

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

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

Брест 2021

УДК 621.852(075.8)

В методических указаниях рассмотрены основы расчета и конструирования клиноремных 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»

Рецензент: 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 клиноременных передачах

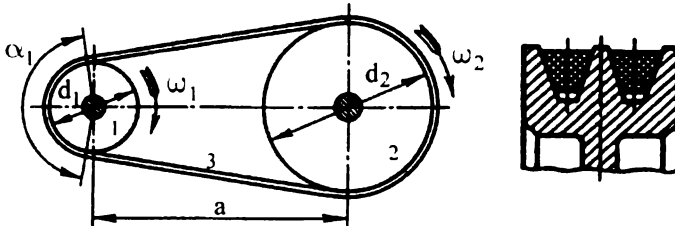
Клиноременная передача представляет собой механизм для передачи вращения (мощности) посредством взаимодействия клинового ремня, находящегося под натяжением, с жесткими цилиндрическими звеньями – шкивами.

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 клиноременных передач является наличие упругого скольжения в зацеплении, выражающееся в отставании ведомого шкива от ведущего по скорости вращения на 1...2 %.

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

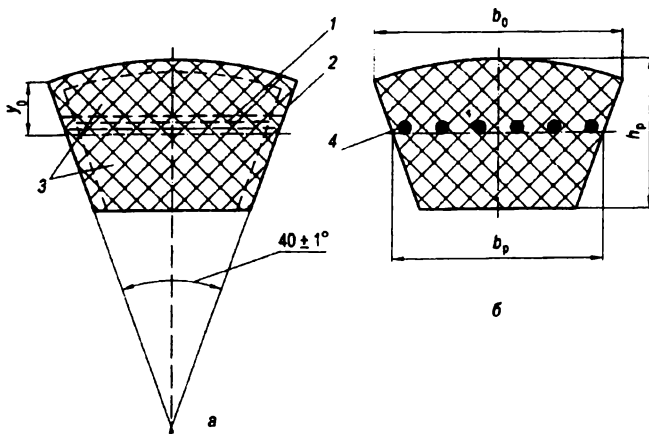
Достоинства: простота конструкции, плавность и бесшумность работы, невысокие требования к точности расположения деталей передачи, предохранение от перегрузки за счет возможности проскальзывания ремня по шкиву.

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



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

Передаваемая мощность – до 50 кВт, передаточное отношение – до 7 (для передач с натяжным роликом – до 10), к. п. д. $\eta = 0,94 \dots 0,97$, скорость ремня – 25...30 м/с (со стальным тросом – до 60 м/с). В соответствии с ГОСТ 1284.1-89, 1284.3-89 клиновые ремни общего назначения выпускают шести различных сечений: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е). Несущим элементом ремня может являться либо слой ткани (кордканевые), либо корд в виде полиамидного шнура или стального троса (кордшнуровые) (рис. 2).



а) кордканевый; б) кордшнуровой;
 1 – кордканя; 2 – обкладка; 3 – резина; 4 – кордшнур
Рисунок 2 – Клиновые ремни

Для сельхозмашин и автотракторной промышленности по ТУ 38105161-84 выпускают узкие ремни следующих сечений: УО (SPZ), УА (SPA), УБ (SPB), УВ (SPC). Они обладают более высокой тяговой способностью ввиду лучшего распределения нагрузки по ширине несущего слоя.

Основные параметры клиновых ремней приведены в табл.1.

Таблица 1 – Размеры и параметры поперечных сечений клиновых ремней

Сечение ремня	b_p , мм	Крутящий момент $T_{гр}$, Нм	b_o , мм	h_p , мм	Площадь сечения A , мм ²	Минимальный расчетный диаметр шкива d_{1min} , мм	Длина ремня L_p , мм
Клиновые по ГОСТ 1284.1-89 и 1284.3-89							
О(З)	8,5	< 63	10,0	6,0	47,0	63	400...2500
А(А)	11,0	11...70	13,0	8,0	81,0	90	560...4000
Б(В)	14,0	40...190	17,0	10,5	138,0	125	800...6300
В(С)	19,0	110...550	22,0	13,5	230,0	200	1800...10600
Г(Д)	27,0	450...2000	32,0	19,0	476,0	315	3150...15000
Д(Е)	32,0	1100...4500	38,0	23,5	692,0	500	4500...18000
Клиновые узкие по ТУ 38105161-84							
УО (SPZ)	8,5	< 150	10,0	8,0	56,0	63	630...3500
УА (SPA)	11,0	90...400	13,0	10,0	97,0	90	800...4500
УБ (SPB)	14,0	300...2000	17,0	13,0	159,0	140	1250...8000
УВ (SPC)	19,0	> 1500	22,0	18,0	278,0	224	2000...8000

Расчет клиноременной передачи

Расчет клиноременной передачи заключается в определении требуемого количества ремней, необходимых для передачи заданного уровня нагрузки. Выбор сечения ремня осуществляется либо по расчетной передаваемой мощности P_{1p} и частоте вращения ведущего шкива n_1 на основании диаграммы (рис. 3), либо по величине расчетного крутящего момента на ведущем шкиве T_{1p} (см. табл. 1) [1, 2, 3, 4].

