

УДК 621.85.052.44

МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО ИНЖЕНЕРНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

канд. техн. наук, доц. А.Г. БАХАНОВИЧ, д-р техн. наук, проф. А.Т. СКОЙБЕДА  
(Белорусский национальный технический университет, Минск)

Представлена прогрессивная методика проектного инженерного расчета зубчато-ременной передачи. Методика прошла промышленную апробацию и рекомендована к широкому использованию.

**Исходные данные:** передаваемая мощность  $P_1$ , кВт; частота вращения ведущего шкива  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>; передаточное отношение  $u$ ; циклограмма нагружения; тип машины-двигателя и машины-орудия; срок службы передачи  $L$  (лет); коэффициент годового использования передачи  $k_{год}$ ; коэффициент суточного использования передачи  $k_{сут}$ .

**1. Выбор модуля (шага зубьев) ремня.** При известных  $P_1$  и  $n_1$  по диаграммам в соответствии с рисунками 1 – 4 выбирается значение модуля  $m$  или шага зубьев ремня  $t_p$ .

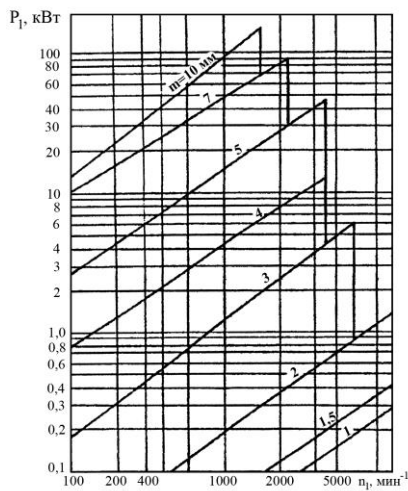


Рис. 1. Диаграмма для выбора модуля ремня

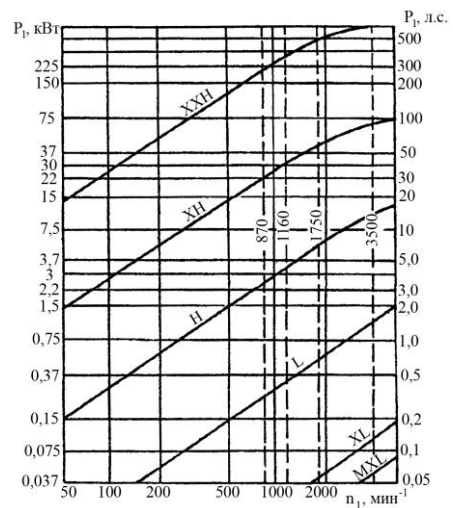


Рис. 2. Диаграмма для выбора шага зубьев ремня типа MXL – XXH

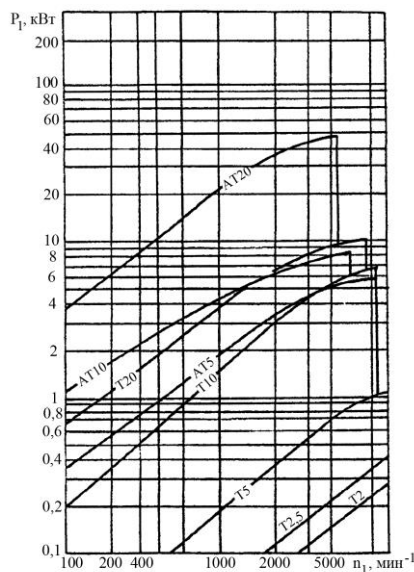


Рис. 3. Диаграмма для выбора шага зубьев ремня типа T2 – AT20

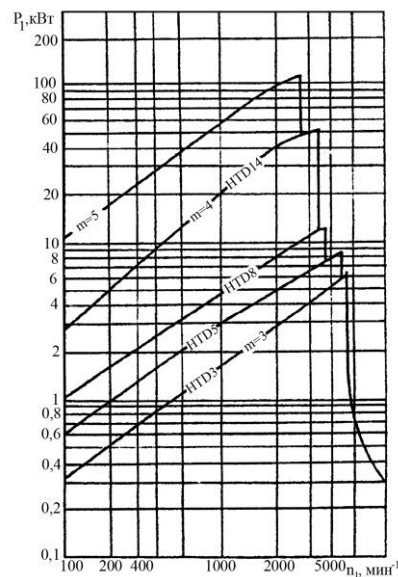


Рис. 4. Диаграмма для выбора шага зубьев ремня типа HTD

При этом для обеспечения взаимозаменяемости привода в общемировом масштабе и соответственно повышения конкурентоспособности создаваемой техники целесообразно выбирать ремни типа MXL – XXH, T5 – T20, НТД. Габариты передачи последовательно снижаются при переходе от MXL – XXH и T5 – T20 и далее к НТД. В последнем случае удастся также повысить экологические и эргономические показатели передачи за счет снижения уровня шумоизлучения и виброактивности.

