

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин, подъемно-транспортные машины
и механизмы»

А.Г.Баханович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебно-методическое пособие
для студентов машиностроительных специальностей

Минск 2004

УДК 621.833(075.8)

ББК 34.445я7

Б 30

Рецензенты:

А.Н. Орда, С.Е. Бельский

Б 30 Проектирование зубчато-ременных передач: Учебно-метод. пособие для студ. машиностроит. спец. / А.Г.Баханович. – Мн.: БНТУ, 2004. – 39 с.

ISBN 985-479-090-8.

В учебно-методическом пособии рассмотрены основы расчета и конструирования зубчато-ременных передач, приведены примеры проектирования этих передач, даны необходимые справочные данные для расчета и конструирования.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей и может быть использовано как при курсовом, так и дипломном проектировании.

УДК 621.833(075.8)

ББК 34.445я7

ISBN 985-479-090-8

© Баханович А.Г., 2004

Введение

В настоящее время ременные передачи используются практически во всех областях машиностроения. Они успешно конкурируют с цепными и зубчатыми передачами, а по ряду показателей значительно превосходят их.

Кроме плоско- и клиноременных передач, основанных на использовании сил трения, широкое распространение получили зубчато-ременные передачи (ЗРП), относящиеся к классу передач зацеплением. Эти передачи обладают достоинствами как ременных (многовальность, передача мощности на большие расстояния), так и цепных и зубчатых передач (постоянство передаточного отношения, высокий КПД и др.). Помимо этого ЗРП обладают рядом преимуществ, не свойственных другим видам передач. Это низкая материалоемкость, плавность и бесшумность работы, простота обслуживания, а также способность к самозащите ремня от попадания в область зацепления пыли и абразивных частиц вследствие создания вокруг ремня воздушной зоны повышенного давления.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ ЗУБЧАТЫМИ РЕМНЯМИ

Наиболее перспективным видом передач гибкой связью для силовых и кинематических цепей различных машин и механизмов является передача зубчатым ремнем, которая совмещает достоинства передач гибкой связью и зацеплением.

Преимущества передачи:

- 1) возможность передачи мощности как при малых, так и при значительных межосевых расстояниях;
- 2) постоянство передаточного отношения ввиду отсутствия скольжения;
- 3) малая вытяжка ремня;
- 4) невысокое предварительное натяжение ремня и, как следствие, небольшое давление на валы, опоры и подшипниковые узлы;
- 5) высокий КПД передачи (0,94...0,98);
- 6) простота эксплуатации;
- 7) меньшие габариты передачи по сравнению, например, с клиноременной;

8) незначительный шум по сравнению с цепными и зубчатыми передачами;

9) возможность передачи мощности от одного ведущего шкива на несколько ведомых при высоких передаточных отношениях;

10) возможность передачи больших окружных сил и мощностей, что позволяет уменьшить ширину шкивов и длину консолей валов и таким образом снизить изгибающий момент в опасном сечении над опорой.

Передачи зубчатыми ремнями позволяют передавать мощность до 1000 кВт при скорости до 120 м/с и передаточном отношении $u \leq 30$. Поэтому применение этих передач наиболее целесообразно в качестве понижающих, главным образом в приводах от электродвигателей.

2. КОНСТРУКЦИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

Зубчатые ремни выполняются бесконечными плоскими с зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями шкивов (рис. 1).

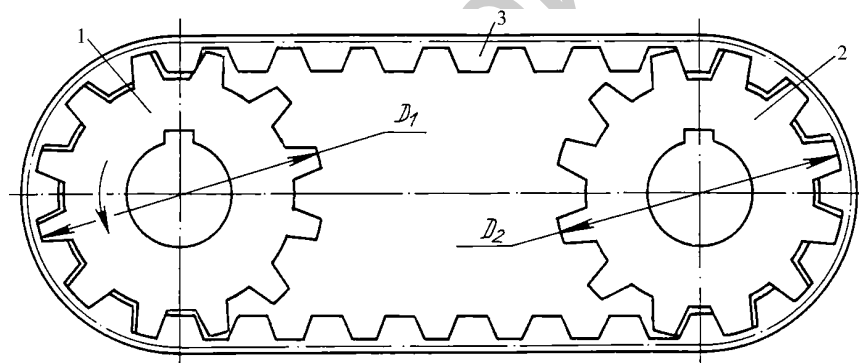


Рис. 1. Схема зубчато-ременной передачи:
1, 2 – шкивы; 3 – ремень

Одним из факторов, определяющих конструкцию зубчатого ремня, является технология его изготовления. В настоящее время существуют две основные разновидности технологии – литье в пресс-формах и прессование в диафрагменном автоклаве.

Литьевой метод реализуется на гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами. Данный метод позволяет получать зубчатые ремни длиной до 1000 мм, он отличается простотой, высокой производительностью и точностью геометрических параметров ремней. Отличительная особенность литых ремней – наличие технологической канавки в межзубной впадине и отсутствие износостойкой тканевой обкладки на зубьях (рис. 2, а).

Ремни, получаемые прессованием в автоклаве (рис. 2, б), имеют повышенную долговечность благодаря наличию износостойкой тканевой обкладки. Данный метод позволяет изготавливать ремни длиной до 4000 мм.

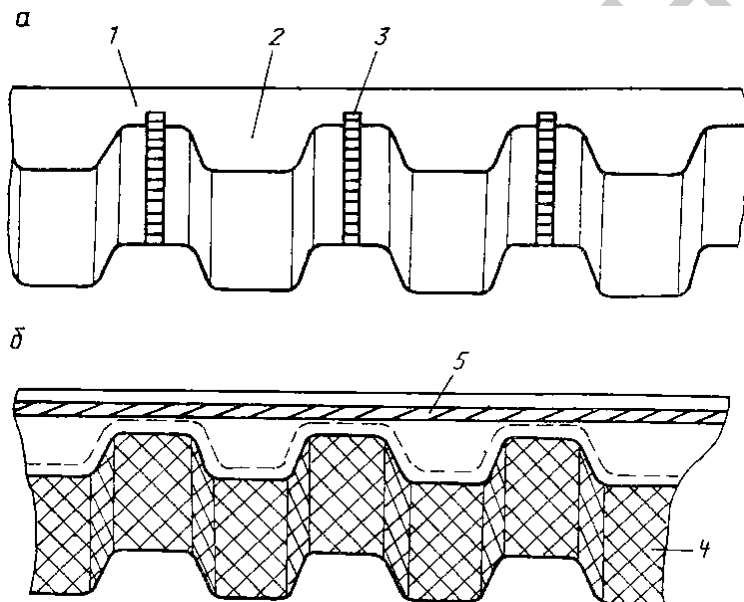


Рис. 2. Зубчатые ремни: а – литьевой; б – прессованный (сборочный);
1 – тело ремня (резина, пластмасса); 2 – зубья; 3 – технологическая канавка;
4 – износостойкая тканевая обкладка (для сборочных ремней);
5 – кордшнур (металлокорд, стеклокорд)

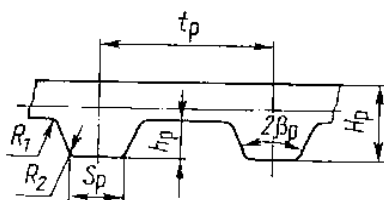
Таким образом, приводные зубчатые ремни представляют собой резинокордные вязкоупругие конструкции, состоящие из 3 основных элементов: 1) кордшнур (несущий слой), передающий окружное усилие; 2) обкладочный (облицовочный) материал, обеспечи-

вающий сцепные и противоизносные свойства ремня (для прессованных); 3) наполнитель, придающий ремню монолитность и связывающий воедино все его элементы.

Ремни, производимые по обеим технологиям, имеют стандартные геометрические размеры. Наибольшее распространение среди стандартных получили ремни с трапецеидальным профилем зубьев (см. рис. 2). Параметры зубчато-ременных передач оговорены ТУ РБ 00149438-073-95 "Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней" [1]. Европейские и американские производители ремней руководствуются ISO 5296 и DIN 7721 (табл. 1).