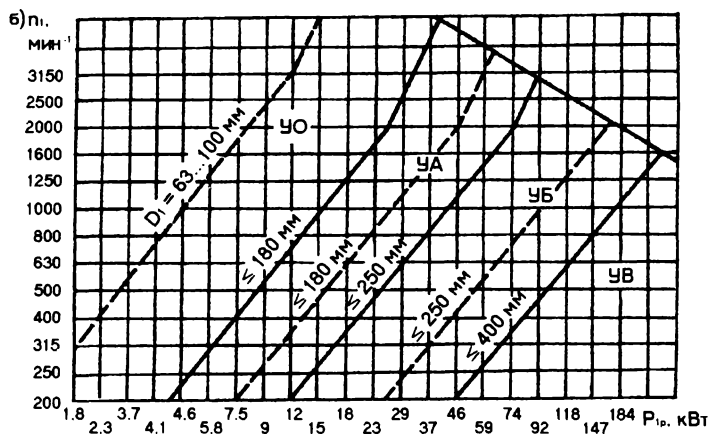
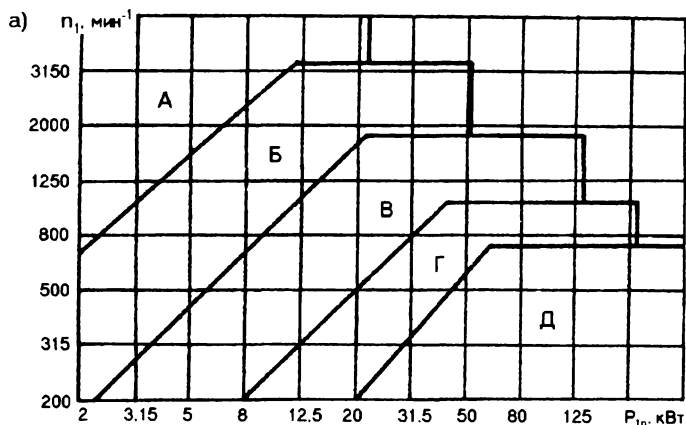


Рисунок 3 – Диаграммы для предварительного выбора сечения нормальных (а) и узких (б) клиновых ремней

Геометрический расчет клиноременной передачи отражает взаимосвязь основных геометрических параметров: диаметров ведущего и ведомого шкивов d_1 и d_2 ; межосевого расстояния a_n и длины ремня L_p .

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

Минимальный расчетный диаметр ведущего шкива d_{1min} , мм – см. табл. 1.

Действительный диаметр ведущего шкива d_1 , мм, выбирается из следующего ряда: 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, ... на один размер больше, чем d_{1min} (ГОСТ 20889-88).

Расчетный диаметр ведомого шкива, мм, $d_2' = d_1 \cdot u$.

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

Действительное передаточное отношение передачи

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

где ε – коэффициент упругого скольжения: $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Минимальное межосевое расстояние, мм:

$$a'_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + H_p, \quad (a' \geq a'_{min}).$$

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, $L_p \geq L'_p$ (см. табл.1), согласуется со стандартным рядом: 400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 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, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200, 11 800, 12 500, 13 200, 14 000, 15 000, 16 000, 17 000, 18 000.

Межосевое расстояние передачи, мм:

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

Скорость ремня, м/с:

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

Угол обхвата ремнем ведущего шкива, градус:

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

Число ремней передачи, шт.:

$$z = \frac{P_1 \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_\kappa}$$

где P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем, кВт (табл. 2);

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня (табл. 3);

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на ведущем шкиве (табл. 4) ($C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1)$);

C_κ – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче (табл. 5).

Полученное значение z округляют в большую сторону до целого числа.