**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:

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

$$\text{где } X = \sqrt{a_w^2 - (d_2 - d_1)^2} = 2a_w \cos \frac{\gamma}{2}; \quad \frac{\gamma}{2} = \arcsin \frac{(d_2 - d_1)}{2a_w}.$$

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 и обеспечивающее ее наилучшие массогабаритные параметры (табл. 1).

Таблица 1

Минимально допустимое число зубьев шкива

$n_1$ , мин <sup>-1</sup>	Тип ремня (модуль, обозначение)								
	$m = 1$ MXL T2 3M	$m = 1,5$ XL T2,5 5M	$m = 2$ T5 8M	$m = 3$ L T10	$m = 4^*$ H 14M	$m = 4^{**}$ AT10 T20	$m = 5$ AT20	$m = 7$ XH	$m = 10$ XXH
≤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 ремня с кордом 5Л15, 35СТ; \*\* – для ремня с кордом 15Л15, 75СА.

Число зубьев ведомого шкива:  $z_2 = z_1 u$ .

Полученное значение округляется в ближайшую сторону до целого числа.

Фактическое передаточное число передачи:  $u_{\text{ф}} = z_2 / z_1$ .

Диаметры шкивов:

$$d_1 = mz_1 = \frac{t_p}{\pi} z_1; \quad d_2 = mz_2 = \frac{t_p}{\pi} z_2, \text{ мм}.$$

Минимальное межосевое расстояние:

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

Число зубьев ремня:

$$\text{а) при } z = z_1 = z_2: z_p = \frac{2a'}{t_p} + z, \quad \text{б) при } z_2 > z_1: z_p = \frac{2a'}{t_p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_1 t_p}{a'},$$

где  $f_1 = \frac{(z_1 + z_2)^2}{4\pi^2}$ ,  $z_p$  – целое число (табл. 2) [1 – 10].

Таблица 2

Стандартная ширина и длина зубчатых ремней

Типоразмер ремня	Ширина ремня $B_p$ , мм	Длина ремня, выраженная в числе зубьев ремня $z_p$
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
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
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. 2

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
8M	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
14M	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

Межсоевое расстояние передачи при выбранном  $z_p$ :

а) при  $z = z_1 = z_2$ :  $a = \frac{(z_p - z)t_p}{2}$ ; б) при  $z_2 > z_1$ :  $a = [2z_p - (z_2 + z_1)]f_2 t_p$ , где  $f_2$  – см. в табл. 3.

Таблица 3

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	1	2	1	2	1	2
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
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

Продолжение табл. 3

1	2	1	2	1	2	1	2
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:

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

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

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

Величину угла обхвата ведущего шкива  $\alpha_1^\circ$  можно также определять по диаграмме на рис. 5, а число зубьев в зацеплении на дуге обхвата ведущего шкива  $z_{01}$  – по диаграмме на рис. 6.

