

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования  
«Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой»

В. Э. Завистовский  
Т. В. Вигерина

# **ДЕТАЛИ МАШИН. ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**ЭЛЕКТРОННЫЙ ПРАКТИКУМ**  
для студентов специальностей  
1-36 01 01 «Технология машиностроения»,  
1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств  
и предприятий строительных материалов»,  
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,  
1-37 01 07 «Автосервис»

*Текстовое электронное издание*

В трех частях

Часть 1

Новополоцк  
Полоцкий государственный университет  
имени Евфросинии Полоцкой  
2023

Об издании – [1](#), [2](#)

1 – дополнительный титульный экран – сведения об издании

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

313

Одобрено и рекомендовано к изданию методической комиссией  
механико-технологического факультета (протокол № 9 от 13.05.2022)

Кафедра автомобильного транспорта

**РЕЦЕНЗЕНТЫ:**

канд. техн. наук, доц., ведущий механик производства № 7 Новополоцкого  
ОАО «Нафтан» Р. А. КИСЕЛЁВ;

д-р техн. наук, проф., проф. каф. автомобильного транспорта

Полоцкого государственного университета имени Евфросинии Полоцкой

В. П. ИВАНОВ

**Завистовский, В. Э.**

313 Детали машин. Детали машин машин и основы конструирования  
[Электронный ресурс] : электрон. практикум. В 3 ч. / В. Э. Завистовский,  
Т. В. Вигерина. – Новополоцк : Полоц. гос. ун-т им. Евфросинии Полоцкой,  
2023. – Ч. 1. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

ISBN 978-985-531-833-1.

Электронный практикум включен в Государственный регистр информационного  
ресурса. Регистрационное свидетельство № 3552230667 от 25.11.2022 г.

Рассматриваются задачи проверочных и проектировочных расчетов деталей  
и частей конструкций, соединений и т.п. Материал сопровождается необходимыми  
рисунками, справочными данными и таблицами.

Предназначен для студентов дневной и заочной форм обучения специальностей  
1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических  
производств и предприятий строительных материалов», 1-37 01 06 «Техническая  
эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис».

**УДК 621.81(075.8)**

**ББК 34.44я73**

**№ госрегистрации 3552230667**

**ISBN 978-985-531-833-1**

© Завистовский В. Э., Вигерина Т. В., 2023

© Полоцкий государственный университет  
имени Евфросинии Полоцкой, 2023

Для создания текстового электронного издания «Детали машин. Детали машин и основы конструирования» использованы текстовый процессор Microsoft Word и программа Adobe Acrobat XI Pro для создания и просмотра электронных публикаций в формате PDF.

Редактор *Т. А. Дарьянова*  
Компьютерный дизайн *М. С. Мухоморовой*

---

Подписано к использованию 07.04.2023.  
Объем издания 7,85 Мб. Тираж 3 экз. Заказ 154.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:  
учреждение образования «Полоцкий государственный университет  
имени Евфросинии Полоцкой».

Свидетельство о государственной регистрации  
издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/305 от 22.04.2014., перерегистрация от 24.08.2022.

ЛП № 02330/278 от 27.05.2004.

211440, ул. Блохина, 29,  
г. Новополоцк,  
Тел. 8 (0214) 59-95-41, 59-95-44  
<http://www.psu.by>

## Содержание

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	5
Раздел 1. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	7
1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	7
2. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	33
3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	45
4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	61
5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	71
6. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ–ГАЙКА .....	85
7. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	99
Раздел 2. ВАЛЫ И ОСИ .....	112
8. ВАЛЫ.....	112
9. ОСИ .....	130
Раздел 3. ПОДШИПНИКИ.....	136
10. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ .....	136
11. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ .....	146
НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ .....	176
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ И РЕКОМЕНДУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	178

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Практикум соответствует учебным программам курсов «Детали машин» и «Детали машин и основы конструирования» для студентов машиностроительных и механических специальностей.

Практикум разработан в помощь студентам при выполнении в полном объеме практических занятий, курсовых и дипломных проектов, одним из разделов которых является расчет на прочность деталей, входящих в конструкции технологической оснастки и различных приспособлений.

При выполнении курсовых и дипломных проектов часто приходится рассчитывать механические передачи: ременные, цепные, зубчатые, червячные, фрикционные, а также различные винтовые передачи. Кроме того, производятся расчеты по различным критериям работоспособности валов и осей, подшипников и муфт, болтов, винтов, шпонок, шлицев и других элементов разъемных и неразъемных соединений.

Основные теоретические положения, общие сведения, справочные данные и расчетные формулы изложены по единой методике, сопровождаются необходимыми рисунками, таблицами и примерами типовых расчетов.

Практикум состоит из двух частей.

Первая часть содержит три раздела.

Раздел 1 «Механические передачи» включает в себя семь глав, содержащих типовые расчеты и решения следующих механических передач:

- ременных;
- цепных;
- цилиндрических зубчатых;
- конических зубчатых;
- червячных;
- винта–гайки;
- фрикционных.

Раздел 2 «Валы и оси» содержит две главы и посвящен расчетам валов и осей.

Раздел 3 «Подшипники» состоит из двух глав и знакомит с типовыми расчетами опор валов и осей:

- подшипников скольжения;
- подшипников качения.

Нумерация таблиц и рисунков соответствует нумерации глав. Так, *таблица 2.1* обозначает принадлежность 2-й главе, порядковый номер – 1; то же касается и рисунков. В конце каждой главы приведены задачи для самостоятельного решения.

Примеры решения типовых задач имеют сквозную нумерацию.

Большинство задач, включенных в практикум, составлено авторами, часть – рекомендовано коллегами, часть задач публиковались ранее. Сложность задач, включенных в практикум, различна, поэтому все примеры типовых задач снабжены подробными решениями, которые помогут проверить полученный результат, а в случае нахождения ошибки – проверить и ход решения.

Важнейшим элементом обучения современного специалиста является привитие ему навыков самостоятельной работы, творческого подхода, умения быстро перестроиться на новое, если оно оказывается лучше старого, способности нешаблонно мыслить. Овладение курсами «Детали машин» и «Детали машин и основы конструирования» развивает не только общепрофессиональную, но и общенаучную базу будущего специалиста.

## Раздел 1. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ



### 1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов ременных передач и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Ременные передачи».

**Ременная передача** – это передача механической энергии при помощи гибкого элемента – приводного ремня, за счет сил трения или сил зацепления (зубчатые ремни).

**Шкив** – приводное колесо для передачи или получения крутящего момента от приводного ремня.

**Ремень** – это бесконечная лента, выполняющая передачу мощности от ведущего к одному или нескольким ведомым валам.

**Натяжное устройство** – устройство, создающее контактное давление между ремнем и шкивами и обеспечивающее передачу энергии за счет сил трения.

**Ведущая ветвь ремня** – та ветвь, которая набегают на ведущий шкив передачи.

**Ведомая ветвь ремня** – та ветвь, которая сходит с ведущего шкива и набегают на ведомый шкив передачи.

**Тяговая способность передачи** – способность передавать заданные нагрузки без частичного или полного буксования.

#### **Области использования:**

– привод ременной передачи *с плоским ремнем* применяется на станках, пилорамах, генераторах, вентиляторах, а также там, где требуется повышенная гибкость и допускается проскальзывание;

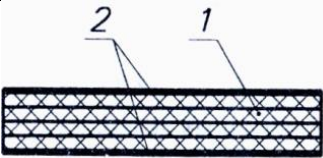
– ременная передача *с клиновыми ремнями* применяется для сельскохозяйственной техники и автомобилей, в тяжелонагруженных и высокоскоростных приводах;

– приводы *с зубчатыми ремнями* обеспечивают наилучшие характеристики передач в промышленности и в бытовой технике, где требуются долговечность и надежность.

## 1.1. Справочные данные и основные расчетные формулы ремней и шкивов

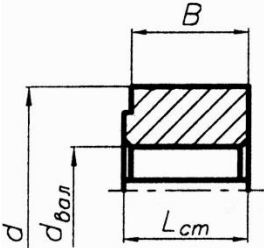
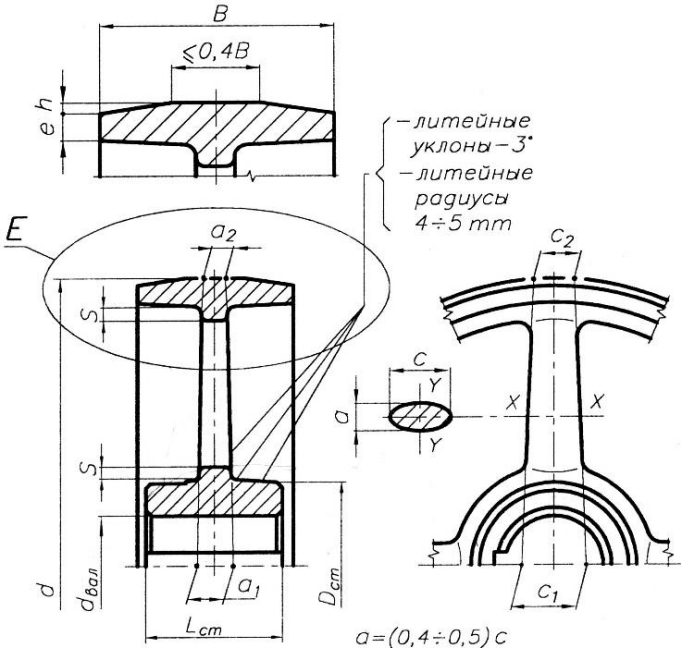
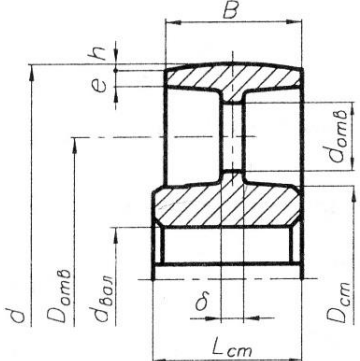
Конструкции, основные параметры и расчетные зависимости передач с плоским, клиновым и зубчатым ремнями приведены в таблицах 1.1–1.3.

Таблица 1.1. – Конструкции плоских ремней и шкивов

Конструкции ремней									
									
Ремень резиноканевый: 1 – слой кордткани; 2 – обкладка		Ремень кордшнуровый прорезиненный: 1 – кордшнур; 2 – обкладка; 3 – резиновый наполнитель			Ремень кордленточный полиамидный: 1 – кордлента; 2 – адгезионный слой; 3 – полиамидное защитное покрытие				
Ширина $B_p$ и число несущих слоев $i$ резиноканевых ремней									
$B_p$ , мм		20, 25, 30, 40, 50, 63, 71			80, 90, 100, 112		125, 160, 180, 200		
$i$ , кол.		2–5			3–6		4–6		
Толщина $H_p$ , число слоев $i$ и рекомендуемый диаметр ведущего шкива $d_{1min}$									
Число слоев $i$ , кол.	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2				
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок		
	$H_p$ , мм	$d_{1min}$ , мм	$H_p$ , мм	$d_{1min}$ , мм	$H_p$ , мм	$d_{1min}$ , мм	$H_p$ , мм	$d_{1min}$ , мм	
2	3,0	90	2,5	80	–	–	–	–	
3	4,5	140	3,75	112	3,6	112	3,0	90	
4	6,0	180	5,0	140	4,8	140	4,0	112	
5	7,5	224	6,25	180	6,0	180	5,0	140	
6	9,0	280	7,5	224	7,2	200	6,0	180	
Рекомендуемые значения соотношения $\frac{H_p}{d_{1min}}$ :									
– прорезиненный ремень – $\frac{1}{40}$ ; хлопчатобумажный ремень – $\frac{1}{30}$ ; синтетический ремень – $\frac{1}{80} - \frac{1}{90}$ .									
Основные размеры кордшнуровых ремней									
ширина $B_p$ , мм		толщина $H_p$ , мм		внутренняя длина $L_p$ , мм					
30		2,2		500, 550, 600, 650, 700					
40		2,2		750, 800, 850, 900, 1000					
50		2,2		1050, 1100, 1150, 1200, 1250					
60		2,8		1700, 1800, 2000, 2500, 3000					



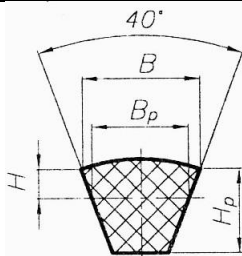
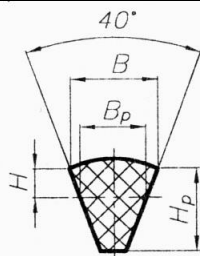
Продолжение таблицы 1.1

Основные размеры синтетических ремней					
ширина $B_p$ , мм		толщина $H_p$ , мм		внутренняя длина $L_p$ , мм	
10		0,5		250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400	
15		0,5		420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670	
20		0,5		710, 750, 800, 850, 900, 950	
25		0,5		1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400	
30		0,7		1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000	
40		0,7		2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800	
50		0,7		3000, 3150, 3350	
Конструкции шкивов					
 <p>МОНОЛИТНАЯ, обод цилиндрический</p>		 <p>со спицами, обод цилиндрический с двойной конусностью</p>			
 <p>с диском, обод выпуклый</p>					
Рекомендуемая конструкция шкива при $d$ , мм					
до 90		80–200		свыше 180	
монолитная		с диском		со спицами	
стрела выпуклости $h$ , мм (выпуклость предусматривается на большем шкиве)					
0,3		0,4–0,6		0,5–1,2	
Стандартные ширины обода шкивов $B$ , мм					
ремня $B_p$	обода $B \pm \Delta B$	ремня $B_p$	обода $B \pm \Delta B$	ремня $B_p$	обода $B \pm \Delta B$
20	$25 \pm 1,0$	71	$80 \pm 1,5$	140	$160 \pm 2,0$
25	$32 \pm 1,0$	80	$90 \pm 1,5$	160	$180 \pm 2,0$
32	$40 \pm 1,0$	90	$100 \pm 1,5$	180	$200 \pm 2,0$
40	$50 \pm 1,0$	100	$112 \pm 1,5$	200	$224 \pm 2,0$
50	$63 \pm 1,0$	112	$125 \pm 1,5$	224	$250 \pm 2,0$
63	$71 \pm 1,0$	125	$140 \pm 1,5$	250	$280 \pm 2,0$

Окончание таблицы 1.1

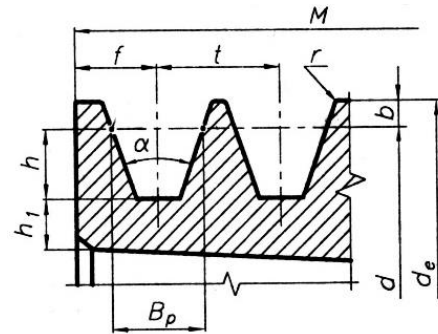
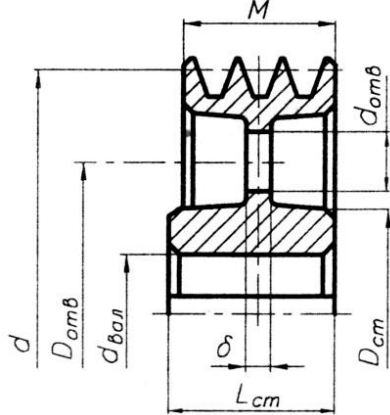
Рекомендуемые размеры шкива дисковой конструкции	
Параметр	Расчетная формула
толщина диска $\delta$	$\delta = (0,60 - 0,65)(D_{cm} - d_{вал})$
толщина обода $e$	$e = 0,005d + 3$ мм
высота ребра $S$	$S = 0,005d + (2 - 3$ мм)
сверление: – диаметр расположения центров отверстий относительно оси вала $D_{омг}$ ; – диаметр отверстия $d_{омг}$	$D_{омг} = 0,5(d - 2h - 2e + D_{cm})$ $d_{омг} = (0,3 - 0,4)(d - 2h - 2e - D_{cm})$
диаметр ступицы $D_{cm}$	$D_{cm} = (1,6 - 2,0)d_{вал}$
длина ступицы $L_{cm}$	$L_{cm} = (1,5 - 2,0)d_{вал}$
Примечание: $\delta \geq 6$ мм; $\delta, D_{омг}, d_{омг}$ – целые числа	
Рекомендуемые размеры шкива со спицами	
Параметр	Расчетная формула
число спиц $n_{cn}$	$n_{cn} = \left(\frac{1}{6} - \frac{1}{7}\right)\sqrt{d}$ , $n_{cn} \geq 3$ (целое число)
размеры спиц эллиптического сечения: большая ось в основании $c_1$ , мм	$c_1 = \left(\sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0,013 n_{cn} \sigma_{adm}}} + 0,1 D_{cm}\right)$
большая ось при вершине $c_2$ , мм	$c_2 = 0,8 c_1$
меньшая ось в основании $a_1$ , мм	$a_1 = 0,4 c_1$
меньшая ось при вершине $a_2$ , мм	$a_2 = 0,8 a_1$
$T$ – вращающий момент на валу, Н·м; $\sigma_{adm} = 20$ МПа; $c_1, c_2, a_1, a_2$ – целые числа	

Таблица 1.2. – Конструкции клиновых ремней и шкивов

Конструкции и основные размеры клиновых ремней								
 <p>нормальное сечение</p>				 <p>узкое сечение</p>				
Размеры и параметры поперечных сечений клиновых ремней								
Обозначение сечения ремня	$T_1$ , Н·м	$d_{1\min}$ , мм	Количество ремней $z$ , мм	Размеры, мм				
				$B_p$	$B$	$H_p$	$H$	
нормальные сечения	Z (O)	< 30	63	2–4	8,5	10	6	2,1
	A	15–60	90	2–5	11,0	13	8	2,8
	B (Б)	50–150	125	2–6	14,0	17	11	4,0
	C (B)	120–600	200	2–7	19,0	22	14	4,8
D (Г)	450–2400	315	2–7	27,0	32	19	6,9	

Окончание таблицы 1.2

узкие сечения	УО	<150	63	2-4	8,5	10	8	2,0
	УА	90-400	90	2-4	11,0	13	10	2,8
	УБ	300-2000	140	2-5	14,0	17	13	3,5
	УВ	>1500	224	2-5	19,0	22	18	4,8



Размеры профиля канавок, мм, для ремней сечения

нормального		общие размеры			узкого	
$b_{min}$	$h_{min}$	$B_p$	$t$	$f$	$b_{min}$	$h_{min}$
2,5	7,0	8,5	$12,0 \pm 0,3$	$8,0 \pm 1,0$	2,5	10,0
3,3	8,7	11,0	$15,0 \pm 0,3$	$10,0 \pm 2,0$	3,3	13,0
4,2	10,8	14,0	$19,0 \pm 0,4$	$12,5 \pm 2,0$	4,0	17,0
5,7	14,3	19,0	$25,5 \pm 0,5$	$17,0 \pm 2,0$	5,3	19,0
8,1	19,9	27,0	$37,0 \pm 0,6$	$24,0 \pm 2,0$	—	—

Ширина венца клинового шкива определяется по формуле  $M = (z-1)t + 2f$ ,

где  $z$  – число ремней в комплекте;  $t, f$  – общие размеры профиля канавок

Остальные параметры шкивов вычисляются по формулам, используемым для конструкций шкивов с плоским ремнем

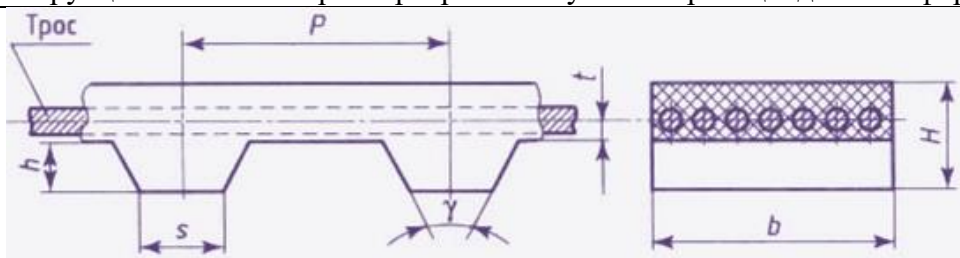
Погонная масса ремня,  $\frac{кг}{м}$

Сечение ремня	Z(O)	A	B	C	D	E	EO
	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	1,52

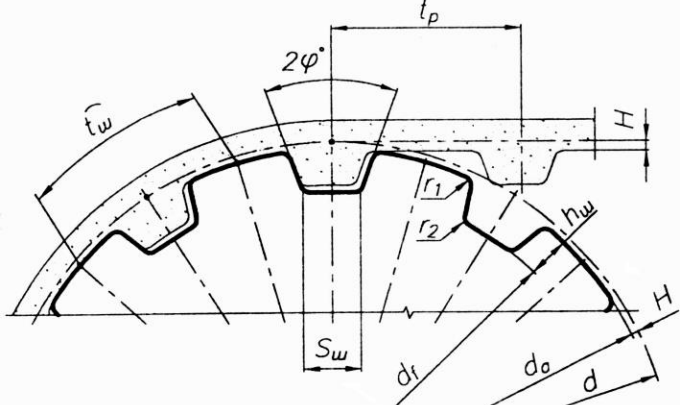
Стандартный ряд длин  $L$  клиновых ремней, мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000

Таблица 1.3. – Конструкции зубчатых ремней и шкивов

Конструкция и основные размеры ремня с зубьями трапецеидальной формы



Продолжение таблицы 1.3

Размеры сечений ремней								
Модуль $m$ , мм	Шаг $p$ , мм	Толщина зуба $s$ , мм	Высота зуба $h$ , мм	Толщина ремня $H$ , мм	Угол профиля $\gamma^\circ$	Число зубьев $Z_p$	Ширина ремня $b$ , мм	
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	50	40–160	3,0...16,7	
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	50	40–160	3,0...20,0	
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	50	27–60	5,0...20,0	
3,0	9,42	3,0	2,0	4,0	40	36–160	12,5...50,0	
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	40	48–250	20,0...100,0	
5,0	15,71	5,0	3,5	6,5	40	48–250	20,0...100,0	
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	40	56–150	40,0...125,0	
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	40	56–112	63,0...125,0	
Податливость витков каркаса ремня $\lambda \cdot 10^{-4}$ , мм <sup>2</sup> /Н								
$m$ , мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
	7	8	9	14	6	8	11	16
Линейная плотность ремня шириной 1 мм, $q \cdot 10^{-3}$ кг/(м · мм)								
$m$ , мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Допускаемая удельная сила $w_0$ , Н/мм								
$m$ , мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
	2,5	3,0	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Размеры венца зубчатого шкива								
								
$m$ , мм	$t_p$ , мм	Параметры шкива						
		$s_w$	$h_w$	$H$	$r_1$	$r_2$	$2\varphi^\circ$	
1,0	3,14	1,0	1,3	0,6	0,3	0,3	50	
1,5	4,71	1,5	1,8	0,6	0,4	0,4	50	
2,0	6,28	1,8	2,2	0,6	0,5	0,5	50	
3,0	9,42	3,2	3,0	0,6	0,7	1,0	40	
4,0	12,57	4,0	4,0	0,8	1,0	1,3	40	
5,0	15,71	4,8	5,0	0,8	1,5	2,0	40	
7,0	21,99	7,5	8,5	0,8	2,5	3,0	40	
10,0	31,42	11,5	12,5	0,8	3,0	3,5	40	

Окончание таблицы 1.3

диаметр вершин зубьев шкива $d_a = d - 2H \pm K_i$ , $K_i$ – поправки к диаметрам шкивов: $K_1 = 0,2F_{ip} \cdot \lambda_0 \cdot z_1$ ; $K_2 = -0,2F_{ip} \cdot \lambda_0 \cdot z_2$ ; диаметр впадин зубьев шкива: $d_f = d_a - 2h_u$	толщина обода шкива $\delta_u = (1,5m + 2) \geq 6$ мм; толщина диска шкива $C = (1,2 \dots 1,3) \delta_u$
--	--

## 1.2. Основные геометрические параметры передач

**Диаметры шкивов.** Номинальные расчетные диаметры шкивов передач плоским, клиновым и поликлиновым ремнями должны соответствовать следующему ряду: 50, (53), 56, (60), 63, (67), 71, (75), 80, (85), 90, (95), 100, (106), 112, (118), 125, (132), 140, (150), 160, (170), 180, (190), 200, (212), 224, (236), 250, (265), 280, (300), 315, (335), 355, (375), 400, (425), 450, 475, 500, (530), 560, (600), (620), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000 и далее, мм. Размеры, указанные в скобках, применяются в технически обоснованных случаях.

