

РАСЧЁТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Хабаровск 2008

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Тихоокеанский государственный университет»

РАСЧЁТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ
Методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для
студентов механических специальностей всех форм обучения

Хабаровск
Издательство ТОГУ
2008

УДК 621.81 (075)

Расчет клиноременной передачи: методические указания к курсовому проектированию по деталям машин для студентов всех форм обучения / сост. И. Г. Левитский. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – с.

Методические указания предназначены для студентов всех специальностей, выполняющих контрольные работы и курсовые проекты по деталям машин и прикладной или технической механике. Указания пригодны для студентов, выполняющих курсовой проект в течение одного семестра одновременно с прохождением лекционного курса, содержат наряду с необходимыми справочными материалами исчерпывающие данные по оформлению расчета. Методика в отличие от традиционной обеспечивает кратчайший путь к оптимальному решению задачи за счет ориентировочного определения необходимого числа ремней первым действием расчета.

Печатается в соответствии с решениями кафедры «Детали машин» и методического совета института транспорта и энергетики.

© Тихоокеанский государственный университет, 2008

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В настоящих указаниях приведены все данные, необходимые для выполнения и оформления расчета клиноременной передачи и основные данные для выполнения чертежей шкивов.

В скобках и справочных таблицах приведены указания и данные для расчета, которые студент должен использовать, не перенося в текст пояснительной записки. Всё остальное (номера пунктов, заголовки, пояснения, схемы, таблицы исходных данных и результатов расчета) студент обязан, применительно к своим данным, полностью перенести в записку. Результаты расчетов должны быть сведены в таблицу согласно прилож. 1. Все расчетные схемы, приведенные в указаниях, следует вычертить карандашом в стандартном масштабе и поместить в соответствующем по смыслу месте пояснительной записки.

Предлагаемая методика расчета основана на данных ГОСТ 1284-80 и является наиболее краткой и быстро приводящей к цели, поскольку она содержит предварительный ориентировочный расчет потребного числа ремней передачи, являющегося критерием оценки её рациональности.

Методика рассчитана на частоты вращения n_1 ведущего шкива передачи, соответствующие частотам вращения наиболее распространенных в промышленности короткозамкнутых асинхронных электродвигателей, а именно $n_1 = 700, 950, 1450, 2900$ об/мин (ГОСТ 1284.4-80 содержит данные для $n_1 = 50 \dots 6000$ об/мин).

1. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ 1-2

1.1. Цель расчета

- 1.1.1 Определить геометрические размеры передачи согласно схеме (рис. 1.1).
- 1.1.2 Подобрать сечение и длину ремня по ГОСТ 1284.3-80 и определить число ремней z в комплекте.
- 1.1.3 Определить расчетную силу F_{\max} натяжения передачи (давление на валы).
- 1.1.4 Определить размеры рабочей части ободов шкивов.
- 1.1.5 Определить окончательное значение передаточного отношения передачи.

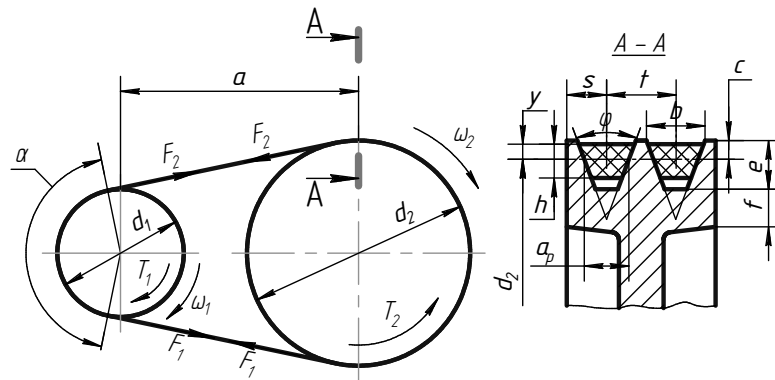


Рис. 1.1 (ПЗ)* Схема передачи

1.2. Исходные данные

Частота вращения вала 1	$n_1 \dots$ об/мин
Частота вращения вала 2	$n_2 \dots$ об/мин
Передаточное отношение (предварительно)	$u'_{12} \dots$
Мощность передаваемая	$P \dots$ кВт
Момент вращающий на ведущем шкиве	$T_1 \dots$ Н·м
Коэффициент перегрузки	$K_{пер} \dots$
Число рабочих смен в сутках	$c_{см} \dots$
Вид используемого двигателя –	...

1.3. Критерии работоспособности и расчета

Критериями работоспособности клиноременных передач являются:

1.3.1 Тяговая способность, обусловленная силами трения между ремнем и шкивами. Она ограничивается проскальзыванием ремня.