Таблица 2 – Номинальная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, P_0 , кВт [5]

Сечение ремня	d_1 , мм	P_0 , кВт, при частоте вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹						
		200	400	800	1200	1600	2000	2400
I	2	3	4	5	6	7	8	9
O(Z)	63	0,10	0,18	0,32	0,44	0,55	0,63	0,75
	71	0,12	0,22	0,39	0,54	0,69	0,82	0,94
	80	0,15	0,26	0,47	0,66	0,84	1,00	1,15
	90	0,17	0,31	0,56	0,79	1,00	1,20	1,37
	100	0,20	0,36	0,65	0,92	1,16	1,39	1,59
	≥ 112	0,23	0,42	0,76	1,07	1,35	1,61	1,84
A(A) УО (3V)	90	0,24	0,41	0,72	0,99	1,23	1,43	1,61
	100	0,28	0,50	0,88	1,22	1,52	1,78	2,01
	112	0,34	0,60	1,07	1,49	1,86	2,18	2,46
	125	0,39	0,71	1,28	1,77	2,22	2,61	2,93
	140	0,46	0,84	1,51	2,10	2,62	3,07	3,44
	160	0,55	1,00	1,81	2,52	3,14	3,66	4,07
	≥ 180	0,63	1,16	2,10	2,93	3,63	4,20	4,62
B(B) УА	125	0,52	0,90	1,54	2,07	2,50	2,83	3,05
	140	0,64	1,12	1,95	2,64	3,21	3,66	3,96
	160	0,79	1,41	2,48	3,39	4,13	4,70	5,08
	180	0,94	1,70	3,01	4,11	5,01	5,67	6,07
	200	1,10	1,98	3,53	4,82	5,84	6,56	6,93
	224	1,28	2,32	4,13	5,63	6,77	7,55	7,80
	250	1,47	2,68	4,77	6,47	7,74	8,42	8,44
	≥ 280	1,69	3,09	5,49	7,42	8,69	9,20	–

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
В(С) УВ (5V)	200	1,48	2,58	4,35	5,66	6,50	6,79	-
	224	1,82	3,20	5,47	7,18	8,29	8,63	-
	250	2,18	3,87	6,66	8,78	10,03	10,20	-
	280	2,59	4,63	8,04	10,49	11,83	11,81	-
	315	3,06	5,50	9,55	12,33	13,60	12,99	-
	355	3,59	6,47	11,19	14,23	15,18	-	-
	400	4,18	7,60	12,94	16,08	-	-	-
≥ 450	4,83	8,77	14,76	17,75	-	-	-	
Г(Д) УВ (8V)	315	4,51	7,78	13,32	17,95	-	-	-
	355	5,69	9,88	15,86	18,45	-	-	-
	400	6,98	12,25	19,75	22,68	-	-	-
	450	8,45	14,82	23,81	26,58	-	-	-
	500	9,85	17,33	27,56	29,54	-	-	-
	560	11,51	20,27	31,62	-	-	-	-
	630	13,42	23,59	35,71	-	-	-	-
710	15,56	27,23	39,44	-	-	-	-	
≥ 800	17,93	31,12	42,32	-	-	-	-	
Д(Е)	500	11,61	19,85	29,50	-	-	-	-
	560	14,00	24,07	35,34	-	-	-	-
	630	16,74	28,83	41,21	-	-	-	-
	710	19,82	34,06	46,57	-	-	-	-
	800	23,21	39,64	-	-	-	-	-
	900	26,91	45,56	-	-	-	-	-
	≥ 1000	30,52	50,84	-	-	-	-	-
Е	800	25,61	41,51	-	-	-	-	-
	900	29,51	49,02	-	-	-	-	-
	1000	34,22	55,86	-	-	-	-	-
	1120	39,52	65,21	-	-	-	-	-
	1250	45,26	71,24	-	-	-	-	-
	≥ 1400	51,45	77,50	-	-	-	-	-

Таблица 3 – Значения коэффициента C_L , учитывающего длину ремня

$L_p, \text{мм}$	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400
О(З)	0,49	0,53	0,58	0,63	0,68	0,73	0,78	0,84	0,88	0,93	0,98	1,03
А(А)	-	-	-	0,71	0,74	0,77	0,80	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95
Б(В)	-	-	-	-	-	-	-	0,80	0,82	0,85	0,87	0,90
В(С)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Г(Д)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
О(З)	1,08	1,13	1,18	1,23	1,27	-	-	-	-	-	-	-
А(А)	0,98	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,20	1,23	-	-	-
Б(В)	0,93	0,95	0,98	1,00	1,02	1,05	1,07	1,10	1,13	1,15	1,17	-
В(С)	-	0,85	0,87	0,90	0,92	0,94	0,97	0,99	1,01	1,04	1,06	1,08
Г(Д)	-	-	-	-	-	-	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	1,01

Таблица 4 – Значения коэффициента C_α , учитывающего влияние угла обхвата

α_1°	220	210	200	190	180	170	160	150	140
C_α	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89

Таблица 5 – Значения коэффициента, учитывающего число ремней в передаче, C_k

Число ремней	2	3	4	5...6	свыше 6
C_k	0,80...0,85	0,77...0,82	0,76...0,80	0,75...0,79	0,75

Предварительно можно принять $C_k = 1,0$.