Для передач с плоским ремнем минимальный диаметр меньшего (ведущего) шкива  $d_1$  предварительно находят по эмпирической формуле М.А. Саверина:

$$d_1 = (1100 \dots 1350) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (1.1)$$

где  $P_1$  – передаваемая мощность, кВт;  $n_1$  – частота вращения шкива, мин<sup>-1</sup>.

Диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 u (1 - \xi), \quad (1.2)$$

где  $u$  – передаточное число;  $\xi$  – коэффициент относительного скольжения, принимаемый в расчетах  $\xi = 0,01 \dots 0,02$ .

В передаче с клиновым ремнем расчетный диаметр меньшего шкива должен быть не менее размера, указанного в таблице 1.4.

Таблица 1.4. – Расчетный диаметр ведущего шкива клиноременной передачи

Обозначение сечения ремня	Расчетный диаметр $d_1$ ведущего шкива, мм
Z(O)	63(50)
A	90(75)
B(B)	125
C(B)	200
D(Г)	315
E(Д)	500
EO(E)	800

В передаче с *зубчатым ремнем* диаметры делительных окружностей ведущего  $d_1$  и ведомого  $d_2$  шкивов определяются следующим образом:

$$d_1 = mz_1; d_2 = mz_2. \quad (1.3)$$

Предварительно модуль может быть определен по следующей упрощенной формуле:

$$m = K \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot C_p}{n_1}}, \quad (1.4)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий профиль ремня ( $K = 35$  – для ремня с трапецидальной формой зубьев);  $C_p$  – коэффициент режима работы (таблица 1.5).

Таблица 1.5. – Значения коэффициента режима работы  $C_p$

Тип устройства	Характер нагрузки	$C_p$
Ленточные конвейеры, вентиляторы, центробежные насосы и компрессоры	Спокойная	1,0
Цепные конвейеры, поршневые насосы и компрессоры	Умеренные колебания	1,1...1,2
Винтовые транспортеры, элеваторы, реверсивные приводы	Значительные колебания	1,25...1,4
Подъемники, драги, винтовые прессы, ножницы, молоты, мельницы	Ударная и резко-неравномерная	1,5...1,6

Полученное значение модуля округляют до нормализованного значения по таблице 1.3.

По таблице 1.6 выбираем число зубьев малого шкива  $z_1$  в зависимости от частоты его вращения  $n_1$  и модуля  $m$ .

Таблица 1.6. – Значения допустимых чисел зубьев ведущего шкива  $z_1$

Частота вращения $n_1, \text{мин}^{-1}$	Модуль $m, \text{мм}$				
	1,0	1,5; 2,0	3,0	4,0; 5,0	7,0; 10,0
750	–	–	–	–	22
1000	13	10	12	15	24
1500	14	11	14	18	26
3000	15	12	16	20	–

Число зубьев ведомого шкива  $z_2$  должно соответствовать условию (1.5):

$$z_2 = z_1 u \leq z_{2\max}, \quad (1.5)$$

где  $z_{2\max}$  – предельное значение числа зубьев ведомого шкива (таблица 1.7).

Таблица 1.7. – Значения  $z_{2max}$  и ширины ремня  $b$

Модуль ремня $t$ , мм	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
$u_{max}$	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	6,67	4,7
$z_{2max}$	100		115	120			85	
$\leq z_p$	40–160				48–250	48–200	56–140	56–100
$\leq b$ , мм	3,0–12,5	3,0–20,0	5,0–20,0	12,5–100,0	20,0–100,0	25,0–125,0	40,0–150,0	50,0–200,0
Число зубьев ремня $z_p$ выбирают из ряда: 32, 36, 40, 42, 45, 50, 53, 56, 60, 63, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250								
Ширину ремня $b$ выбирают из ряда: 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0								
Зависимость коэффициента $K_u$ от ширины ремня $b$								
$b$ , мм	$\leq 16$	20	25	32...40	50...63	80...100	>100	
$K_u$	0,7	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	

Полученное значение  $z_2$  округляют до целого числа и уточняют фактическое передаточное число передачи.

**Межосевое расстояние.** Для нормальной работы *плоскоременной передачи* должно выполняться условие

$$a_{min} \geq (1,5 \dots 2,0)(d_1 + d_2). \quad (1.6)$$

Коэффициент 1,5 принимают для передач синтетическими ремнями, а коэффициент 2,0 – для передач резинотканевыми ремнями.

Для *клиноремennых передач* должны выполняться условия (1.7):

$$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + h; \quad (1.7)$$

$$a_{max} = (1,5 \dots 2,0)(d_1 + d_2),$$

где  $h$  – высота ремня.

Для передачи *зубчатым ремнем* минимальное значение межосевого расстояния должно соответствовать условию (1.8)

$$a_{min} = 0,5(d_1 + d_2) + C, \quad (1.8)$$

где  $C = 2t$  при  $t \leq 5$  мм и  $C = 3t$  при  $t > 5$  мм.

**Длина ремня** при заданном межосевом расстоянии  $a$  в передачах *плоским* и *клиновым* ремнями рассчитывается следующим образом:

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (1.9)$$

Действительная длина *зубчатого* ремня равна

$$L = z_p \cdot \pi \cdot t. \quad (1.10)$$

Для бесконечных ремней длину  $L$  окончательно согласовывают со стандартным значением (мм): 500, 550, 600, 650, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1050, 1100, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000 и т.д.

**Угол обхвата ремнем ведущего шкива** передач с *плоским* и *клиновым* ремнями определяют приближенно:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ. \quad (1.11)$$

Значение угла  $\alpha_1$  зависит от тяговой способности передачи. Рекомендуется принимать для плоскоремной передачи минимальное значение угла обхвата  $150^\circ$ , для клиноремной передачи –  $120^\circ$ .

Число зубьев *зубчатого* ремня в пределах угла обхвата с ведущим шкивом определяется по формуле

$$z_o = z_1 \cdot \frac{180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}}{360^\circ}. \quad (1.12)$$

### 1.3. Кинематические и силовые параметры в передаче

**Кинематические параметры.** *Окружные скорости* на шкивах:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_2}{60}, \quad (1.13)$$

где  $n_1, n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов,  $\text{мин}^{-1}$ .

Вследствие неизбежного скольжения окружная скорость на ведомом шкиве  $v_2$  меньше скорости  $v_1$  на ведущем:

$$v_2 = v_1(1 - \xi), \quad (1.14)$$

где  $\xi$  – коэффициент упругого скольжения (плоские ремни  $\xi = 0,01$ ; клиновые, кордтканевые  $\xi = 0,02$ ; кордшнуровые  $\xi = 0,01$ ).

**Силовые параметры.** *Окружная сила на шкиве*  $F_t$  или передаваемая нагрузка ремнем:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} \cdot K_F = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v_1} \cdot K_F, \quad (1.15)$$

где  $K_F$  – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, принимается равным  $1,0 \dots 1,7$ .



Начальное натяжение ремня  $F_0$  выбирают по условию, при котором ремень мог бы передавать полезную нагрузку, сохраняя натяжение достаточно длительное время, не получая большой вытяжки, и имел бы удовлетворительную долговечность. В *плоскоременной* и *клиноременной* передачах начальное натяжение ремня  $F_0$  определяется принятыми размерами сечения и нормальным напряжением предварительного натяжения ремня и оценивается следующим соотношением:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (1.16)$$

В передаче *зубчатым ремнем*  $F_0$  равно:

$$F_0 = 0,1F_t + q \cdot v^2 \cdot b. \quad (1.17)$$

Сила натяжения  $F_v$  от действия *центробежных сил*:

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2, \quad (1.18)$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $A$  – площадь поперечного сечения ремня,  $\text{м}^2$ .

Сила натяжения ветвей  $F_g$ , действующая на вал шкива:

$$F_g = 2F_0 \cdot z \cdot \cos \frac{\gamma}{2}, \quad (1.19)$$

где  $z$  – число ремней в комплекте;  $\gamma$  – угол между ветвями ремня.

В передаче *зубчатым ремнем*  $F_g = 1,5 F_t$ .

Натяжение в *ведущей ветви ремня при рабочем ходе*:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} + F_v. \quad (1.20)$$

Натяжение в *ведомой ветви ремня при рабочем ходе*:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} + F_v. \quad (1.21)$$

Натяжение в *ветвях ремня при холостом ходе*:

$$F_1 = F_2 = F_0 + F_v. \quad (1.22)$$

**Напряжения в ремне.** Нормальные напряжения от *окружной силы*  $\sigma_t$ :

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}. \quad (1.23)$$

Нормальные напряжения от силы предварительного натяжения ремня:

$$\sigma_0 = F_0 / A. \quad (1,24)$$

Для плоских резинотканевых ремней принимают  $\sigma_0 = 1,6 \dots 2,0$  МПа, для синтетических –  $\sigma_0 = 5,0 \dots 10,0$  МПа, для клиновых стандартных –  $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$  МПа.

Нормальные напряжения в ведущей ветви при рабочем ходе:

$$\sigma_1 = F_1 / A. \quad (1,25)$$

Нормальные напряжения в ведомой ветви при рабочем ходе:

$$\sigma_2 = F_2 / A. \quad (1,26)$$

Нормальное напряжение от действия центробежных сил:

$$\sigma_v = F_v / A. \quad (1,27)$$

Напряжения изгиба на меньшем шкиве:

$$\sigma_{ben} = E \frac{H_p}{d_1}, \quad (1,28)$$

где  $E$  – модуль упругости материала ремня.

Максимальные суммарные напряжения возникают на дуге сцепления ремня с меньшим шкивом:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{ben} + \sigma_v. \quad (1,29)$$

#### 1.4. Расчет передачи по тяговой способности

Расчет плоскоременной передачи сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня по формуле

$$A = b \cdot H_p = F_t / \sigma_{p adm}, \quad (1,30)$$

где  $\sigma_{p adm}$  – допускаемое полезное напряжение в ремне.

$$\sigma_{p adm} = \sigma_p \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta / C_p, \quad (1,31)$$

где  $C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на меньшем шкиве (таблица 1.8);

Таблица 1.8. – Значение коэффициента  $C_\alpha$

Угол обхвата $\alpha_1$ , град	180	170	160	150	140	130	120
$C_\alpha$	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82

$C_v$  – скоростной коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежной силы (для резинотканевых ремней  $C_v = 1,04 - 0,0004v^2$ ; для синтетических ремней  $C_v = 1,01 - 0,0001v^2$ );  $C_\theta$  – коэффициент расположения передачи, зависящий от угла наклона  $\theta$  линии центров передачи к горизонту (таблица 1.9);

Таблица 1.9. – Значение коэффициента  $C_\theta$

Угол наклона $\theta$ , град	0 ... 60	60 ... 80	80 ... 90
$C_\theta$	1,0	0,9	0,8

$C_p$  – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, табл. 1.10;

Таблица 1.10. – Значение коэффициента  $C_p$

Характер нагрузки	спокойная	умеренные колебания	значительные колебания
$C_p$	односменный режим – 1,0	односменный режим – 1,1	односменный режим – 1,2
	двухсменный режим – 1,1	двухсменный режим – 1,21	двухсменный режим – 1,32
	трехсменный режим – 1,4	трехсменный режим – 1,54	трехсменный режим – 1,68

$\sigma_p$  – допускаемое приведенное полезное напряжение в ремне, зависящее от типа ремня, его толщины  $H_p$ , диаметра  $d_1$ , начального напряжения  $\sigma_o$  и определяется по следующей зависимости:

$$\sigma_p = s - w \cdot \left( \frac{H_p}{d_1} \right), \quad (1.32)$$

где  $s$  и  $w$  – эмпирические коэффициенты, имеющие следующие значения (таблица 1.11):

Таблица 1.11. – Значения эмпирических коэффициентов  $s$  и  $w$

Тип ремня	$s$	$w$	$\sigma_o$	$\frac{H_p}{d_1}$
резинотканевый	2,5	10	1,8	1/40
синтетический	11,6	440	10	1/(100...150)

Расчет клиноременной передачи основан на тех же предпосылках, что и расчет плоскоременной передачи, и проводится из условий обеспечения тяговой способности и долговечности ремней.

Сечение ремня выбирают в зависимости от передаваемой мощности  $P_1$  и частоты вращения  $n_1$  меньшего шкива. При передаваемой мощности  $P_1 \leq 2$  кВт применяют ремни сечения  $O$ , при  $P \geq 200$  кВт – сечения  $EO$ ; другие сечения ремня выбирают по графику, приведенному на рисунке 1.1.

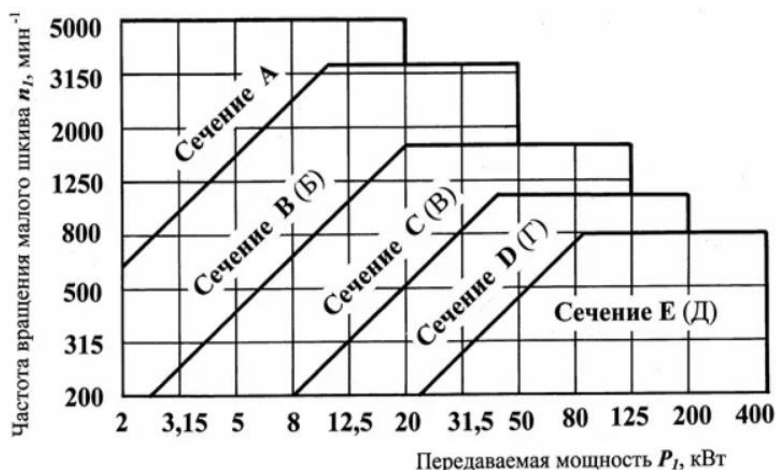


Рисунок 1.1. – Области применения клиновых ремней нормального сечения

В клиноременной передаче может быть один ремень или комплект ремней, но не более 8. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями в комплекте, –  $C_z$  (таблица 1.12).

Таблица 1.12. – Значение коэффициента  $C_z$

Ожидаемое число ремней в комплекте	$z = 2...3$	$z = 4...5$	$z = 6...8$
$C_z$	0,95	0,90	0,85

Мощность, передаваемая одним клиновым ремнем  $P_p$ , кВт:

$$P_p = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_u / C_p, \quad (1.33)$$

где  $P_0$  – номинальная мощность, кВт (таблица 1.13);  $C_L$  – коэффициент длины ремня (таблица 1.14), зависящий от отношения расчетной длины  $L$  к эталонной длине  $L_0$ ;  $C_u$  – коэффициент передаточного числа  $u$  (таблица 1.15).

Таблица 1.13. – Номинальная мощность  $P_0$ , передаваемая клиновым ремнем

Обозначение сечения ремня	Диаметр меньшего шкива, мм	Номинальная мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с				
		5	10	15	20	25
О ( $L_0 = 1320$ мм)	63	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
А ( $L_0 = 1700$ мм)	90	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,88
Б ( $L_0 = 2240$ мм)	125	1,39	2,26	2,80	–	–
	140	1,61	2,70	3,45	3,83	–
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
В ( $L_0 = 3750$ мм)	200	2,77	4,59	5,80	6,33	–
	224	3,15	5,36	6,95	7,86	7,95

**Примечание:** для промежуточных значений скорости мощность  $P_0$  рассчитывают линейной интерполяцией

Таблица 1.14. – Значение коэффициента  $C_L$

$L/L_0$	0,3	0,5	0,8	1,0	1,6	2,4
$C_L$	0,79	0,86	0,95	1,0	1,1	1,2

Таблица 1.15. – Значение коэффициента  $C_u$

$u$	1,0	1,6	2,0	2,4	3,0 и более
$C_u$	1,00	1,10	1,12	1,13	1,14

При расчете передач с вертикальными валами мощность  $P_0$ , передаваемую одним ремнем, следует принимать на 10...12% меньше, чем для передачи с горизонтальными валами.

Основными критериями расчета передачи с зубчатым ремнем являются прочность ремня, износостойкость зубьев и долговечность.

Определив основные геометрические параметры, вычисляют удельную расчетную окружную силу по формуле

$$W = w_0 \cdot K_r \cdot K_{z_0}, \quad (1.34)$$

где  $w_0$  – номинальная допускаемая удельная окружная сила (см. таблицу 1.3);  $K_r$  – коэффициент, вводимый при наличии роликов внутри или вне контура передачи ( $K_r = 0,9; 0,8; 0,7$ );  $K_{z_0}$  – коэффициент, вводимый при числе зубьев малого шкива менее 6.

Давления на зубья ремня определяют по следующей формуле:

$$p = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_0 \cdot b \cdot h}, \quad (1.35)$$

где  $\varphi \sim 2,0$  – коэффициент концентрации нагрузки между зубьями (по высоте и длине зубьев).

Проверочное условие принимает вид

$$p \leq p_{adm}, \quad (1.36)$$

где  $p_{adm}$  – допускаемое давление на зубья ремня (таблица 1.16).

Таблица 1.16. – Зависимость допускаемого давления  $p_{adm}$  от частоты вращения  $n_1$

$n_1, \text{ мин}^{-1}$	100	200	400	1000	2000	5000	10000
$p_{adm}, \text{ МПа}$	2,50	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50	0,35

Упрощенный расчет ремней передач на *долговечность* производят исходя из пробегов ремня. Критерием долговечности в этом случае является *число пробегов*  $\vartheta$  ремня до появления признаков усталостного разрушения:

$$U = \frac{\vartheta}{L} \leq U_{adm}, \quad (1.37)$$

где  $U_{adm}$  – допускаемое число пробегов за 1 с. Для скоростных плоскоремных передач  $U_{adm} \leq 5,0$ ; для клиновых ремней  $U_{adm} \leq 10,0$ .

Такое соотношение гарантирует долговечность плоского и клинового ремней в пределах 1000...3000 ч, зубчатого ремня – 3000...5000 ч.

## 1.5. Примеры решения типовых задач

### Пример 1

Усилия в ветвях плоского резинотканевого ремня составляют  $F_1 = 3000 \text{ Н}$  и  $F_2 = 800 \text{ Н}$ . Площадь поперечного сечения ремня  $A = 9,0 \text{ см}^2$ ; толщина ремня  $H_p = 9,0 \text{ мм}$ ; модуль упругости материала ремня  $E = 100 \text{ МПа}$ ; плотность материала ремня  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ; диаметр меньшего шкива  $d_1 = 315 \text{ мм}$ ; окружная скорость меньшего шкива  $v_1 = 10 \text{ м/с}$ . Требуется:

- определить напряжение в ремне от предварительного натяжения;
- определить полезное напряжение в ремне;
- определить напряжение изгиба в ремне;
- напряжение в ремне от действия центробежной силы.

Решение.

1.1. Напряжение в ремне от предварительного натяжения

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{0,5(F_1 - F_2)}{A} = \frac{0,5(3000 - 800)}{900} = 1,22 \text{ МПа.}$$

Полезное напряжение в ремне:

$$F_t = F_1 - F_2 = 3000 - 800 = 2200 \text{ Н;}$$

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{2200}{900} = 2,44 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба в ремне

$$\sigma_{ben} = \frac{E \cdot H_p}{d_1} = \frac{100 \cdot 9}{315} = 2,86 \text{ МПа.}$$

Напряжение в ремне от действия центробежной силы

$$\sigma_v = \rho \cdot v_1^2 = 1000 \cdot 10^2 \cdot 10^{-6} = 0,1 \text{ МПа.}$$

Наибольшее напряжение в ремне

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_t + \sigma_{ben} + \sigma_v = 1,22 + 2,44 + 2,86 + 0,1 = 6,62 \text{ МПа.}$$

Работоспособность ремня обеспечена, т.к. наибольшие напряжения в ремне меньше допустимого значения:  $\sigma_{max} = 6,62 \text{ МПа} < \sigma_{adm} = 8 \text{ МПа}$ .

## Пример 2

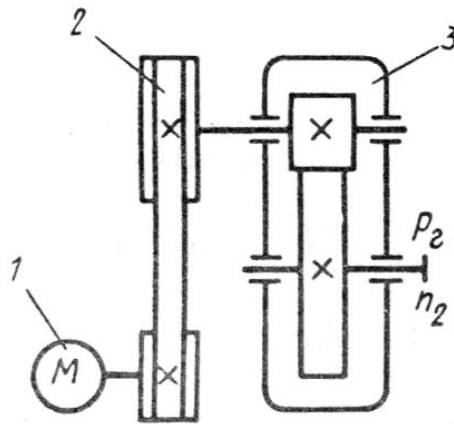


Рисунок 1.2. – Кинематическая схема механического привода

Рассчитать открытую плоскоремennую горизонтальную передачу от электродвигателя к редуктору общего назначения (см. рисунок 1.2) при следующих данных: мощность на ведущем шкиве  $P_1 = 7,5 \text{ кВт}$  при  $n_1 = 1425 \text{ об/мин}$ ; передаточное число  $u = 3,0$ . Работа двухсменная, нагрузка –

с умеренными колебаниями. Передача работает во влажном помещении, насыщенном парами кислот и щелочей.

Решение.

2.1. Принимаем резинотканевый ремень типа А, соответствующий заданным условиям работы передачи.

2.2. Диаметр меньшего шкива

$$d_1 = (1100 \dots 1350) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1350) \sqrt[3]{\frac{7,5}{1425}} = 191 \dots 235 \text{ мм.}$$

Из ряда номинальных расчетных диаметров принимаем  $d_1 = 224$  мм.

2.3. Скорость ремня

$$v_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60} = \frac{\pi \cdot 1425 \cdot 224}{60} = 16,7 \text{ м/с,}$$

что меньше допустимой скорости для ремня типа А ( $v \leq 30$  м/с).

2.4. Диаметр ведомого шкива при коэффициенте относительного скольжения  $\xi = 0,01$ :

$$d_2 = u d_1 (1 - \xi) = 3 \cdot 224 (1 - 0,01) \approx 665 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_2 = 670$  мм.

2.5. Фактическое передаточное число  $u_\phi = \frac{d_2}{d_1} = \frac{670}{224} = 2,99$ .

2.6. Межосевое расстояние

$$a_{\min} \geq (1,5 \dots 2,0)(d_1 + d_2) = 2(224 + 670) = 1788 \text{ мм.}$$

2.7. Расчетная длина ремня без учета припуска на соединение концов

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1788 + \frac{\pi(224 + 670)}{2} + \frac{(670 - 224)^2}{4 \cdot 1788} = 5007 \text{ мм.}$$

2.8. Частота пробегов ремня

$$U = \frac{v}{L} = \frac{16,7}{5,007} = 3,34 < 5 \text{ с}^{-1}.$$

2.9. Уточнение  $a$  не производим, т.к. ремень сшивной, а не бесконечный.

2.10. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{670 - 224}{1788} 57^\circ = 165,88^\circ > 150^\circ.$$



2.11. Толщина ремня  $H_p$ . Для резинотканевых ремней  $\frac{H_p}{d_1} = \frac{1}{40}$ .

При  $d_1 = 224$  мм  $H_p = \frac{224}{40} = 5,6$ . Принимаем толщину ремня  $H_p = 4,5$  мм (три прокладки с резиновыми прослойками). С увеличением толщины долговечность ремня уменьшается.

2.12. Допускаемое приведенное полезное напряжение в ремне

$$\sigma_p = s - w(H_p / d_1) = 2,5 - 10(4,5 / 224) = 2,3 \text{ МПа}.$$

2.13. Согласно условиям работы принимаем значения соответствующих коэффициентов:

$$C_\alpha = 0,9576;$$

$$C_v = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 16,7^2 = 0,9284; C_\theta = 1,0; C_p = 1,21.$$

2.14. Допускаемое полезное напряжение

$$\sigma_{padv} = \sigma_p C_\alpha C_v C_\theta / C_p = 2,3 \cdot 0,9576 \cdot 0,9284 \cdot 1,0 / 1,21 = 1,69 \text{ МПа}.$$

2.15. Окружная сила, передаваемая ремнем,

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{16,7} = 449,1 \text{ Н}.$$

2.16. Ширина ремня

$$b = \frac{F_t}{\sigma_{padv} \cdot H_p} = \frac{449,1}{1,69 \cdot 4,5} = 59,05 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b = 63$  мм.