Таблица 1

Геометрические параметры ремней с трапецеидальными зубьями



Определяющий параметр		Величина, обозначение	t_p , мм	Размеры сечения, мм					Угол профиля, °
				H_p	h_p	S_p	R_1	R_2	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ОСТ	m	1,0	3,14	1,6	0,8	1,0	0,2	0,2	50
		1,5	4,71	2,2	1,2	1,5	0,3	0,3	50
		2,0	6,28	3,0	1,5	1,8	0,4	0,4	50
		3,0	9,42	4,0	2,0	3,2	0,5	0,5	40
		4,0	12,57	5,0	2,5	4,4	1,0	1,0	40
		5,0	15,71	6,5	3,5	5,0	1,2	1,2	40
		7,0	21,99	11,0	6,0	8,0	1,5	1,2	40
		10,0	31,42	15,0	9,0	12,0	2,0	1,5	40
ISO	t_p	MXL	2,032	1,1	0,51	0,76	0,127	0,127	40
		XL	5,080	2,3	1,27	1,37	0,38	0,38	50
		L	9,525	3,6	1,9	3,25	0,51	0,51	40
		H	12,700	4,3	2,29	4,43	1,02	1,02	40
		XH	22,225	11,2	6,35	7,94	1,57	1,2	40
		XXH	31,750	15,7	9,53	12,2	2,28	1,52	40

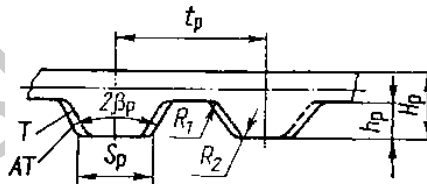
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DIN	t_p	T2,0	2,0	1,1	0,5	0,7	0,2	0,2	40
		T2,5	2,5	1,3	0,7	1,0	0,2	0,2	40
		T5	5,0	2,2	1,2	1,8	0,4	0,4	40
		T10	10,0	4,5	2,5	3,5	0,6	0,6	40
		T20	20,0	8,0	5,0	6,5	0,8	0,8	40

Опыт промышленной эксплуатации стандартных зубчатых ремней с трапецеидальным профилем зубьев показал, что они не отличаются высокими эксплуатационными показателями. Слабым звеном таких ремней являются их зубья, долговечность которых намного меньше, чем несущего слоя.

Частые случаи отказов стандартных трапецеидальных ремней в механизмах газораспределения карбюраторных автомобильных двигателей побудили изготовителей выпустить трапецеидальные ремни серии АТ (автомобильные трапецеидальные или автомобильные трансмиссионные) (табл. 2). Ремни серии АТ имеют более массивный профиль зубьев, что позволяет при том же значении шага зубьев увеличить передаваемую нагрузку до 30% [2].

Таблица 2

Геометрические параметры зубчатых ремней серии АТ



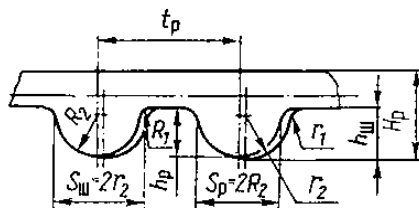
Обозначение	t_p , мм	S_p , мм	h_p , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	H_p , мм	$2\beta_p$, °
АТ5	5,0	2,5	1,2	0,86	0,4	2,7	50
АТ10	10,0	5,0	2,5	1,25	0,4	4,5	50
АТ20	20,0	10,0	5,0	2,5	1,75	8,0	50

Процесс зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов сопровождается интерференцией зубьев ремня, как менее прочных и более податливых по сравнению с зубьями шкивов, а также их скольжением под нагрузкой, что приводит к сравнительно быстрому износу зубьев ремня.

Частичное устранение перечисленных недостатков осуществлено в конструкции зубчато-ременной передачи с полукруглым профилем зубьев НТД. Размеры профиля нормализованы в ТУ 38405560-84 для ремней модулем 3; 4 и 5 мм, в международной системе стандартными являются ремни следующих типоразмеров: 3М; 5М; 8М и 14М (табл. 3).

Т а б л и ц а 3

Геометрические параметры зубчатых ремней профиля НТД



Обозначение	h_p , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	H_p , мм	t_p , мм
<i>m</i> 3	4,0	1,0	2,5	6,0	9,42
<i>m</i> 4	5,0	1,0	3,5	7,5	12,57
<i>m</i> 5	6,0	1,5	4,5	9,0	15,71
3М	1,17	—	0,85	2,41	3,0
5М	2,1	—	1,41	3,6	5,0
8М	3,4	—	2,45	5,6	8,0
14М	6,1	—	4,31	10,0	14,0

3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет зубчато-ременной передачи сводится к определению минимальной ширины ремня, удовлетворяющей предъявляемым требованиям к условиям передачи мощности и ее величине [3].

3.1. Предварительный выбор типа ремня

Выбор геометрии рабочей части зубьев и модуля (шага зубьев) осуществляется на основании исходных данных о передаваемой мощности P_1 и частоте вращения ведущего вала n_1 на основании диаграмм (рис. 3, 4).

В настоящее время особую актуальность приобретают задачи снижения виброактивности и шумоизлучения вновь проектируемых машин и механизмов, поскольку шум и вибрации оказывают вредное воздействие на человека и технические объекты. Для улучшения экологических и массогабаритных показателей вместо ремней со стандартными трапецеидальными зубьями рекомендуется использовать ремни с зубьями более совершенной геометрии (Т, АТ, НТД) (рис. 5, 6).