Сила, нагружающая валы передачи, Н:

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

где F_0 – сила предварительного натяжения ремня, Н:

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

где φ – коэффициент тяги: $\varphi = 0,45...0,55$.

Конструирование шкивов клиноременной передачи

Шкивы клиноременных 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.4):

$$D_{ст} = (1,55...1,65)d_{вал},$$

$$L_{ст} = (1,2...1,5)d_{вал},$$

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

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

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

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

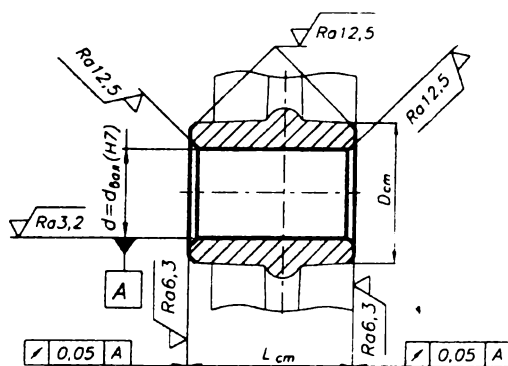
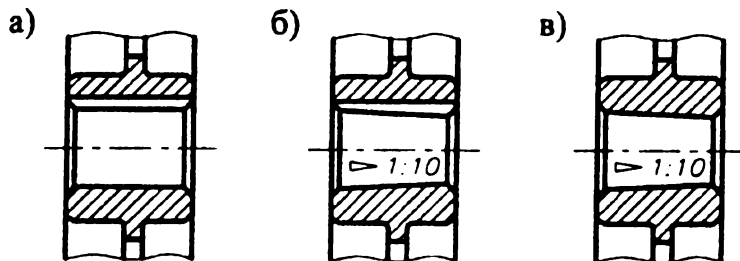


Рисунок 4 – Размеры ступиц шкивов

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. 5. Посадка цилиндрического отверстия – Н7.



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

Рисунок 5 – 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:

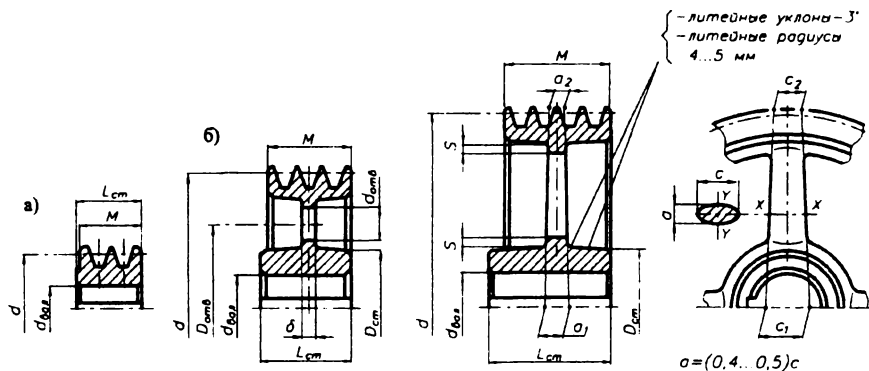
а) при $\frac{L_{cm}}{d_{вал}} \leq 1$ (табл. 6);

б) при $\frac{L_{cm}}{d_{вал}} \geq 1$ IT увеличить на 40...50 %.

Таблица 6 – Допуск торцевого бienia ступиц

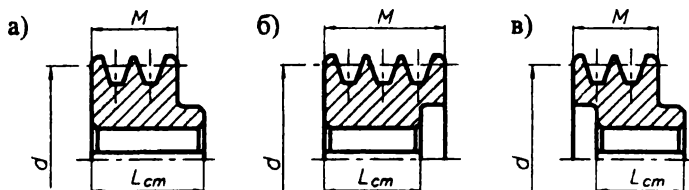
Скорость ремня v _р , м/с	до 5	до 8	до 12	до 18	до 25	свыше 25
Допуск торцевого бияния, мм	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01

Конструкция шкива – см. рис. 6–9 [7].