2.17. Сила предварительного натяжения ремня при  $\sigma_0 = 1,8$  МПа

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 = 4,5 \cdot 63 \cdot 1,8 = 510,3 \text{ Н}.$$

2.18. Сила, действующая на вал,

$$F_v = 2F_0 \sin \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 510,3 \cdot \sin \frac{165,88}{2} = 1013 \text{ Н}.$$

### Пример 3

Рассчитать клиноременную передачу для привода ленточного транспортера (определить геометрические параметры передачи и число ремней в передаче), если даны: мощность электродвигателя  $P_1 = 5,5$  кВт, частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 950$  об/мин, частота вращения ведомого шкива  $n_2 = 350$  об/мин; режим работы двухсменный, спокойный.

Решение.

3.1. Выбираем сечение ремня в зависимости от передаваемой мощности  $P_1$  и частоты вращения ведущего (меньшего) шкива  $n_1$  по графику (см. рисунок 1.1). Данным мощности и частоте вращения соответствует ремень сечения Б (площадь сечения  $A = 138 \text{ мм}^2$ , высота сечения  $h = 9,5 \text{ мм}$ ). Принимаем диаметр меньшего шкива  $d_1 = 125 \text{ мм}$ .

3.2. Диаметр ведомого (большого) шкива при коэффициенте скольжения  $\xi = 0,01$  будет равен

$$d_2 = d_1 u (1 - \xi) = 125 \cdot \frac{950}{350} (1 - 0,01) = 336 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_2 = 355 \text{ мм}$ .

3.3. Уточняем фактическое передаточное число:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} = \frac{355}{125 (1 - 0,01)} = 2,87.$$

3.4. Ориентировочное межосевое расстояние:

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(125 + 355) + 9,5 = 273,5 \text{ мм}.$$

3.5. Определяем длину ремня:

$$\begin{aligned} L &= 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 273,5 + \frac{3,14}{2}(125 + 355) + \frac{(355 - 125)^2}{4 \cdot 273,5} = 1349 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем стандартную длину ремня  $L = 1400 \text{ мм}$ .

3.6. По принятой длине ремня найдем фактическое межосевое расстояние:

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{8} \left[ 2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{8} \left[ 2 \cdot 1400 - 3,14(125 + 355) + \sqrt{(2 \cdot 1400 - 3,14(125 + 355))^2 - 8(355 - 125)^2} \right] = \\ &= 301,3 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем для расчетов  $a = 305 \text{ мм}$ .

3.7. Вычисляем угол обхвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{355 - 125}{305} = 137^\circ.$$

$\alpha_1 = 137^\circ > 120^\circ$ , что удовлетворительно.

3.8. Определяем скорость ремня:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 950}{60 \cdot 10^3} = 6,21 < v_{adm} = 25 \text{ м/с}.$$

3.9. Определяем частоту пробегов ремня:

$$U = \frac{v}{L} = \frac{6,21}{1,4} = 4,44 \text{ с}^{-1} < U_{adm} = 10 \text{ с}^{-1}.$$

3.10. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем:

$$P_p = P_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L \cdot C_u}{C_p},$$

где  $P_0$  – допускаемая приведенная мощность, получаемая линейной интерполяцией,

$$P_0 = 1,39 + \frac{2,26 - 1,39}{5} \cdot 1,21 = 1,6 \text{ кВт}.$$

Значения коэффициентов  $C_\alpha, C_L, C_u, C_p$ :

$$\frac{L}{L_0} = \frac{1400}{2240} = 0,625, \quad C_L = 0,86 + \frac{0,95 - 0,86}{0,3} \cdot 0,125 = 0,9;$$

$$C_\alpha = 0,85 + \frac{0,88 - 0,85}{10} \cdot 7 = 0,87;$$

$$u = \frac{950}{350} = 2,71, \quad C_u = 1,13 + \frac{1,14 - 1,13}{0,6} \cdot 0,31 = 1,135;$$

$$C_p = 1,1.$$

Тогда

$$P_p = 1,6 \cdot \frac{0,87 \cdot 0,9 \cdot 1,135}{1,1} = 1,29 \text{ кВт}.$$

3.11. Число ремней в комплекте:

$$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z} = \frac{5,5}{1,29 \cdot 0,9} = 4,74.$$

Принимаем  $z = 5 < z_{adm} = 10$ .

#### Пример 4

Рассчитать передачу зубчатым ремнем по следующим исходным данным:  $P_1 = 12,5$  кВт,  $n_1 = 750$  мин<sup>-1</sup>, передаточное число  $u = 3,0$ ; режим работы двухсменный с умеренными колебаниями.

Решение.

4.1. В соответствии с режимом работы (см. таблицу 1.10) устанавливаем значение расчетной мощности:

$$P_{1P} = P_1 \cdot C_p = 12,5 \cdot 1,21 = 15,1 \text{ кВт.}$$

4.2. Определяем требуемое значение модуля зубчатого ремня с трапецидальным профилем:

$$m = 35 \sqrt[3]{\frac{P_{1P}}{n_1}} = 35 \sqrt[3]{\frac{15,1}{750}} = 9,52 \text{ мм.}$$

Принимаем  $m = 10$  мм.

4.3. По таблице 1.6 при  $n_1 = 750 \text{ мин}^{-1}$  и  $m = 10$  мм принимаем число зубьев ведущего шкива  $z_1 = 22$ .

4.4. Вычисляем требуемое число зубьев ведомого шкива  $z_2$ :

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3,0 \cdot 22 = 66.$$

4.5. Определяем диаметры делительных окружностей шкива  $d_1$  и  $d_2$ :

$$d_1 = m \cdot z_1 = 10 \cdot 22 = 220 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 10 \cdot 66 = 660 \text{ мм.}$$

4.6. Вычисляем минимальное значение межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + C = 0,5(220 + 660) + 3 \cdot 10 = 470 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a = 500$  мм.

4.7. Предварительно определяем длину ремня:

$$\begin{aligned} L' &= 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 500 + \frac{3,14(220 + 660)}{2} + \frac{(660 - 220)^2}{4 \cdot 500} = 2478 \text{ мм.} \end{aligned}$$

4.8. Вычисляем число зубьев ремня:

$$z_p = \frac{L'}{\pi \cdot m} = \frac{2478}{(3,14 \cdot 10)} = 78,9.$$

Принимаем  $z_p = 80$ .

4.9. Определяем действительную длину ремня:

$$L = z_p \cdot \pi \cdot m = 80 \cdot 3,14 \cdot 10 = 2512 \text{ мм.}$$

4.10. Уточняем значение межосевого расстояния:

$$a = \frac{1}{8} \left[ 2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{8} \left[ 2 \cdot 2512 - 3,14(220 + 660) + \sqrt{[2 \cdot 2512 - 3,14(220 + 660)]^2 - 8(660 - 220)^2} \right] =$$

$$= 518,53 \text{ мм.}$$

4.11. Определяем число зубьев ремня в пределах угла обхвата с ведущим шкивом:

$$z_0 = z_1 \frac{180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}}{360^\circ} = 22 \cdot \frac{180^\circ - 57,3^\circ \frac{660 - 220}{518,53}}{360^\circ} \approx 8.$$

4.12. Вычисляем окружную скорость ремня:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 220 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 8,64 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

4.13. Определяем расчетное значение окружной силы:

$$F_{ip} = \frac{P_{ip}}{v} = 15,1 / 8,64 = 1,75 \text{ кН.}$$

4.14. Устанавливаем допускаемую удельную окружную силу

$$\omega_0 = 42 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

4.15. Вычисляем расчетную удельную окружную силу:

$$\omega = \omega_0 \cdot K_r \cdot K_{z_0} = 42 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 42 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

4.16. Определяем расчетную допускаемую удельную окружную силу:

$$\omega_{adm} = \omega - q \cdot v^2 = 42 - 11 \cdot 10^{-3} \cdot 8,64^2 = 41,18 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

4.17. Вычисляем расчетную ширину ремня:

$$b' = \frac{F_{ip}}{\omega_{adm}} = 1,75 \cdot 10^3 / 41,18 = 42,5 \text{ мм.}$$

4.18. Рассчитываем фактическую ширину ремня:

$$b = b' / K_u = 42,5 / 1,05 = 40,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b = 50 \text{ мм}$ .

4.19. Определяем удельную податливость ремня:

$$\lambda_0 = \frac{\lambda}{b} = \frac{16 \cdot 10^{-4}}{50} = 3,2 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}.$$

4.20. Вычисляем поправки на диаметры вершин зубьев:

$$K_1 = 0,2F_{ip} \cdot \lambda_0 \cdot z_1 = 0,2 \cdot 1,75 \cdot 10^3 \cdot 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 22 \approx 0,246 \text{ мм};$$

$$K_2 = 0,2F_{ip} \cdot \lambda_0 \cdot z_2 = 0,2 \cdot 1,75 \cdot 10^3 \cdot 3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 66 \approx 0,738 \text{ мм}.$$

4.21. Вычисляем диаметры вершин зубьев ведущего и ведомого шкивов:

$$d_{a1} = d_1 - 2H + K_1 = 220 - 2 \cdot 0,8 + 0,246 = 218,646 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 - 2H - K_2 = 660 - 2 \cdot 0,8 - 0,738 = 657,662 \text{ мм}.$$

4.22. Определяем потребное начальное натяжение ремня:

$$F_0 = 0,1F_{ip} + qv^2b = 0,1 \cdot 1,75 \cdot 10^3 + 11 \cdot 10^{-3} \cdot 8,64^2 \cdot 50 \approx 216 \text{ Н}.$$

4.23. Вычисляем силу, действующую на валы:

$$F_g = 1,5F_{ip} = 1,5 \cdot 1,75 \cdot 10^3 = 2625 \text{ Н}.$$

## 1.6. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 1.1.** Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Мощность электродвигателя  $P_1 = 4,0$  кВт, угловая скорость  $\omega_1 = 100$  рад/с. Передаточное число  $u = 4$ . Работа двухсменная, характер нагрузки – значительные колебания, тип ремня – клиновой ремень нормального сечения.

**Задача 1.2.** Рассчитать плоскоремennую передачу. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 1,5$  кВт, угловая скорость его вращения  $\omega_1 = 80$  рад/с, угловая скорость вращения ведомого шкива  $\omega_2 = 20$  рад/с. Расстоянием между центрами шкивов  $a = 1200$  мм. Работа трехсменная с умеренными колебаниями.

**Задача 1.3.** Подобрать ремень, рассчитать размеры шкивов и выполнить эскиз ведомого шкива плоскоремennой передачи для привода транспортера при следующих данных:  $P_1 = 7,5$  кВт,  $n_1 = 960$  об/мин; частота вращения вала транспортера  $n_2 = 240$  об/мин. Ременная передача расположена горизонтально; работа односменная со значительными колебаниями.

**Задача 1.4.** Приняв условие задачи 1.1, рассчитать размеры и выполнить эскиз ведомого шкива клиноременной передачи.

**Задача 1.5.** Рассчитать клиноременную передачу привода вентилятора воздушного холодильника. Мощность, передаваемая ведущим шкивом  $P_1 = 15$  кВт, передаточное число  $u = 4$ , частота вращения  $n_1 = 1470$  об/мин, межосевое расстояние  $a = 1230$  мм. Режим работы трехсменный с умеренными колебаниями. Передача горизонтальная, электродвигатель установлен вертикально вверх. Вычертить кинематическую схему.

**Задача 1.6.** Рассчитать плоскоременную передачу турбинного агрегата миниГЭС. Диаметр большого шкива  $D_1 = 1100$  мм, меньшего шкива -  $D_2 = 450$  мм. Расстояние между центрами шкивов  $a = 3000$  мм; частота вращения большого шкива  $n_1 = 100$  об/мин, меньшего шкива -  $n_2 = 270$  об/мин. Мощность на меньшем шкиве  $P_2 = 35$  кВт. Ремень синтетический. Режим работы трехсменный со значительными колебаниями. Передача горизонтальная, валы вертикальные.

**Задача 1.7.** Определить мощность, которую может передать прорезиненный ремень открытой передачи типа А толщиной  $\delta = 9$  мм и шириной  $b = 200$  мм, если диаметры шкивов: ведущего  $D_1 = 250$  мм, ведомого  $D_2 = 800$  мм; межосевое расстояние  $a = 2150$  мм; частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 1450$  об/мин. Режим работы двухсменный с умеренными колебаниями, наклон передачи к горизонту до  $60^\circ$ . Привод осуществляется от асинхронного электродвигателя.

**Задача 1.8.** Определить наибольшие усилия и напряжения в ведущей ветви клинового кордтканевого ремня сечением  $B$  по следующим данным: передаваемая мощность  $P_1 = 7,5$  кВт, диаметр ведущего шкива  $D_1 = 224$  мм, частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 1470$  об/мин. Напряжение от предварительного натяжения ремня принять  $\sigma_0 = 1,5$  МПа, напряжения изгиба вычислить по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = E \frac{z_0}{D_1},$$

где  $E = 300$  МПа (модуль упругости материала ремня);  $z_0$  – расстояние от центра тяжести клинового сечения ремня до большего основания.

**Задача 1.9.** Диаметр малого шкива ременной передачи  $D_1 = 250$  мм, угловая скорость вращения  $\omega = 76,5$  с<sup>-1</sup>. Ремень резинотканевый; площадь поперечного сечения  $A = 400$  мм<sup>2</sup>, плотность материала  $\rho = 1400$   $\frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$ . Определить силы, действующие в ведущей и ведомой ветвях ремня.

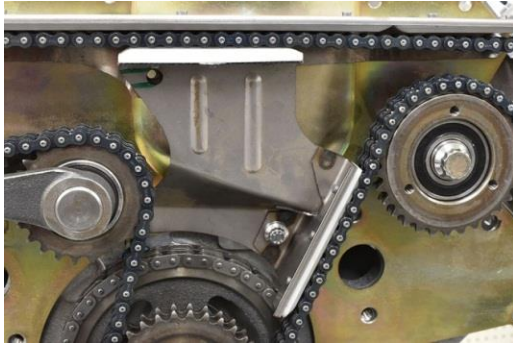
**Задача 1.10.** Приняв условие задачи 1.8, вычислить потребное число ремней в комплекте клиноременной передачи.

**Задача 1.11.** Определить долговечность ремня и силы натяжения ветвей плоскоременной передачи привода транспортера при следующих данных: мощность электродвигателя  $P_1 = 7,5$  кВт,  $n_1 = 960$  мин<sup>-1</sup>; частота вращения вала транспортера  $n_2 = 240$  мин<sup>-1</sup>. Расположение передачи горизонтальное.

**Задача 1.12.** Рассчитать зубчато-ременную передачу по следующим исходным данным:  $P_1 = 7,2$  кВт,  $n_1 = 1440$  мин<sup>-1</sup>,  $u = 3,55$ ; режим работы двухсменный с умеренными толчками.

**Задача 1.13.** Приняв условие задачи 1.12, рассчитать конструкцию и выполнить эскиз ведомого шкива зубчато-ременной передачи.





## 2. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов ременных передач и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Цепные передачи».

**Цепная передача** – это передача механической энергии при помощи гибкого элемента – цепи, за счет сил зацепления.

**Цепь приводная** – замкнутая гибкая конструкция, состоящая из отдельных шарнирно соединенных между собой звеньев.

**Звездочка** – профилированное колесо с зубьями, которые входят в зацепление с взаимодействующими с ними элементами цепи.

**Шарнир цепи** – подвижное соединение звеньев цепи, допускающее их вращение только вокруг общей оси.

**Валик цепи** – стержень цилиндрической формы, неподвижно закрепляемый в отверстиях пластин наружного звена.

**Ролик цепи** – деталь трубчатой формы, свободно одеваемая на втулку внутреннего звена.

**Втулка цепи** – деталь трубчатой формы, неподвижно закрепленная в отверстиях пластины внутреннего или переходного звена.

**Двухрядная роликовая приводная цепь** – элемент цепной передачи, состоящий из соединенных между собой взаимно подвижных внутренних и двухрядных звеньев наружных, соединительных и переходных, чередующихся в заданной последовательности.

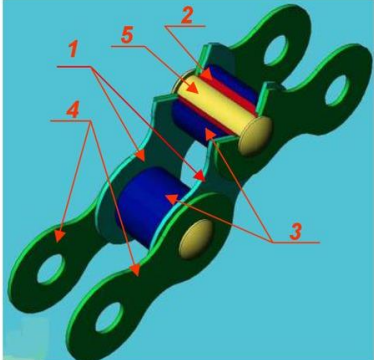
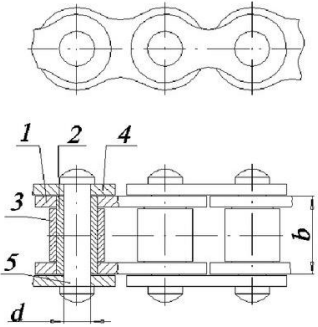
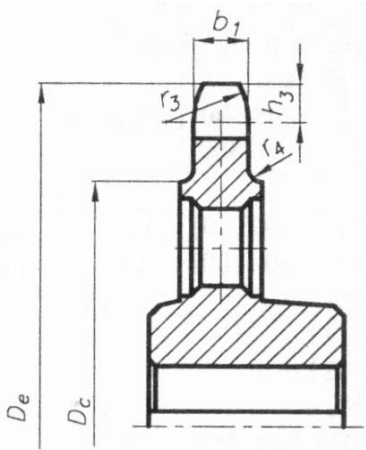
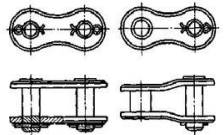
### **Области использования:**

- в приводах сельскохозяйственных машин;
- в конвейерах и элеваторах;
- в велосипедах, мотоциклах и автомобилях;
- в строительно-дорожных машинах;
- в приводах металлорежущих станков;
- в химическом, горнорудном и нефтепромышленном машиностроении.

## 2.1. Справочные данные и основные расчетные формулы

Основные размеры звеньев и звездочек роликовых и зубчатых цепей приведены в таблицах 2.1, 2.2.

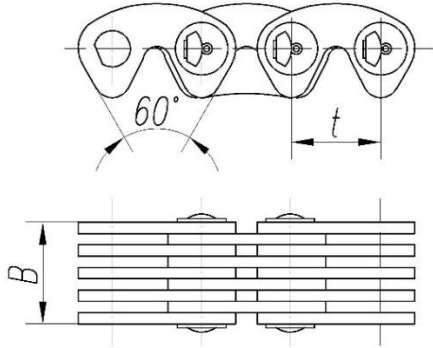
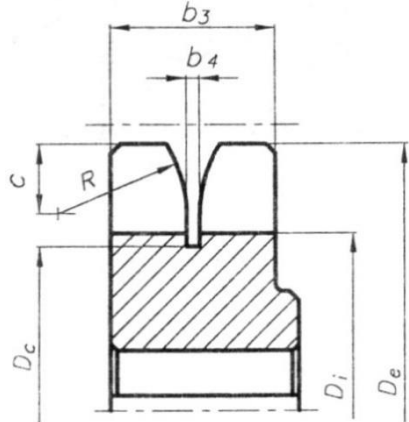
Таблица 2.1. – Основные размеры звеньев и венцов звездочек роликовых цепей

											
 <p>Соединительные и переходные звенья цепи</p>		<p><b>Конструкция шарнира</b></p> <p>1 – внутренние пластины 2 – втулка 3 – ролик 4 – наружные пластины 5 – ось</p>									
<b>Параметры звена</b>											
Шаг $t$ , мм	8,0	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
Диаметр элемента зацепления цепи $d_1$ , мм	2,31	3,28	3,66	5,08	5,96	7,95	9,55	11,1	12,7	14,29	19,84
Высота внутренней пластины $h$ , мм	7,5	8,5	10,0	14,8	18,2	24,2	30,2	36,2	42,4	48,3	60,4
Ширина пластины цепи $b$ , мм	12	17	19	20	33	39	6	58	62	72	89
<b>Параметры венца звездочки</b>											
Радиус закругления зуба $r_3$						$r_3 = 1,7d_1$					
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг зацеплений $h_3$						$h_3 = 0,8d_1$					
Радиус закругления $r_4$						$r_4 = 1,6 \text{ мм} (t \leq 35 \text{ мм})$					
						$r_4 = 2,5 \text{ мм} (t > 35 \text{ мм})$					
Ширина зуба звездочки $b_1$						однорядной		$b_1 = 0,96 * b - 0,15 \text{ мм}$			
						многорядной		$b_1 = 0,86 * b - 0,30 \text{ мм}$			

Окончание таблицы 2.1

Диаметр обода $D_C$	$D_C = t * \cot\left(\frac{180^\circ}{z}\right) - 1,3h$			
Диаметр окружности выступов $D_e$	$D_e = t\left(0,5 + \cot\left(\frac{180^\circ}{z}\right)\right)$			
Диаметр ступицы $D_{cm}$	$D_{cm} = (1,6 \dots 2,0)d_{вал}$			
Длина ступицы $L_{cm}$	$L_{cm} = (1,5 \dots 2,0)d_{вал}$			
Минимальное число зубьев ведущей звездочки $z_{1min}$				
Частота вращения ведущей звездочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>	< 200	200...300	300...500	500...750
	13; 15	17	19	21
Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = u \cdot z_1 \leq z_{2max} = 120$				

Таблица 2.2. – Основные размеры звеньев и венцов звездочек зубчатых цепей

					
Параметры звена					
Шаг цепи $t$ , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Толщина пластины $S$ , мм	1,5	2,0	3,0	3,0	3,0
Рабочая высота основной пластины $h_1$ , мм	7,0	8,7	10,5	13,35	16,7
Параметры венца звездочки					
Диаметр вершин зубьев $D_e$	$D_e = \frac{t}{\tan\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$				
Диаметр окружности впадин $D_i$	$D_i = \frac{d - 2h_2}{\cos\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$				
Делительный диаметр $d$	$d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$				
Высота зуба $h_2$	$h_2 = h_1 + e$				
Радиальный зазор $e$	$e = 0,1t$				

Окончание таблицы 2.2

Глубина проточки $h_3$	$h_3 = 0,75t$
Диаметр проточки $D_c$	$D_c = D_e - 2h_3$
Ширина проточки $b_4$	$b_4 = 2S$
Ширина цепи $b$	По ГОСТ 13552-81
Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки $R$	$R = t$

## 2.2. Расчетные параметры цепной передачи

Параметры и расчетные формулы цепной передачи приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3. – Геометрические и силовые параметры цепной передачи

	Наименование параметра	Расчетная формула
Геометрические параметры	Межосевое расстояние $a$	$a = 0,25t \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$
	Число звеньев цепи $L_t$	$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a_t}$
	Межосевое расстояние, выраженное в шагах $a_t$	$a_t = 30 \dots 50$
	Длина цепи $L$	$L = L_t * t$
	Межосевое расстояние, обеспечивающее провисание цепи $a'$	$a' \cong 0,997a$
	Кинематические и силовые параметры	Передаточное число $u$
Расчетное число зубьев ведущей звездочки $z_1$		$z_1 = 29 - 2u$ при $u \leq 5$ ; $z_1 = 29 - 1,5u$ при $u > 5$
Расчетное число зубьев ведомой звездочки $z_2$		$z_2 = u * z_1$
Скорость цепи $v$ , м/с		$v = \frac{z_1 * n_1 * t}{60 * 10^3}$
Окружная сила на ведущей звездочке $F_t$ , Н		$F_t = \frac{10^3 * P_1}{v} = \frac{\pi * T_1 * n_1}{30 * v}$
Натяжение ветви от действия сил тяжести $F_q$ , Н		$F_q = K_f * q * g * a$
	$K_f$ – коэффициент, учитывающий провисание цепи, в зависимости от угла наклона линии центров звездочек $\Psi$ , град	$K_f = 1 + 5(\cos \Psi)^2$
	$q$ – масса одного метра цепи, кг	

Окончание таблицы 2.3

Кинематические и силовые параметры	Передаточное число $u$	$F_v = q * v^2$	
	Расчетное число зубьев ведущей звездочки $z_1$	$F_{max} = K_D F_t + F_q + F_v$	
		$K_D$ – коэффициент динамической нагрузки	1,0 – равномерная без толчков и ударов
			1,25...1,3 – равномерный ход с отдельными небольшими толчками
			1,4...1,5 – работа с легкими и средними ударами
			1,6 – средние удары и предельная пульсирующая нагрузка
1,8 – сильные удары или удар со знакопеременной нагрузкой			
Натяжение ведомой ветви с запасом $F_2$ , Н	$F_2 = F_q + F_v$		
Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи $F_B$ , Н	$F_B \cong 1,15 F_t$		

### 2.3. Расчет стандартных цепей

Алгоритм расчета стандартных роликовых и зубчатых цепей приведен в таблицах 2.4–2.6.