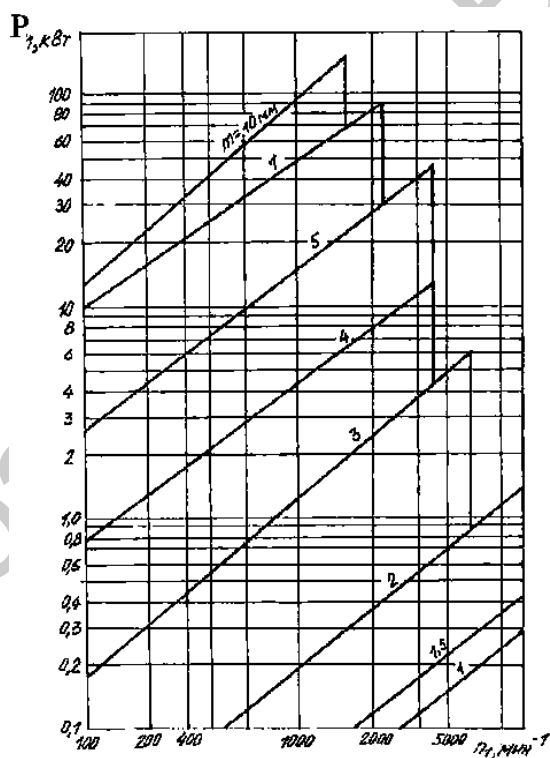


Рис. 3. Диаграмма для выбора модуля зубчатого ремня

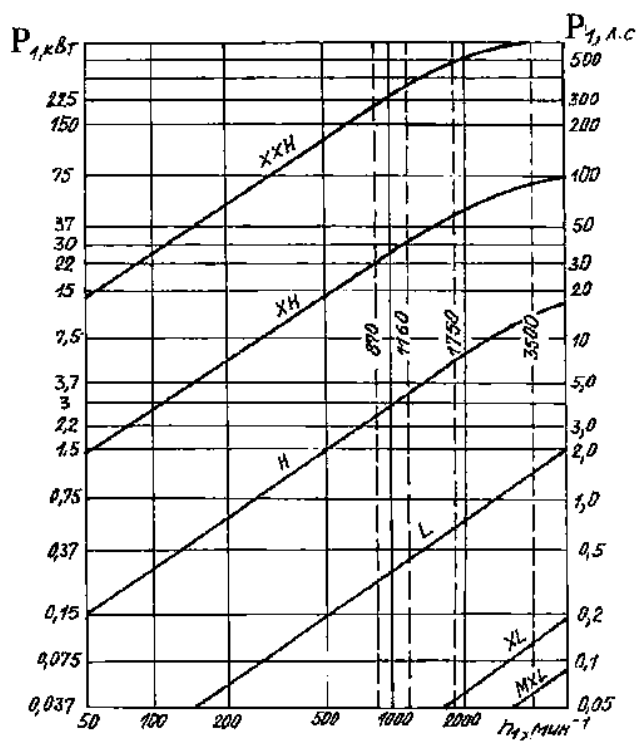


Рис. 4. Диаграмма для выбора шага зубьев зубчатого ремня

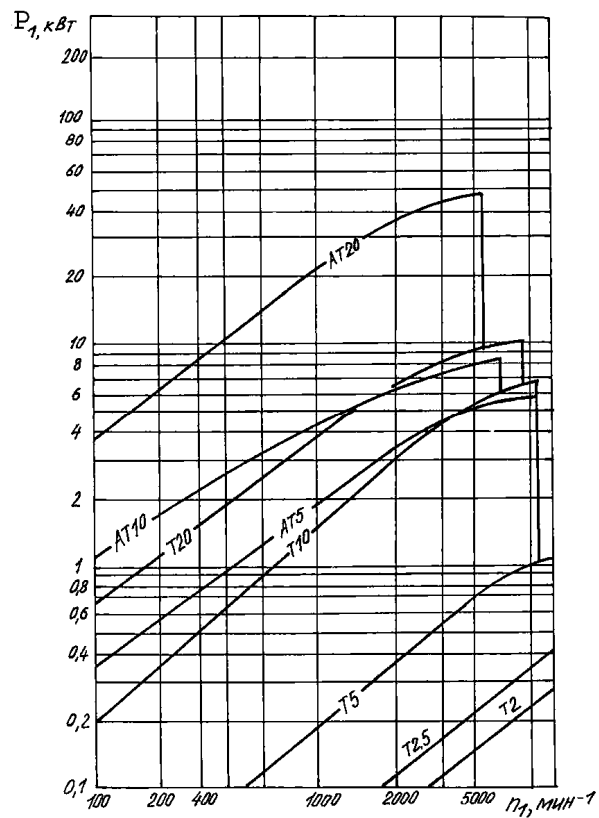


Рис. 5. Диаграмма для выбора шага трапецидальных зубьев зубчатого ремня

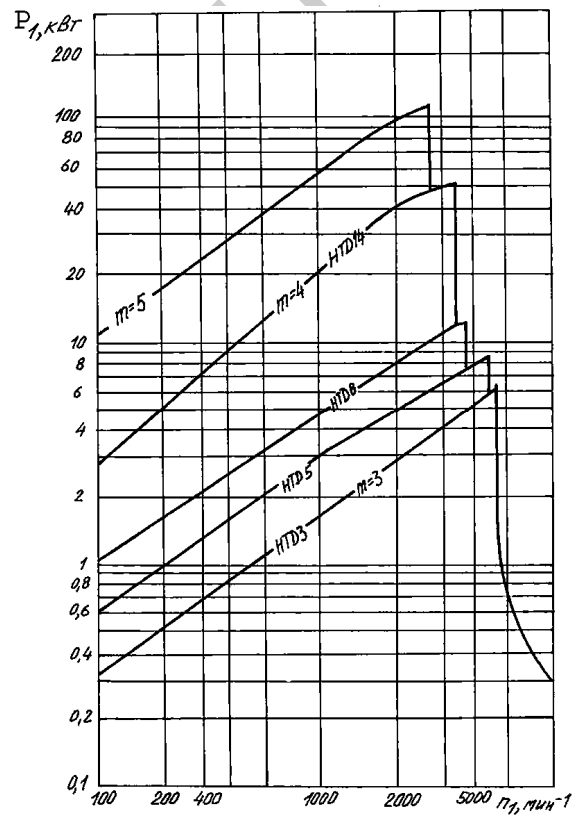


Рис. 6. Диаграмма для выбора шага и модуля зубчатых ремней с полукруглыми зубьями типа HTD

3.2. Геометрический расчет передачи

Геометрический расчет зубчато-ременной 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 .

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 .

Определение длины ремня:

$$L_p = 0,5d_1(\pi - \gamma) + 0,5d_2(\pi + \gamma) + X,$$

где

$$X = \sqrt{a_w^2 - (d_2 - d_1)^2} = 2a_w \cos \frac{\gamma}{2};$$

$$\frac{\gamma}{2} = \arcsin \frac{(d_2 - d_1)}{2a_w}.$$

Для практических инженерных расчетов зубчато-ременных передач рекомендуется таблично-диаграммный способ подбора чисел зубьев ведущего и ведомого шкивов z_1 и z_2 , числа зубьев ремня (длины ремня) z_p (L_p) при заданном a_w .

В качестве z_1 принимается минимально допустимое количество зубьев, соответствующее заданным условиям эксплуатации передачи (табл. 4) [4].

Таблица 4

Минимально допустимое число зубьев ведущего шкива z_1

$n_1, \text{ мин}^{-1}$	Тип ремня (модуль, обозначение)								
	$m=1, \text{ MXL, T2, 3M}$	$m=1,5, \text{ XL, T2,5, 5M}$	$m=2, \text{ T5, 8M}$	$m=3, \text{ L, T10}$	$m=4^*, \text{ H, 14M}$	$m=4^{**}, \text{ AT10, T20}$	$m=5, \text{ AT20}$	$m=7, \text{ XH}$	$m=10, \text{ XHN}$
≤ 1000	10	12	12	14	16	18	18	22	22
≤ 1500	10	12	12	14	16	18	18	24	24
≤ 2000	10	12	12	14	16	18	20	26	26
≤ 2500	10	12	12	16	18	20	20	28	30
≤ 3000	10	12	12	16	18	20	22	30	30
≥ 3000	10	12	12	16	18	20	22	34	34

* Для ремней с металлокордом 5Л15, 7Л12.

** Для ремней с металлокордом 15Л15, 21Л12.

Число зубьев ведомого шкива:

$$z_2 = z_1 u.$$

Полученное значение округляется в ближайшую сторону до целого числа.

Фактическое передаточное число передачи:

$$u_{\phi} = z_2 / z_1.$$

Диаметры шкивов:

$$d_1 = z_1 m; \quad d_2 = z_2 m.$$

Минимальное межосевое расстояние:

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

Число зубьев ремня:

а) при $z = z_1 = z_2$

$$z_p = \frac{2a'}{t_p} + z;$$

б) при $z_2 > z_1$

$$z_p = \frac{2a'}{t_p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_1 t_p}{a'},$$

где $f_1 = \frac{(z_1 + z_2)^2}{4\pi^2}$, z_p – целое число (табл. 5) ([5-13]).

Т а б л и ц а 5

Стандартная ширина B_p и длина зубчатых ремней,
выраженные в числе зубьев z_p

Типоразмер ремня	Ширина ремня B_p , мм	Длина ремней, выраженная в числе зубьев z_p
1	2	3
$m = 1$ мм	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 190; 200; 210
$m = 1,5$ мм	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
$m = 2$ мм	5; 8; 10; 12,5; 16; 20	27; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 68; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
$m = 3$ мм	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50	36; 40; 42; 45; 48; 50; 52-54; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160
$m = 4$ мм	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
$m = 5$ мм	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
$m = 7$ мм	40; 50; 63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 128; 130; 140; 150
$m = 10$ мм	63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 96; 100; 105; 112
MXL	3,0; 3,2; 4; 4,8; 6; 6,4; 10	26; 27; 36; 40; 45; 50; 52-63; 65-73; 75-77; 79; 80; 82- 85; 87; 88; 90-92; 94-98; 100-103; 105-110; 112-115; 118; 120; 122; 123; 125-130; 132; 134-136; 139-145; 147-150; 152; 153; 155; 160; 165; 168; 170; 175; 180; 184; 190; 192; 194; 195; 200; 206; 210; 212; 220; 221; 224-226; 232; 236; 240; 248; 250; 256; 265; 273; 276; 280; 285; 290; 295; 296; 300; 305; 308; 312; 315; 318; 320; 328; 332; 336; 347; 352; 358; 360; 362; 371; 378; 380; 395; 400; 405; 412; 432; 453; 454; 485; 500; 504; 522; 531; 570; 580; 583; 600; 648; 680; 750; 760; 800; 1012; 1030; 1060; 1137; 1250; 1463