а) монолитная; б) с диском; в) со спицами

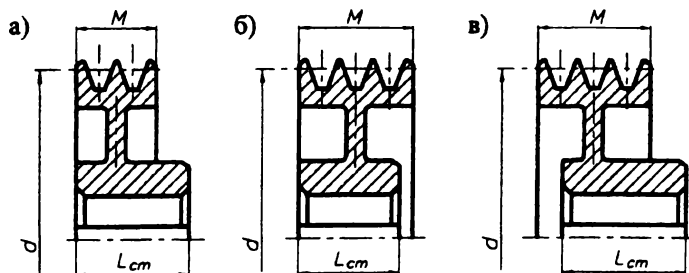
Рисунок 6 – Конструкции шкивов (ГОСТ 20889-88)



а) с одной стороной выступающей ступицей; б) с одной стороной выточкой;

в) с одной стороной выточкой и выступающей ступицей

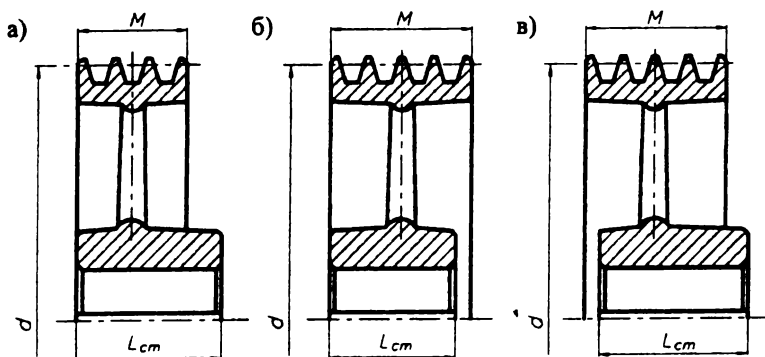
Рисунок 7 – Конструкции монолитных шкивов



а) выступающей с одного торца обода; б) укороченной с одного торца обода;

в) выступающей с одного и укороченной с другого торца обода

Рисунок 8 – Конструкции шкивов с диском и ступицей



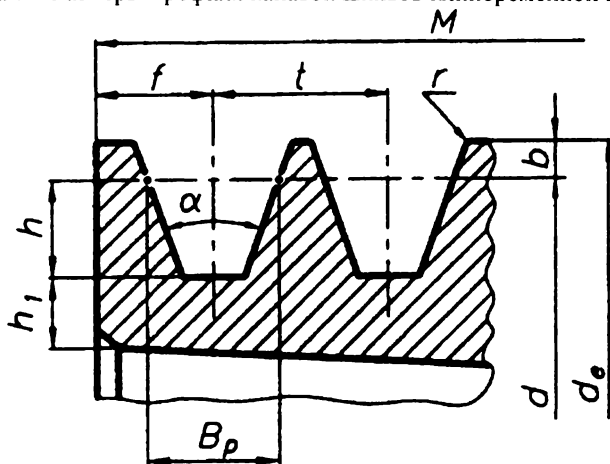
а) выступающей с одного торца обода: б) укороченной с одного торца обода:

в) выступающей с одного и укороченного с другого торца обода

Рисунок 9 – Конструкции шкивов со спицами и ступицей

Размеры профиля канавок шкивов приведены в табл. 7.

Таблица 7 – Размеры профиля канавок шкивов клиноременной передачи



Сечение ремня	B_p , мм	b , мм	h , мм	t , мм	f , мм	r , мм	B_1 , мм, при α , градус			
							34	36	38	40
О(З)	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	0,5	10,0	10,1	10,2	10,2
А(А)	11,0	3,3	8,7	15,0	10,0	1,0	13,0	13,1	13,3	13,4
Б(В)	14,0	4,2	10,8	19,0	12,5	1,0	16,6	16,7	16,9	17,0
В(С)	19,0	5,7	14,3	25,5	17,0	1,5	—	22,7	22,9	23,1
Г(Д)	27,0	8,1	19,9	37,0	24,0	2,0	—	32,3	32,6	32,9
Д(Е)	32,0	9,6	23,4	44,5	29,0	2,0	—	38,2	38,6	38,9
Е	42,0	12,5	30,5	58,0	38,0	2,5	—	—	50,6	51,1
УО(ЗУ)	8,5	2,5	10,0	12,0	8,0	0,5	—	—	—	—
УА	11,0	3,3	13,0	15,0	10,0	1,0	—	—	—	—
УБ(ЗУ)	14,0	4,0	17,0	19,0	12,5	1,0	—	—	—	—
УВ(ЗУ)	19,0	5,3	19,0	25,5	17,0	1,5	—	—	—	—

Наружный диаметр шкива, мм:

$$D_e = D_p + 2e.$$

Ширина венца шкива, мм:

$$M = (z - 1)e + 2f.$$

Шероховатость поверхностей шкивов:

- рабочие поверхности канавок $Ra = 0,8 \dots 1,25$;
- другие обрабатываемые поверхности $Ra = 6,3 \dots 12,5$;
- фаски $Ra = 12,5 \dots 25$;
- другие необрабатываемые поверхности – без обработки.