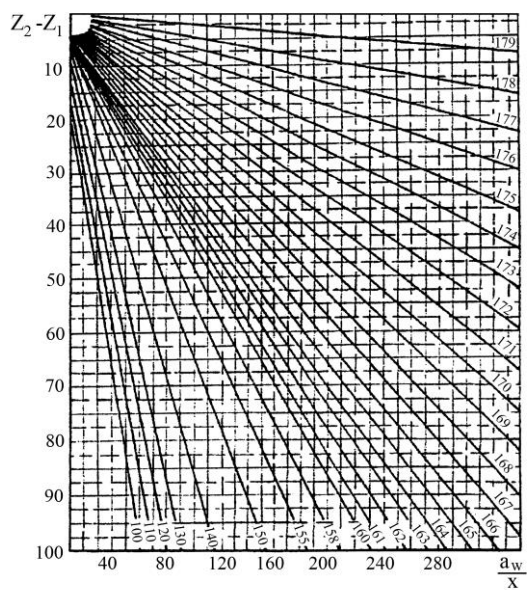


Рис. 5. Диаграмма для определения действительного угла обхвата меньшего шкива при известном параметре  $x$ :  $t_p = 2,032 \text{ мм} - x = 0,813$ ;  $5,08 \text{ мм} - 2,032$ ;  $9,55 \text{ мм} - 3,810$ ;  $12,7 \text{ мм} - 5,08$ ;  $22,225 \text{ мм} - 8,89$ ;  $31,75 \text{ мм} - 12,7$ ;  $2,5 \text{ мм} - 1$ ;  $3 \text{ мм} - 1,2$ ;  $5 \text{ мм} - 2,0$ ;  $10 \text{ мм} - 4,0$ ;  $20 \text{ мм} - 8,0$

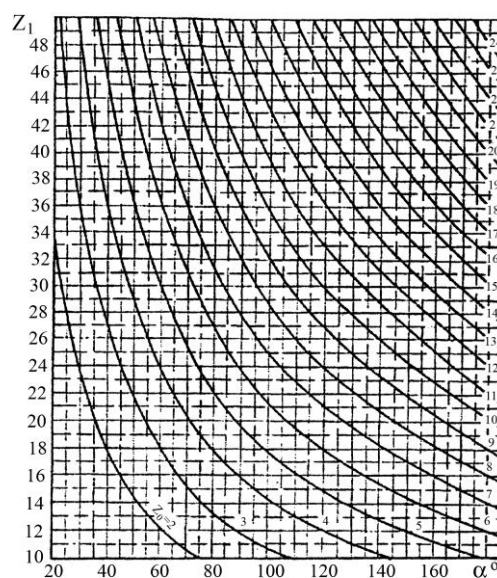


Рис. 6. Диаграмма для определения числа зубьев в зацеплении на дуге обхвата ведущего шкива

Ширина ремня:

$$B'_p = \frac{F_t k}{[F_t]_0^{(1)} z_{01} k_n} + 0,3 t_p, \text{ мм}$$

где  $k = k_1 + k_2 + k_3$ ;  $k_1$  – коэффициент, зависящий от типа двигателя (табл. 4);  $k_2$  – коэффициент, зависящий от типа рабочей машины (табл. 5);  $k_3$  – коэффициент, зависящий от передаточного отношения (при  $u \geq 1$ ,  $k_3 = 0$ );  $k_n$  – коэффициент, учитывающий влияние частоты вращения ведущего шкива (рис. 7) [11];

$[F_t]_0^{(1)}$  – допускаемая окружная сила, передаваемая одним зубом ремня шириной 1 мм, зависящая от типа ремня, его конструкции, требуемого уровня долговечности и вероятности безотказной работы:

$$[F_t]_0^{(1)} = [F_t]_{\text{табл}}^{(1)} \cdot k_N (1 - 0,2k_1), \text{ Н/мм},$$

где  $[F_t]_{\text{табл}}^{(1)}$  – табл.6;  $k_N$  – коэффициент долговечности (рис. 8).

Таблица 4

Значения коэффициента  $k_1$ , учитывающего тип двигателя

Тип двигателя	$k_1$
ДВС 1-цилиндровый	1,0
ДВС 2-цилиндровый	0,7
ДВС 4-цилиндровый	0,4...0,5
ДВС 6-цилиндровый	0,25
ДВС 8-цилиндровый	0
Электродвигатель однофазный	1,0
Электродвигатель трехфазный	0,25
Электродвигатель постоянного тока	0,25

Таблица 5

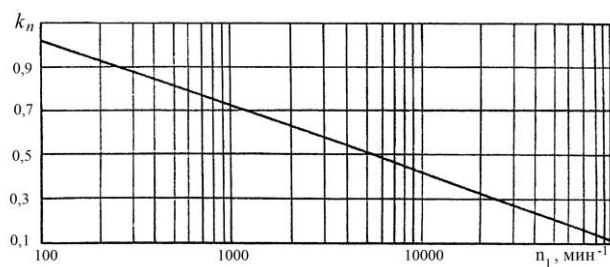
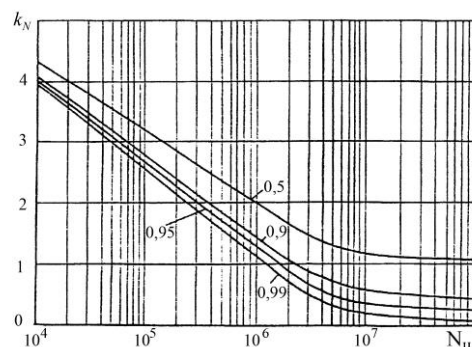
Значения коэффициента  $k_2$ , учитывающего тип рабочей машины