Продолжение табл. 5

1	2	3
XL	6,4; 7,9; 9,5; 12,7; 19,1	22; 30; 33; 35; 37; 38; 40-42; 44-92; 94-107; 110; 114-118; 120; 122; 124; 125; 130-132; 135-138; 140-142; 144; 145; 148; 150; 152; 155; 157; 158; 160; 161; 163; 165; 170; 172; 174-176; 178; 180-182; 186; 188; 190; 192; 194; 195; 198; 200; 204; 207; 210; 212; 215; 216; 225; 228; 230; 245; 250; 270; 282; 283; 296; 304; 306; 315; 335; 380; 394; 400; 510; 650; 1064
L	12,7; 19,1; 25,4; 38,1; 50,8	23; 26; 27; 29; 30; 33; 35; 36; 38; 40-42; 44-52; 54; 56; 58; 60; 62-65; 67; 68; 70; 72-74; 76; 80; 81; 84-92; 94; 96; 98-100; 102-106; 108-110; 112; 114; 116-118; 120-124; 128; 132; 136; 137; 140; 144; 146; 148; 152; 153; 155; 160; 161; 165; 168-170; 174; 176; 185; 186; 192; 194; 195; 204; 205; 210; 215; 228; 230; 235; 236; 250; 274; 306; 318; 378; 530
H	19,1; 25,4; 38,1; 50,8; 76,2; 101,6	29; 37; 40; 42; 44; 46; 48-52; 54; 56-58; 60; 62-64; 66-70; 72-76; 78-82; 84; 86; 89; 90; 92-94; 96; 98; 100; 102; 104-106; 108; 110; 112-114; 116; 118; 120; 121; 123; 126; 128; 130; 132; 136; 140; 142; 144; 146; 150; 152; 154; 157; 160; 162; 164; 165; 168; 170; 172; 176; 180; 190; 192; 196-198; 200; 204; 210; 217; 220; 224; 226; 228; 230; 250; 254; 265; 270; 280; 290; 312; 320; 325; 332; 340; 371; 440; 472
XH	50,8; 76,2; 101,6; 127; 152,4	53; 58; 64-66; 72; 80; 84; 86; 88; 90; 91; 96; 100; 103; 106; 112; 114; 128; 144; 160; 176; 180; 192; 200; 214; 260
XXH	50,8; 76,2; 101,6; 127; 152,4; 160; 200	56; 64; 72; 76; 80; 84; 96; 112; 125; 128; 136; 144; 154
T2	4; 6; 8; 10; 12	90; 100; 144
T2,5	4; 6; 8; 10; 12	48; 58; 64; 71-73; 80; 92; 98; 106; 114; 116; 120; 122; 127; 132; 134; 152; 168; 192; 200; 216; 240; 248; 260; 272; 276; 312; 352; 366; 380; 438; 451; 474
T5	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25	23; 24; 30; 33; 37; 40; 42-45; 49; 50-52; 54-56; 59-62; 65; 66; 68; 70; 71; 73; 75; 78; 80; 82; 84; 90-92; 95; 96; 100-102; 105; 109; 110; 112; 114; 115; 118; 120; 122; 124; 126; 130; 132; 133; 135; 137; 138; 140; 144; 145; 148; 150; 156; 160-163; 166; 168; 172; 177; 180; 188; 198-200; 206; 209; 210; 215; 220; 232; 240; 243; 254; 255; 256; 263; 271; 276; 278; 304; 360; 388; 391; 392; 424; 444; 612; 651; 708; 815

Продолжение табл. 5

1	2	3
T10	10; 12; 16; 20; 25; 32; 50; 75; 100	26; 32; 34; 37; 39-41; 44-46; 48; 50; 53-56; 60; 61; 63; 66; 68-70; 72; 73; 75; 77; 78; 80; 81; 84; 85; 88-92; 95-98; 101; 105; 108; 110; 111; 114; 115; 120; 121; 124-126; 128; 130; 132; 135; 139; 140; 142; 145; 146; 148; 150; 152; 156; 160; 161; 164; 169; 170; 175; 178; 180; 186; 188; 196; 198; 202; 208-210; 220; 225; 227; 230; 236; 238; 248; 250; 259; 261; 265; 280; 288; 300; 310; 323; 330; 350; 360; 368; 387; 404; 428; 468; 506; 536; 567; 629; 700; 705
T20	10; 16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	59; 61-64; 73; 84; 85; 89; 94; 102; 110; 112; 130; 136- 138; 181; 238; 250
AT5	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25	45; 51; 56; 60; 66; 68; 75; 78; 84; 90; 91; 100; 109; 120; 122; 126; 132; 142; 144; 150; 156; 465; 172; 195; 210; 225; 300; 400
AT10	10; 12; 16; 20; 25; 32; 50; 75; 100	50; 56; 60; 61; 66; 70; 73; 78; 80; 84; 89; 92; 96; 98; 100; 101; 105; 108; 110; 115; 120; 121; 125; 128; 130; 132; 135; 136; 140; 142; 150; 160; 170; 172; 180; 186; 194; 200; 315
AT20	10; 16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	54; 62; 64; 66; 73; 85; 89; 94; 95; 118; 130; 138; 155; 181; 238; 380
3M	10; 16; 25; 32; 50	27; 30; 35; 37; 39; 43; 47-53; 55-60; 62-65; 67-71; 74- 82; 84; 85; 88-90; 92; 94-97; 99; 100; 102-104; 106; 108-110; 112-115; 119-121; 125; 128; 130; 131; 133; 135; 140-142; 144; 149; 153; 155; 158; 160; 162; 163; 165; 167; 170; 171; 174; 177; 179; 188; 190; 192-194; 199; 200; 203; 204; 211; 213; 216; 218; 223; 225; 233; 237; 245; 246; 250-252; 267; 268; 271; 281; 294; 295; 315; 318; 354; 375; 415; 421; 448; 467; 500; 510; 523; 600; 621; 796; 880; 1000
5M	10; 16; 25; 32; 50; 75	36; 40; 42; 45; 47; 49-51; 53; 54; 57; 59-62; 64-66; 68- 70; 73; 75; 80; 84; 85; 90-93; 95; 96; 100; 104; 105; 107; 108; 110; 112; 113; 115; 116; 120; 122; 123; 125- 129; 131; 134; 135; 138-142; 145; 148-151; 154; 158; 160; 162; 165-167; 170; 172; 178; 180; 184; 187; 188; 190; 192; 195; 196; 200; 205; 210; 220; 225; 236; 239; 240; 245; 248; 254; 258; 270; 280; 284; 291; 300; 319; 338; 340; 358; 360; 374; 379; 400; 410; 420; 450; 470; 505; 651; 750; 754; 1060; 1400

1	2	3
8М	16; 25; 32; 50; 75; 100	36; 40-42; 44; 46; 48; 51-53; 60; 64; 67; 68; 70; 72; 75; 78-80; 82; 85; 89; 90; 95; 97; 100; 105; 107-110; 112; 115; 116; 119-121; 125; 127; 130; 132; 135; 138; 140; 142; 144; 146; 148; 150; 152; 153; 156-158; 160; 163; 164; 168; 169; 170; 174; 175; 178; 180; 182; 183; 190; 197; 200; 212; 220; 224; 225; 237; 238; 250; 260; 263; 275; 276; 280; 299; 300; 325; 350; 381; 390; 396; 400; 410; 450; 500; 525; 550; 640; 700; 745; 825; 860
14М	16; 25; 32; 50; 75; 100; 150	69; 74; 76; 78; 80; 85; 89; 100; 101; 104; 108; 112; 115; 118; 125-127; 129; 135; 140; 150; 160; 165; 175; 185; 200; 222; 225; 240; 250; 275; 309; 327; 340; 354; 360; 440; 490

Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p , мм:

а) при $z = z_1 = z_2$

$$a = \frac{(z_p - z) \cdot t_p}{2},$$

б) при $z_2 > z_1$

$$a = [2z_p - (z_2 + z_1)] f_2 t_p,$$

где f_2 – см. табл. 6.