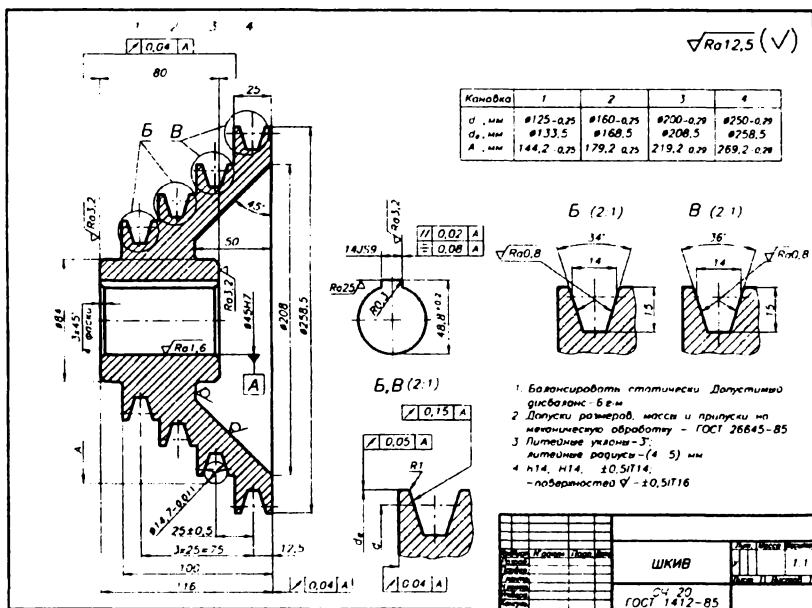
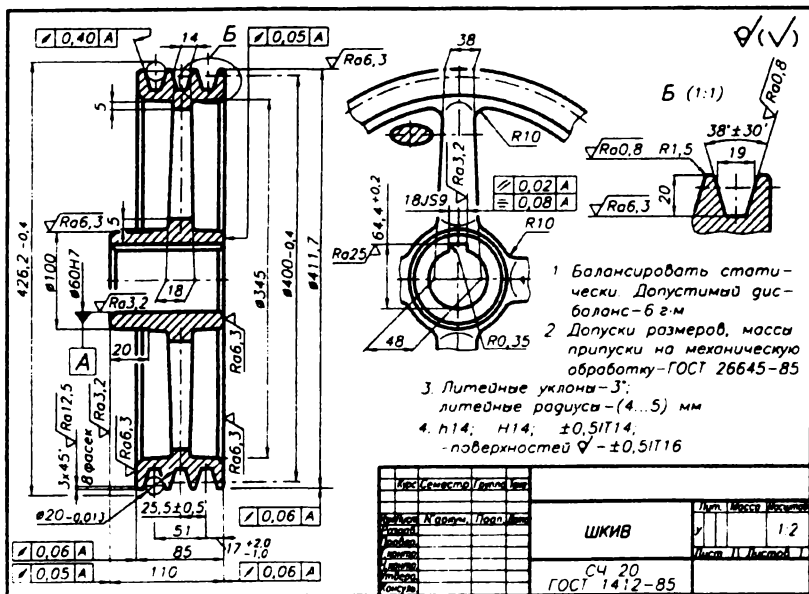
Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов:

- допуск биения конусной рабочей поверхности канавки шкива на каждые 100 мм диаметра относительно оси вращения должен быть не более: 0,20 мм при $n \leq 80 \text{ с}^{-1}$; 0,15 мм при $n \leq 160 \text{ с}^{-1}$; 0,10 мм при $n > 160 \text{ с}^{-1}$;
- допуск торцевого биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия (см. табл. 8);
- допуск радиального биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия (см. табл. 8);
- предельные отклонения угла канавки шкивов, обработанных резанием, должны быть не более: $\pm 1^\circ$ – для сечений Z, A, B ; $\pm 30'$ – для сечений C, D, E .
- неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей: охватываемых – $h14$; охватывающих – $H14$; прочих – $\pm IT14/2$.