1.3.2 Долговечность ремня, определяемая его выносливостью при действии переменного напряжения. Долговечность ограничивается усталостным разрушением ремня.

Поскольку ГОСТ 1284.1.2.3-80 предусматривает ограничение количество типоразмеров сечений ремней - Z (0); A; B (Б); C (В); D (Г); E (Д); EO (E) – согласно ГОСТ 1284.3-80 (в скобках старые обозначения сечений), клиноременная передача рассчитывается по тяговой способности, определяемой мощностью, передаваемой одним ремнем каждого сечения при заданной частоте вращения n_1 меньшего шкива с учетом влияния геометрических параметров и условий работы передачи.

* Здесь и далее пометка (ПЗ) означает, что рисунок или таблица должны быть выполнены в пояснительной записке.

(Долговечность ремня по данной методике непосредственно не вычисляется, однако она обеспечивается в приемлемых пределах путем ограничения передаваемой мощности и силы натяжения передачи).

1.4. Сечение ремня

(Типоразмер сечения ремня выбирается в зависимости от мощности P передаваемой передачей и частоты вращения n_1 меньшего шкива).

При $P = \dots$ кВт и $n_1 = \dots$ об/мин согласно графику (рис. 1.2) принято сечение ремня

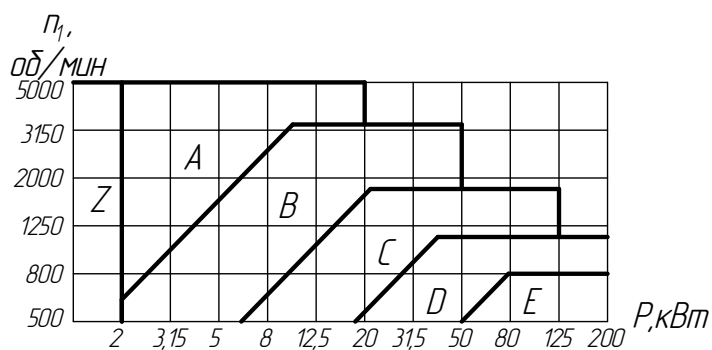


Рис. 1.2 Номограмма для выбора сечения ремня

1.5. Диаметр меньшего шкива

Значение d_1 выбирается в зависимости от принятого сечения ремня. Наименьшее допустимое значение $d_{1min} = \dots$ мм (d_{1min} определяется по табл. 1.1). Окончательно d_1 следует принимать как правило, 2...3 размера по табл. 1.2 больше, чем d_{1min} . Например, для сечения А по табл. 1.1 $d_{1min} = 90$. Следует принять по табл. 1.2 d_1 равным 112; 125 или 140).

Принято $d_1 = \dots$ мм.

Таблица 1.1

Минимально допустимые диаметры шкивов

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	EO
Наименьший допустимый расчетный диаметр меньшего шкива, d_{1min} , мм	50	90	125	200	315	500	800

Таблица 1.2

Стандартные значения расчетных диаметров шкивов

Ряд значений диаметров d_1, d_2
50; 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; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000

1.6. Требуемое число ремней Z^\dagger (предварительное, ориентировочное значение)

$$Z \geq P C_p / (C_u C_\alpha C_z C_L P_0),$$

где $P = \dots$ кВт – передаваемая мощность;

C_u – коэффициент передаточного отношения u_{12} . Для $u_{12} = \dots$

Согласно табл. 5.3 $C_u = \dots$;

C_p – коэффициент режима работы.

При $K_{пер} = \dots$ и $C_M = \dots$ для асинхронного короткозамкнутого электродвигателя согласно табл 5.4 $C_{cp} = \dots$.

Таблица 1.3

Стандартные значения расчетных диаметров шкивов

u_{12} .	I	1,05	1,2	1,5	≥ 3
C_u	I	1,03	1,07	1,10	1,14

Таблица 1.4

Коэффициент режима работы C_p

Характер нагрузки	Вид электродвигателя переменного тока								
	С пуском через автотрансформатор			С высоким пусковым моментом			Короткозамкнутый		
	Число смен работы ремней C_M								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Пусковая, до 120% номинальной. Рабочая нагрузка почти постоянна	1,00	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6

[†] Здесь и далее штрих (/) над символом указывает, что численное значение величины принято ориентировочно и требует последующего уточнения.