Таблица 6

Значения коэффициента f_2

$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2	$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1}$	f_2
1	2	3	4	5	6	7	8
13	0,24991	2,7	0,24735	1,54	0,23758	1,26	0,22520
12	0,24490	2,6	0,24708	1,52	0,23705	1,25	0,22443
11	0,24988	2,5	0,24678	1,50	0,23648	1,24	0,22361
10	0,24986	2,4	0,24643	1,48	0,23588	1,23	0,22275
9	0,24983	2,3	0,24602	1,46	0,23524	1,22	0,22185
8	0,24978	2,2	0,24552	1,44	0,23450	1,21	0,22090

1	2	3	4	5	6	7	8
7	0,24970	2,1	0,24493	1,42	0,23381	1,20	0,21990
6	0,24958	2,0	0,24421	1,40	0,23301	1,19	0,21884
5	0,24937	1,95	0,24380	1,39	0,23259	1,18	0,21771
4,8	0,24931	1,90	0,24333	1,38	0,23215	1,17	0,21652
4,6	0,24925	1,85	0,24281	1,37	0,23170	1,16	0,21526
4,4	0,24917	1,80	0,24222	1,36	0,23123	1,15	0,21390
4,2	0,24907	1,75	0,24156	1,35	0,23073	1,14	0,21245
4,0	0,24896	1,70	0,24081	1,34	0,23022	1,13	0,21090
3,8	0,24883	1,68	0,24048	1,33	0,22968	1,12	0,20923
3,6	0,24868	1,66	0,24013	1,32	0,22912	1,11	0,20744
3,4	0,24849	1,64	0,23977	1,31	0,22854	1,10	0,20549
3,2	0,24825	1,62	0,23938	1,30	0,22793	1,09	0,20336
3,0	0,24795	1,60	0,23897	1,29	0,22729	1,08	0,20104
2,9	0,24778	1,58	0,23854	1,28	0,22662	1,07	0,19848
2,8	0,24758	1,56	0,23807	1,27	0,22593	1,06	0,19564

Угол обхвата ремнем ведущего шкива, градус:

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

Число зубьев на дуге обхвата ведущего шкива (число зубьев в зацеплении), шт.:

$$z_{01} = \frac{z_1 \alpha_1^0}{360^\circ} \quad (z_{01} = 3 \dots 15).$$

Ширина ремня, мм:

$$B_p = \frac{P_1 k_t}{P_t z_{01}},$$

где $k_t = k_1 + k_2 + k_3$ – суммарный эксплуатационный коэффициент, зависящий от:

k_1 – типа двигателя (см. табл. 7);

k_2 – типа рабочей машины (см. табл. 8);

k_3 – передаточного отношения (при $u \geq 1$ $k_3 = 0$);

P_i – мощность, передаваемая одним зубом ремня шириною 1 мм

в стандартном режиме, кВт/мм (см. рис. 7, где $v = \frac{\pi d n}{6 \cdot 10^4}$, м/с).

Т а б л и ц а 7

Значения коэффициента k_1 , учитывающего тип двигателя

Тип двигателя	k_1
ДВС одноцилиндровый	1,0
ДВС двухцилиндровый	0,7
ДВС 3-4-цилиндровый	0,4...0,5
ДВС 6-цилиндровый	0,25
ДВС 8-цилиндровый и более	0
Электродвигатель однофазный	1,0
Электродвигатель трехфазный	0,25
Электродвигатель постоянного тока	0,25

Т а б л и ц а 8

Значения коэффициента k_2 , учитывающего тип рабочей машины

Тип оборудования	k_2		
	Тип А	Тип В	Тип С
1	2	3	4
Токарные станки	1,4	1,6	1,8
Прессы	1,5	1,7	1,9
Подъемники	1,6	1,8	2,0
Поршневые компрессоры	2,0	2,2	2,4
Центробежные компрессоры	1,6	1,7	1,8
Машины пищевой промышленности	1,4	1,6	1,8
Ткацкие станки	1,6	1,8	2,0
Офисные машины (принтеры, пишущие машинки, фотокопиры)	1,1	1,2	1,3
Бытовая техника (кухонные процессоры)	1,1	1,2	1,3
Стиральные машины	1,2	1,3	1,4

1	2	3	4
Текстильные машины	1,3	1,5	1,7
Типографские машины	1,4	1,6	1,8
Вентиляторы	1,5	1,7	1,9
Насосы	1,4	1,6	1,8
Генераторы	1,4	1,6	1,8
Элеваторы	1,4	1,6	1,8
Центрифуги	1,5	1,7	1,9

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

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

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

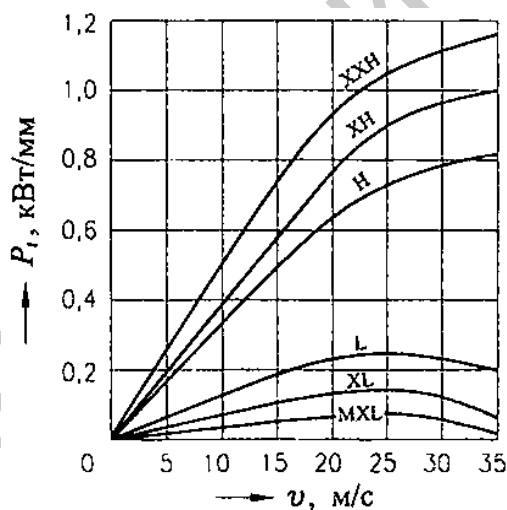


Рис. 7. Мощность, передаваемая одним зубом ремня шириною 1 мм в стандартном режиме

Учет количества зубьев на дуге обхвата при $z_{01} \leq 6$ производится следующим образом: если z_{01} принимает значения 6, 5, 4, 3, 2, то величина B_p умножается на 1,0; 1,25; 1,66; 2,5 и 5,0 соответственно.

Полученная величина B_p округляется в большую сторону до ближайшего стандартного значения (см. табл. 5).

Сила, нагружающая вал передачи, Н:

$$F = (1,1 \dots 1,15)F_t,$$

где F_t – окружное усилие, Н.

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

3.3. Проверочный расчет прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига

Напряжения сдвига в зубьях ремня [14]:

$$\tau = \frac{F_t k_2}{z_{01} s_1 B_p k} \leq \frac{[\tau]}{k_p},$$

где k_2 – коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 8);

s_1 – ширина площадки сдвига зуба ремня: $s_1 = 0,8m$;

k – коэффициент, учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива: $k = 2,65$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига: $[\tau] = 0,8\sigma_B$;

σ_B – предел прочности зуба ремня на отрыв от основания: $\sigma_B = 7 \dots 10$ МПа;

k_p – коэффициент долговечности ремня:

$$k_p = k_t k_c k_n \sqrt[20]{N_u},$$

где k_t – коэффициент, учитывающий снижение прочностных характеристик ремня из-за его нагрева в процессе работы:

а) при постоянном режиме работы

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} \geq 1;$$

б) при переменном режиме работы

$$k_t = \frac{1}{L_h} \sum_i L_{hi} \sqrt[6]{\frac{n_i}{10^3}} \geq 1;$$

где L_h – общий ресурс работы передачи, час;

$$L_h = L365k_{\text{год}}24k_{\text{сут}},$$

L – количество лет работы передачи (см. исходные данные);

$k_{\text{год}}$ – коэффициент годового использования передачи (см. исходные данные);

$k_{\text{сут}}$ – коэффициент суточного использования передачи (см. исходные данные);

L_{hi}, n_i – время работы и частота вращения ведущего шкива при i -м режиме нагружения (см. циклограмму нагружения);

k_c – коэффициент, учитывающий сменность работы передачи:
 $k_c = 1,0$ – односменная работа, $k_c = 1,07$ – двухсменная работа, $k_c = 1,15$ – трехсменная работа;

k_n – коэффициент, учитывающий наличие натяжного ролика:
 $k_n = 1,0$ – при отсутствии натяжного ролика, $k_n = 1,1$ – при наличии одного натяжного ролика, $k_n = 1,25$ – при наличии двух натяжных роликов;

N_u – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

а) при постоянном режиме работы

$$N_u = \frac{60z_1L_hn_1}{z_p};$$

б) при переменном режиме работы

$$N_y = \frac{60z_1}{z_p F_{t \max}^6} (F_{t1}^6 L_{h1} n_{ui1} + F_{t2}^6 L_{h2} n_{ui2} + \dots + F_{ti}^6 L_{hi} n_{uii}),$$

где F_{ti} , L_{hi} , n_{uii} – окружная сила, время работы и частота вращения ведущего шкива на i -м режиме работы соответственно.

4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Выбор материала шкивов

Шкивы зубчато-ременных передач относятся к общемашиностроительным деталям, и выбор материала для них осуществляется традиционными способами.

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 Ст3 (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.

4.2. Ступицы шкивов

Диаметр и длина ступицы, мм (рис. 8):

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

$$L_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d_{вал},$$

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

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

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

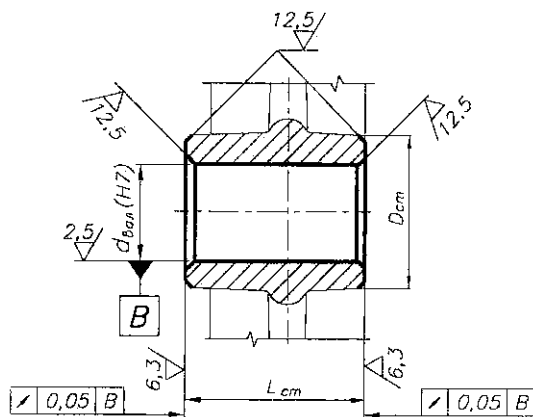


Рис. 8. Размеры ступиц шкивов

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

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 (рис. 9). Посадка цилиндрического отверстия – H7.