Таблица 8 – 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		

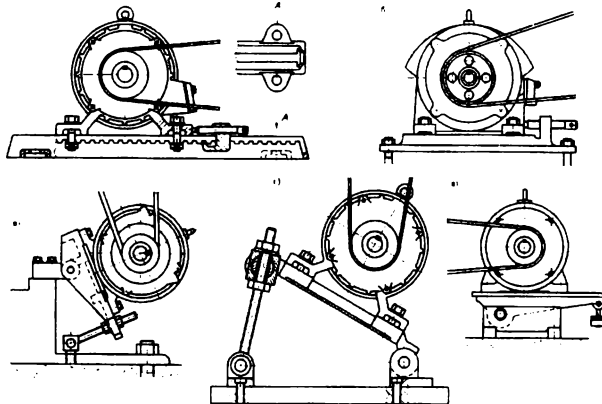
Примеры оформления рабочих чертежей шкива клиноременной передачи



Примеры обозначения (маркировки) клиновых ремней

- 1) Ремень **С(В)-2500** ГОСТ 1284.1-89: С(В) – тип сечения канавок; 2500 – длина ремня в мм; ремень нормального сечения.
- 2) Ремень **УА-1250**: УА – тип сечения канавок; 1250 – длина ремня в мм; ремень узкого сечения.

Натяжные устройства клиноременных передач



а) на салазках; б) на плите; в) – д) на специальной поворотной раме
Рисунок 10 – Установка электродвигателя

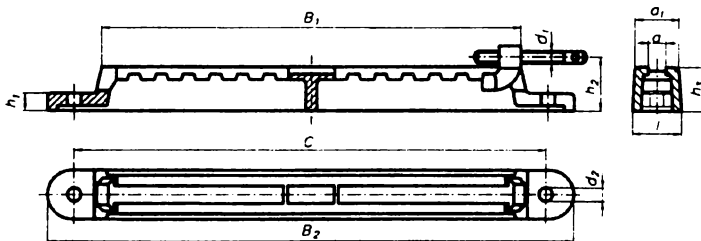


Рисунок 11 – Салазки для установки электродвигателя

Пример расчета клиноременной передачи

Исходные данные:

Привод поршневого компрессора от трехфазного электродвигателя.

$$\begin{aligned}
 P_1 = P_{эд} &= 3 \text{ кВт}; P_2 = 2,85 \text{ кВт}; \\
 \eta_{\text{кпрп}} &= 0,95; \\
 n_1 &= 3000 \text{ мин}^{-1}; n_2 = 1000 \text{ мин}^{-1}; \\
 u &= 3; \\
 T_1 &= 9,55 \text{ Нм}; T_2 = 27,2 \text{ Нм}.
 \end{aligned}$$

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

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

Расчет:

Предварительный выбор сечения ремня и размеров сечения

$$C_p = 1,2 \text{ (табл. 9);}$$

$$P_{1p} = 3 \cdot 1,2 = 3,6 \text{ кВт;}$$

$$T_{1p} = 9,55 \cdot 1,2 = 11,46 \text{ Нм.}$$

На основании диаграммы (см. рис. 3) и табл. 2 выбираем профиль ремня А(А).

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

Режим работы	C_p при числе смен работы передачи								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
	I			II			III		
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 ($T_{\text{max}} \approx 1,2T_{\text{ном}}$):

– 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 ($T_{\text{max}} \approx 1,5T_{\text{ном}}$):

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

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

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

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

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

Геометрический расчет передачи

1. Минимальный расчетный диаметр ведущего шкива принимаем по табл. 1.4:
 $d_{1\min} = 90$ мм.

2. Действительный диаметр ведущего шкива: $d_1 = 100$ мм.

3. Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2' = 100 \cdot 3 = 300 \text{ мм.}$$

4. Действительный диаметр ведомого шкива: $d_2 = 280$ мм.

5. Действительное передаточное отношение передачи

$$\varepsilon = 0,015;$$

$$u_a = \frac{280}{100(1-0,015)} = 2,84.$$

6. Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(100 + 280) + 8 = 217 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем: $a' = 224$ мм.

7. Расчетная длина ремня

$$L_p' = 2 \cdot 224 + 0,5 \cdot 3,14159 \cdot (280 + 100) + \frac{0,25(280 - 100)^2}{224} = 1081,1 \text{ мм.}$$

8. Действительная длина ремня: $L_p = 1120$ мм (см. табл. 1).