Тип оборудования	$k_2$		
	Тип А	Тип В	Тип С
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	1,1	1,2	1,3
Бытовая техника	1,1	1,2	1,3
Стиральные машины	1,2	1,3	1,4
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 А – электродвигатели переменного тока общепромышленного применения, электродвигатели постоянного тока шунтовые, водяные и паровые турбины, ДВС с числом цилиндров от 8 и более.

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

Тип С – 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. График для определения коэффициента  $k_n$ Рис. 8. График для определения коэффициента  $k_N$  при заданном уровне долговечности и вероятности безотказной работы [12]

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.

Таблица 6

Значения  $[F_t]^{(1)}$ табл

Тип ремня	Конструкция		
	стандартная	микроармированная	микроармированная пружинами
$m=1$ ; T2; T2,5; <i>MXL</i>	0,8	1,0	–
$m=1,5$ ; <i>XL</i>	1,2	1,5	–
$m=2$ ; T5; <i>HTD3M</i>	1,5	1,8	–
$m=3$ ; L; <i>HTD5M</i>	2,2	2,6	2,5
$m=4$ ; T10; H; <i>HTD8M</i>	3,0	3,8	3,5
$m=5$ ; AT10	4,0	5,0	4,6
$m=7$ ; T20; <i>XH</i> ; <i>HTD14M</i>	6,0	7,2	6,7
$m=10$ ; AT20; <i>XXH</i> ; <i>HTD20M</i>	9,0	12,5	11,0

### 3. Основные силовые и кинематические параметры передачи

Скорость ремня:

$$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Крутящий момент на ведущем валу:

$$T_1 = \frac{30 \cdot 10^3 P_1}{\pi n_1}, \text{ Нм.}$$

Расчетная окружная сила в ремне:

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

### 4. Проверочный расчет зубьев ремня по напряжениям сдвига

Напряжения сдвига в зубьях ремня

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

где  $s_1$  – 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:  $[\tau] = 0,8\sigma_b$ ;  $\sigma_b$  – предел прочности зуба ремня на отрыв от основания:  $\sigma_b = 7 \dots 10$  МПа;  $k_p$  – коэффициент долговечности ремня:

$$k_p = k_t k_c k_n \sqrt[20]{N_{ц}}.$$

Здесь  $k_t$  – 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

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

где  $L_h$  – общий ресурс работы передачи, ч:

$$L_h = L365k_{год} 24k_{сут},$$

где  $L$  – срок службы 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;  $N_{\text{ц}}$  – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

а) при постоянном режиме работы

$$N_{\text{ц}} = \frac{60z_1 L_n n_1}{z_p};$$

б) при переменном режиме работы

$$N_{\text{ц}} = \frac{60z_1}{z_p F_{t \max}^6} (F_{t1}^6 L_{n1} n_{ш1} + F_{t2}^6 L_{n2} n_{ш2} + \dots + F_{ti}^6 L_{ni} n_{ши}),$$

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

### 5. Конструирование шкивов зубчато-ременной передачи

**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.

**Ступицы шкивов.** Диаметр и длина ступицы (рис. 9):

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

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

где  $d_{\text{вал}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 T_{\text{вал}}}{0,2[\tau]}}$ , мм;  $T_{\text{вал}}$  – крутящий момент на валу:  $T_{\text{вал}} = 9550 \frac{P_{\text{вал}}}{n_{\text{вал}}}$ , Нм;  $[\tau]$  – допускаемое напряжение кручения:  $[\tau] = 20 \dots 30$  МПа.

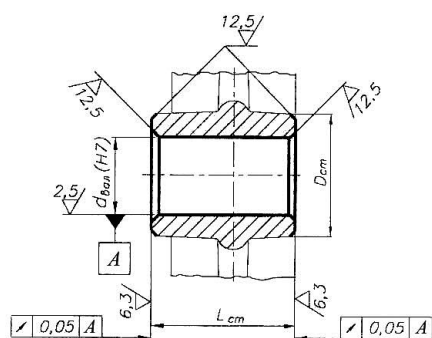


Рис. 9. Размеры ступиц шкивов

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 (рис. 10). Посадка цилиндрического отверстия – Н7.

