, мм	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, 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

Находят число пробегов ремня λ и проводят проверку ремня на долговечность по условию

$$\lambda = \frac{v}{L_{\text{р}}} 10^3 \leq [\lambda],$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a};$$

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{500 - 180}{2 \cdot 1700} = 169,2^\circ.$$

5.2.2 Комплексный расчет передачи

Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1445}{60 \cdot 10^3} = 13,61 \text{ м/с}.$$

При такой скорости подойдет ремень типа В - спирально завернутый без обкладок (рис. 21). Параметры ремня принимаем из табл. 27: бельтинг Б-820; число слоев $z_n = 4$; высота сечения $h_p = 5$ мм; минимальный диаметр шкива $d_{1\min} = 140$ мм.

Число пробегов ремня

$$\lambda = \frac{v}{L_p} 10^3; \quad \lambda = \frac{13,61}{4483} 10^3 = 3,036 \text{ с}^{-1}.$$

где допускаемое число пробегов соединяемых ремней $[\lambda] = 5 \text{ с}^{-1}$ (для ремней мерной длины, не требующих соединения концов, этот показатель выше: $[\lambda] = 30 \text{ с}^{-1}$).

В случае недостаточной долговечности увеличивают межосевое расстояние и длину ремня.

По табл. 28 выбирают номинальное удельное окружное усилие q_0 , Н/мм.

Таблица 28

**Номинальное удельное окружное усилие q_0 ,
передаваемое резинотканевыми ремнями**

Число слоев $z_{\text{п}}$, шт.	d_1 , мм	Для единичной силы предварительного натяжения слоя ремня f_0 , Н/мм *			
		2,00	2,25	2,50	3,00
2	80	5,0	5,4	5,8	6,6
	100	5,2	5,6	6,0	6,8
	≥ 125	5,3	5,7	6,1	6,9
3	125	7,1	7,3	8,8	10,0
	160	7,3	8,5	9,1	10,3
	≥ 200	7,5	8,7	9,3	10,5
4	180	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	10,5	11,4	12,3	13,8
	≥ 280	10,7	11,6	12,5	14,1
5	250	12,7	14,0	15,1	17,0
	315	13,0	14,4	15,5	17,4
	≥ 400	13,2	14,6	15,8	17,7

* В качестве параметра f_0 следует брать:

$f_0 = 2,00$ Н/мм – для передач с предварительным натяжением ремня за счет его упругости при относительно малом межосевом расстоянии и угле наклона линии центров шкивов $\gamma > 60^\circ$;

$f_0 = 2,25$ Н/мм – то же при большем межосевом расстоянии и угле наклона линии центров шкивов $\gamma \leq 60^\circ$;

$f_0 = 2,50$ Н/мм – при автоматическом регулировании постоянного предварительного натяжения ремня;

Допускаемое число пробегов соединяемых ремней $[L] = 5 \text{ с}^{-1}$. Таким образом, долговечность ремня обеспечена.

По табл. 28 выбираем номинальное удельное окружное усилие q_0 . Параметры выбора: $z_n = 4$; $d_1 = 180 \text{ мм}$; $f_0 = 2,25 \text{ Н/мм}$ – для передач с предварительным натяжением ремня за счет его упругости при достаточно большом межосевом расстоянии и угле наклона линии центров шкивов $\gamma \leq 60^\circ$.

В итоге принимаем $q_0 = 11,1 \text{ Н/мм}$.

$f_0 = 3,00$ Н/мм – то же при переменном предварительном натяжении ремня.

Находят допускаемое удельное окружное усилие

$$[q] = q_0 c_0 c_v c_\alpha / c_p,$$

- где c_0 – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту, принимают по табл. 29;
- c_v – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил на тяговую способность передачи, принимают по табл. 30 в зависимости от скорости ремня;
- c_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата, принимают по табл. 22 (см. выше);
- c_p – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (см. табл. 19 и примечания к ней).