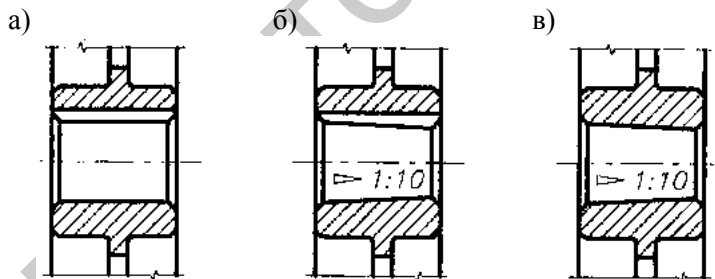


Рис. 9. Посадочные отверстия шкивов:

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

Шероховатость поверхностей:

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

– боковых поверхностей ступицы – на класс ниже чистоты обработки отверстия – $Ra = 6,3$.

Допуски формы и расположения поверхностей:

– торцевое биение ступицы:

а) при $\frac{L_{\text{ст}}}{d_{\text{вал}}} \leq 1$ (табл. 9);

б) при $\frac{L_{\text{ст}}}{d_{\text{вал}}} > 1$ ИТ необходимо увеличить на 40...50%.

Т а б л и ц а 9

Допуск торцевого биения ступиц

Скорость ремня v , 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

4.3. Конструкция и размеры шкивов

Конструкция шкива – см. табл. 10.

Т а б л и ц а 10

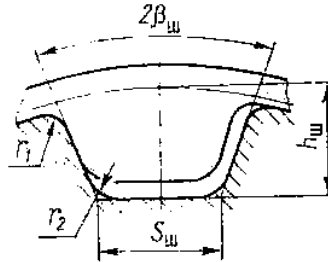
Рекомендации для выбора конструкции шкива

Конструкция шкива при d , мм		
до 90	90...180	свыше 180
монолитная	с диском	со спицами

Размеры профиля межзубной впадины – см. табл. 11-13 ([15] – [16]).

Таблица 11

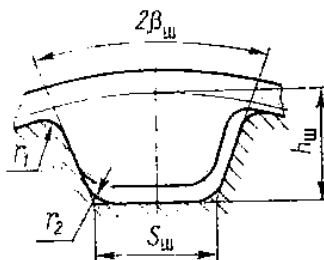
Размеры профиля межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач с трапецеидальными зубьями



Определяющий параметр		Величина, обозначение	Размеры сечения, мм				Угол профиля, °
			$S_{ш}$	$h_{ш}$	r_1	r_2	
OCT	m	1,0	1,0±0,10	1,3±0,10	0,3±0,10	0,3±0,10	50±2
		1,5	1,5±0,15	1,8±0,15	0,4±0,10	0,4±0,10	50±2
		2,0	1,8±0,15	2,2±0,15	0,5±0,10	0,5±0,10	50±2
		3,0	3,2±0,20	3,0±0,20	0,7±0,10	1,0±0,10	40±2
		4,0	4,0±0,20	4,0±0,20	1,0±0,15	1,3±0,15	40±2
		5,0	4,8±0,20	5,0±0,20	1,5±0,15	2,0±0,15	40±2
		7,0	7,5±0,30	8,5±0,30	2,5±0,20	3,0±0,20	40±2
ISO	t_p	10,0	11,5±0,30	12,5±0,30	3,0±0,30	3,5±0,30	40±2
		MXL	0,84±0,10	0,69±0,10	0,13±0,05	0,25±0,05	40±2
		XL	1,32±0,15	1,65±0,15	0,64±0,05	0,41±0,05	50±2
		L	3,05±0,20	2,67±0,20	1,17±0,10	1,19±0,10	40±2
		H	4,19±0,20	3,05±0,20	1,6±0,15	1,6±0,15	40±2
		XH	7,9±0,30	7,14±0,30	2,39±0,20	1,98±0,20	40±2
DIN	t_p	XXH	12,17±0,30	10,31±0,30	3,18±0,20	3,96±0,20	40±2
		T2,0	0,6±0,05	0,8±0,05	0,2±0,05	0,2±0,05	40±2
		T2,5	0,9±0,10	1,0±0,10	0,3±0,05	0,2±0,05	40±2
		T5	1,5±0,15	1,95±0,15	0,6±0,05	0,4±0,05	40±2
		T10	3,4±0,20	3,4±0,20	0,8±0,10	0,6±0,05	40±2
	t_p	T20	7,0±0,30	6,0±0,30	1,2±0,10	0,8±0,10	40±2

Таблица 12

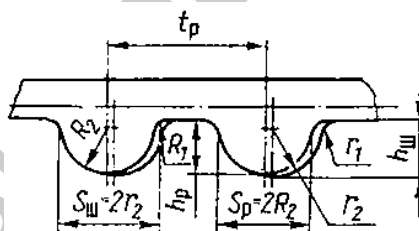
Размеры профиля межзубной впадины шкивов
зубчато-ременных передач АТ профиля



Обозначение	$S_{ш}$, мм	$h_{ш}$, мм	r_1 , мм	r_2 , мм	$2\beta_{ш}$, °
AT5	$2,5 \pm 0,15$	$1,95 \pm 0,15$	$0,6 \pm 0,05$	$0,4 \pm 0,05$	50 ± 2
AT10	$5,0 \pm 0,20$	$3,4 \pm 0,20$	$0,8 \pm 0,10$	$0,6 \pm 0,05$	50 ± 2
AT20	$10,0 \pm 0,30$	$6,0 \pm 0,30$	$1,2 \pm 0,10$	$0,8 \pm 0,10$	50 ± 2

Таблица 13

Размеры профиля межзубной впадины шкивов
зубчато-ременных передач HTD профиля



Обозначение	$S_{ш}$, мм	$h_{ш}$, мм	r_1 , мм	r_2 , мм
m3	$5,3 \pm 0,20$	$4,05 \pm 0,20$	$1,1 \pm 0,10$	$2,65 \pm 0,20$
m4	$7,3 \pm 0,25$	$5,05 \pm 0,20$	$1,3 \pm 0,10$	$3,65 \pm 0,20$
m5	$9,4 \pm 0,30$	$6,05 \pm 0,30$	$1,6 \pm 0,15$	$4,7 \pm 0,30$
3M	$2,0 \pm 0,10$	$1,2 \pm 0,10$	$1,2 \pm 0,10$	$1,0 \pm 0,10$
5M	$3,2 \pm 0,15$	$2,1 \pm 0,15$	$1,7 \pm 0,15$	$1,6 \pm 0,15$
8M	$5,2 \pm 0,20$	$3,4 \pm 0,20$	$2,0 \pm 0,15$	$2,6 \pm 0,20$
14M	$9,0 \pm 0,30$	$6,1 \pm 0,30$	$2,5 \pm 0,20$	$4,5 \pm 0,20$

Делительный диаметр зубьев (по оси кордшнура), мм:

$$d = mz = \frac{t_p z}{\pi}.$$

Диаметр вершин зубьев шкива, мм:

$$d_a = d - 2H + k,$$

где $H = 0,6 \dots 0,8$;

k – корректирующий коэффициент (табл. 14).

Т а б л и ц а 14

Значения корректирующего коэффициента k

d , мм	до 50	до 78	до 118	до 198	до 318	до 500
k , мм	0,08	0,10	0,12	0,13	0,15	0,18

Диаметр впадин зубьев шкива, мм:

$$d_f = d_a - 2h_{ш}.$$

Шаг зубьев по диаметру вершин, мм:

$$t_{ш} = \frac{\pi d_a}{z}.$$

Ширина обода шкива, мм:

$$B_{ш} = B_p + m.$$

Толщина обода шкива, мм:

$$\delta_{ш} = (1,5m + 2) \geq 6 \text{ мм}.$$

Для предотвращения соскальзывания ремня в процессе работы один из шкивов (как правило, ведущий) выполняется с реборами.