Шероховатость поверхностей:

- отверстие в ступице  $Ra = 1,6 \dots 3,2$ ;
- боковые поверхности ступицы – на класс ниже чистоты обработки отверстия  $Ra = 6,3$ .

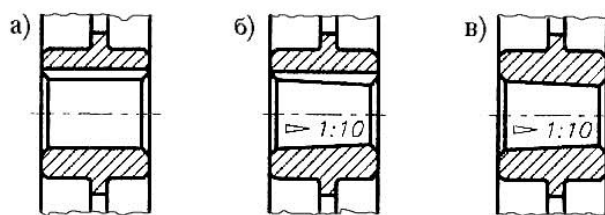


Рис. 10. Посадочные отверстия шкивов:  
а) цилиндрическое со шпонкой;  
б) коническое со шпонкой; в) коническое

Допуски формы и расположения поверхностей:

- торцевое биение ступицы:

а) при  $\frac{L_{ст}}{d_{вал}} \leq 1$  (табл. 7); б) при  $\frac{L_{ст}}{d_{вал}} > 1$  ИТ увеличить на 40...50 %.

Таблица 7

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

**Конструкция и размеры шкивов.** Конструкция шкива (табл. 8).

Таблица 8

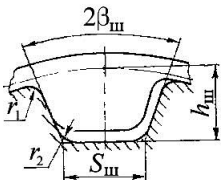
Рекомендации для выбора конструкции шкива

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

Размеры межзубной впадины (табл. 9 – 11).

Таблица 9

Размеры межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач трапецеидального профиля



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

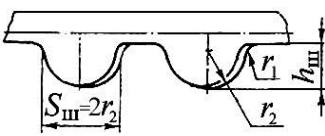
Таблица 10

Размеры межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач АТ профиля

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

Таблица 11

Размеры межзубной впадины шкивов зубчато-ременных передач НТД 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)

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

Диаметр вершин зубьев шкива

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

где  $H = 0,6 \dots 0,8$ ;  $k$  – корректирующий коэффициент (табл. 12).

Таблица 12

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

$$d_f = d_a - 2h_{ш}.$$

Шаг зубьев по диаметру вершин

$$t_{ш} = \frac{\pi d_a}{z}.$$

Ширина обода шкива

$$B_{ш} = B_p + m.$$

Толщина обода шкива

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

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

Высота реборд

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

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

Шероховатость поверхностей межзубной впадины:

- диаметр вершин зубьев шкива  $Ra = 2,5$ ;
- диаметр впадин зубьев шкива  $Ra = 3,2$ ;
- боковые поверхности межзубной впадины шкива  $Ra = 1,0$ .

Отклонения формы и расположения поверхностей (табл. 13).

Таблица 13

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:					
$m \leq 2$ мм	$\pm 21$	$\pm 22$	$\pm 22$	$\pm 22$	$\pm 24$
$m \leq 4$ мм	$\pm 23$	$\pm 23$	$\pm 25$	$\pm 25$	$\pm 27$
$m \leq 10$ мм	$\pm 30$	$\pm 30$	$\pm 30$	$\pm 30$	$\pm 32$
Накопленная ошибка шага зубьев	56	67	80	95	110

**Заключение.** Рассмотренная методика прошла промышленную апробацию и рекомендована к широкому использованию.

Внедрена в учебный процесс Белорусского национального технического университета.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Рекламный проспект фирмы «GATES».
2. Рекламный проспект фирмы «MULCO».
3. Рекламный проспект фирмы «MEGADYNE».
4. Рекламный проспект фирмы «GOOD YEAR».
5. Рекламный проспект фирмы «ROULUNDS».
6. Рекламный проспект фирмы «EURO DRIVEBELT».
7. Рекламный проспект фирмы «BANDO».
8. Рекламный проспект фирмы «SIEGLING».
9. Рекламный проспект фирмы «SEMPERIT».
10. Рекламный проспект фирмы «CONTITECH».
11. Никончук А.Н., Скойбеда А.Т., Шпилевский В.И., Баханович А.Г. Совершенствование методов расчёта приводных зубчатых ремней // Материалы, технология, инструмент. – 1996. – Т. 1, № 1. – С. 59 – 63.
12. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путем выбора их рациональных параметров: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 1998. – 24 с.