Таблица 2.4. – Расчет цепной передачи по основным критериям работоспособности

Расчет износостойкости шарнира цепи		
Расчетное давление в шарнире $p$ , МПа	$p = \frac{K_s * F_t}{A_{on} * K_m}$	
Коэффициент эксплуатации $K_s$	$K = K_D * K_a * K_\gamma * K_{cm} * K_p * K_{рез}$	
	$K_a$ – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние передачи	$K_a = \sqrt[4]{\frac{40}{a_\tau}}$
	$K_\gamma$ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров к горизонту	1,0 – при $\gamma \leq 60^\circ$ 1,25 – при $\gamma > 60^\circ$
	$K_{cm}$ – коэффициент, учитывающий способ смазки шарнира	0,9 – при окунании ветви в масляную ванну 1,5 – при капельной смазке

Продолжение таблицы 2.4

		2,0 – при периодической смазки						
		3,0 – при периодической смазки при работе в загрязненной среде						
	$K_p$ – коэффициент, учитывающий способ компенсации вытяжки цепи	1,0 – при перемещении опор валов передачи						
		1,15 – при использовании натяжной звездочки						
		1,25 – при удалении пары звеньев цепи						
	$K_{реж}$ – коэффициент, учитывающий режим и продолжительность работы	1,15 – односменная работа						
		1,0 – двухсменная работа						
		1,45 – трехсменная работа						
Ккоэффициент, учитывающий количество рядов цепи		1,0 – один ряд; 1,7 – два ряда; 2,5 – три ряда; 3,0 – четыре ряда						
Площадь проекции опорной поверхности шарнира $A_{оп}$	$A_{оп} \approx 0,28t^2$							
Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $p_{adm}$ , МПа								
Шаг $t$ , мм	частота вращения ведущей звездочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7–15,87	35	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21,0	18,5
19,05–25,4	35	30,0	26,2	23,4	21,0	19,0	17,5	15,0
31,75–38,1	35	28,7	24,2	21,9	18,5	16,6	15,0	–
44,45–50,8	35	26,2	21,0	17,5	15,0	–	–	–
Расчетный шаг цепи $t_p$ , мм	$t_p \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 * K_d}{n_1 * z_1 * K_m * p_{adm}}}$							
<b>Расчет статической прочности цепи</b>								
Расчетный коэффициент безопасности $S$	$S = \frac{F_{раз}}{(F_1 * K_{пер} + F_y)}$							
Стандартная статическая разрушающая нагрузка $F_{раз}$ , Н	По ГОСТ 13568-75 в зависимости от выбранного шага цепи							
Коэффициент возможной перегрузки $K_{пер}$	$K_{пер} = \frac{P_{эд} \cdot T_{max}}{P_{тр} \cdot T_{ном}}$							
Сила удара шарнира о зуб звездочки $F_y$ , Н	$F_y = 0$ при $v < 10$ м/с; $F_y = 1,36n_1 \cdot p \cdot m$ при $v \geq 10$ м/с							
Допускаемый коэффициент безопасности $S_{adm}$	$S_{adm} = 6...8$							
Условие статической прочности $S \geq S_{adm}$								
Расчетное число ударов шарнира цепи при набегании на зубья ведущей звездочки $\vartheta, \frac{1}{с}$	$g = \frac{z_1 * n_1}{30 * L_t}$							

Окончание таблицы 2.4

Допускаемое число ударов шарнира цепи в секунду $\mathcal{Q}_{adm}$								
Тип цепи	шаг цепи $t$							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
роликовая	40	30	25	20	16	14	12	10
зубчатая	60	50	40	25	20	–	–	–

Таблица 2.5. – Основные параметры приводных роликовых цепей (ГОСТ 13568-2017)

Обозначение цепи	Шаг цепи $t$ , мм	Площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи $A_{оп}$ , мм <sup>2</sup>	Разрушающая нагрузка $F_{раз}$ , кН	Масса 1 м цепи, не более, кг/м
ПР-12,7-18,2	12,70	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-31,8	12,70	50	31,8	1,40
ПР-15,875-22,7	15,875	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-45,4	15,875	71	45,4	1,90
ПР-19,05-31,8	19,05	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-72	19,05	106	72,0	3,50
ПР-25,4-56,7	25,40	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-113,4	25,40	180	113,4	5,00
ПР-31,75-88,5	31,75	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-177	31,75	262	177,0	7,30
ПР-38,1-127	38,10	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-254	38,10	395	254,0	11,00

Рекомендуется назначать цепь с ближайшим большим к расчетному значению шагом

Пример условного обозначения цепи приводной роликовой однорядной с шагом  $t = 12,7$  мм и разрушающей нагрузкой  $F_{раз} = 18,2$  кН:  
*Цепь ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-2017*

Таблица 2.6. – Основные параметры приводных зубчатых цепей (ГОСТ 13552-81)

Обозначение цепи	Шаг цепи $t$ , мм	Рабочая ширина $b$ , мм	Разрушающая нагрузка $F_{раз}$ , кН	Масса 1 м цепи, не более, кг/м
ПЗ-1-12,7-26-22,5	12,7	22,5	26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5	31	1,60
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5	36	2,00
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5	42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5	49	2,70
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5	56	3,00
ПЗ-1-15,875-41-30	15,875	30,0	41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38		38,0	50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46		46,0	58	3,30
ПЗ-1-15,875-69-54		54,0	69	3,90
ПЗ-1-15,875-80-62		62,0	80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70		70,0	91	5,00

Окончание таблицы 2.6

ПЗ-1-19,05-74-45	19,05	45,0	74	3,90
ПЗ-1-19,05-89-57		57,0	89	4,90
ПЗ-1-19,05-105-69		69,0	105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81		81,0	124	7,00
ПЗ-1-19,05-143-93		93,0	143	8,00
ПЗ-2-25,4-101-57	25,4	57,0	101	8,40
ПЗ-2-25,4-132-75		75,0	132	10,80
ПЗ-2-25,4-164-93		93,0	164	13,20
ПЗ-2-25,4-196-111		111,0	196	15,40
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75,0	166	14,35
ПЗ-2-31,75-206-93		93,0	206	16,55
ПЗ-2-31,75-246-111		111,0	246	18,80
ПЗ-2-31,75-286-129		129,0	286	21,00
Пример условного обозначения приводной зубчатой цепи типа 1 с шагом $t = 19,05$ мм, разрушающей нагрузкой 74 кН и рабочей шириной $b = 45$ мм: <i>Цепь ПЗ-1-19,05-74 -45 ГОСТ 13552-81</i>				

## 2.4. Примеры решения типовых задач

### Пример 5

Проверить износостойкость однорядной роликовой цепной передачи в приводе ленточного транспортера при следующих данных: мощность, передаваемая ведущей звездочкой  $P_1 = 10$  кВт; частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 500 \text{ об/мин}$ ;  $u = 2$ . Работа спокойная, смазка периодическая, регулирование натяжение цепи за счет смещения звездочки, режим работы – двухсменный, наклон линии центров звездочек к горизонту  $\gamma = 75^\circ$ .

Решение.

5.1. Рассчитываем минимальное число зубьев ведущей звездочки  $z_1$ :

$$z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 2 = 25.$$

5.2. Рассчитываем число зубьев ведомой звездочки  $z_2$ :

$$z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 2 = 50 < z_{2\max} = 120.$$

5.3. Вычисляем значение вращающего момента на валу ведущей звездочки:

$$T_1 = 10^3 \frac{P_1}{\omega_1} = 10^3 \frac{10 \cdot 30}{\pi \cdot 500} = 191 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.4. Вычисляем значение коэффициента эксплуатации  $K_\ominus$ :

$$K_\ominus = K_\delta * K_a * K_\gamma * K_{cm} * K_p * K_{реж},$$



где  $K_\delta = 1,0$ ;  $K_a = 1,0$ ;  $K_\gamma = 1,25$ ;  $K_{cm} = 1,5$ ;  $K_p = 1,0$ ;  $K_{рез} = 1,25$ .

Тогда

$$K_\ominus = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,25 = 2,34.$$

5.5. Принимаем предварительно допускаемое давление в шарнирах:

$$p_{adm} = 28,7 - \frac{28,7 - 26,2}{200} \cdot 100 = 27,45 \text{ МПа.}$$

5.6. Определяем предварительное значение шага цепи  $t$ , мм:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{K_\ominus \cdot T_1}{z_1 \cdot P_{adm}}} \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{2,34 \cdot 191 \cdot 10^3}{25 \cdot 27,45}} \geq 24,27 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение шага роликовой цепи (ГОСТ 13568-2017):  $t = 25,4$  мм; площадь проекции опорной поверхности шарнира  $A_{он} = 180 \text{ мм}^2$ .

5.7. Проверяем изнашиваемость шарниров:

$$p = \frac{F_t K_\ominus}{A_{он} K_m} \leq P_{adm},$$

где  $F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1}$  – окружная сила на ведущей звездочке;  $d_1$  – диаметр делительной окружности ведущей звездочки;

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin 7^\circ 12'} = \frac{25,4}{0,125} = 203,2 \text{ мм;}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 191 \cdot 10^3}{203,2} = 1880 \text{ Н;}$$

$$p = \frac{1880 \cdot 2,34}{180 \cdot 1,0} = 24,44 \text{ МПа} < P_{adm} = 27,45 \text{ МПа.}$$

Следовательно, выбранная цепь пригодна для применения.

### Пример 6

По данным примера 5 рассчитать межосевое расстояние, число звеньев, длину цепи в шагах и силы, действующие в передаче.

Решение.

6.1. Рекомендуемое межосевое расстояние передачи  $a = (30 \dots 50)t$ . Принимаем  $a = 40 \cdot t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$ .

6.2. Вычисляем число звеньев цепи:

$$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a_t} = 2 \cdot 40 + \frac{25 + 50}{2} + \frac{(50 - 25)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 40} = 117,9 \approx 118.$$

6.3. Расчетное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25t \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= 0,25 \cdot 25,4 \left[ 118 - \frac{25 + 50}{2} + \sqrt{\left( 118 - \frac{25 + 50}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{50 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 1118 \text{ мм.}$$

Для обеспечения провисания ведомой ветви передачи рекомендуется уменьшить межосевое расстояние на величину, равную  $0,003a = 0,003 \cdot 1118 = 3,354$  мм, тогда  $a = 1118 - 3,354 = 1114,646$  мм. Принимаем  $a = 1115$  мм.

6.4. Вычисляем силы, действующие в передаче.

Окружная сила  $F_t = 1880$  Н.

Сила натяжения, обусловленная действием силы тяжести цепи:

$$F_q = K_f a q g = 1,0 \cdot 1115 \cdot 10^{-3} \cdot 2,6 \cdot 9,81 = 28,4 \text{ Н.}$$

Сила натяжения от действия центробежных сил:

$$F_v = qv^2 = 2,6 \cdot (5,29)^2 = 72,8 \text{ Н,}$$

где скорость цепи

$$v = \frac{z \cdot t \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 500}{60 \cdot 10^3} = 5,29 \text{ м/с.}$$

Сила натяжения наиболее нагруженной ведущей ветви цепи:

$$F_{1\max} = K_d F_t + F_q + F_v = 1,0 \cdot 1880 + 28,4 + 72,8 = 1981,2 \text{ Н.}$$

Сила натяжения ведомой ветви с запасом:

$$F_2 = F_q + F_v = 28,4 + 72,8 = 101,2 \text{ Н.}$$

Сила, действующая на валы цепной передачи:

$$F_g = 1,1 \cdot F_t = 1,05 \cdot 1880 = 1974 \text{ Н.}$$

### Пример 7

Определить мощность, которую может передать зубчатая цепь с шагом  $t = 19,05$  мм, шириной  $B = 57$  мм при нормальных эксплуатационных условиях ( $K_s = 1,0$ ). Передаточное число передачи  $u = 2$ , частота вращения меньшей звездочки  $n_1 = 750$  об/мин.

Решение.

7.1. Принимаем  $z_1 = 32$ .

7.2. Определяем скорость цепи:

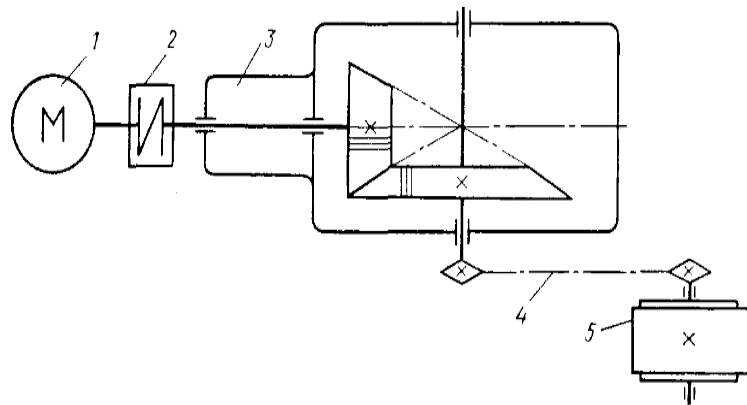
$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{32 \cdot 19,05 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 7,62 \text{ м/с}.$$

7.3. Определяем допустимую мощность:

$$P = \frac{B \cdot t \cdot \sqrt[3]{v^2}}{250 \cdot K_3} = \frac{57 \cdot 19,05 \sqrt[3]{(7,62)^2}}{250 \cdot 1} = 16,85 \text{ кВт}.$$

## 2.5. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 2.1.** Рассчитать передачу с зубчатой цепью от электродвигателя к компрессору по следующим данным: мощность электродвигателя  $P_{\text{дв}} = 7,5$  кВт, частота вращения вала электродвигателя  $n_1 = 2850$  об/мин, передаточное число передачи  $u = 4$ , межосевое расстояние ограничивается наименьшими пределами, нагрузка спокойная, наклон межосевой линии к горизонту  $30^\circ$ , положение оси одной из звездочек регулируется перемещением электродвигателя, смазка – непрерывная в масляной ванне, работа трехсменная.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор одноступенчатый конический;  
4 – цепная передача; 5 – транспортер ленточный

Рисунок 2.1. – Расчетная схема привода ленточного транспортера

**Задача 2.2.** Рассчитать цепную передачу роликовой однорядной цепью в приводе ленточного транспортера (см. рисунок 2.1) по следующим данным: мощность, передаваемая ведущей звездочкой  $P_1 = 10,5$  кВт при частоте вращения  $n_1 = 510$  об/мин; передаточное число  $u = 2,24$ . Работа

передачи с умеренными толчками. Наклон межосевой линии к горизонту  $35^\circ$ . Передача с нерегулируемым межосевым расстоянием.

**Задача 2.3.** Рассчитать и сравнить с допускаемым значением число ударов роликовой цепи при набегании на зубья звездочек. Исходные данные: передаточное число  $u = 3,15$ ; частота вращения меньшей звездочки  $n_1 = 400 \text{ об/мин}$ ; мощность, передаваемая меньшей звездочкой  $P_1 = 5,3 \text{ кВт}$ . Работа передачи со значительными толчками. Наклон межосевой линии к горизонту  $45^\circ$ . Передача с нерегулируемым межосевым расстоянием.

**Задача 2.4.** Определить натяжение ведущей и ведомой ветвей роликовой цепи и давление на валы звездочек. Вращающий момент  $T_1 = 300 \text{ Нм}$  диаметр малой звездочки  $d_1 = 154 \text{ мм}$ , передаточное число  $u = 3$ , число зубьев малой звездочки  $z_1 = 27$ ; угловая скорость  $\omega_1 = 50 \text{ с}^{-1}$ ; шаг цепи  $t = 25,4 \text{ мм}$ ; расположение линии центров звездочек по отношению к горизонтали  $75^\circ$ .

**Задача 2.5.** Приняв условие задачи 2.4, рассчитать конструкцию и выполнить эскиз ведомой звездочки.

**Задача 2.6.** Определить натяжение ветвей и нагрузку на валы звездочек зубчатой цепи, если вращающий момент  $T_1 = 200 \text{ Нм}$ , диаметр ведущей звездочки  $d_1 = 154 \text{ мм}$ , шаг цепи  $t = 15,875 \text{ мм}$ , угловая скорость  $\omega_1 = 89 \text{ с}^{-1}$ ;  $q = 3,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ ; цепь расположена горизонтально; нагрузка с умеренными толчками.

**Задача 2.7.** Приняв условие задачи 2.6, выбрать конструкцию, рассчитать ее основные параметры и выполнить эскиз ведущей звездочки.

**Задача 2.8.** Определить передаваемые цепью типа ПР-31,75-88,5 мощность и натяжение ветвей цепи. Угловая скорость  $\omega_1 = 105 \text{ с}^{-1}$ ; диаметр ведущей звездочки  $d_1 = 202 \text{ мм}$ , число зубьев  $z_1 = 25$ ; расположение линии центров звездочек горизонтальное; нагрузка спокойная; смазывание периодическое; работа двухсменная.

**Задача 2.9.** Выбрать приводную зубчатую цепь для цепной передачи станка по следующим исходным данным: мощность на меньшей звездочке  $P_1 = 5,5 \text{ кВт}$ ,  $n_1 = 2800 \text{ мин}^{-1}$ ,  $u = 315$ . Нагрузка равномерная без толчков в две смены, способ смазывания шарниров – окунание в масляную ванну, угол наклона линии центров звездочек к горизонту  $65^\circ$ .



### 3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов ременных передач и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Цилиндрические зубчатые передачи».

**Зуб** – выступ определенной формы, предназначенный для передачи крутящего момента путем воздействия на выступ другого колеса зубчатой передачи.

**Головка зуба** – часть зуба, заключенная между делительной поверхностью зубчатого колеса и поверхностью его вершин.

**Ножка зуба** – часть зуба, заключенная между делительной поверхностью зубчатого колеса и поверхностью его впадин.

**Модуль зубьев основной** – линейная величина, в  $\pi$  раз меньшая основного окружного шага зубьев эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса. Это универсальная характеристика, связывающая воедино шаг, высоту зуба, число зубьев и диаметр окружности выступов зубчатого колеса.

**Передаточное число** – параметр пары зацепления из двух зубчатых колес, определяемый как соотношение числа зубьев большего зубчатого колеса к меньшему.

#### **Области использования:**

- машиностроение:
  - металлорежущие станки;
  - автомобили, тракторы, сельскохозяйственные машины;
  - редукторы;
  - горнорудное оборудование;
  - грузоподъемное и транспортное оборудование;
  - газонефтедобывающее оборудование;
- приборостроение;
- военно-промышленный комплекс;
- агропромышленный комплекс.

### 3.1. Справочные данные и основные расчетные формулы

Механические характеристики сталей, степень точности изготовления, основные геометрические параметры, конструктивные элементы зубчатых колес и передач приведены в таблицах 3.1–3.4.

Таблица 3.1. – Рекомендуемые степени точности изготовления цилиндрических зубчатых передач

Вид		Степень точности			
передача	зубья	6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость $v$ , м/с			
цилиндрическая	прямые	15	10	6	2
	косые	30	15	10	4

Таблица 3.2. – Механические характеристики сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес, после термообработки

Марка стали	Термо-обработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		Механические характеристики, МПа*		
		$D$	$S$	сердцевины	поверхности	$\sigma_b$	$\sigma_y$	$\sigma_{-1}$
40Л	Нормализация	любые		163...207 НВ	163...207 НВ	550	320	220
45	Улучшение	125	80	235...262 НВ	235...262 НВ	780	540	335
	Улучшение	80	50	269...302 НВ	269...302 НВ	890	650	380
45ХН, 35ХМ	Улучшение	315	200	235...262 НВ	235...262 НВ	800	630	380
	Улучшение	200	125	269...302 НВ	269...302 НВ	920	750	420
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269...302 НВ	48...53 HRC	920	750	420
40Х	Улучшение	200	125	235...262 НВ	235...262 НВ	790	640	375
	Улучшение	125	80	269...302 НВ	269...302 НВ	900	750	410
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269...302 НВ	45...50 HRC	900	750	410
40ХНМА	Улучшение и азотирование	125	80	269...302 НВ	50...56 HRC	980	780	440
20Х, 20ХНМ, 18ХГТ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	300...400 НВ	56...63 HRC	1000	800	450

\*  $\sigma_b$  – предел прочности,  $\sigma_y$  – предел текучести;  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости (усталости).

Таблица 3.3. – Формулы для определения основных геометрических параметров цилиндрических зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Вид передачи	
		прямозубая	косозубая
Модуль	$m$	$m = \frac{p_t}{\pi}$	$m = m_t \cos \beta$
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	$d_a = d + 2(h_a^* + x)m$	$d_a = d + 2(h_a^* + x)m$
Диаметр впадин	$d_f$	$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m$	$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m$
Делительный диаметр	$d$	$d = mz$	$d = \frac{mz}{\cos \beta}$
Коэффициент смещения инструмента (коррекция)	$x$	Коррекция распространяется на прямозубые колеса с числом зубьев более и равным 12	
		$x = 1 - 0,5z \cdot (\sin \alpha_\omega)^2$	Условие неподрезания зубьев: $z_{min} = \frac{2(h_a^* - x)}{(\sin \alpha_\omega)^2}$ <p>при <math>z_{1min} = 17 = 2(\sin \alpha_\omega)^2</math></p>
Толщина диска	$C(e)$	$C = (0,2 \dots 0,4) b_i \geq 10 \text{ мм}$	$C = (0,2 \dots 0,4) b_i \geq 10 \text{ мм}$
Толщина венца	$S$	$S = (2,0 \dots 3,0) m \geq 10 \text{ мм}$	$S = (2,0 \dots 3,0) m \geq 10 \text{ мм}$
Радиус сопряжения	$R$	$R = 5 \text{ мм}$	$R = 5 \text{ мм}$
Длина ступицы	$l_{cm}$	$l_{cm} = (1,4 \dots 1,8) d_{вал}$	$l_{cm} = (1,4 \dots 1,8) d_{вал}$
Диаметр ступицы	$d_{cm}$	$d_{cm} = (1,5 \dots 1,6) d_{вал}$	$d_{cm} = (1,5 \dots 1,6) d_{вал}$
Высота венца	$A_1$	$A_1 = S + 2,5m$	$A_1 = S + 2,5m$
Диаметр отверстия	$d_o$	$d_o = (0,35 \dots 0,4) \times (d_a - 4,5m - 2S - d_{cm})$	$d_o = (0,35 \dots 0,4) \times (d_a - 4,5m - 2S - d_{cm})$
Диаметр расположения отверстий в ободке	$D_o$	$D_o = 0,5(d_a - 4,5m - 2S + d_{cm})$	$D_o = 0,5(d_a - 4,5m - 2S + d_{cm})$
Межосевое расстояние	$a_\omega$	$a_\omega = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$	$a_\omega = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$
Ширина зубчатого венца	$b_2$	$b_2 = \psi_{bd} a_\omega$	$b_2 = \psi_{bd} a_\omega$
Ширина венца шестерни: – при твердости зубьев менее 350НВ; – при твердости зубьев более 350 НВ	$b_1$	$b_1 = 1,12b_2$  $b_1 = b_2$	$b_1 = 1,12b_2$  $b_1 = b_2$

Продолжение таблицы 3.3

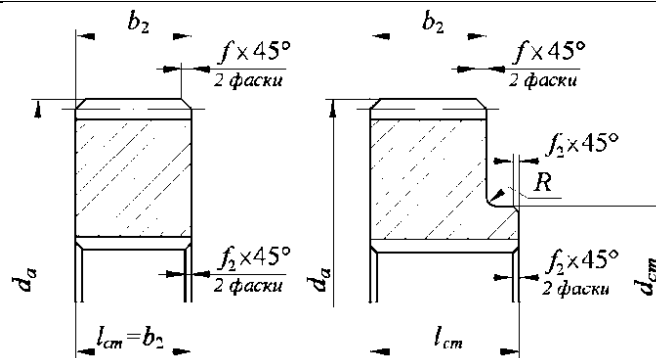
Значения межосевого расстояния  $a_w$  выбирают из ряда чисел: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, ... 2500 мм