Окончание табл. 1.4

Пусковая, до 150% номинальной. Слабые колебания рабочей нагрузки	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Пусковая, до 200% номинальной. Значительные колебания рабочей нагрузки	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Пусковая, до 300% номинальной. Неравномерная, ударная нагрузка	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

C_α – коэффициент угла обхвата. Поскольку угол обхвата α на данном этапе расчета неизвестен, ориентируясь на табл. 1.5, можно принять предварительно $C_\alpha' = 0,83$.

C_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями. Поскольку число ремней z' на данном этапе расчета неизвестно, ориентируясь на табл. 1.6, можно принять предварительно $C_z' = 0,92$.

Таблица 1.5

Коэффициент угла обхвата C_α

α^0	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,56	0,62	0,68	0,73	0,78	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,00

Таблица 1.6

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями C_z

Число ремней в передаче z	1	2...3	4...6	> 6
C_z	1	0,95	0,9	0,86

C_L – коэффициент длины ремня. Поскольку длина ремня L_p пока неизвестна, ориентируясь на табл. 1.7, можно принять предварительно

$$C_L = 0,9$$

Таблица 1.7

Коэффициент длины ремня C_L

Длина ремня L_p	z	A	B	C	D	E
400	0,87					
450	0,89					
500	0,91					
600	0,95	0,8				
670	0,91	0,82				
750	0,99	0,84				
800	1,00	0,85				
850	1,03	0,86				
1000	1,06	0,89	0,84			
1250	1,11	0,93	0,88			
1400	1,14	0,96	0,9			
1600	1,17	0,99	0,93			
1700	1,20	1,00	0,94			
1800	1,24	1,01	0,95	0,86		
2000	1,25	1,03	0,98	0,88		
2240	1,27	1,05	1,00	0,90		
2500	1,29	1,09	1,03	0,93		
2800		1,11	1,05	0,95		
3000		1,12	1,06	0,96		
3550		1,15	1,09	0,99	0,88	
3750		1,16	1,11	1,00	0,90	
4000		1,17	1,13	1,02	0,91	
4500			1,15	1,04	0,93	
5000			1,18	1,07	0,96	0,92
6000			1,22	1,11	1,00	0,96
7100				1,15	1,04	1,00
8000				1,18	1,06	1,02
8500				1,20	1,07	1,03
9000				1,21	1,09	1,05
10000				1,23	1,11	1,07
12500					1,17	1,13

P_o – мощность, передаваемая одним ремнем при $\alpha = 180^\circ$, $u_{12} = 1$, $L_p = L_o$, где L_o – длина ремня, для которой согласно табл. 1.7 $C_L = 1$.

При $n_1 = \dots$ об/мин, $d_1 = \dots$ мм и сечении ремня ... по табл. 1.8

$$P_o = \dots \text{ кВт.}$$

z' = Подстановка = Результат.

Результат в любом случае округлить в большую сторону до ближайшего целого числа и сопоставить с рекомендуемым и предельно допустимым числом ремней по табл. 5.9. Использование предельных значений z допустимо лишь по согласованию с руководителем проектирования.

Пути изменения z следующие:

1. Выбрать другой диаметр d_1 шкива.
2. Принять другое сечение ремня.
3. Применить двигатель с другой частотой n_1 .

Отвергнутые варианты в расчет не включать.

Таблица 1.8

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнём P_o , кВт,
при $\alpha = 180^\circ$, $u_{12} = 1$, $L_p = L_o$

Сечение z					Сечение А				
d_1 , мм	Частота n_1 об/мин				d_1 , мм	Частота n_1 об/мин			
	700	950	1450	2800		700	950	1450	2900
50	0,16	0,21	0,28	0,44	90	0,61	0,77	1,07	1,64
63	0,27	0,34	0,48	0,78	100	0,74	0,95	1,32	2,05
71	0,33	0,42	0,59	0,98	112	0,90	1,15	1,61	2,51
80	0,40	0,51	0,72	1,20	125	1,07	1,37	1,92	2,98
90	0,47	0,61	0,86	1,43	140	1,26	1,62	2,28	3,48
100	0,54	0,71	1,00	1,65	160	1,51	1,95	2,73	4,06
≥ 112	0,63	0,82	1,17	1,91	≥ 180	1,76	2,27	3,16	4,54
Сечение В					Сечение С				
	700	950	1450	2900	200	3,69	4,58	5,84	-
125	1,30	1,64	2,19	2,96	224	4,64	5,78	7,45	-
140	1,64	2,08	2,82	3,85	250	5,64	7,04	9,04	-
160	2,69	2,66	3,62	4,89	280	6,76	8,49	10,7	-
180	2,53	3,22	4,39	5,76	315	8,09	10,0	12,4	-
200	2,96	3,77	5,13	6,43	355	9,50	11,7	14,1	-
224	3,47	4,42	5,97	-	400	11,0	13,5	15,5	-
250	4,00	5,10	6,82	-	≥ 450	12,6	15,2	-	-
≥ 280	4,61	5,85	7,76	-	-	-	-	-	-
Сечение D					Сечение E				
315	11,2	14,1	-	-	500	25,2	28,3	-	-
355	13,7	16,1	-	-	560	31,6	33,4	-	-
400	17,1	20,0	-	-	630	37,2	37,9	-	-
450	20,6	24,0	-	-	710	42,8	-	-	-
500	24,0	27,0	-	-	≥ 800	47,9	-	-	-
560	27,7	31,0	-	-	Сечение ЕО при $n_1 \geq 700$ об/мин не применимо.				
630	31,7	34,2	-	-					
710	35,6	36,3	-	-					
≥ 800	39,1	-	-	-					