Таблица 29

Значение коэффициента c_0

Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту, град			Передача с автоматическим натяжением ремня
0...60	60...80	80...90	
1,0	0,9	0,8	1,0

Таблица 30

Значение коэффициента c_v для плоских резино-тканевых ремней

v , м/с	1,0	5,0	10	15	20	25	30
c_v	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

Находим допускаемое удельное окружное усилие:

$$[q] = q_0 c_0 c_v c_\alpha / c_p,$$

где

$c_0 = 1,0$ – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту (табл. 29);

$c_v = 0,95$ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил на тяговую способность передачи (табл. 30);

$c_\alpha = 0,97$ – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата (см. табл. 22);

$c_p = 1,2$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (см. табл. 19 и примечания к ней). По заданию коэффициент $k_{сут} = 0,3$, следовательно работа производится в одну смену; для скребковых конвейеров принимают тяжелый режим работы. В результате выбираем $c_p = 1,2$.

$$[q] = 11,1 \cdot 1,0 \cdot 0,95 \cdot 0,97 / 1,2 = 8,525 \text{ Н/мм.}$$

Находим окружную полезную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 31,88}{180} 10^3 = 354,2 \text{ Н.}$$

Расчетная ширина ремня

$$b_p = \frac{F_t}{[q]}; \quad b_p = \frac{354,2}{8,525} = 41,55 \text{ мм.}$$

Определяют окружную (полезную) силу, Н, по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3.$$

Находят расчетную ширину ремня:

$$b_p = \frac{F_t}{[q]}.$$

Значение b_p округляют до ближайшего большего из табл. 31, проверяя при этом соответствие ширины и числа слоев z_{Π} ремня.

Таблица 31

Ширина b_p и число слоев z_{Π} резино-тканевых ремней

b_p , мм	25, 30, 40, 50, 63, 71	80, 90, 100, 112	125, 140, 160, 180, 200, ...
z_{Π} , шт.	2...5	3...6	4...6

Выписывают обозначение ремня по образцу:

Ремень М-200-3-БКНЛ-65-3,0-1,0-М ГОСТ 23831-79 (ремень морозостойкий шириной 200 мм с тремя несущими слоями из ткани БКНЛ-65 с наружными резиновыми обкладками толщиной 3,0 и 1,0 мм из резины класса М).

Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r \approx 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2),$$

где $F_0 = 0,5F_t / \varphi$ – сила предварительного натяжения ремня;
 $\varphi = 0,50...0,60$ – коэффициент тяги для резиноканевых ремней.

Для передач с периодическим контролем натяжения ремня расчетную силу давления на вал несколько увеличивают:

Найденное значение округляем до ближайшего большего из табл. 31: $b_p = 50$ мм.

Записываем обозначение ремня:

Ремень 50-4-Б-820 ГОСТ 23831-79

(ремень общего назначения шириной 50 мм с четырьмя прокладками из ткани Б-820 без наружных резиновых обкладок).

Поперечная (радиальная) сила давления на валы

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2),$$

где $F_0 = 0,5 F_t / \varphi$ – сила предварительного натяжения ремня; значение коэффициента тяги плоского резино-тканевого ремня выбирают из диапазона $\varphi = 0,50 \dots 0,60$.

Принимаем $\varphi = 0,55$.

$$F_0 = 0,5 \cdot 354,2 / 0,55 = 322,0 \text{ Н};$$

$$F_r = 2 \cdot 322,0 \cdot \sin(169,2^\circ/2) = 641,1 \text{ Н}.$$

При периодическом контроле натяжения ремня силу давления на вал несколько увеличивают:

$$F_{r \max} = 1,3 F_r; \quad F_{r \max} = 1,3 \cdot 641,1 = 833,4 \text{ Н}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

d_1 мм	d_2 мм	u_φ	a мм	L_p мм	α_1 град	h_p мм	b_p мм	v м/с	F_t Н	F_r Н
180	500	2,829	1700	4483	169,2	5	40	13,61	354,2	833,4

$$F_{r\max} = 1,3F_r.$$

5.2.3 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

d_1 , мм	d_2 , мм	u_ϕ	a , мм	L_p , мм	α_1 , град	h_p , мм	b_p , мм	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н

5.2.4 Конструкция шкивов плоскоремennых передач

Шкивы плоскоремennых передач при окружных скоростях менее 30 м/с отливают из чугунов СЧ15 или СЧ20, при более высоких скоростях шкивы выполняют из стали или легких алюминиевых сплавов с пределом прочности $\sigma_B \geq 160$ МПа.