Значения  $b_1$  и  $b_2$  принимают из таблицы нормальных линейных размеров

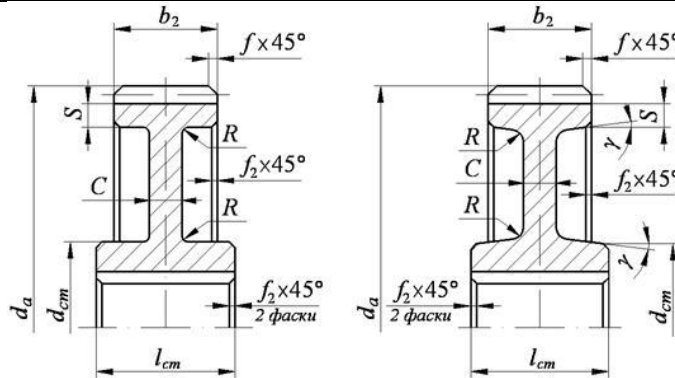
Значения коэффициента ширины колеса  $\psi_{bd}$ :

- $\psi_{bd} = 0,6...1,4$  – при твердости зубьев менее 350HB;  $\psi_{bd} = 0,3...0,4$  – при консольном расположении колес;
- $\psi_{bd} = 0,4...0,9$  – при твердости зубьев более 350HB;  $\psi_{bd} = 0,2...0,25$  – при консольном расположении колес

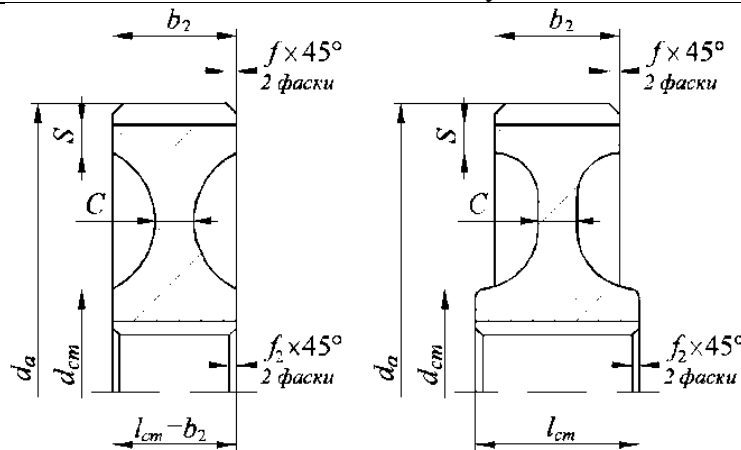
Конструктивные элементы цилиндрических зубчатых колес



с диском без ступицы и со ступицей



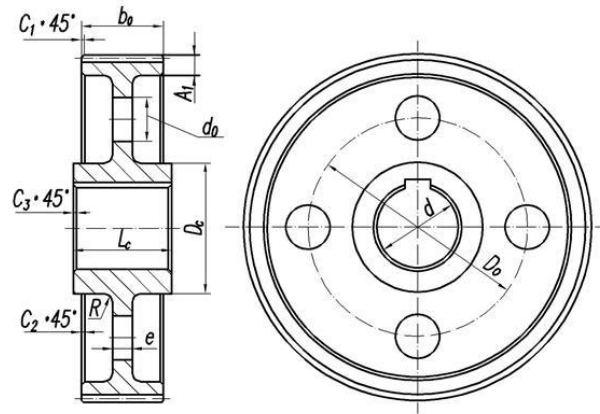
кованые с диском и ступицей



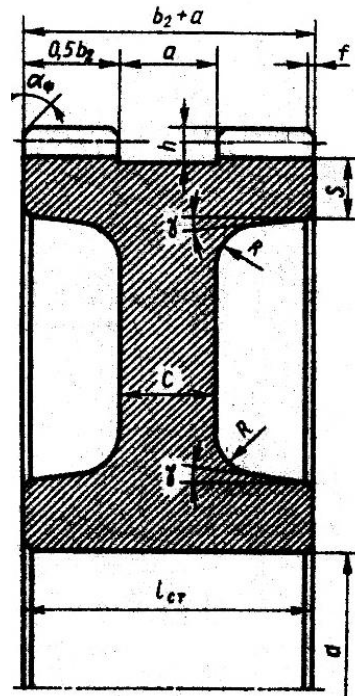
штампованные



Окончание таблицы 3.3



с диском, ступицей и облегчающими отверстиями



шевронное зубчатое колесо

Наиболее часто шевронные колеса изготавливают с канавкой посередине, предназначенной для выхода червячной фрезы (долбяка), нарезающей зубья. Приблизительно размер  $a$  можно определить в зависимости от модуля:

$m$ , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0
$a$ , мм	27	32	37	42	47	53	60	67	75	85	100

Таблица 3.4. – Усилия, действующие в зацеплении цилиндрических зубчатых колес и расчеты на прочность

Сила	Вид передачи						
	прямозубая			косозубая			
	Расчетная формула						
Окружная $F_t$	$F_t = \frac{2T}{d}$			$F_t = \frac{2T}{d}$			
Радиальная $F_r$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = \frac{2T \operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{d}$			$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = \frac{2T \operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{d \cos \beta}$			
Нормальная $F_n$	$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{\omega}} = \frac{2T}{d \cos \alpha_{\omega}}$			$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{\omega}} = \frac{2T}{d \cos \alpha_{\omega} \cos \beta}$			
Осевая $F_a$				$F_a = \frac{2T \operatorname{tg} \beta}{d}$			
Расчет на контактную прочность							
Условие контактной прочности				$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{Hadm}$			
Расчетное контактное напряжение $\sigma_{H0}$				$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{q_H}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$			
Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес $Z_E$				$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}}$			
				Для стальных зубчатых колес $Z_E = 190 \text{ МПа}^{0,5}$			
				Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления $Z_H$			
				$Z_H = 2,5 \sqrt{\cos \beta}$			
Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий $Z_{\varepsilon}$				$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}}$			
Коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha}$				$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$			
Удельная расчетная нагрузка $q_H$				$q_H = \frac{2000 T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{b \cdot d_1}$			
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$				Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1,00$			
Степень точности		Окружная скорость $v$ , м/с					
		до 1,0	5,0	10,0	15,0	20,0	
6		1,00	1,02	1,03	1,04	1,05	
7		1,02	1,05	1,07	1,10	1,12	
8		1,06	1,09	1,13	–	–	
9		1,19	1,16	–	–	–	

Продолжение таблицы 3.4

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца $K_{H\beta}$		Рекомендуется принимать в зависимости от коэффициентов ширины венца по отношению к межосевому расстоянию $\psi_{ba}$ и по отношению к делительному диаметру $\psi_{bd}$				
Значение коэффициента $K_{H\beta}$						
Коэффициент $\psi_{bd}$	Твердость рабочих поверхностей зубьев					
	шестерни $H_1$ и колеса $H_2$ $H_1$ и $H_2 \leq 350 HB$			шестерни $H_1$ и колеса $H_2$ $H_1$ и $H_2 > 350 HB$		
	Расположение зубчатых колес относительно опор					
	консольное	несимметричное	симметричное	консольное	несимметричное	симметричное
0,2	1,16	1,03	1,00	1,22	1,04	1,02
0,4	1,35	1,06	1,03	1,43	1,07	1,04
0,6	1,65	1,08	1,04	1,67	1,14	1,05
0,8	1,90	1,12	1,06	2,00	1,20	1,08
1,0	2,30	1,15	1,10	2,35	1,27	1,12
1,2	–	1,20	1,13	–	1,35	1,16
Рекомендуемые значения $\psi_{ba}$ и $\psi_{bd}$						
Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев					
	шестерни $H_1$ и колеса $H_2$ $H_1$ и $H_2 \leq 350 HB$			шестерни $H_1$ и колеса $H_2$ $H_1$ и $H_2 > 350 HB$		
	$\psi_{ba} = b/a_\omega$	$\psi_{bd} = b/d_1$		$\psi_{ba} = b/a_\omega$	$\psi_{bd} = b/d_1$	
Симметричное	0,315	0,8...1,4		0,250	0,04...0,9	
	0,400			0,315		
	0,500			0,400		
Несимметричное	0,315	0,6...1,2		0,260	0,3...0,6	
	0,400			0,315		
Консольное	0,25	0,3...0,4		0,2		0,2...0,25
Для шевронных передач	0,4...0,63	$\leq 2,5$		–		–
Примечания: 1. Для прямозубых передач рекомендуется $\psi_{bd} \leq 1,0$ и $\psi_{ba} \leq 0,25$ ; косозубых $\psi_{bd} \leq 1,5$ .						
2. Для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = 0,2 \cdot \frac{u+1}{u-1}$ .						
3. Соотношение между коэффициентами $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba} (u \pm 1)$ .						
Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи $K_{Hv}$						

Продолжение таблицы 3.4

	Передача	Твердость поверхности зубьев, HB	Окружная скорость $v$ , м/с				
			до 5,0	10,0	15,0	20,0	
			Степень точности				
			8		7		
прямозубая	$\leq 350$	1,05	–	–	–		
	$> 350$	1,10	–	–	–		
косозубая и шевронная	$\leq 350$	1,00	1,01	1,02	1,05		
	$> 350$	1,00	1,05	1,07	1,10		
Коэффициент нагрузки $K_H$			$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$				
Допускаемое контактное напряжение $\sigma_{Hadm}$			$\sigma_{Hadm} = \frac{0,9\sigma_{Hlim} Z_N}{S_H}$ ,				
Предел контактной выносливости $\sigma_{Hlim}$							
твёрдость поверхности зубьев $\leq 350$			$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70$				
твёрдость поверхности зубьев 38...52 HRC			$\sigma_{Hlim} = 17 HRC + 200$				
Коэффициент безопасности $S_H$			$S_H = 1,1$ – улучшение, объемная закалка; $S_H = 1,2$ – поверхностная закалка, цементация, азотирование				
Коэффициент долговечности $Z_N$			$1 \leq Z_N \leq 2,6$ при $S_H = 1,1$ ; $1 \leq Z_N \leq 1,8$ при $S_H = 1,2$				
Расчет зубьев на выносливость при изгибе							
Условие прочности зубьев на изгиб			$\sigma_F \leq \sigma_{Fadm}$				
Расчетные напряжения на переходной поверхности зуба $\sigma_F$			$\sigma_F = Y_{Fs} Y_\epsilon Y_\beta \frac{q_F}{m}$				
Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений $Y_{Fs}$			Выбирается в зависимости от приведенного числа зубьев $z_v$ и коэффициента смещения исходного контура $x$				
Значение коэффициента $Y_{Fs}$							
$z$ или $z_v$	коэффициент смещения $x$						
	-0,6	-0,4	-0,2	0,0	+0,2	+0,4	+0,6
12	–	–	–	–	–	3,67	–
14	–	–	–	–	4,00	3,62	3,30
17	–	–	–	4,28	3,89	3,58	3,32
20	–	–	–	4,09	3,78	3,56	3,34
25	–	–	4,22	3,90	3,70	3,52	3,37
30	–	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,61	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,60	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,60	3,59	3,59	3,56

Продолжение таблицы 3.4

	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев $Y_\varepsilon$		$Y_\varepsilon = \frac{[4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)]}{(4\varepsilon_\alpha)}$					
			$n$ – степень точности передачи					
	Коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев $Y_\beta$		$Y_\beta = \frac{\beta^\circ}{140^\circ}$					
Удельная расчетная окружная сила $q_F$			$q_F = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{(bd_1)}$					
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев $K_{F\alpha}$								
Степень точности		6	7	8	9			
$K_{F\alpha}$		0,72	0,81	0,91	1,00			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба при расчете по напряжениям $\sigma_F$								
$\Psi_{bd}$	Твердость поверхности зубьев							
	$H \leq 350 \text{ HB}$				$H > 350 \text{ HB}$			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	–	1,72
0,8	1,08	1,17	–	1,59	1,13	1,28	–	–
1,0	1,10	1,23	–	–	1,20	1,40	–	–
1,2	1,13	1,30	–	–	1,30	1,53	–	–
1,4	1,19	1,38	–	–	1,40	–	–	–
1,6	1,25	1,45	–	–	–	–	–	–
1,8	1,32	1,53	–	–	–	–	–	–
Данные в столбце I относятся к симметричному расположению колес относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке на шариковых подшипниках; IV – то же, но при установке валов на роликовых подшипниках								
Коэффициент динамичности нагрузки $K_{Fv}$								
Степень точности	Твердость поверхности зубьев, HB	Окружная скорость $v$ , м/с						
		до 3,0	3,0...8,0	8,0...12,5				
6	$\leq 350$	1,00/1,00	1,20/1,00	1,30/1,10				
	$> 350$	1,00/1,00	1,15/1,00	1,25/1,00				
7	$\leq 350$	1,15/1,00	1,35/1,00	1,45/1,20				
	$> 350$	1,15/1,00	1,25/1,00	1,35/1,10				
8	$\leq 350$	1,25/1,10	1,45/1,30	–/1,40				
	$> 350$	1,20/1,10	1,35/1,20	–/1,30				

Окончание таблицы 3.4

	В числителе указаны значения для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых передач	
Допускаемые изгибные напряжения $\sigma_{F adm}$		$\sigma_{F adm} = 0,4\sigma_{F lim} Y_N Y_A$ ,
	Предел выносливости материала передачи $\sigma_{F lim}$	при $HB \leq 350$ $\sigma_{F lim} = 1,75 HB$ ; при $HRC 38...52$ $\sigma_{F lim} = 460...580 МПа$
	Коэффициент долговечности $Y_N$	при $H \leq 350 HB$ $1,0 \leq Y_N \leq 4,0$ ;
		при $H > 350 HB$ $1,0 \leq Y_N \leq 2,5$ .
Коэффициент, учитывающий влияние направления приложения нагрузки $Y_A$		$Y_A = 1,0$ при одностороннем приложении; $Y_A = 0,7...0,8$ при двустороннем приложении.

### 3.2. Примеры решения типовых задач

#### Пример 8

Вычислить геометрические параметры цилиндрической косозубой передачи по следующим данным: нормальный модуль  $m = 5$  мм, число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ , частота вращения шестерни  $n_1 = 1200$  об/мин, частота вращения зубчатого колеса  $n_2 = 300$  об/мин, коэффициенты смещения колес  $x_1 = x_2 = 0$ , угол наклона зубьев  $\beta = 11^\circ 30'$ . Твердость зубьев шестерни и колеса менее 350 НВ.

Решение.

8.1. Определяем передаточное число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1200}{300} = 4.$$

8.2. Определяем число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 4 = 80.$$

8.3. По формулам таблицы 3.3 определяем геометрические размеры зубчатых колес:

шестерня:

– делительный диаметр

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 20}{\cos 11^\circ 30'} = \frac{100}{0,9799} = 102,05 \text{ мм};$$

– диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m = 102,05 + 2(1,0 + 0) \cdot 5 = 112,05 \text{ мм};$$

– диаметр впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_f^* + c^* - x_1) \cdot m = 102,05 - 2(1,0 + 0,25 - 0) \cdot 5 = 89,55 \text{ мм}.$$

зубчатое колесо:

– делительный диаметр

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 80}{\cos 11^\circ 30'} = \frac{400}{0,9799} = 408,2 \text{ мм};$$

– диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m = 408,2 + 2(1,0 + 0) \cdot 5 = 418,2 \text{ мм};$$

– диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_f^* + c^* - x_2) \cdot m = 408,2 - 2(1,0 + 0,25 - 0) \cdot 5 = 395,7 \text{ мм}.$$

8.4. Вычисляем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{5(20 + 80)}{2 \cos 11^\circ 30'} = \frac{500}{2 \cdot 0,9799} = 255,13 \text{ мм}.$$

Принимаем межосевое расстояние  $a_w = 250 \text{ мм}$ .

8.5. Вычисляем ширину зубчатых венцов шестерни и колеса:

– зубчатое колесо

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot d_2 = 1,1 \cdot 408,2 = 449,02 \text{ мм (приняли } \psi_{bd} = 1,1);$$

– шестерня

$$b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 449,02 = 502,9 \text{ мм};$$

– по таблице нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 принимаем  $b_1 = 500 \text{ мм}$ ,  $b_2 = 450 \text{ мм}$ .

### Пример 9

Определить силы, действующие в эвольвентном зацеплении косозубой передачи, если передаваемая мощность на валу шестерни  $P_1 = 10 \text{ кВт}$ , частота вращения вала шестерни  $n_1 = 750 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ , модуль зацепления  $m = 5 \text{ мм}$ , делительный диаметр шестерни  $d_1 = 125 \text{ мм}$ , число зубьев шестерни  $z_1 = 24$ .

Решение.

9.1. Вычисляем значение вращающего момента  $T_{e1}$  на валу шестерни:

$$T_e = 10^3 \frac{P_1}{\omega_1} = 10^3 \frac{10 \cdot 30}{\pi \cdot n_1} = 10^3 \frac{10 \cdot 30}{3,14 \cdot 750} = 127,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для определения сил, действующих в зубчатом зацеплении, используем формулы, приведенные в таблице 3.4.

9.2. Вычисляем значение окружной силы  $F_t$  в зацеплении:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 127,4}{0,125} = 2038 \text{ Н}.$$

9.3. Определяем значение окружного модуля  $m_t$ :

$$m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{125}{24} = 5,2 \text{ мм}.$$

9.4. Вычисляем угол наклона зуба  $\beta$ :

$$\cos \beta = \frac{m}{m_t} = \frac{5}{5,2} = 0,96; \quad \beta = 16^\circ 15'.$$

9.5. Вычисляем значение осевой силы  $F_a$  в зацеплении:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2038 \cdot \operatorname{tg} 16^\circ 15' = 2038 \cdot 0,2915 = 594 \text{ Н}.$$

Направление силы  $F_a$  зависит от направления вращения и наклона зуба колеса.

9.6. Вычисляем значение радиальной силы  $F_r$  в зацеплении:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = F_t \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 16^\circ 15'} = 2038 \frac{0,364}{0,960} = 773 \text{ Н}.$$

9.7. Вычисляем значение нормальной силы  $F_n$  в зацеплении:

$$F_n = F_t \frac{1}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = 2038 \frac{1}{0,9397 \cdot 0,960} = 2259 \text{ Н}.$$

### Пример 10

Проверить прочность зубьев прямозубой цилиндрической передачи редуктора типа РЦО по напряжениям изгиба при следующих данных:  $T_1 = 215 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $z_1 = 35$ ,  $z_2 = 110$ ;  $m = 1,5 \text{ мм}$ ; ширина зубчатого венца колеса  $b_2 = 45 \text{ мм}$ ; степень точности – 8; твердость рабочих поверхностей зубьев 340 НВ; окружная скорость передачи  $v = 1,0 \text{ м/с}$ .



Решение.

10.1. Определяем основные геометрические размеры передачи:

$$d_1 = mz_1 = 1,5 \cdot 35 = 52,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 1,5 \cdot 110 = 165 \text{ мм}.$$

10.2. Определяем сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб по отношениям:

$$\text{для шестерни } \sigma_{F adm 1} / Y_{F_1};$$

$$\text{для колеса } \sigma_{F adm 2} / Y_{F_2}.$$

Коэффициенты формы зуба шестерни и колеса принимаем:  
при  $z_1 = 35$   $Y_{F_1} = 3,75$ ;  $z_2 = 110$   $Y_{F_2} = 3,6$ .

Допускаемые напряжения при расчете на изгибную прочность будут равны:

$$\sigma_{F adm} = 0,4 \sigma_{F lim} Y_N Y_A = 0,4 \cdot 595 \cdot 2 \cdot 1 = 476 \text{ МПа},$$

$$\text{где } \sigma_{F lim} = 1,75 HB = 1,75 \cdot 340 = 595 \text{ МПа};$$

$$Y_N = 2,0; Y_A = 1,0.$$

$$\sigma_{F adm 1} / Y_{F_1} = 476 / 3,75 = 127 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F adm 2} / Y_{F_2} = 476 / 3,6 = 132 \text{ МПа}.$$

Прочность зубьев шестерни ниже прочности зубьев колеса, поэтому проверочный расчет на изгиб выполняем по зубьям шестерни.

10.3. Определяем расчетные напряжения изгиба:

$$q_F = \frac{2000 T_{e1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_1 d_1} = \frac{2000 \cdot 215 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,1}{1,12 \cdot 45 \cdot 52,5} = 205,6 \text{ Н/мм}.$$

Следовательно, изгибная прочность передачи не обеспечена. Для обеспечения прочности передачи необходимо увеличить величину модуля зацепления и принять его, например, равным 2 мм.

### Пример 11

Определить минимальное смещение инструмента из условия неподрезания зубьев и диаметры вершин зубчатой пары при высотной коррекции. Зубья нормальной высоты. Данные для расчета:  $m = 5$  мм;  $z_1 = 14$ ;  $z_2 = 84$ .

Решение.

11.1. Находим выражение  $(\sin \alpha_{\omega})^2$  при  $z_{\min} = 17$ :  $(\sin \alpha_{\omega})^2 = \frac{2}{17}$ .

11.2. Преобразовав расчетную формулу определения коэффициента смещения инструмента, находим искомую величину  $x$ :

$$x = 1 - 0,5z_1 \cdot (\sin \alpha_{\omega})^2 = 1 - 0,5 \cdot 14 \cdot \frac{2}{17} = 0,176.$$

11.3. Вычисляем абсолютное смещение инструмента:

$$xm = 0,176 \cdot 5 = 0,88 \text{ мм.}$$

11.4. Вычисляем значения делительных диаметров шестерни и колеса:

$$d_1 = mz_1 = 5 \cdot 14 = 70 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 84 = 420 \text{ мм.}$$

11.5. Вычисляем диаметры вершин шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m + 2xm = 70 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 0,88 = 81,76 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m - 2xm = 420 + 2 \cdot 5 - 2 \cdot 0,88 = 428,24 \text{ мм.}$$

### Пример 12

Для привода ленточного транспортера, включающего клиноременную передачу и зубчатый одноступенчатый цилиндрический редуктор, подобрать материал зубчатых колес, термообработку и определить значения допускаемых контактных напряжений и допускаемых напряжений изгиба.

Решение.

12.1. Выбор материала, твердости зубчатых колес и термообработки.

В мелкосерийном и единичном производстве мало- и средненагруженных передач, к которым можно отнести и предложенный привод, применяют стали с твердостью не более 350 НВ. В соответствии с таблицей 3.2 принимаем: материал шестерни и колеса – сталь 45, термообработка – улучшение; твердость шестерни – 269...302 НВ, диаметр заготовки  $D < 80$  мм. Твердость колеса принимается на 20...30 единиц меньше, чем шестерни.

Принимаем:

– твердость шестерни – 280 НВ;

– твердость колеса – 250 НВ.

При  $HB_1 \geq HB_2$  зубья изнашиваются равномерно и лучше прирабатываются.

12.2. Устанавливаем допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\sigma_{Hadm1} = \frac{0,9\sigma_{Hlim1} \cdot Z_N}{S_H} = \frac{0,9(2HB + 70)1,0}{1,1} = \frac{0,9(2 \cdot 280 + 70)1,0}{1,1} = 515 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{Hadm2} = \frac{0,9\sigma_{Hlim1} \cdot Z_N}{S_H} = \frac{0,9(2HB + 70)1,0}{1,1} = \frac{0,9(2 \cdot 250 + 70)1,0}{1,1} = 466 \text{ МПа}.$$

В дальнейшем расчете передачи величину допускаемого контактного напряжения принимают меньшую из двух полученных, т.е.  $\sigma_{Hadm} = 466 \text{ МПа}$ .

12.3. Устанавливаем допускаемые напряжения при изгибе зубьев:

– для шестерни

$$\sigma_{Fadm1} = 0,4\sigma_{Flim1} Y_N Y_A = 0,4(1,75HB) \cdot 1,0 \cdot 1,0 = \\ = 0,4 \cdot 1,75 \cdot 280 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 196 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{Fadm2} = 0,4\sigma_{Flim2} Y_N Y_A = 0,4(1,75HB) \cdot 1,0 \cdot 1,0 = \\ = 0,4 \cdot 1,75 \cdot 250 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 175 \text{ МПа}.$$

Принимаем допускаемое напряжение при изгибе зубьев пары колес  $\sigma_{Fadm} = 175 \text{ МПа}$ .