Число ремней в комплекте

Сечение ремней	Z	A	B	C	D	E	EO
z рекомендуемое	2...3	2...5	2...6	3...7	4...8	4...8	5...9
z предельное	1...4	1...6	1...7	2...8	3...9	3...10	4...12

1.7. Диаметр d_2 большего шкива

$$d_2 = d_1 u_{12} (1 - \varepsilon),$$

где ε – коэффициент относительного скольжения. При номинальной нагрузке $\varepsilon \approx 0,015$.

$$d_2 = \text{Подстановка} = \text{Результат, мм.}$$

$$\text{Принято } d_2 = \dots \text{ мм.}$$

Значение d_2 округлить до ближайшего стандартного значения по табл. 5.2. Последующие расчеты оформлять аналогичным образом.

1.8. Уточненное значение передаточного отношения

$$u_{12} = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)).$$

Это значение следует учесть при уточнении общего передаточного отношения механизма.

1.9. Рекомендуемое межосевое расстояние

При отсутствии конструктивных ограничений значение a' определяется по эмпирической формуле

$$a' = C_a d_2,$$

где c_a – коэффициент, определяемый по табл. 1.10

Таблица 1.10

Коэффициенты C_a

u_{12}	1	2	3	4	5	6
c_a	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Когда значение a обусловлено компоновкой привода (рис. 1.3. (ПЗ)), оно не должно выходить за следующие пределы:

$$a'_{\text{наим.}} = 0,55 (d_1 + d_2) + h,$$

$$a'_{\text{наиб.}} = 2 (d_1 + d_2),$$

где h – высота сечения ремня (рис. 1 (ПЗ)) табл. 1.11.

Размеры сечений ремней

Сечение ремня		Z	A	B	C	D	E	EO
Размеры сечений (рис. 1 (ПЗ))	a_p	8,5	11	14	19	27	32	42
	h	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
	y	2,1	2,8	4,0	4,8	6,9	8,3	11

Условие собираемости привода $a' > l_{ред} + l_{дв}$

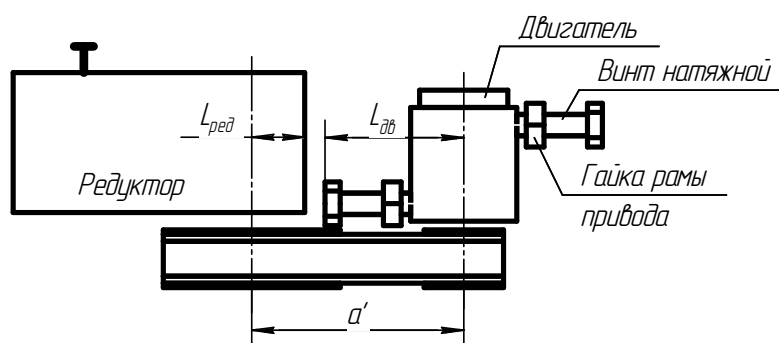


Рис. 1.3 Проверка собираемости привода

1.10. Длина ремня

Длина ремня, соответствующая межосевому расстоянию $a' = \dots$ и диаметрам шкивов $d_1 = \dots$ и $d_2 = \dots$, определяется по формуле

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

В качестве расчетной принята стандартная длина ремня $L_p = \dots$ мм.

Выбирается ближайшее большее значение из табл. 1.7 – расчетная длина L_p , для которого предусмотрен коэффициент C_L .

1.11. Уточненное значение межосевого расстояния a , соответствующее стандартной длине ремня.

$$a = 0,25[(L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - y}],$$

где $W = 0,5\pi(d_1 + d_2)$, $y = 2(d_1 - d_2)^2$.