9. Межосевое расстояние передачи

$$a = 224 + 0,5(1120 - 1081,1) = 243,45 \text{ мм.}$$

10. Скорость ремня

$$v = \frac{3,14159 \cdot 100 \cdot 3000}{6 \cdot 10^4} = 15,7 \text{ м/с.}$$

11. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \frac{57^\circ(280 - 100)}{243,45} = 137,85^\circ = 137^\circ 51' 21''.$$

12. Число ремней передачи

$$\begin{aligned} P_0 &= 2,2 \text{ кВт (см. табл. 2);} \\ C_L &= 0,89 \text{ (см. табл. 3);} \\ C_a &= 0,87 \text{ (см. табл. 4);} \\ C_k &= 1,0 \text{ (см. табл. 5, предварительно).} \end{aligned}$$

$$z = \frac{3 \cdot 1,2}{2,2 \cdot 0,89 \cdot 0,87 \cdot 1,0} = 2,11.$$

Принимаем $z = 3$, т. к. $C_k = 0,80$ (см. табл. 5).

$$z = \frac{3 \cdot 1,2}{2,2 \cdot 0,89 \cdot 0,87 \cdot 0,80} = 2,64.$$

Окончательно принимаем: $z = 3$.

13. Сила, нагружающая валы передачи:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9,55}{100} = 191 \text{ Н;}$$

$$\varphi = 0,5;$$

$$F_0 = \frac{0,5 \cdot 191}{0,5} = 191 \text{ Н;}$$

$$F = 2 \cdot 191 \sin \frac{137,85}{2} = 356,4 \text{ Н;}$$

$$F_{\max} \cong 1,3 \cdot 356,4 = 463,4 \text{ Н.}$$

Конструирование шкивов клиноременной 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 $d_{\text{вал1}} = 15 \text{ мм}$.

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 $d_{\text{вал2}} = 20 \text{ мм}$.

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

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

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

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

3. Тип посадочного отверстия.

Посадочные отверстия шкивов – цилиндрические со шпонкой (см. рис. 5).

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. 6).

6. Конструкция шкивов – см. рис. 6–9.

7. Размеры профиля канавок шкивов – см. табл. 7.

Наружный диаметр шкивов

$$D_{e1} = 100 + 2 \cdot 3,3 = 106,6 \text{ мм;}$$

$$D_{e2} = 280 + 2 \cdot 3,3 = 286,6 \text{ мм.}$$

8. Ширина венца шкива

$$M = (3 - 1)15 + 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

9. Шероховатость поверхностей шкивов:

– рабочие поверхности канавок $Ra = 0,8 \dots 1,25$;

– другие обрабатываемые поверхности $Ra = 6,3 \dots 12,5$;

– фаски $Ra = 12,5 \dots 25$;

– другие необрабатываемые поверхности – без обработки.

10. Отклонения формы и расположения поверхностей шкивов:

– допуск биения конусной рабочей поверхности канавки ведущего шкива относительно оси вращения – не более 0,20 мм; допуск биения конусной рабочей поверхности канавки ведомого шкива относительно оси вращения – не более 0,56 мм;

– допуск торцевого биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия – см. табл. 8;

– допуск радиального биения поверхности обода относительно оси посадочного отверстия – см. табл. 8;

– предельное отклонение угла канавки шкивов – не более $\pm 1^\circ$;

– неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей: охватываемых – $h14$; охватывающих – $H14$; прочих – $\pm IT14/2$.

11. Маркировка ремня:

Ремень А-1120 ГОСТ 1284.1-89: А – тип сечения канавок; 1120 – длина ремня в мм; ремень нормального сечения.

Литература

1. Киркач, Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.
2. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. В. Н. Кудрявцева. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
3. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск: Выш. шк., 2000. – 584 с.
4. 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.
5. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности: ГОСТ 1284.3-96. – Введ. 01.01.1998. – М. : Постановление Комитета Российской Федерации по стандартизации, метрологии и сертификации от 4.09.1996г., № 557. – 65 с.
6. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия: ГОСТ 20889-88. – Введ. 01.01.1989. – М. : Постановление Государственного комитета СССР по стандартам от 28.03.1988 г., № 779. – 17 с.
7. 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 клиноременных передачах	3
Расчет клиноременной передачи.....	5
Конструирование шкивов клиноременной передачи.....	9
Примеры оформления рабочих чертежей шкива клиноременной передачи.....	14
Примеры обозначения (маркировки) клиновых ремней.....	15
Натяжные устройства клиноременных передач	15
Пример расчета клиноременной передачи.....	15
Литература.....	21

Учебное издание

Составитель:

Баханович Александр Геннадьевич

Методические указания
по теме «Расчет и конструирование
клиноременных 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 ¹/₁₆. Бумага «Performer».
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 1,4. Уч. изд. л. 1,5. Заказ № 1115. 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.