Высота реборд, мм:

$$a = t \text{ (для } t \leq 7 \text{ мм);}$$

$$a = 8 \text{ мм (для } t > 7 \text{ мм).}$$

Шероховатость поверхностей межзубной впадины:

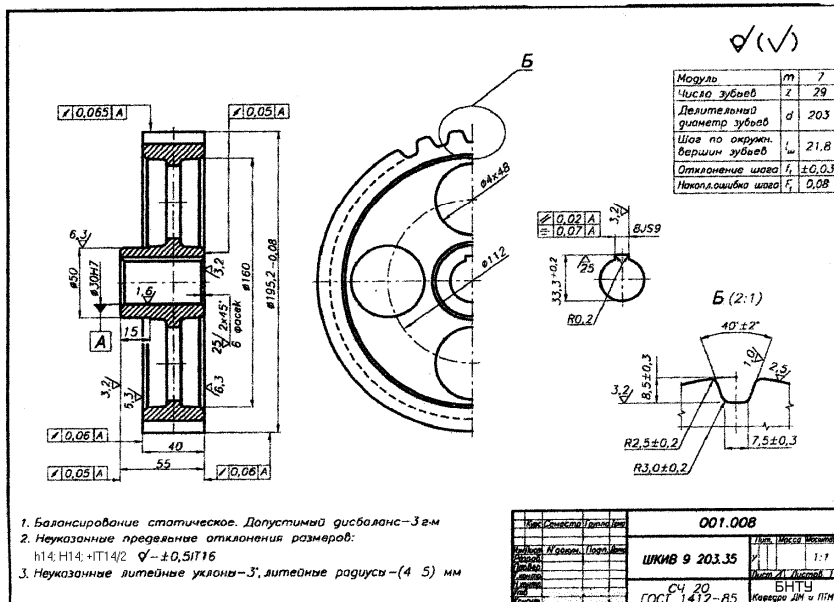
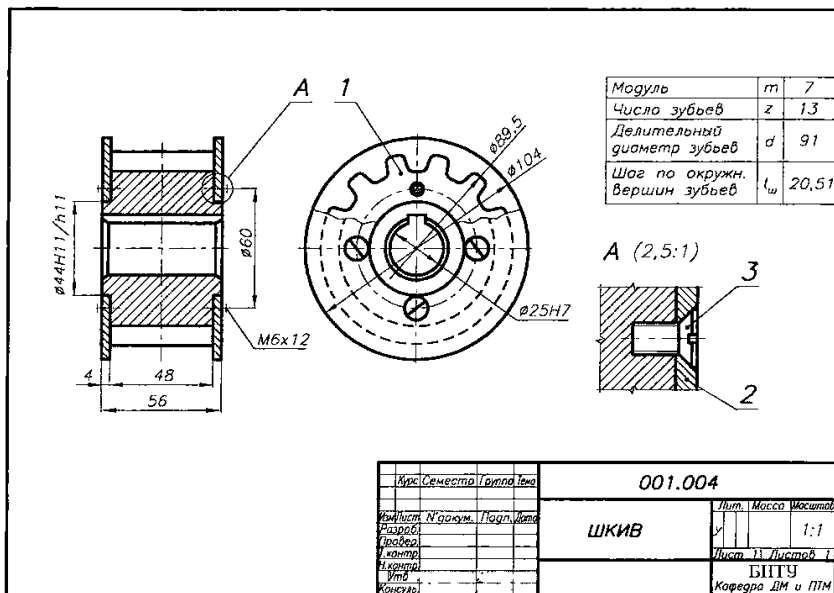
- вершин зубьев шкива $Ra = 2,5$;
 - впадин зубьев шкива $Ra = 3,2$;
 - боковых поверхностей межзубной впадины шкива $Ra = 1,0$.
- Отклонения формы и расположения поверхностей (см. табл. 15).

Таблица 15

Допуски формы и расположения поверхностей
межзубной впадины, мкм

Параметр	Делительный диаметр шкива d , мм				
	50...80	80...125	125...200	200...315	315...500
Отклонение диаметра вершин зубьев	- 60	- 70	- 80	- 90	- 120
Радиальное биение диаметра вершин	50	50	65	65	80
Отклонения шага зубьев для $t \leq 2$ мм	± 21	± 22	± 22	± 22	± 24
$t \leq 4$ мм	± 23	± 23	± 25	± 25	± 27
$t \leq 10$ мм	± 30	± 30	± 30	± 30	± 32
Накопленная ошибка шага зубьев	56	67	80	95	110

5. ПРИМЕРЫ ОФОРМЛЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ШКИВОВ ЗРП



1. Балансирование статическое. Допустимый дисбаланс—3 г·см
2. Неуказанные предельные отклонения размеров:
h14, H14, IT14/2 ϕ — $\pm 0,5IT16$
3. Неуказанные витейные углы—3°, витейные радиусы—(4 5) мм

6. ПРИМЕРЫ ОБОЗНАЧЕНИЯ (МАРКИРОВКИ) ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

1). По ТУ РБ 00149438-073-95:

а) ЛР(ЛПУ)3-80-25: модуль 3 мм (шаг зубьев $t_p = \pi m = 3,14 \cdot 3 = 9,42$ мм); число зубьев ремня $z_p = 80$; ширина ремня $B_p = 25$ мм; длина ремня $L_p = t_p z_p = 9,42 \cdot 80 = 753,6$ мм. Ремень изготовлен методом литья из резины (полиуретана) и не имеет износостойкого покрытия зубьев;

б) СБ5-90-50: модуль 5 мм (шаг зубьев $t_p = \pi m = 3,14 \cdot 5 = 15,71$ мм); число зубьев ремня $z_p = 90$; ширина ремня $B_p = 50$ мм; длина ремня $L_p = t_p z_p = 15,71 \cdot 90 = 1413,9$ мм. Ремень изготовлен сборочным методом из резины и имеет износостойкое покрытие зубьев.

2). По ISO 5296:

а) 180XL031: 180 – длина ремня L_p , равная 18,0 дюймов или 457,2 мм; XL – тип ремня, определяющий шаг зубьев $t_p = 5,08$ мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 457,2 / 5,08 = 90$; 031 – ширина ремня B_p , равная 0,31 дюйма или 7,9 мм.

б) 345L075: 345 – длина ремня L_p , равная 34,5 дюймов или 876,3 мм; L – тип ремня, определяющий шаг зубьев $t_p = 9,525$ мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 876,3 / 9,525 = 92$; 075 – ширина ремня B_p , равная 0,75 дюйма или 19,1 мм.

3). По DIN 7721:

а) 16-T5-455: 16 – ширина ремня в мм; T5 – тип ремня (трапецеидальный профиль зубьев ремня с шагом 5 мм); 455 – длина ремня в мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 455 / 5 = 91$;

б) 50-AT20-9600: 50 – ширина ремня в мм; AT20 – тип ремня (автомобильный трапецеидальный профиль зубьев ремня с шагом 20 мм); 9600 – длина ремня в мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 9600 / 20 = 480$.

4). Ремни с полукруглым профилем зубьев HTD:

а) 357-3M-12: 357 – длина ремня в мм; 3M – тип ремня (метрический полукруглый профиль зубьев ремня с шагом 3 мм); 12 – ширина ремня в мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 357 / 3 = 119$;

б) 800-8M-50: 800 – длина ремня в мм; 8M – тип ремня (метрический полукруглый профиль зубьев ремня с шагом 8 мм); 50 – ширина ремня в мм; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 800 / 8 = 100$.

7. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные:

Привод поршневого компрессора от трехфазного электродвигателя.

$$P_1 = P_{\text{эд}} = 3 \text{ кВт}; \quad P_2 = 2,85 \text{ кВт}; \quad \eta_{\text{рп}} = 0,95;$$

$$n_1 = 3000 \text{ мин}^{-1}; \quad n_2 = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad u = 3;$$

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

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

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

Расчет:

Предварительный выбор типа ремня

На основании диаграмм (см. рис. 3-6) по известным P_1 и n_1 выбираем варианты типа ремня: а) $m4$; б) L ; в) $T10$; г) $3M$.

Для дальнейших расчетов окончательно принимаем по табл. 1 тип L по ISO 5294 ($t_p = 9,525 \text{ мм}$; $m = t_p / \pi = 9,525 / 3,14159 = 3,032 \text{ мм}$).

Геометрический расчет передачи

1. Минимально допустимое число зубьев ведущего шкива z_1 принимаем по табл. 4: $z_1 = 16$.