1.12. Наименьшее a для надевания ремня.

$$a_{наим} = a - 0,015 L_p.$$

1.13. Наибольшее a для компенсации вытяжки ремня.

$$a_{\text{наиб}} = a + 0,03 L_p.$$

1.14. Угол обхвата.

$$\alpha = 180^0 - [(d_1 - d_2) 57,3^0/a].$$

1.15. Уточненные значения коэффициентов.

При $\alpha = \dots$ $C_\alpha = \dots$ (табл. 1.5)

При $z = \dots$ $C_z = \dots$ (табл. 1.6)

При $L_p = \dots$ $C_L = \dots$ (табл. 1.7)

1.16. Уточненное число ремней.

$$z \geq P C_p / (C_u C_\alpha C_z C_L P_0).$$

Число z округлить до ближайшего большего целого числа и оценить его согласно указаниям в п. 1.6 расчета.

1.17. Сила предварительного натяжения одного ремня из комплекта ремней передачи, Н.

$$F_o^{(1)} = [850 P C_L C_p / z V C_\alpha] + \theta V^2,$$

где P – передаваемая мощность, кВт;

V – скорость ремня, м/с,

$$V = \pi d_1 n_1 / 60,$$

θ – погонная масса ремня (масса 1 м длины ремня).

При сечении ремня ... согласно табл. 1.12

Таблица 1.12

Масса 1 м длины ремня							
Сечение	Z	A	B	C	D	E	EO
θ	0,06	0,10	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

1.18. Сила предварительного натяжения одной ветви комплекта ремней передачи

$$F_o = F_o^{(1)} z.$$

1.19. Натяжение ветвей комплекта ремней передачи, нагруженной номинальной мощностью P

а) натяжение F_1 ведущей ветви комплекта ремней.

Исходные данные расчета

$$F_o = \dots \text{ Н}, \quad T_1 = \dots \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad d_1 = \dots \text{ м}.$$

$$F_1 = F_o + (T_1 / d_1).$$

б) натяжение F_2 ведомой ветви комплекта

$$F_2 = F_o - (T_1 / d_1).$$

1.20. Равнодействующая F_R расчетных натяжений ветвей передачи и угол β

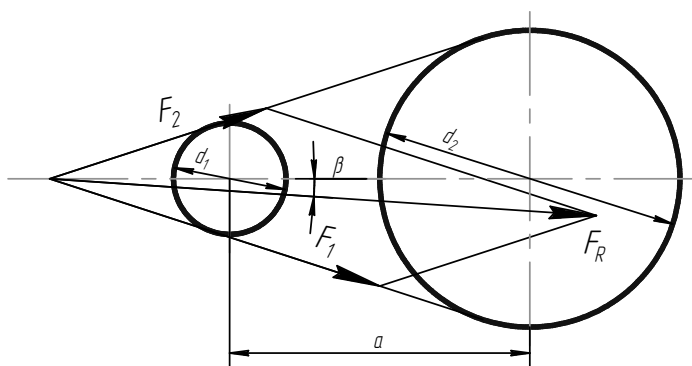
Определено измерением с учетом масштаба по схеме (рис. 3 (ПЗ))

$$F_R = \dots \text{ Н}; \quad \beta = \dots ^\circ.$$

1.21. Наибольшая сила F_{\max} натяжения передачи, воспринимаемая валами

При периодическом подтягивании натяжение ремней вследствие их вытяжки ослабевает. С учетом этого ослабления натяжение F_{\max} берется в равнодействующей сил натяжения ветвей ремня 1,5 раза больше требуемого значения F_R

$$F_{\max} = 1,5 F_R.$$



Масштаб длины
1:10.
Масштаб сил
20 Н/мм.
(Масштабы
указаны
условно).

Рис. 1.4 (ПЗ) Графический расчет равнодействующей сил натяжения ветвей ремня

1.22. Допускаемое биение $B_{1,2}$ рабочих поверхностей канавок шкивов

Биение измеряется индикатором с ценой деления 0,01 мм в направлении, перпендикулярном образующим конических поверхностей канавок шкивов при их вращении на оправке в центрах (рис. 1.5. (ПЗ)). Допускаемое биение B определяется по табл. 22.1 (ГОСТ 20898-80).

Таблица 1.13

Допускаемые биения	
n , об/мин	B , мм
< 480	0,2
$480 \leq n \leq 960$	0,15
> 960	0,1

1.23. Допускаемый дисбаланс D шкивов

Шкивы подлежат статической балансировке при скорости ремня $V \geq 5$ м/с. Для уменьшения дисбаланса (неуравновешенности) в ободке шкива, специально утолщенном для этого, высверливаются отверстия. Допустимый дисбаланс выбирается по табл. 1.14.