Форма рабочей поверхности обода шкива также зависит от величины окружной скорости (рис. 22). При умеренных скоростях один из шкивов имеет цилиндрическую поверхность, а другой, большего диаметра, – выпуклую. При $v \geq 25$ м/с оба шкива выполняют выпуклыми. Выпуклая поверхность (как это не покажется странным) способствует устойчивому удержанию ремня в центральной области шкива и препятствует его сползанию.

Диаметр D шкива плоскоремennой передачи принимают равным его расчетному диаметру d . Ширина обода B зависит от ширины ремня b_p . Стандартные значения приведены в табл. 32. Толщина обода для литых шкивов

$$e = 0,02(D + 2B).$$

Для выпуклой рабочей поверхности стрелу выпуклости h принимают в зависимости от диаметра шкива:

D	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

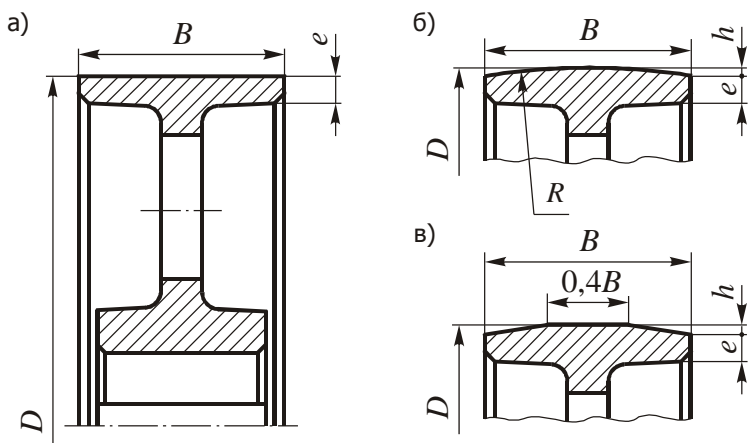


Рис. 22. Форма рабочих поверхностей шкивов: а – цилиндрическая, б – выпуклая сферическая, в – выпуклая с двойной конусностью

Таблица 32

Ширины 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	$25 \pm 1,0$	71	$80 \pm 1,5$	140	$160 \pm 2,0$
25	$32 \pm 1,0$	80	$90 \pm 1,5$	160	$180 \pm 2,0$
32	$40 \pm 1,0$	90	$100 \pm 1,5$	180	$200 \pm 2,0$
40	$50 \pm 1,0$	100	$112 \pm 1,5$	200	$224 \pm 2,0$
50	$63 \pm 1,0$	112	$125 \pm 1,5$	224	$250 \pm 2,0$
63	$71 \pm 1,0$	125	$140 \pm 1,5$	250	$280 \pm 2,0$

На рис. 23 приведены различные конструкции шкивов. При диаметрах $D < 90$ мм шкив выполняют монолитным (сплошным), при диаметрах $D = 80 \dots 200$ мм – с диском, а при $D > 180$ мм – со спицами.