2. Число зубьев ведомого шкива

$$z_2 = 16 \cdot 3 = 48.$$

3. Фактическое передаточное число передачи

$$u_{\text{ф}} = 48 / 16 = 3.$$

4. Диаметры шкивов

$$d_1 = 16 \cdot 3,032 = 48,51 \text{ мм}; \quad d_2 = 48 \cdot 3,032 = 145,54 \text{ мм}.$$

5. Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\text{мин}} = 0,55(48,51 + 145,54) + 3,6 = 110,33 \text{ мм}.$$

Принимаем $a' = 112$ мм.

6. Число зубьев ремня

$$f_1 = \frac{(16 + 48)^2}{4 \cdot 3,14159^2} = 103,75 ;$$

$$z_p = \frac{2 \cdot 112}{9,525} + \frac{16 + 48}{2} + \frac{103,75 \cdot 9,525}{112} = 64,34.$$

По табл. 5 окончательно принимаем $z_p = 64$.

7. Межосевое расстояние передачи при выбранном z_p

$$\frac{z_p - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{64 - 16}{48 - 16} = 1,5 ;$$

$$f_2 = 0,23648 \text{ (по табл. 6).}$$

$$a = [2 \cdot 64 - (48 + 16)] \cdot 0,23648 \cdot 9,525 = 144,16 \text{ мм.}$$

8. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \frac{57^\circ (145,54 - 48,51)}{144,16} = 141,635^\circ = 141^\circ 38' 06''.$$

9. Число зубьев на дуге обхвата ведущего шкива

$$z_{01} = \frac{16 \cdot 141,635^\circ}{360^\circ} = 6,295.$$

Принимаем $z_{01} = 6$.

10. Ширина ремня

$$k_t = 0,25 + 2,0 + 0 = 2,25 \text{ (см. табл. 7, 8);}$$

$$v = \frac{3,14159 \cdot 48,51 \cdot 3000}{6 \cdot 10^4} = 7,62 \text{ м/с;}$$

$$P_t = 0,1 \text{ кВт/мм (см. рис. 7);}$$

$$B_p = \frac{3 \cdot 2,25}{0,1 \cdot 6} = 11,25 \text{ мм.}$$

По табл. 5 окончательно принимаем $B_p = 12,7 \text{ мм.}$

11. Сила, нагружающая вал передачи:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9,55}{48,51} = 393,73 \text{ Н;}$$

$$F = 1,1 \cdot 393,73 = 433,11 \text{ Н.}$$

12. Напряжения сдвига в зубьях ремня

$$s_l = 0,8 \cdot 3,032 = 2,426 \text{ мм;}$$

$$[\tau] = 0,8 \cdot 9 = 7,2 \text{ МПа;}$$

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{3000}{10^3}} = 1,2 \geq 1;$$

$$k_c = 1,07;$$

$$k_H = 1,0;$$

$$L_h = 5 \cdot 365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,5 = 17520 \text{ ч;}$$

$$N_u = \frac{60 \cdot 16 \cdot 17520 \cdot 3000}{64} = 7,9 \cdot 10^8 \text{ циклов;}$$

$$k_p = 1,2 \cdot 1,07 \cdot 1,0 \cdot \sqrt[20]{7,9 \cdot 10^8} = 3,58;$$

$$\tau = \frac{393,73 \cdot 2,0}{6 \cdot 2,426 \cdot 12,7 \cdot 2,65} = 1,61 \text{ МПа} \leq \frac{7,2}{3,58} = 2,01 \text{ МПа.}$$

Условие прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига выполнено.

Конструирование шкивов зубчато-ременной передачи

1. Выбор материала шкивов.

Так как $v \leq 30$ 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.

$D_{\text{ст1}} = 1,6 \cdot 15 = 24$ мм; $D_{\text{ст2}} = 1,6 \cdot 20 = 32$ мм.

$L_{\text{ст1}} = 1,4 \cdot 15 = 21$ мм; $L_{\text{ст2}} = 1,4 \cdot 20 = 28$ мм.

3. Тип посадочного отверстия.

Посадочные отверстия шкивов – цилиндрические со шпонкой (см. рис. 9).

Посадка цилиндрического отверстия – Н7.

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. 9).

6. Конструкция шкивов.

Ведущий шкив – монолитная; ведомый шкив – с диском (см. табл. 10).

7. Размеры профиля межзубной впадины (см. табл. 11).

8. Диаметр вершин зубьев шкива:

$$d_{a1} = 48,51 - 2 \cdot 0,6 + 0,08 = 47,39 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = 145,54 - 2 \cdot 0,6 + 0,13 = 144,47 \text{ мм.}$$

9. Диаметр впадин зубьев шкива:

$$d_{f1} = 47,39 - 2 \cdot 2,67 = 42,05 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 144,47 - 2 \cdot 2,67 = 139,13 \text{ мм}.$$

10. Шаг зубьев по диаметру вершин

$$t_{u1} = \frac{3,14159 \cdot 47,39}{16} = 9,305 \text{ мм};$$

$$t_{u2} = \frac{3,14159 \cdot 144,47}{48} = 9,455 \text{ мм}.$$

11. Ширина обода шкива

$$B_{\text{ш}} = 12,7 + 3,032 = 15,732 \text{ мм}.$$

Принимаем $B_{\text{ш}} = 16 \text{ мм}$.

12. Толщина обода шкива

$$\delta_{\text{ш}} = (1,5 \cdot 3,032 + 2) = 6,55 \text{ мм} \geq 6 \text{ мм}.$$

Принимаем $\delta_{\text{ш}} = 6,7 \text{ мм}$.

13. Высота реборд

$$a = 3 \text{ мм}.$$

14. Шероховатость поверхностей межзубной впадины:

– вершин зубьев шкива $Ra = 2,5$;

– впадин зубьев шкива $Ra = 3,2$;

– боковых поверхностей межзубной впадины шкива $Ra = 1,0$.

15. Отклонения формы и расположения поверхностей межзубной впадины – см. табл. 15.

16. Маркировка ремня:

240L050: 240 – длина ремня L_p , равная 24,0 дюйма или 609,6 мм;
 L – тип ремня, определяющий шаг зубьев $t_p = 9,525 \text{ мм}$; число зубьев ремня $z_p = L_p / t_p = 609,6 / 9,525 = 64$; 050 – ширина ремня B_p , равная 0,5 дюйма или 12,7 мм.

Литература

1. ТУ РБ 00149438-073-95. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней.
2. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи. – Мн.: Наука і тэхніка, 1995. – 383 с.
3. ОСТ 3805227-81. Передачи зубчатым ремнем. Метод расчета.
4. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие / Л.В.Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. – 290 с.
5. Рекламный проспект фирмы MULCO.
6. Рекламный проспект фирмы Megadyne.
7. Рекламный проспект фирмы Good Year.
8. Рекламный проспект фирмы Roulunds.
9. Рекламный проспект фирмы Euro Drivebelt.
10. Рекламный проспект фирмы Bando.
11. Рекламный проспект фирмы Siegling.
12. Рекламный проспект фирмы Semperit.
13. Рекламный проспект фирмы ContiTech.
14. Решетов Д.Н. Детали машин. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
15. Kurmaz L.W. Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie. – Warszawa: PWN, 1999. – 191s.
16. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1998. – 447 с.
17. Krause W., Metzner D. Zahnriemengetrieben. Berlin. VEB Verlag Technik, 1988. – 120 s.

Содержание

Введение.....	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ ЗУБЧАТЫМИ РЕМНЯМИ.....	3
2. КОНСТРУКЦИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ.....	4
3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	8
3.1. Предварительный выбор типа ремня.....	9
3.2. Геометрический расчет передачи.....	12
3.3. Проверочный расчет прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига.....	21
4. Конструирование шкивов зубчато-ременной передачи.....	23
4.1. Выбор материала шкивов.....	23
4.2. Ступицы шкивов.....	23
4.3. Конструкция и размеры шкивов.....	25
5. ПРИМЕРЫ ОФОРМЛЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ШКИВОВ ЗРП.....	30
6. ПРИМЕРЫ ОБОЗНАЧЕНИЯ (МАРКИРОВКИ) ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ.....	31
7. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	32
Литература.....	37

Учебное издание

БАХАНОВИЧ Александр Геннадьевич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебно-методическое пособие
для студентов машиностроительных специальностей

Редактор О.Н.Воробьева. Корректор М.П.Антонова
Компьютерная верстка Н.А.Школьниковой

Подписано в печать 12.04.2004.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,2. Уч.-изд. л. 1,7. Тираж 200. Заказ 9.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.
Лицензия ЛВ №155 от 30.01.2003. 220013, Минск, проспект
Ф.Скорины, 65.