Таблица 1.14

Допускаемые дисбалансы шкивов (ГОСТ 20898-80)				
Скорость ремня, м/с	5...10	10...15	15...20	20
Допустимый дисбаланс D , Н·м	0,06	0,03	0,02	0,01

При $V = \dots$ м/с

$D = \dots$ Н·м.

Далее составляется сводная табл. 1 (ПЗ) результатов расчета (прилож. 1).

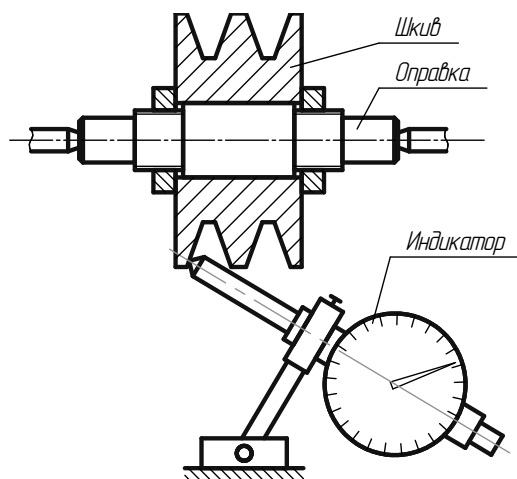


Рис. 1.5 (ПЗ) Измерение биения рабочих поверхностей канавок шкива

1.24. Размеры ободов шкивов для рабочих чертежей

Размеры обода шкива должны наноситься на рабочие чертежи так, как указано на рис. 1.6 (ПЗ) (прилож. 2). В ПЗ дать схему обода с буквенными обозначениями размеров и табл. (ПЗ) прилож. 2 их численных величин. Чертеж обода для примера выполнен применительно к сечению ремня А, диаметру $d_1 = 200$ мм, числу ремней в комплекте $z = 4$.

Табличные размеры и их обозначения, указанные на рисунке в скобках, на рабочем чертеже шкива не указывать.

1.24.1. Наружные диаметры шкивов

$$D_{12} = d_{12} + 2c \quad (c - \text{см. табл. 1.15 и рис. 1.6 (ПЗ)}).$$

Допускаемые отклонения размеров D_{12} согласно ГОСТ 20898-80 соответствует полю допуска h 11. Числовые значения выбираются по табл. 24.2)

$$D_1 = 200 + 2 \cdot 3,5 = 207 \text{ h 11 } (-2,9)$$

$$D_2 =$$

Таблица 1.15

Размеры профиля канавок шкивов и допускаемые отклонения, мм

Размеры профиля	Сечение ремней						
	Z	A	B	C	D	E	
c	2,5-0,3	3,5-0,3	5-0,5	6-0,6	8,5-0,8	10-1,0	
e	10+0,6	12,5+0,6	16+0,8	21+0,8	28,5+1,0	34+1,5	
t	12±0,3	15±0,3	19±0,4	25,5±0,5	37,0±0,6	44,5±0,7	
s	8±1	10^{+2}_{-1}	$12,5^{+2}_{-1}$	17^{+2}_{-1}	24^{+3}_{-1}	29^{+4}_{-1}	
r	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	
f_{\min}	6	6	8	10	12	15	
При измерении роликом	d_p	9-0,030	11,6 -0,035	14,7 -0,035	20-0,045	28,5 -0,045	33,8±0,056,0
	X	6,0	7,6	9,6	13,1	18,8	22,3
Угол канавки $\varphi \pm 1^\circ$ при расчетном диаметре d_1, d_2							
	34°	63-74	90-112	125-160	200	-	-
	36°	80-100	125-160	180-224	224-315	315-450	500-560
	38°	112-160	180-400	250-500	555-630	500-900	630-1120
	40°	180	450	560	710	1000	1250
при угле φ	34°	10,0	13,0	16,6	-	-	-
	36°	10,1	13,1	16,7	22,7	32,3	-
	38°	10,2	13,3	16,9	22,9	32,6	38,6
	40°	10,2	13,4	17,0	23,1	32,9	38,9

Таблица 1.16

Предельные отклонения диаметров шкивов, мм											
Номинальные диаметры d_1, d_2 , мм											
Свыше	50	90	125	200	280	400	560	900	1250	1800	2800
до	80	112	180	250	335	500	800	1120	1600	2500	3150
h 11	-1,9	-2,2	-2,5	-2,9	-3,3	-3,8	-4,5	-5,5	-6,5	-8,0	-9,0
b 11	-0,3	-0,4	-0,5	-0,7	-1,0	-1,5	-2,0	-2,7	-3,7	-5,0	-6,5
	-2,2	-2,6	-3,0	-3,6	-4,3	-5,3	-6,5	-8,2	-10,2	-13,0	-15,5