### 3.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 3.1.** Выполнить проверочный расчет прямозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода конвейера, если мощность на ведущем валу редуктора  $P_1$  и угловая скорость вала  $\omega_1$ . Передаточное число редуктора  $u$ . Редуктор неререверсивный, предназначенный для длительной работы при постоянной нагрузке. Данные для расчета:  $P_1 = 6,8 \text{ кВт}$ ,  $\omega_1 = 96 \text{ рад/с}$ ,  $u = 2$ , марка стали шестерни и колеса – 40Х, термообработка – улучшение. Рекомендуется  $HB_1 = HB_2 + (20 \dots 30)$ .

**Задача 3.2.** По результатам расчета, приведенного в примере 8, сконструировать, рассчитать параметры и выполнить эскизы шестерни и зубчатого колеса.

**Задача 3.3.** Выполнить проверочный расчет косозубой передачи одноступенчатого редуктора привода винтового транспортера по напряжениям изгиба, если мощность на ведущем валу редуктора  $P_1$  и угловая скорость

вала  $\omega_1$ . Передаточное число редуктора  $u$ . Редуктор неререверсивный, предназначенный для длительной работы при постоянной нагрузке. Данные для расчета:  $P_1 = 10$  кВт,  $\omega_1 = 140$  рад/с,  $u = 3,15$ , марка стали шестерни и колеса – 35ХМ. Термообработка шестерни – улучшение и поверхностная закалка ТВЧ, колеса – улучшение.

**Задача 3.4.** Выполнить проектный расчет шевронной передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора привода конвейера, если мощность на ведущем валу редуктора  $P_1$  и угловая скорость вала  $\omega_1$ . Передаточное число редуктора  $u$ . Редуктор неререверсивный, предназначенный для длительной работы при постоянной нагрузке. Данные для расчета:  $P_1 = 15$  кВт,  $\omega_1 = 180$  рад/с,  $u = 5$ , марка стали шестерни и колеса – 40Х.

**Задача 3.5.** Определить величину и построить систему сил в цилиндрической косозубой передаче, если  $T_1 = 630$  Н·м;  $m_n = 5$  мм;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 50$ ;  $\beta = 11^\circ 30'$ .

**Задача 3.6.** Определить межосевое расстояние и число зубьев колеса  $z_2$  открытой зубчатой передачи, если задано:  $d_1 = 112$  мм,  $z_1 = 28$ ,  $u = 3,55$ .

**Задача 3.7.** Определить вращающий момент, который может передать открытая зубчатая передача с цилиндрическими косозубыми колесами, если задано:  $m = 6,5$  мм,  $\psi_{bd} = 0,8$ ,  $n_1 = 250$  мин<sup>-1</sup>,  $z_1 = 23$ ,  $u = 3,55$ . Марку стали выбрать самостоятельно.

**Задача 3.8.** Определить силы, действующие в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи при  $T_1 = 700$  Н·м;  $m = 5$  мм;  $z_1 = 31$ ;  $z_2 = 93$ . Построить схему сил.

**Задача 3.9.** Из условия контактной прочности зубьев определить величину допускаемого момента на ведущем валу редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами, если  $a_\omega = 160$  мм;  $u = 5,0$ ;  $b = 40$  мм;  $\omega_1 = 150,7$  с<sup>-1</sup>.

**Задача 3.10.** Определить минимальное смещение режущего инструмента из условия неподрезания зубьев, диаметры вершин и впадин зубчатой косозубой пары при высотной коррекции, если  $m = 10$  мм;  $z_1 = 13$ ;  $z_2 = 82$ ;  $\beta = 14^\circ 30'$ .



## 4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов ременных передач и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Конические зубчатые передачи».

**Эквивалентное зубчатое колесо** – цилиндрическое зубчатое колесо, равнопрочное коническому зубчатому колесу.

**Внешний окружной модуль** – нормальный модуль, измеренный на внешнем торце конического зубчатого колеса.

**Внешнее конусное расстояние** – длина отрезка от вершины делительного конуса до образующей внешнего конуса.

**Среднее конусное расстояние** – конусное расстояние до середины зуба зубчатого колеса.

### **Области использования:**

- приводы несущих винтов вертолетов;
- коробки перемены передач транспортных средств;
- редукторы турбомашин;
- прокатные станы;
- крановые установки;
- тяговые механизмы различного назначения;
- приборные и отсчетные устройства.

### **4.1. Справочные данные и основные расчетные формулы**

Исходными данными для расчета геометрических параметров являются:

- числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ ;
- внешний окружной модуль  $m_e$ ;
- межосевой угол  $\Sigma$ ;
- угол профиля  $\alpha$ ;
- коэффициент высоты головки  $h_a^*$ ;
- коэффициент радиального зазора  $c^*$ .

Расчетные формулы определения основных геометрических и силовых параметров приведены в таблицах 4.1 и 4.2.

Таблица 4.1. – Рекомендуемые степени точности изготовления конических зубчатых передач

Вид		Степень точности			
передача	зубья	6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость $v$ , м/с			
коническая	прямые	12	8	4	1,5
	круговые	20	10	7	3

Таблица 4.2. – Расчетные формулы для определения основных геометрических и силовых параметров конических зубчатых колес (ГОСТ 19624-74)

Расчетные формулы для определения основных геометрических параметров зубчатых колес с прямыми зубьями		
Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
Число зубьев плоского колеса	$z_c$	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Внешнее конусное расстояние	$R_e$	$R_e = 0,5m_e z_c$
Среднее конусное расстояние	$R_m$	$R_m = R_e - 0,5b = R_e (1 - 0,5K_{be})$
Ширина зубчатого венца	$b$	$b \leq 0,3R_e$ и $b \leq 10m_e$ Вычисленные значения $b$ округляют до целого числа
Коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния	$K_{be}$	$K_{be} = \frac{b}{R_e}$
Средний окружной модуль	$m$	$m = m_e \frac{R}{R_e}$

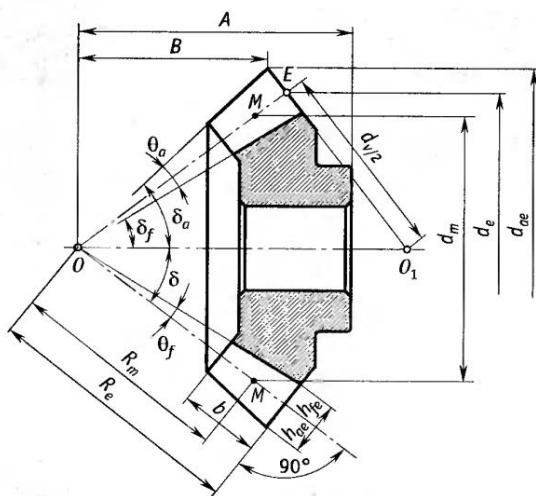
Продолжение таблицы 4.2

Средний делительный диаметр	$d$	$d = mz$	
Внутренний окружной модуль	$m_i$	$m_i = m_e \frac{R_e - b}{R_e}$	
Внешний окружной модуль	$m_e$	$m_e = \frac{d_{e1}}{z_1}$	
Углы делительного конуса	$\delta$	$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \Sigma}$ ; $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ . При $\Sigma = 90^\circ$ $\tan \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$ ; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$ . Углы $\delta$ должны находиться в пределах $5 \dots 85^\circ$	
Передаточное число	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Внешняя высота головки зуба	$h_{ae}$	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)m_e$ ; $h_{ae2} = 2h_a^*m_e - h_{ae1}$	
Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe}$	$h_{fe1} = h_{ae2} + c^*m_e$ ; $h_{fe2} = h_{ae1} + c^*m_e$	
Внешняя высота зуба	$h_e$	$h_e = h_{ae} + h_{fe}$	
Угол конуса вершин	$\delta_a$	$\delta_a = \delta + \theta_a$	
Угол конуса впадин	$\delta_f$	$\delta_f = \delta - \theta_f$ , $\theta_a$ и $\theta_f$ – углы головки и ножки зуба соответственно	
Внешний делительный диаметр	$d_e$	$d_e = m_e z$	
Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae}$	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta$	
Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	$B$	$B_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1$ ; $B_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2$	
Эквивалентное число зубьев	$z_v$	$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$	
Диаметр ступицы	$d_{cm}$	$d_{cm} = d_{вал} + 2S$	
Длина ступицы	$l_{cm}$	$l_{cm} = (1,4 \dots 1,8) d_{вал}$	
Толщина венца	$S$	$S = (2,5 \dots 4,0) m_e$	
Расчетные формулы для определения основных геометрических параметров зубчатых колес с круговыми зубьями			
Диаметр внешней делительной окружности шестерни	$d_{e1}$	$d_{e1} \geq 1,65 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{(K_H T_1)}{[\vartheta_H u (\sigma_{Hadm})^2]}}$	
	Значения коэффициентов $\vartheta_H$ и $\vartheta_F$		
	Твердость зубчатых колес	$\vartheta_H$	$\vartheta_F$
	$H_1$ и $H_2 \leq 350HB$	$1,22 + 0,21u$	$0,94 + 0,08u$
	$H_1$ и $H_2 > 350HB$	$1,81 + 0,15u$	$0,65 + 0,11u$

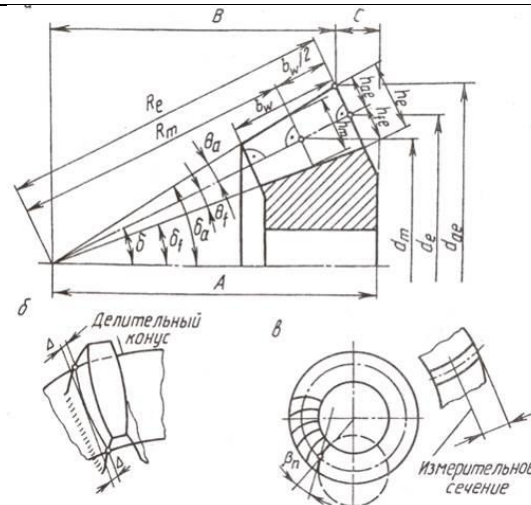
Продолжение таблицы 3.2

		Минимальное число зубьев шестерни с круговым зубом при твердости $H_1$ и $H_2 > 45HRC$					
$u$	$z_1$ при $d_{e1}$ (мм)						
	40	50;56	63;71; 80;90	100; 112	125	140	160
1,0	20	21	22	23	24	25	26
2,0	15	16	17	17	18	19	20
3,15	12	13	14	15	16	17	18
4,0	11	11	12	13	15	15	17
6,3	9	9	10	11	12	13	14
		При $H_1$ и $H_2 \leq 350HB$ табличные значения $z_1$ рекомендуется увеличивать в 1,6 раза					
Внешний окружной модуль	$m_{te}$	$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1}$					
Внешнее конусное расстояние	$R_e$	$R_e = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$					
Ширина зубчатого венца	$b$	$b = K_{be}R_e \leq 10m_{te}$					
Средний угол наклона зуба	$\beta_m$	$\beta_m = 30^\circ \dots 40^\circ$					
Средний окружной модуль	$m_{tm}$	$m_{tm} = m_{te} \left(1 - 0,5b/R_e\right)$					
Средний нормальный модуль	$m_{nm}$	$m_{nm} = m_{te} \left(1 - 0,5b/R_e\right) \cos \beta_m$					
Среднее конусное расстояние	$R_m$	$R_m = 0,5m_{tm}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$					
Средний делительный диаметр	$d_{mi}$	$d_{mi} = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_i$					
Коэффициент тангенциального смещения у шестерни при $u > 2,5$	$x_\tau$	$x_\tau = 0,11 + 0,010(u - 2,5)$					

Размеры и конструктивные особенности конических зубчатых колес



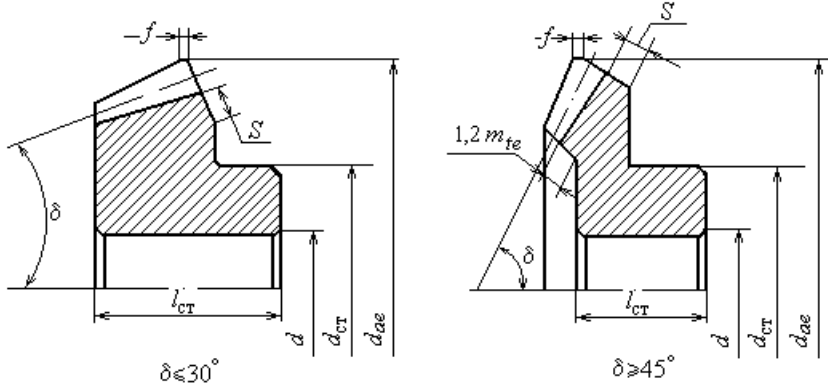
Зубчатое коническое колесо с прямыми зубьями



Зубчатое коническое колесо с круговыми зубьями



Продолжение таблицы 3.2

						
Конструктивные особенности зубчатых колес в зависимости от значения угла делительного конуса						
Окружная сила на среднем делительном диаметре шестерни	$F_{t1}$ $F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_{m1}} = \frac{2000T_1}{d_e(1-0,5K_{be})}$					
Радиальная сила на среднем делительном диаметре шестерни	$F_{r1}$ $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$					
Осевая сила на среднем делительном диаметре шестерни	$F_{a1}$ $F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \cdot \sin \delta_1$					
Окружная сила на среднем делительном диаметре колеса	$F_{t2}$ $F_{t2} = -F_{t1}$					
Радиальная сила на среднем делительном диаметре колеса	$F_{r2}$ $F_{r2} = -F_{a1}$					
Осевая сила на среднем делительном диаметре колеса	$F_{a2}$ $F_{a2} = -F_{r1}$					
Проверочный расчет зубьев на контактную выносливость						
Расчетная формула контактных напряжений $\sigma_H$	$\sigma_H = 3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_H T_1}{(1-K_{be}) K_{be} d_e^3 \vartheta_H u}}$					
Допускаемые контактные напряжения $\sigma_{Hadm}$	$\sigma_{Hadm} = \frac{0,9 \sigma_{Hlim} Z_N}{S_H}$					
Предел контактной выносливости $\sigma_{Hlim}$ , МПа	$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70 \text{ при } HB \leq 350;$ $\sigma_{Hlim} = 17HRC + 200 \text{ при } (38...52) HRC$					
Коэффициент долговечности $Z_N$	$1,0 \leq Z_N \leq 2,4$					
Коэффициент запаса прочности $S_H$	$S_H = 1,1 \dots 1,2$					
Коэффициент нагрузки	$K_H$ $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$					
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$	Коэффициент $K_{H\beta}$ при консольном расположении шестерни в зависимости от коэффициента ширины $\psi_{bd}$					
	$\psi_{bd}$	0,2	0,4	0,6	0,8	
	$K_{H\beta}$	1,11	1,25	1,40	1,45	
Коэффициент динамичности нагрузки $K_{Hv}$	Ориентировочное значение коэффициента $K_{Hv}$ в зависимости от окружной скорости $v$					
	$v$ , м/с	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0
	$K_{Hv}$	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32

Окончание таблицы 3.2

Проверочный расчет зубьев на изгиб											
Расчетная формула напряжений изгиба для шестерни	$\sigma_{F1} = 10^3 \cdot \frac{2,7 K_F T_1 Y_{F1}}{b d_{e1} m_{te} \vartheta_F}$										
Расчетная формула напряжений изгиба для колеса	$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$										
Коэффициент формы зуба $Y_F$											
$z$ или $z_v$	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	$\geq 100$
$Y_F$	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,80	3,75	3,70	3,65	3,60	3,60
Коэффициенты понижения допускаемой нагрузки конической передачи по сравнению с цилиндрической передачей $\vartheta_H, \vartheta_F$	$\vartheta_H = \vartheta_F = 0,85$										
Допускаемые изгибные напряжения $\sigma_{Fadm}$	$\sigma_{Fadm} = 0,4 \sigma_{Flim} Y_N Y_A$										
Предел выносливости при изгибе $\sigma_{Flim}$ , МПа	$\sigma_{Flim} = 1,75 HB$ при $HB \leq 350$ ; $\sigma_{Flim} = 460 \dots 580$ МПа при $(38 \dots 52) HRC$										
Коэффициент долговечности $Y_N$	$1,0 \leq Y_N \leq 4,0$ при $HB \leq 350$ ; $1,0 \leq Y_N \leq 2,5$ при $HB > 350$										
Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки $Y_A$	$Y_A = 1,0$ при одностороннем приложении нагрузки; $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ при двухстороннем приложении нагрузки										

Условие контактной прочности по ГОСТ 21354-87 записывается в виде:

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hadm}. \quad (4.1)$$

Условие прочности при расчете на выносливость при изгибе имеет следующий вид:

$$\sigma_F \leq \sigma_{Fadm}. \quad (4.2)$$

## 4.2. Примеры решения типовых задач

### Пример 13

Коническая зубчатая передача имеет передаточное число  $u = 2,5$  при угле между осями колес  $90^\circ$ ; внешний окружной модуль  $m_e = 4$  мм,  $z_1 = 21$ . Определить внешнее конусное расстояние  $R_e$  и углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$ .

Решение.

13.1. Вычисляем число зубьев колеса  $z_2$  :

$$z_2 = uz_1 = 2,5 \cdot 21 = 52,5.$$

Принимаем  $z_2 = 53$  и уточняем значение передаточного числа. Фактическое значение передаточного числа будет равно:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{53}{21} = 2,524.$$

13.2. Вычисляем внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5m_{ie}\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4\sqrt{21^2 + 53^2} = 114 \text{ мм.}$$

13.3. Вычисляем углы делительных конусов:

$$u = \tan \delta_2; \delta_2 = \arctan u = \arctan 2,524 = 68^\circ 23';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68^\circ 23' = 21^\circ 37'.$$

#### Пример 14

При работе конической передачи в опасном сечении зуба шестерни возникает напряжение изгиба  $\sigma_{F_1} = 246$  МПа. Требуется определить напряжение изгиба в зубе колеса, если зубья некоррегированные,  $u = 3,15$ ;  $z_1 = 25$ .

Решение.

14.1. Из условия проверочного расчета зубьев на изгиб следует, что

$$\frac{\sigma_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{\sigma_{F_2}}{Y_{F_2}},$$

т.е. зубья шестерни и колеса должны иметь приблизительно равную прочность на изгиб, хотя шестерню рекомендуется выполнять из более прочного материала, чем колесо.

14.2. Определяем число зубьев колеса и уточняем передаточное число:

$$z_2 = uz_1 = 3,15 \cdot 25 = 78,75.$$

Принимаем  $z_2 = 79$ . Тогда

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{25} = 3,16.$$

14.3. Вычисляем углы делительных конусов:

$$u = \tan \delta_2; \delta_2 = \arctan u = \arctan 3,16 = 72^\circ 26';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72^\circ 26' = 17^\circ 34'.$$

14.4. Определяем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 17^\circ 34'} = \frac{25}{0,9534} = 26,2.$$

Принимаем  $z_{v1} = 27$ .

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{79}{\cos 72^\circ 26'} = \frac{79}{0,3018} = 261,8.$$

Принимаем  $z_{v2} = 262$ .

14.5. По таблице 4.2 принимаем значения коэффициентов формы зуба  $Y_{F1} = 3,86$ ;  $Y_{F2} = 3,60$ .

14.6. Определяем значение напряжения изгиба в зубе колеса:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 246 \frac{3,60}{3,86} = 229,4 \text{ МПа.}$$

### Пример 15

Определить силы, действующие в прямозубой конической передаче коническо-цилиндрического редуктора при следующих исходных данных: мощность на быстроходном валу  $P_1 = 5,6$  кВт; частота вращения ведущего вала  $n_1 = 980 \text{ мин}^{-1}$ ; передаточное число быстроходной ступени  $u_B = 3,15$ ; число зубьев шестерни  $z_1 = 18$ ; модуль внешний окружной  $m_e = 5,0$  мм.

Решение.

15.1. Составляем расчетную схему сил (рисунок 4.1).

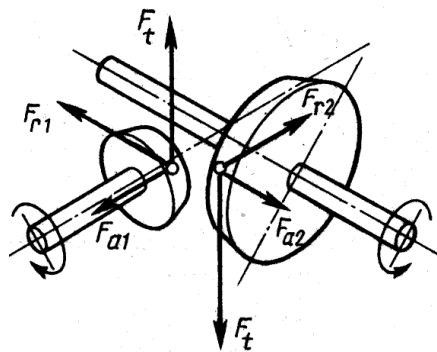


Рисунок 4.1. – Расчетная схема сил в прямозубой конической передаче

15.2. Определяем величину вращающего момента на шестерне:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \quad \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 980}{30} = 102,6 \text{ с}^{-1},$$

$$T_1 = \frac{5,6 \cdot 10^3}{102,6} = 54,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

15.3. Вычисляем необходимые для расчета геометрические параметры зацепления:

– внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 5,0 \cdot 18 = 90,0 \text{ мм};$$

– средний делительный диаметр шестерни

$$d_1 = 0,857 d_{e1} = 0,857 \cdot 90 = 77,13 \text{ мм};$$

– угол делительного конуса  $\delta_1$ :

$$u = \tan \delta_2; \quad \delta_2 = \arctan 3,13 = 72^\circ 23'; \quad \delta_1 = 90^\circ - 72^\circ 23' = 17^\circ 37'.$$

15.4. Определяем величины сил в зацеплении.

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 54,6 \cdot 10^2}{77,13} = 1416 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \cdot \tan \alpha_\omega \cdot \cos \delta_1 = 1416 \tan 20^\circ \cdot \cos 17^\circ 37' = 1416 \cdot 0,364 \cdot 0,953 = 491 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на шестерни равна осевой силе на колесе:

$$F_{r1} = F_{a2} = 491 \text{ Н}.$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \tan \alpha_\omega \sin \delta_1 = 1416 \cdot 0,364 \cdot 0,302 = 156 \text{ Н}.$$

Осевая сила на шестерне равна радиальной силе на колесе:

$$F_{a1} = F_{r2} = 156 \text{ Н}.$$

### 4.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 4.1.** Выполнить проектировочный расчет конической прямо-зубой передачи редуктора привода ленточного транспортера. Редуктор не-реверсивный, предназначенный для длительной работы при постоянной нагрузке. Данные для расчета:  $P_1 = 5,5$  кВт,  $\omega_1 = 100$  рад/с,  $u = 2$ , марка стали

шестерни и колеса – 40Х, термообработка – улучшение. Рекомендуется  $HВ_1 = HВ_2 + (20...30)$ .

**Задача 4.2.** Приняв условие задачи 4.1, проверить коническую прямозубую передачу на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.

**Задача 4.3.** Определить величину наружного модуля в открытой конической передаче, если задано:  $m = 7$  мм,  $b_1 = 90$  мм,  $z_1 = 27$ ,  $u = 1,8$ .

**Задача 4.4.** Определить величину и построить схему сил в открытой конической прямозубой передаче, если  $T = 560$  Н·м;  $m_m = 5$  мм;  $z_1 = 21$  мм;  $u = 3,15$ .

**Задача 4.5.** Определить допускаемое значение мощности на ведущем валу конической передачи с круговыми зубьями при работе на постоянной нереверсивной нагрузке, если задано:  $z_1 = 15$ ;  $m_e = 5,0$  мм;  $u = 2,0$ . Недостающие параметры принять самостоятельно.



## 5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов ременных передач и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Червячные передачи».

**Червячная передача** – зубчато-винтовая передача, состоящая из червяка и червячного колеса и предназначенная для передачи вращательного движения между валами с перекрещивающимися осями с изменением его параметров.

**Червяк** – ведущее звено червячной передачи, представляющей собой винт с трапецеидальной или близкой к ней форме резьбой.

**Червячное колесо** – ведомое звено червячной передачи, представляющее собой цилиндрическое косозубое колесо с вогнутым зубчатым венцом для охвата им червяка.

**Коэффициент диаметра червяка** – отношение диаметра делительной окружности к модулю.

### **Области использования:**

- подъемно-транспортные машины (тали, лебедки, лифты и др.);
- получение малых и точных перемещений (делительные устройства станков, механизмы регулировки и настройки);
- трансмиссии транспортных средств (рулевые механизмы и др.);
- прокатное оборудование;
- производство троллейбусов.

### **5.1. Основные расчетные формулы и справочные данные**

Расчетные формулы определения основных геометрических, кинематических и силовых параметров приведены в таблицах 5.1 и 5.2, тепловой расчет – в таблице 5.3.