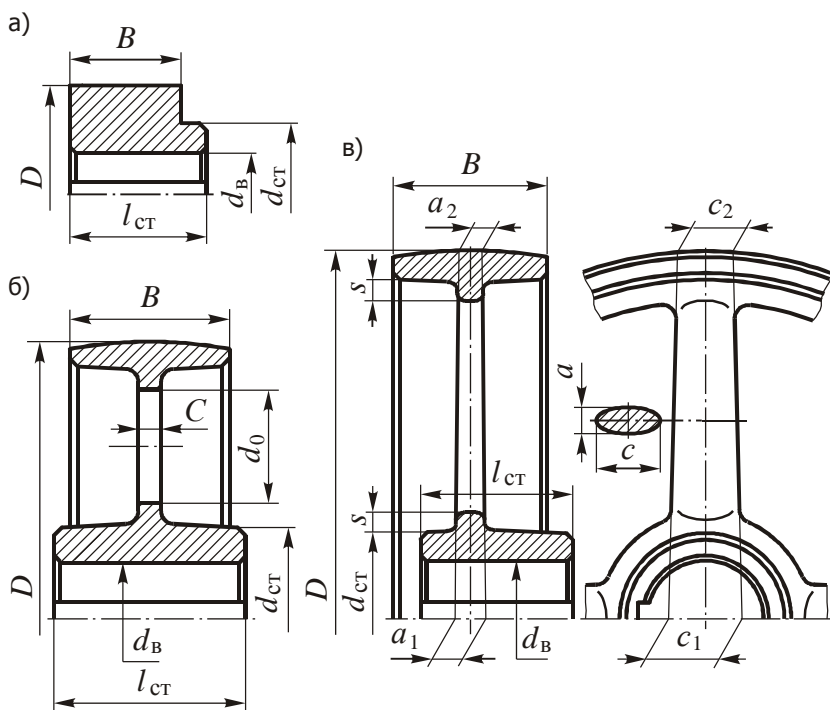


Рис. 23. Конструкция шкивов: а – монолитного;
б – с диском; в – со спицами

Ступица шкива может иметь отличную от ширины обода длину, зависящую от посадочного диаметра вала $d_{в}$ и прочности шпоночного соединения, она может располагаться симметрично или несимметрично по отношению к ободу. Несимметричные ступицы применяют для более компактной посадки шкива, для обеспечения необходимых зазоров до выступающих деталей, и для увеличения жесткости конструкции за счет приближения шкива к одной из опор вала при консольном расположении шкива на валу.

Толщина дисков у шкивов с дисками $C = (1,2...1,3)e$.

Высоту ребра шкива со спицами принимают равной толщине обода: $s = e$. Число спиц

$$n_{\text{сп}} = (1/6 \dots 1/7) \sqrt{D} \quad (n_{\text{сп}} \geq 3).$$

Характерные размеры сечения спиц

$$c_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,013 n_{\text{сп}} [\sigma_{\text{н}}]}}; \quad c_2 = 0,8 c_1;$$

$$a_1 = (0,4 \dots 0,5) c_1; \quad a_2 = 0,8 a_1.$$

где $[\sigma_{\text{н}}] = 30$ МПа (для чугуна); T – вращающий момент на валу шкива.

Диаметр и длина ступицы шкива:

$$d_{\text{ст}} = 1,65 d_{\text{в}}; \quad l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5) d_{\text{в}}.$$

Поскольку диаметр $d_{\text{в}}$ посадочного участка вала под шкивом будет найден позже, в процессе проектного расчета вала (см. раздел 7), параметры $d_{\text{ст}}$ и $l_{\text{ст}}$ на данном этапе не определяют. Также после расчета $d_{\text{в}}$ можно будет найти диаметр отверстий в диске (при их наличии):

$$d_0 = (0,3 \dots 0,4)(D - d_{\text{ст}} - 2e).$$

Число отверстий n_0 принимают конструктивно от 4 до 6.

Рассчитанные параметры шкивов заносят в табличную форму:

ШКИВ	D , мм	B , мм	e , мм	h , мм	s , мм	C , мм	$n_{\text{сп}}$	c_1 , мм	c_2 , мм	a_1 , мм	a_2 , мм	$d_{\text{в}}$, мм	$d_{\text{ст}}$, мм	$l_{\text{ст}}$, мм	d_0 , мм	n_0
1																
2																