1.24.2. Диаметры шкивов, измеряемые мерными роликами

$$D_{\text{ролл},2} = d_{1,2} + 2x \quad (x - \text{см. в табл. 1.15})$$

$$D_{\text{ролл}1} = 200 + 2 \cdot 7,6 = 215,2 \text{ в } 11 \left(\begin{array}{c} -0,7 \\ -3,6 \end{array} \right)$$

$$D_{\text{ролл}2} =$$

Допускаемое отклонение размера $D_{\text{ролл}}$ согласно ГОСТ 20898-80 соответствует полю допуска b 11. Числовые значения выбираются по табл. 1.16.

В технических требованиях чертежа указывается допускаемая разность $\sigma \Delta D_{\text{ролл}}$ диаметров $D_{\text{ролл},1,2}$ любой пары канавок шкива согласно табл. 1.17.

Таблица 1.17

Допускаемая разность диаметров $D_{\text{ролл}}$ любой пары канавок шкива, мм							
Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	EO
Допускаемая разность диаметров $\sigma \Delta D_{\text{ролл}}$, мм	0,4	0,4	0,4	0,6	1	1,2	1,6

Для сечения A имеем $\sigma \Delta D_{\text{ролл}} = 0,4$ мм.

1.24.3. Внутренний диаметр обода

$$D_{0(\text{max})1,2} = D_{1,2} - 2(e + f_{\text{min}}), \quad (f_{\text{min}} \text{ см. табл. 24.1.1}),$$

$$D_{0(\text{max})1} = 207 - 2(12,5 + 6) = 170,$$

$$D_{0(\text{max})2} =$$

С учетом утолщения обода под отверстия для балансировки принято

$$D_{01} = 160 \text{ мм}, \quad D_{02} = \dots$$

Допускаемые отклонения размеров D_0 определяются техническими требованиями к отливке (прилож. 2).

1.24.4. Угол φ и ширина b канавок

Угол φ при данном сечении определяется в зависимости от диаметра. Переменность φ объясняется расширением внутреннего основания сечения ремня за счет сжатия внутренних волокон при изгибе и уменьшением размера b за счет растяжения наружных волокон ремня. Размер b (на чертеже указывается как справочный) определяется в зависимости от угла φ . Для диаметра $d_1 = 200$, $\varphi = 38 \pm 1^\circ$, при этом $b = 13,3$ мм – по табл. 1.15

1.24.5. Ширина обода шкива B_{\max} с учетом допускаемых отклонений размеров

$$B_{\max} = (z - 1) (t + \Delta t) + 2(s + \Delta s), \quad (t \text{ и } s - \text{ из табл. 1.15}),$$

где Δt и Δs – положительные отклонения размеров t и s .

$$B_{\max} = (4 - 1) \cdot (15 + 3) + 2(10 + 2) = 69,9 \text{ мм.}$$

1.24.6. Расстояние между осями крайних канавок

$$H = (z - 1) t = (4 - 1) \cdot (15 \pm 0,3) = 45 \pm 0,9.$$

Расчет передачи завершается составлением сводных табл. 1 и 2 (ПЗ) результатов и схемы размеров ободов (прилож. 1 и 2 и рис. 1.6 (ПЗ)).

Размеры ступицы, ее положения относительно обода, а также форма и размеры центральной части шкива определяются конструктивными соображениями, а также требованиями ГОСТ 20889...20898-80 [1; 2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. 5-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1979. –Т. 2 – С. 550.
2. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. Пособие для вузов. 3-е изд. перераб и доп. – М.: Высшая школа, 1978. – С. 352.

Приложение 1

Результаты расчета клиноременной передачи 1 – 2

Таблица 1 (ПЗ)

Наименование параметра		Обозначение	Единица измерения	Числовая величина
Сечение ремней		-		
Расчетная длина ремня		L_p	мм	
Число ремней		z	шт	
Диаметр расчетный шкива 1		d_1	мм	
Диаметр расчетный шкива 2		d_2	мм	
Передаточное отношение		u_{12}^*		
Межосевое расстояние	номинальное	a	мм	
	наименьшее для компенсации вытяжки ремня	$a_{\text{наим}}$	мм	
	наибольшее для компенсации вытяжки ремня	$a_{\text{наиб}}$	мм	
Наибольшая сила натяжения передачи		F_{max}	Н	
Угол отклонения вектора от линии центров шкивов		β	градус	
Допускаемое биение		$B_{1,2}$	мм	$B_1 = \dots; B_2 = \dots$
Допускаемы дисбаланс		D	Н · м	

Условное обозначение ремня
(для занесения в спецификацию)

Например
Ремень В (Б) 1800 Т ГОСТ 1284.1-80

Сечение

Расчетная длина ремня

Материал – кордтканевый ремень

* Значение u_{12} , полученное в п. 1.8, следует учесть при уточнении общего передаточного отношения механизма.