Таблица 5.1. – Формулы для определения основных геометрических параметров червяка, червячного колеса и червячной передачи

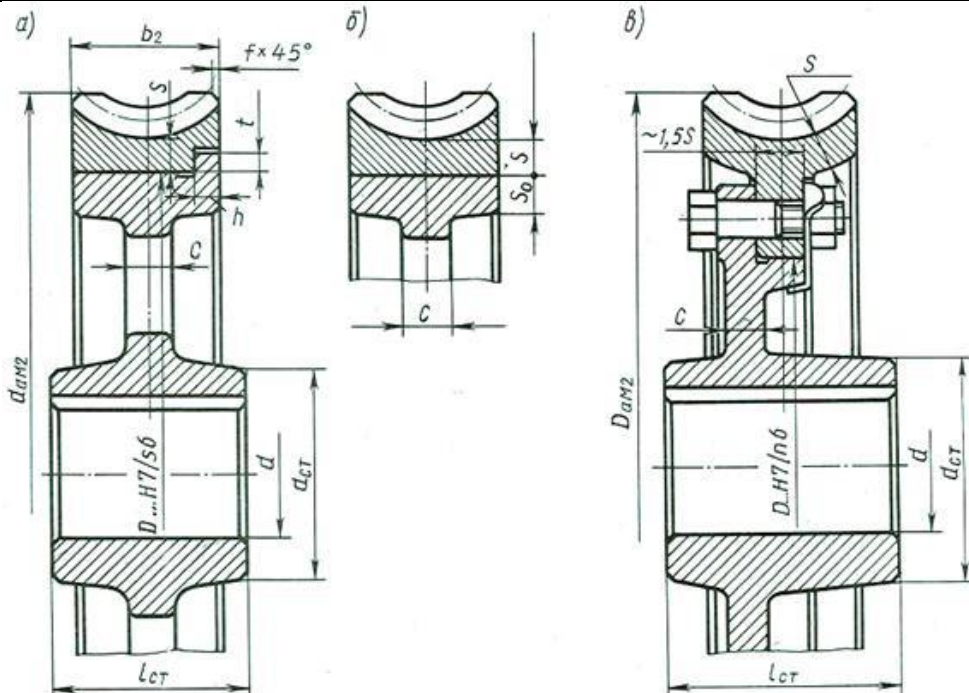
Параметр зацепления	Обозначение	Расчетная формула
<b>Червяк</b>		
Шаг	$p_1$	$p_1 = \pi m$
Число витков (заходов)	$z_1$	$z_1 = \begin{cases} 1 - \text{при } u \geq 31,5; \\ 2 - \text{при } u = 16 \dots 28; \\ 4 - \text{при } u = 8 \dots 14 \end{cases}$
Делительный диаметр	$d_1$	$d_1 = qm$
Коэффициент диаметра червяка	$q$	$q = \frac{d_1}{m}$
<b>Рекомендуемые сочетания <math>m, q</math> и <math>z_1</math></b>		
$m$	$q$	$z_1$
2,0; 2,5; 3,15 4,0; 5,0; 6,3; 8,0 1,25; 1,6 4,0; (6,0) 1,6; (3,0; 3,5; 6,0) 2,0; 2,5 (3,0; 7,0) (1,5)	8,0; 10,0; 12,5 16,0; 20,0 12,5; 16,0 20,0 9,0 10,0 12,0 14,0	1; 2; 4
1,0 (1,5) 1,0 (1,5)	16,0 20,0	1 1; 2; 4
Высота головки зуба	$h_{a1}$	$h_{a1} = h_{a1}^* m$
Высота ножки зуба	$h_{f1}$	$h_{f1} = h_{f1}^* m$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$
Длина нарезанной части	$b_1$	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) m$ при $z_1 = 1$ и 2; $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) m$ при $z_1 = 4$
<b>Червячное колесо</b>		
Число зубьев	$z_2$	$z_2 = 30 \dots 90$
Делительный диаметр	$d_2$	$d_2 = mz_2$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a2}$	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a1}^* m$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f2}$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f1}^* m$



Продолжение таблица 5.1

Наибольший диаметр	$d_{aM2}$	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1} + 2$
Ширина колеса	$b_2$	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 1$ или $2$ ; $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$
Толщина диска	$C$	$C = 0,3b_2$
Толщина червячного венца	$S$	$S = 2m + 0,5b_2$
Толщина обода	$S_0$	$S_0 = 1,25S$
Ширина буртика	$h$	$h = 0,15b_2$
Высота буртика	$t$	$t = 0,8h$
Диаметр ступицы	$d_{cm}$	$d_{cm} = (1,5 \dots 1,6)d_{вал}$
Длина ступицы	$l_{cm}$	$l_{cm} = (1,0 \dots 1,2)d_{вал}$

Размеры сборных червячных колес: *a* – крепление венца с натягом; *б* – литой венец; *в* – крепление венца с помощью болтов



Червячная передача

Коэффициент смещения червяка	$x$	$x = \frac{a_\omega}{m} - 0,5(z_2 + q)$
Диаметры червячного колеса, выполненного со смещением	$d_{a2}, d_{f2}$	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$ ; $d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$
Передаточное число	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Межосевое расстояние, мм	$a_\omega$	$a_\omega = 0,5(z_2 + q + 2x)m$
Делительный угол подъема	$\gamma$	$\tan \gamma = \frac{z_1}{q}$

Окончание таблицы 5.2

Примечание:
1. Минимальное число зубьев червячного колеса принимается: для кинематических передач $z_{2min}=17$ ; для силовых передач $z_{2min} = 28$ .
2. В силовых передачах рекомендуется $u$ по ГОСТ 2144-93: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 28; 31,5; 40; 50; 63; 80.
3. Значения межосевых расстояний для стандартных редукторов $a_w$ по ГОСТ 2144-93 имеют следующие значения: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 мм.
4. Предварительное значение модуля $m$ для силовых передач, в которых $\frac{q}{z_2} = 0,12...0,4$ , можно принять как $m \approx (1,4...1,7) \frac{a_w}{z_2}$ .

Таблица 5.2. – Формулы для определения кинематических и силовых зависимостей

Окружная скорость червяка $v_1$ , м/с	$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$							
Окружная скорость червячного колеса $v_2$ , м/с	$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}$							
Скорость скольжения $v_{ск}$ , м/с	$v_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2}$							
Материал венца червячного колеса	$v_{ск} \leq 2$ м/с СЧ15, СЧ18, СЧ25. Допускаемое контактное напряжение: $\sigma_{Hadm} = 175 - 35v_{ск}$							
	$v_{ск} \leq 5$ м/с БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМу666-6-3-2, ЛМуС58-2-2. Допускаемое контактное напряжение: $\sigma_{Hadm} = 300 - 25v_{ск}$							
	$v_{ск} \leq 12$ м/с БрО6Ц6С3, БрО5Ц5С6; $v_{ск} \leq 25$ м/с БрО10Ф1, БрОНФ. Допускаемое контактное напряжение: $\sigma_{Hadm} = 0,9\sigma_b C_v K_{HL}$							
Материал червяка	18ХТТ, 40ХН, 40Х, 35ХГСА, 38Х2Ю, 38Х2МЮА							
Значение коэффициента интенсивности изнашивания $C_v$								
$v_{ск}$ , м/с	$\leq 1,0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	$\geq 8,0$
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80
Коэффициент долговечности $K_{HL}$	$0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$							
Допускаемые напряжения изгиба $\sigma_{Fadm}$	бронзы, латуни	$\sigma_{Fadm} = (0,25\sigma_y + 0,08\sigma_b) K_{FL}$						
	чугуны	$\sigma_{Fadm} = 0,12\sigma_{bu} K_{FL}$						
Коэффициент $Y_{F2}$ формы зуба в зависимости от эквивалентного числа зубьев								
$z_v$	20	24	26	28	30	32	35	37
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61

Окончание таблицы 5.2

$z_v$	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{F2}$	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24
Коэффициент долговечности $K_{FL}$		$K_{FL} = 0,543$						
При реверсивной передаче значения допускаемых напряжений умножают на $K_p = 0,8$								
Коэффициент полезного действия $\eta$				при $z_1 = 1$ $\eta = 0,70 \dots 0,75$		при $z_1 = 2$ $\eta = 0,75 \dots 0,82$		
				при $z_1 = 4$ $\eta = 0,82 \dots 0,92$				
Коэффициент нагрузки $K$				$K = 1,1 \dots 1,3$				
Окружная сила на червяке $F_{t1}$			$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{a2}$					
Окружная сила на колесе $F_{t2}$			$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1}$					
Осевая сила на червяке $F_{a1}$			$F_{a1} = F_{t1} \tan(\gamma + \rho)$					
			угол трения $\rho = 1 \dots 5^\circ$					
Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо $F_{r1}$			$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha}{\cos \gamma}$					
Вращающий момент на колесе при ведущем червяке $T_2$			$T_2 = T_1 \eta$					

Формула *проверочного расчета* на контактную прочность имеет вид:

$$\sigma_H = \frac{5400(q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[ \frac{z_2 + q + 2x}{(q + 2x)a_w} \right]^3} KT_2 \leq \sigma_{Hadm}. \quad (5.1)$$

Расчет *по напряжениям изгиба зуба колеса* выполняется в форме *проверочного* и напряжения изгиба у основания зуба равны:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_{t2} K \cos \gamma}{1,3m^2(q + 2x)} \leq \sigma_{Fadm}. \quad (5.2)$$

*Тепловой расчет* производят на основании уравнения теплового баланса для стационарного теплового режима, в соответствии с рекомендациями таблицы 5.3.

Таблица 5.3 – Тепловой расчет (параметры, материалы, расчетные формулы)

Масла, применяемые для смазывания червячных передач							
Масло	Вязкость масла $\mu_t \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с, при t <sup>o</sup> , С						
	40	50	60	70	80	90	100
Цилиндровое 24 (вискозин)	550	270	140	76	48	35	24

Окончание таблицы 5.3

Цилиндровое 52 (вапор)	1400	680	360	200	120	78	56			
Трансмиссионное автотранспортное летнее (нигрол)	850	400	220	95	65	47	32			
Тракторное АК-15 (автол 18)	230	115	70	43	28	22	16			
Автотракторное АКЗП-10	68	44	30	22	16	13	9			
Автотракторное АКЗП-6	37	28	21	15	13	11	5			
Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания червячных передач при $t = 100^\circ\text{C}$										
Контактные напряжения $\sigma_H, \text{МПа}$	Вязкость масла $\mu_t \cdot 10^{-6}, \text{М}^2/\text{с}$ при скорости скольжения $v_{ск}, \text{М}/\text{с}$									
	$\leq 2,0$			свыше 2,0 до 5,0			$> 5,0$			
$\leq 200$	25			20			15			
Свыше 200 до 250	32			25			18			
Свыше 250 до 300	40			30			23			
Площадь $A$ поверхности охлаждения корпуса в зависимости от межосевого расстояния $a_\omega$ ( $A \approx 12a_\omega^{1,71}$ )										
$a_\omega, \text{мм}$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A, \text{м}^2$	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34
Коэффициент теплоотдачи $K_T, \text{Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	при естественном охлаждении $K_T = 12 \dots 18 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;									
	в типовых редукторах $K_T = 16 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$									
	при искусственном обдуве вентилятором, закрепленным на вале червяка $K_T \approx 7 + 11,6 \sqrt{n_1/200}$									
при водяном охлаждении от змеевика $K_T = 116 \dots 210 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$										
Коэффициент теплоотвода в основание $\psi$	при установке на плиту или раму – $\psi = 0,1 \dots 0,3$									
	при установке на бетонное или кирпичное основание – $\psi = 0$									

Температура масла в корпусе передачи при непрерывной работе:

$$t_m = t_o + \frac{10^3(1-\eta)P_1}{K_T A(1+\psi)}. \quad (5.3)$$

Условие работы передачи без перегрева:

$$t_m \leq t_{adm}, \quad (5.4)$$

где  $t_{adm}$  – максимально допустимая температура нагрева масла. При нижнем расположении червяка  $t_{adm} = 95$  °С; при верхнем расположении червяка  $t_{adm} = 75$  °С; температура окружающего воздуха  $t_o = 20$  °С.

## 5.2. Примеры решения типовых задач

### Пример 16

Для червячной передачи редуктора с нижним расположением червяка подобрать материалы венца червячного колеса и червяка. Определить модуль зацепления при следующих данных: мощность на валу червяка  $P_1 = 2,2$  кВт; частота вращения червяка  $n_1 = 1450$  об/мин; передаточное число редуктора  $u = 12,5$ ; срок службы редуктора  $L_h = 20\,000$  ч, передача нереверсивная, нагрузка постоянная.

Решение.

16.1. При заданном передаточном числе  $u = 12,5$  принимаем  $z_1 = 4$ .

16.2. Число зубьев червячного колеса будет равно:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

16.3. Принимаем ориентировочное значение КПД при  $z_1 = 4$ :  $\eta = 0,87$ .

16.4. Вычисляем вращающие моменты:

– на валу червяка

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{P_1 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot n_1} = \frac{2,2 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot 1450} = 14,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– на валу червячного колеса

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 14,5 \cdot 12,5 \cdot 0,87 = 157,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

16.5. Вычисляем ориентировочное значение скорости скольжения:

$$v_{ck} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 1450 \sqrt[3]{157,6} = 3,53 \text{ м/с}.$$

16.6. Принимаем для венца червячного колеса при  $v_{ck} < 5 \text{ М/с}$  безоловянистую бронзу БрА9Ж3Л; для червяка – сталь 40Х с закалкой до твердости 45...55HRC.

16.7. Устанавливаем допускаемые контактные напряжения для БрА9Ж3Л из условия сопротивления заеданию:

$$\sigma_{H2adm} = 300 - 25v_{ck} = 300 - 25 \cdot 3,53 = 212 \text{ МПа. } v_{ck}$$

16.8. Вычисляем межосевое расстояние:

$$a_w \approx 610 \sqrt[3]{\frac{KT_2}{\sigma_{H2adm}^2}} \approx 610 \sqrt[3]{\frac{K_\beta \cdot K_v \cdot T_2}{\sigma_{H2adm}^2}} \approx 610 \sqrt[3]{\frac{1,0 \cdot 1,1 \cdot 157,6}{212^2}} \approx 95,77 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-93 принимаем  $a_w = 100 \text{ мм}$ .

16.9. Вычисляем ориентировочное значение коэффициента диаметра червяка  $q$ :

$$q = (0,1 \dots 0,4) \cdot z_2 = 0,212 \cdot 50 = 10,6.$$

Принимаем  $q = 10$ .

16.10. Вычисляем ориентировочное значение модуля зацепления  $m$ :

$$m \approx (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} \approx 1,5 \frac{100}{50} \approx 3 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение модуля  $m = 3,15 \text{ мм}$ .

### Пример 17

Определить основные геометрические параметры и КПД червячной передачи редуктора РЧУ-125, если модуль зацепления  $m = 5 \text{ мм}$ ; частота вращения вала червяка  $n_1 = 1450 \text{ об/мин}$ ; передаточное число  $u = 16$ ; число заходов червяка  $z_1 = 2$ .

Решение.

17.1. Определяем основные геометрические размеры червяка:

– делительный диаметр червяка:

$$d_1 = qm = 16 \cdot 5 = 80 \text{ мм,}$$

где  $q = 16$  (по таблице 5.1);

– угол профиля  $\alpha = 20^\circ$ ;

– угол подъема витка червяка  $\gamma$  на делительном диаметре

$$\text{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{16} = 0,125; \quad \gamma = 7^\circ 8';$$

– ход витка червяка

$$p_{z_1} = pz_1 = \pi \cdot m \cdot z_1 = 3,14 \cdot 5 \cdot 2 = 31,4 \text{ мм};$$

– высота головки  $h_{a1}$  витков червяка

$$h_{a1} = h_{a1}^* m = 1,0 \cdot 5 = 5 \text{ мм};$$

– высота ножки  $h_{f1}$  витков червяка

$$h_{f1} = h_{f1}^* m = 1,2 \cdot 5 = 6 \text{ мм},$$

где  $h_{a1}^* = 1,0$  – коэффициент высоты головки;  $h_{f1}^* = 1,2$  – коэффициент высоты ножки;

– диаметр вершин червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 80 + 2 \cdot 5 = 90 \text{ мм};$$

– диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 80 - 2 \cdot 6 = 68 \text{ мм};$$

– длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \geq (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 5 \geq 64,6 \text{ мм},$$

где  $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 16 = 32$  – число зубьев червячного колеса.

Полученное значение длины нарезанной части червяка увеличивают на величину, равную  $3m$ , во избежание искажения рабочих поверхностей витков при входе и выходе фрезы.

Принимаем:

$$b_1 = 64,6 + 3 \cdot 5 = 79,6 \text{ мм}.$$

17.2. Определяем основные геометрические размеры червячного колеса:

– делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 32 = 160 \text{ мм};$$

– диаметр вершин  $d_{a2}$  в среднем сечении колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a1}^* m = 160 + 2 \cdot 1,0 \cdot 5 = 170 \text{ мм};$$

– диаметр впадин  $d_{f2}$  в среднем сечении колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f1}^* m = 160 - 2 \cdot 1,2 \cdot 5 = 148 \text{ мм};$$

– наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + k} = 170 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 177,5 \text{ мм},$$

где  $k$  – коэффициент, зависящий от формы боковой поверхности витка; для вогнутого профиля витка  $ZT$   $k = 4$ , для остальных  $k = 2$ ;

– ширина колеса  $b_2$  зависит от числа заходов червяка

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 90 = 67,5 \text{ мм.}$$

17.3. КПД передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 7^{\circ} 8'}{\operatorname{tg}(7^{\circ} 8' + 2^{\circ} 30')} = \frac{0,125}{0,1697} = 0,74,$$

где  $\rho = 2^{\circ} 30'$  – угол трения.

### Пример 18

Вращающий момент на валу червяка червячного редуктора  $T_1 = 24 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; КПД редуктора  $\eta = 0,85$ ; передаточное число редуктора  $u = 16$ . Используя условие и результаты расчета примера 17, определить силы, действующие в червячном зацеплении.

Решение.

18.1. Определим вращающий момент на колесе при ведущем червяке

$$T_2 = T_1 u \eta = 24 \cdot 16 \cdot 0,85 = 326,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

18.2. Вычисляем силы, действующие в червячном зацеплении:

– окружная сила на колесе равна по модулю осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 326,4 \cdot 10^3}{160} = 4080 \text{ Н};$$

– окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{r1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 24 \cdot 10^3}{80} = 600 \text{ Н};$$

– окружная и осевая силы на червяке

$$F_{a1} = F_{r1} \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 600 \cdot \operatorname{tg} 9^{\circ} 38' = 600 \cdot 0,1697 = 102 \text{ Н};$$

– радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо,

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma} = 4080 \frac{\operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 7^{\circ} 8'} = 4080 \frac{0,3639}{0,9923} = 1496 \text{ Н}.$$

### Пример 19

Проверить передачу червячного редуктора на контактную прочность при следующих данных: вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2 = 326,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; частота вращения вала червяка  $n_1 = 1450 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ; межосевое



расстояние  $a_w = 125$  мм; коэффициент смещения инструмента  $x = 1,0$ ; материал венца червячного колеса – безоловянистая бронза; необходимые геометрические параметры взять из примера 17.

Решение.

19.1. Вычисляем ориентировочное значение скорости скольжения:

$$v_{ck} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 1450 \sqrt[3]{326,4} = 4,49 \text{ м/с}.$$

19.2. Определяем значение величины допускаемых контактных напряжений для зубьев червячного колеса:

$$\sigma_{H2adm} = 300 - 25v_{ck} = 300 - 25 \cdot 4,49 = 187,8 \text{ МПа}.$$

19.3. Вычисляем расчетное значение контактных напряжений для зубьев червячного колеса, предварительно определив коэффициент нагрузки  $K$ :

$$K = K_\beta \cdot K_v = 1,0 \cdot 1,2 = 1,2.$$

$$\sigma_{H2} = \frac{5400(q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[ \frac{z_2 + q + 2x}{(q+2x)a_w} \right]^3} K T_2 =$$

$$\frac{5400(16+2 \cdot 1,0)}{32} \sqrt{\left[ \frac{32+16+2 \cdot 1,0}{(16+2 \cdot 1,0)125} \right]^3} \cdot 1,2 \cdot 326,4 = 199,1 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{H2} > \sigma_{H2adm}.$$

Условие прочности не выполняется.

Следовательно, необходимо выбрать более прочный материал венца червячного колеса.

### Пример 20

Проверить червячную передачу на прочность по напряжениям изгиба зуба червячного колеса при следующих данных: вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2 = 288$  Н·м; делительный диаметр червячного колеса  $d_2 = 160$  мм; модуль зацепления  $m = 5$  мм; угол подъема витка червяка  $\gamma$  на делительном диаметре  $\gamma = 11^\circ 20'$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 16$ ; коэффициент смещения инструмента  $x = 1,0$ ; передача реверсивная; материал венца червячного колеса БрОФ10-1 ( $\sigma_y = 140$  МПа,  $\sigma_b = 250$  МПа).

Решение.

20.1. Определяем значение величины допускаемых напряжений изгиба для зубьев червячного колеса:

$$\sigma_{Fadm} = 0,8 \cdot (0,25\sigma_y + 0,08\sigma_b) K_{FL} = 0,8(0,25 \cdot 140 + 0,08 \cdot 250) \cdot 0,543 = 24 \text{ МПа}.$$

20.2. Вычисляем величину окружной силы, действующей в червячном зацеплении:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 288 \cdot 10^3}{160} = 3600 \text{ Н.}$$

20.3. Определяем эквивалентное число зубьев:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 11^\circ 20'} = \frac{32}{0,9805^3} = 34.$$

20.4. Вычисляем значение коэффициента формы зуба  $Y_F$ , используя метод линейной интерполяции:

$$Y_F = 1,64 + \frac{1,71 - 1,64}{3} \cdot 1 = 1,66.$$

20.5. Вычисляем расчетное значение напряжения изгиба у основания зуба:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_{t2} K \cos \gamma}{1,3 m^2 (q + 2x)} = \frac{1,66 \cdot 3600 \cdot 1,0 \cdot 0,9805}{1,3 \cdot 5^2 (16 + 2 \cdot 1,0)} = 10 \text{ МПа,}$$

где  $K = 1,0$  – коэффициент нагрузки.

20.6. Сравниваем расчетное значение напряжения изгиба с допускаемым значением:

$$\sigma_F < \sigma_{Fadm}.$$

Условие прочности выполняется, следовательно, прочность обеспечена.

### Пример 21

Выполнить тепловой расчет червячного редуктора с нижним расположением червяка при следующих данных: мощность на валу червячного колеса  $P_2 = 3,6$  кВт; КПД  $\eta = 0,75$ ; межосевое расстояние  $a_w = 160$  мм; корпус выполнен из чугуна, установлен на металлическое основание; циркуляция воздуха вокруг корпуса – хорошая.

Решение.

21.1. Определяем мощность на валу червяка:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{3,6}{0,75} = 4,8 \text{ кВт.}$$

21.2. Принимаем ориентировочное значение поверхности охлаждения корпуса:  $A \approx 0,53 \text{ м}^2$ .

21.3. Вычисляем температуру масла в корпусе передачи при непрерывной работе:

$$t_m = t_o + \frac{10^3(1-\eta)P_1}{K_T A(1+\psi)} = 20 + \frac{10^3(1-0,75) \cdot 4,8}{14 \cdot 0,53(1+0,3)} = 20 + 124,4 = 148,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Нагрев чрезмерно велик.

21.4. Введем в конструкцию ребра охлаждения и вентилятор.  $A_p \approx 0,2A = 0,2 \cdot 0,53 \approx 0,106 \text{ м}^2$ . Принимаем значение коэффициента тепло-

отдачи  $K_T = 28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$ .

Тогда температура нагрева

$$t_m = t_o + \frac{10^3(1-\eta)P_1}{K_T A(1+\psi)} = 20 + \frac{10^3(1-0,75) \cdot 4,8}{28 \cdot (0,53 + 0,106) \cdot 1,3} = 20 + 51,8 = 71,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При нижнем расположении червяка  $t_{adm} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Следовательно, применение искусственного охлаждения (обдув корпуса вентилятором и наличие ребер охлаждения) позволяют стабилизировать тепловой баланс работы редуктора.