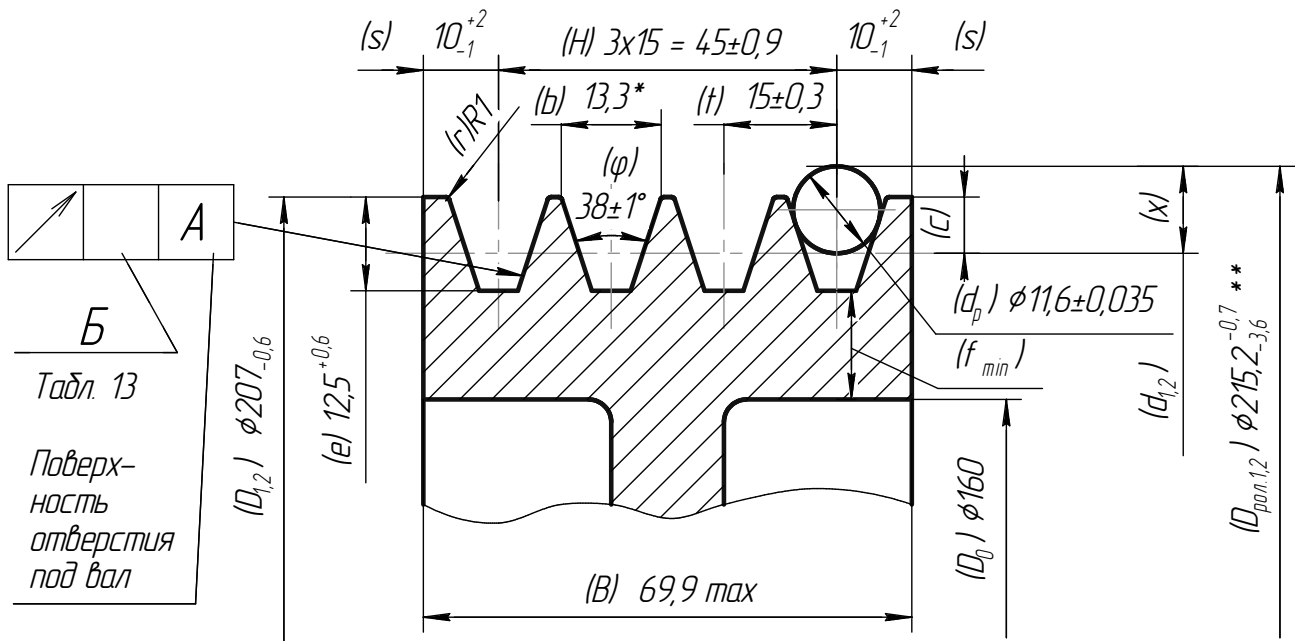


Рис. 1.5 (ПЗ)

Размеры ободов шкивов, мм
Таблица 2 (ПЗ)

Технические требования
к литому чугунному шкиву

Обозначение размеров

Обозначение	Шкив 1	Шкив 2
$D_{1,2}$	207 _{-2,9}	
$D_{роп,1,2}$	215,2 _{-3,6} ^{-0,7}	
$D_{ол,2}$	160	
$\phi_{1,2}$	38 ± 1°	
$b_{1,2}$	13,3	
B_{max}	69,9	
H	45 ± 0,9	
c	3,5-0,3	
e	12,5 ^{+0,6}	
t	15 ± 0,3	
s	10 ₋₁ ⁺²	
r	1,0	
f_{min}	6,0	
d_p	11,6 _{-0,035}	
x	7,6	

1. Предельные отклонения размеров между необработанными поверхностями – по 3-му классу точности ГОСТ 1855-55.
2. Формовочные уклоны выполнять по ГОСТ 3212-80.
3. Разность размеров для любой пары канавок не более 0,4 (табл. 22.1)
4. Дисбаланс при статической балансировке не более 0,03 Н · м.
5. * Размеры для справок.

Числовые величины параметров в п. 3 и 4 тех. требований – условны.