### 5.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 5.1.** Найти силы, действующие в червячном зацеплении при следующих параметрах:  $m = 8 \text{ мм}$ ;  $q = 10$ ;  $z_1 = 1$ ;  $z_2 = 49$ ;  $P_1 = 6,3 \text{ кВт}$ ;  $\eta = 0,76$  и  $\omega_1 = 96 \text{ с}^{-1}$ . Построить систему сил.

**Задача 5.2.** Определить силы, действующие на червяк, если момент на червяке  $T_1 = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , делительный диаметр червячного колеса  $d_2 = 400 \text{ мм}$ ; передаточное число червячной передачи  $u = 31,5$ ;  $\eta = 0,81$ . Изобразить расчетные схемы.

**Задача 5.3.** Определить межосевое расстояние и КПД червячной передачи, если делительный диаметр червяка  $d_1 = 100 \text{ мм}$ ;  $u = 50$ ;  $z_1 = 1$ ;  $q = 20$ ; приведенный угол трения  $\rho = 1^\circ 30'$ .

**Задача 5.4.** Определить размеры червяка и червячного колеса передачи, которая должна быть «вписана» в межосевое расстояние  $a_w = 125 \text{ мм}$ . Передаточное число передачи  $u = 40$ . Передача со смещением режущего инструмента. По условиям прочности модуль должен быть равным  $m = 5 \text{ мм}$ , число заходов червяка  $z_1 = 2$ , коэффициент диаметра червяка  $q = 16$ .

**Задача 5.5.** Червячный редуктор имеет следующие основные параметры: межосевое расстояние  $a_{\omega} = 120$  мм; модуль зацепления  $m = 4$  мм; число заходов червяка  $z_1 = 2$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 12$ ; материал венца червячного колеса БрА9Ж4; принять коэффициент нагрузки  $K = 1,1$ ; число зубьев червячного колеса  $z_2 = 56$ ; частота вращения вала червяка  $n_1 = 970 \text{ об/мин}$ . Определить из расчета на контактную прочность допускаемое значение вращающего момента  $T_2$ .

**Задача 5.6.** Определить контактные напряжения и напряжения изгиба, возникающие на зубьях червячного колеса червячного редуктора РЧН-120, если известно: межосевое расстояние  $a_{\omega} = 120$  мм; передаточное число  $u = 31$ ; число заходов червяка  $z_1 = 1$ ; число зубьев червячного колеса  $z_2 = 31$ ; модуль зацепления  $m = 6$  мм; коэффициент диаметра червяка  $q = 9$ ; частота вращения вала червяка  $n_1 = 1450 \text{ об/мин}$ ; мощность на валу червячного колеса  $P_2 = 1,44$  кВт; КПД  $\eta = 0,75$ .

**Задача 5.7.** Произвести тепловой расчет редуктора РЧН-180 в предположении его непрерывной работы. Дано: мощность на валу червяка  $P_1 = 3,46$  кВт; КПД  $\eta = 0,74$ ; редуктор установлен на бетонное основание; циркуляции воздуха вокруг корпуса хорошая, масло в редукторе перемешивается интенсивно.

**Задача 5.8.** Определить размеры червяка и червячного колеса червячной передачи для следующих условий работы: потребная мощность на валу червячного колеса  $P_2 = 7,2$  кВт; частота вращения вала червяка  $n_1 = 970 \text{ об/мин}$ ; передаточное число  $u = 31,5$ ; передача закрытая, работа непрерывная, нагрузка постоянная; недостающие параметры принять самостоятельно.

**Задача 5.9.** Подобрать материалы венца червячного колеса и червяка и определить модуль зацепления для червячной передачи редуктора с верхним расположением червяка по следующим условиям работы: мощность на валу червяка  $P_1 = 4,5$  кВт; частота вращения вала червяка  $n_1 = 950 \text{ об/мин}$ ; передаточное число редуктора  $u = 28$ ; передача неревверсивная, нагрузка постоянная; недостающие параметры принять самостоятельно.

**Задача 5.10.** Рассчитать размеры червячного колеса и червяка по следующим исходным данным: вращающий момент на валу колеса  $T_2 = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; допускаемое контактное напряжение для материала колеса  $\sigma_{adm} = 175 \text{ МПа}$ ; передаточное число  $u = 20$ . Принять  $q = 0,25z_2$ .



## 6. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ–ГАЙКА

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов винтовых передач и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Передачи винт–гайка».

**Винт** – цилиндрический стержень с резьбой на значительной его части длины.

**Гайка** – резьбовая втулка с фланцем для осевого крепления.

### Области использования:

- механизмы подачи рабочего инструмента станочного оборудования;
- механизмы для поднятия грузов;
- механизмы точных перемещений в измерительных приборах;
- механизмы делительных и регулировочных устройств;
- прокатные станы металлургического производства;
- прессы, нажимные устройства, тиски.

### 6.1. Справочные данные и основные расчетные формулы

Расчетные формулы определения основных геометрических, кинематических и силовых параметров передач винт–гайка скольжения и винт–гайка качения приведены в таблице 6.1.

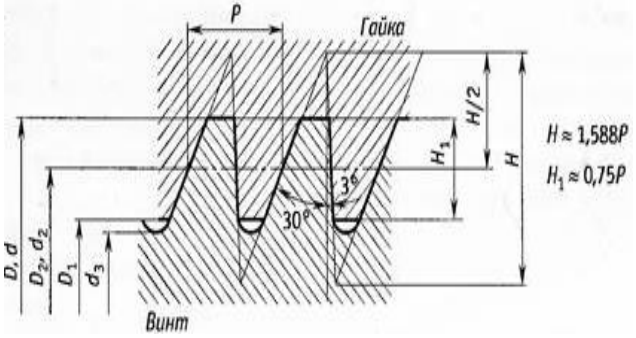
Таблица 6.1. – Критерии работоспособности, материалы, допускаемые напряжения и типовые расчеты передач

Передача винт–гайка скольжения	
	<p>Критерии работоспособности и расчета:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– износостойкость резьбы;</li> <li>– прочность винта;</li> <li>– устойчивость винта</li> </ul>

Продолжение таблицы 6.1

Условие обеспечения износостойкости резьбы		$p = \frac{F_a}{(\pi d_2 H_1 z)} \leq p_{adm}$				
		$F_a$ – нагрузка на винт		$H_1$ – рабочая высота профиля		
		$z = \frac{H}{P}$ – число витков в гайке; $H$ – высота гайки; $P$ – шаг резьбы				
Резьба трапецеидальная однозаходная ГОСТ 9484-81 и ГОСТ 24738-81 (выборка)						
$d$ – наружный диаметр резьбы винта; $d_2$ – средний диаметр резьбы винта; $d_3$ – внутренний диаметр резьбы винта; $D_4$ – внутренний диаметр резьбы гайки; $D_2$ – средний диаметр резьбы гайки; $D_1$ – наружный диаметр резьбы гайки; $a_c$ – зазор по вершине резьбы; $h_3$ – высота профиля резьбы винта		$D_1 = d - 2H_1 = d - P$ ; $D_4 = d + 2a_c$ ; $d_2 = D_2 = d - H_1 = d - 0,5P$ ; $d_3 = d - 2h_3$				
Номинальный диаметр резьбы $d$	Шаг $P$	Диаметр резьбы, мм				
		наружный		средний	внутренний	
		$d$	$D_1$	$d_2 = D_2$	$d_3$	$D_4$
12	2,0	12,000	12,500	11,000	9,500	10,000
	3,0	12,000	12,500	10,500	8,500	9,000
16	2,0	16,000	16,500	15,000	13,500	14,000
	4,0	16,000	16,500	14,000	11,500	12,000
20	2,0	20,000	20,500	19,000	17,500	18,000
	4,0	20,000	20,500	18,000	15,500	16,000
24	2,0	24,000	24,500	23,000	21,500	22,000
	3,0	24,000	24,500	22,500	20,500	21,000
	5,0	24,000	24,500	21,500	18,500	19,000
	8,0	24,000	25,000	20,000	15,000	16,000
28	2,0	28,000	28,500	27,000	25,500	26,000
	3,0	28,000	28,500	26,500	24,500	25,000
	5,0	28,000	28,500	25,500	22,500	23,000
	8,0	28,000	29,000	24,000	19,000	20,000
32	3,0	32,000	32,500	30,500	28,500	29,000
	6,0	32,000	33,000	29,000	25,000	26,000
	10,0	32,000	33,000	27,000	21,000	22,000

Продолжение таблицы 6.1

36	3,0	36,000	36,500	34,500	32,500	33,000
	6,0	36,000	37,000	33,000	29,000	30,000
	10,0	36,000	37,000	31,000	25,000	26,000
40	3,0	40,000	40,500	38,500	36,500	37,000
	6,0	40,000	41,000	37,000	33,000	34,000
	7,0	40,000	41,000	36,500	32,000	33,000
	10,0	40,000	41,000	35,000	29,000	30,000
50	3,0	50,000	50,500	48,500	46,500	47,000
	8,0	50,000	51,000	46,000	41,000	42,000
	12,0	50,000	51,000	44,000	37,000	38,00
			<p>Резьба упорная однозаходная ГОСТ 10177-82 (выборка)</p> <p><math>H \approx 1,588P</math> <math>H_1 \approx 0,75P</math></p>			
Номинальный диаметр резьбы $d$	Шаг $P$	Диаметры, мм				
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_3$	$d_1 = D_1$	
мм						
20	2,0	20,000	18,500	16,529	17,000	
	4,0		17,000	13,058	14,000	
22	2,0	22,000	20,500	18,529	19,000	
	3,0		19,750	16,793	17,500	
	5,0		18,250	13,322	14,500	
	8,0		16,000	8,116	10,000	
24	2,0	24,000	22,500	20,529	21,000	
	3,0		21,750	18,793	19,500	
	5,0		20,250	15,322	16,500	
	8,0		18,000	10,116	12,000	
26	2,0	26,000	24,500	22,529	23,000	
	3,0		23,750	20,793	21,500	
	5,0		22,250	17,322	18,500	
	8,0		20,000	12,116	14,000	
28	2,0	28,000	26,500	24,529	25,000	
	3,0		25,750	22,793	23,500	
	5,0		24,250	19,322	20,500	
	8,0		22,000	14,116	16,000	
30	3,0	30,000	27,750	24,793	25,500	
	6,0		25,500	19,587	21,00	
	10,0		22,500	12,645	15,000	

Продолжение таблицы 6.1

32	3,0	32,000	29,750	26,793	27,500
	6,0		27,500	21,587	23,000
	10,0		24,500	14,645	17,000
34	3,0	34,000	31,750	28,793	29,500
	6,0		29,500	23,587	25,00
	10,0		26,500	16,645	19,00
36	3,0	36,000	33,750	30,793	31,500
	6,0		31,500	25,587	27,000
	10,0		28,500	18,645	21,000
38	3,0	38,000	35,750	32,793	33,500
	6,0		33,500	27,587	29,000
	7,0		32,750	25,851	27,500
	10,0		30,500	20,645	23,000
40	3,0	40,000	37,750	34,793	35,500
	6,0		35,500	29,587	31,000
	7,0		34,750	27,851	29,500
	10,0		32,500	22,645	25,000
42	3,0	42,000	39,750	36,793	37,500
	6,0		37,500	31,587	33,000
	7,0		36,750	29,851	31,500
	10,0		34,500	24.645	27,000
Условие обеспечения прочности винта			$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{adm}$		
Условие обеспечения устойчивости грузового винта			$\sigma = \frac{F_a}{A_p} \leq \varphi \cdot \sigma_{adm}$ , $A_p$ – расчетная площадь поперечного сечения винта		
Материалы, используемые для изготовления винта			азотируемые стали: 40ХФА, 18ХГТ; высокоуглеродистые стали: 8ХВ, ХВГ, 7ХГ2М, У10А, У12А; среднеуглеродистые стали: 45, 50, 65Г; стали обыкновенного качества: Ст4, Ст5		
Материалы гаек			бронзы оловянные: БрО10Ф1, БрОбЦ6С3; бронзы безоловянные: БрА9ЖЗЛ, БрА10ЖЗМц1,5; антифрикционный и серый чугуны		
Допускаемые давления $p_{adm}$ , МПа в винтовой паре					
Закаленная сталь – бронза					12,0...13,0
Незакаленная сталь – бронза					8,0...10,0
Закаленная сталь – антифрикционный чугун АВЧ-1, АКЧ-1					7,0...9,0
Незакаленная сталь – антифрикционный чугун АВЧ-2, АКЧ-2					6,0...7,0
Незакаленная сталь – серый чугун СЧ15, СЧ20					5,0
Допускаемые напряжения материала гайки $\sigma_{adm}$ , МПа					
Бронзы					34...44
Чугуны					20...24



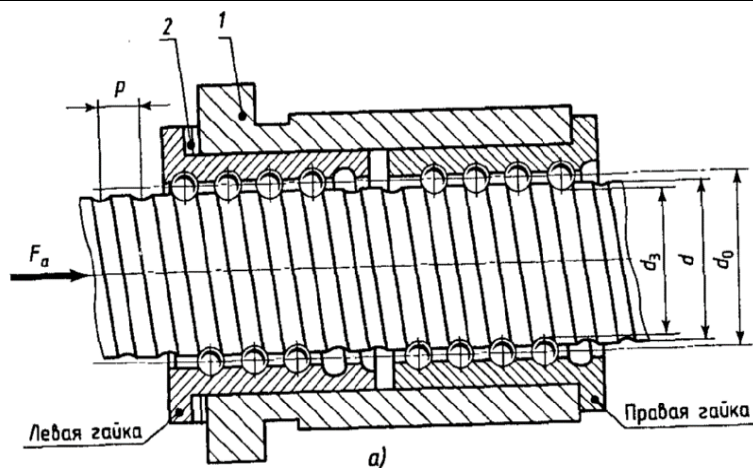
Продолжение таблицы 6.1

Типовые расчеты	
Проектировочный расчет	$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \Psi_H \Psi_h P_{adm}}}$
	коэффициент высоты гайка $\Psi_H = H/d_2$
	цельные гайки $\Psi_H = 1, 2 \dots 2, 5$
	разъемные гайки $\Psi_H = 2, 5 \dots 3, 5$
	коэффициент высоты профиля $\Psi_h = h_p/P$
	трапецеидальная резьба $\Psi_h = 0, 5$
	упорная резьба $\Psi_h = 0, 75$
	прямоугольная резьба $\Psi_h = 0, 5$
Кинематические расчеты	Скорость поступательного перемещения гайки (винта) $v, \text{ м/с}$
	$v = \frac{z_g n P}{60 \cdot 10^3}$
	число заходов винта $z_g = 1, 2, 4$
	Передаточное число $u$
	$u = \frac{2\pi R}{z_g P}$
	$R$ – радиус маховика или длина рукоятки
	КПД $\eta$
	$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho)}$
Угол подъема винтовой линии $\beta$	
$\beta = \arctg \left[ \frac{P_h}{(\pi d_2)} \right]$	
Ход винта $P_h$	
$P_h = P n_z$	
Число заходов $n_z$	
$n_z = 1$	
Угол трения $\rho$	
Трапецеидальная резьба	
$\rho = \arctg \left( \frac{f}{\cos \alpha/2} \right)$	
$\alpha = 30^\circ$	
Упорная резьба	
$\rho = \arctg \left( \frac{f}{\cos 3^\circ} \right)$	
Расчет на прочность гайки (определение наружного диаметра D)	$D \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi \sigma_{adm}}} + d^2,$

Продолжение таблицы 6.1

Расчет на прочность гайки (определение наружного диаметра D)	$F_{расч}$ – расчетная сила	трапециевидальная резьба: $F_{расч} = 1,25F_a$	
		упорная и прямо- угольная резьба: $F_{расч} = 1,2F_a$	
Расчет на устойчивость винта	$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq \varphi \sigma_{adm}$		
	Гибкость винта $\lambda$	$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$	
	Минимальный радиус инерции сечения винта $i_{min}$	$i_{min} = \frac{d_1}{4}$	
	Критическая нагрузка на винт $F_{cr}$	$\lambda > 90$ $F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{(\mu l)^2}$	
		$\lambda = 50 \dots 90$ $F_{cr} = A(a - b\lambda)$	
	Значения $a$ и $b$ для стальных винтов, МПа		
	Марка стали	$a$	$b$
	Ст4	328	1,11
	Ст5	359	1,15
	45	450	1,67
50	473	1,87	
Площадь сечения винта $A$	$A = \frac{\pi d_1^2}{4}$		
Расчет передачи на грузоподъемность	$F_a = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \eta T}{P z_g}$ ,		
	$T$ – вращающий момент, приложенный к винту (гайке), Н м		

Передача винт–гайка качения



Продолжение таблицы 6.1

Материалы деталей передачи		винт	ХВГ, 38ХМЮА, 7ХГ2ВМ, 8ХВ, 20Х3ВМФ			
		гайка	ХВГ, 9ХС, ШХ15,12ХН3А			
		шарик	ШХ15,ШХ20СГ			
Геометрические зависимости шарико-винтовых передач						
Шаг резьбы $P$		Число заходов резьбы $z_g = 1$			Диаметр шарика $d_w = 0,6P$	
Номинальный диаметр резьбы $d_0$		Наружный диаметр резьбы винта $d = d_0 - 0,35d_w$			Внутренний диаметр резьбы винта $d_3 = d_0 - 1,012d_w$	
Внутренний диаметр резьбы винта $d_3$		$d_3 \geq 1,2 \sqrt[4]{\frac{K_F F_a S_{yadm} (\mu l)^2}{E}} \geq l/25$				
Угол подъема винтовой линии на диаметре $d_0$					$\psi_0 = \arctg \left[ \frac{P \cdot z}{\pi d_0} \right]$	
Глубина профиля резьбы $h$					$h = (0,30 \dots 0,35) d_w$	
Диаметр отверстия в гайке $D$					$D = d_3 + 2d_w - 2h$	
Параметры шарико-винтовых механизмов (ШВМ)						
Размеры, мм						$\psi$ , град
$d_0$	$d_3$	$D_3$	$d_w$	$P$	$r_p$	
20	16,80	23,20	3,175	5,0	1,68	4°33'
25	21,80	28,20	3,175	5,0	1,68	5°06'
30	25,20	34,80	4,763	7,0	2,45	4°15'
36	31,20	40,80	4,763	7,0	2,45	3°32'
40	33,60	46,40	6,350	10,0	3,27	4°33'
45	40,20	49,80	4,763	7,0	2,45	2°50'
50	43,20	56,40	6,350	8,5	3,27	3°06'
$D_3$ – наружный диаметр резьбы гайки					$r_p$ – радиус профиля резьбы винта (гайки)	
Основные параметры и силовые характеристики передачи винт–гайка станков						
Номинальный диаметр резьбы $d_0$	Шаг резьбы $P$ , мм	Диаметр шарика $d_w$ , мм	Радиус профиля канала $r_p$ , мм	Грузоподъемность, Н		
				статическая $C_{\alpha 0}$	динамическая $C_{\alpha}$	
25,0	5,0	3,0	1,68	28 100	16 580	
32,0	7,0	3,0	2,45	37 500	17 710	
40,0	7,0	6,5	3,27	49 400	19 170	
40,0	10,0	6,5	3,27	56 400	23 700	
40,0	7,0	5,0	2,45	85 900	54 700	
50,0	8,5	6,0	3,27	62 800	20 640	
50,0	12,0	8,0	4,12	112 500	57 750	
55,0	10,0	7,0	3,27	119 900	65 400	
60,0	10,0	6,0	3,68	149 700	62 030	

Продолжение таблицы 6.1

Алгоритм проектировочного расчета					
1. Определение внутреннего диаметра резьбы винта $d_3$					
Коэффициент $K_F$ , учитывающий характер нагрузки					
Условия работы и назначение передачи				$K_F$	
Легкий режим				1,0...1,2	
Средний режим				1,2...1,5	
Тяжелый режим				1,5...2,5	
Для металлорежущих станков с учетом разгона и торможения				1,2	
Для роботов				1,2...1,5	
2. Определение требуемой динамической грузоподъемности гайки $C_{ам}$		$C_{ам} = 1,25F_a / (K_p \cdot K_\alpha \cdot K_m), Н$			
Коэффициент вероятности безотказной работы $K_p$					
Вероятность безотказной работы, %		90	95	99	99,5
$K_p$		1,0	0,85	0,57	0,46
Коэффициент точности передачи $K_\alpha = 0,8...1,0$					
Коэффициент качества материала $K_m$					
– плавка обычная				$K_m = 1,00$	
– плавка с вакуумной дегазацией				$K_m = 1,25$	
– плавка электрошлаковая				$K_m = 1,40$	
– плавка вакуумная				$K_m = 1,70$	
3. Выбор передачи с ближайшим большим значением динамической грузоподъемности: $C_\alpha > C_{ам}$					
4. Вычисление ресурса передачи $L_\alpha$ , млн об.		$L_\alpha = \left( \frac{C_{оп}}{F_{\alpha E}} \right)^3$			
$C_{оп} = C_\alpha \cdot K_p \cdot K_\alpha \cdot K_m$ – фактическая динамическая грузоподъемность, Н					
$F_{\alpha E} = F_\alpha$ – расчетная эквивалентная внешняя осевая сила, Н					
Ресурс передачи, $L_{\alpha h}$ , ч		$L_{\alpha h} = \frac{10^6 \left( \frac{C_{оп}}{F_{\alpha E}} \right)^3}{60 \cdot n_{cp}},$ $n_{cp}$ – средняя частота вращения, мин <sup>-1</sup>			
Условие пригодности передачи: $L_\alpha \geq L_T$ или $L_{\alpha h} \geq L_{\alpha hT}$					
5. Проверочный расчет гайки на статическую контактную прочность: $F_{оп max} < C_{\alpha 0p} = C_{\alpha 0} \cdot K_{\alpha 0}$					
$F_{оп max} = F_{нат} + 0,65F_\alpha$ – наибольшая осевая сила					
$F_{нат} = (0,4...0,8)F_\alpha$ – условие натяга в передаче					
$K_{\alpha 0} = (0,7...1,0)$ – коэффициент, учитывающий точность расчетов					

Продолжение таблицы 6.1

Допускаемая нормальная сила на шарик $F_{n adm}$		$F_{n adm} = (20 \dots 24) d_w^2$		
Нормальная сила, действующая на шарик $F_n$		$F_n = \frac{d_w^2 r_p^2 (\sigma_{H adm})^3}{\beta^3 E^2 (2r_p - d_w)^2}$		
6. Проверка винта на статическую устойчивость: $F_{\alpha max} \leq F_{cr}$				
		$F_{cr} = \frac{(\pi^3 E \cdot d_3^4)}{[64 \cdot n_s \cdot (\mu L)^2]}$ – значение критической силы		
		$E = 2,1 \cdot 10^2 \frac{H}{мм^2}$		
		$d_3$ – диаметр резьбы по впадинам, мм		
		$n_s = 3,0$ – коэффициент запаса		
		$\mu$ – коэффициент приведения длины $L$ стержня винта:		
$\mu = 1,0$	оба конца винта закреплены шарнирно	Винт пресса, пята сферическая		
$\mu = 0,7$	один конец винта жестко заделан, другой закреплен шарнирно	Винт пресса, гайка высокая, пята сферическая, винт отводки		
$\mu = 2,0$	один конец винта свободен, другой жестко заделан	Винты домкратов и съемников		
$\mu = 0,6$	один конец винта жестко заделан, поворот другого ограничен	Винт пресса, пята плоская		
$\mu = 0,5$	оба конца жестко заделаны	Ходовые винты		
Допускаемый коэффициент устойчивости $S_{yadm}$				
Конструкция винта				$S_{yadm}$
Для вертикальных винтов при отсутствии поперечной силы				2,5...3,0
Для вертикальных винтов при действии поперечной силы				3,0...4,0
Для горизонтальных винтов				3,5...5,0
Для винторезных и фрезерных станков				3,0...4,0
7. Нагрузочная способность винтовой пары качения: $p = \frac{F_{\alpha}}{z_w \cdot d_w^2 \cdot \gamma \cdot u} \leq p_{\alpha 0 adm}$				
$z_w \leq 125$ – число рабочих шариков из условия обеспечения контактной прочности		$\gamma = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шариками		
$z_w = 1,5; 2,5; 3,5; 4,0$ – минимальное число рабочих витков гайки		$U = \frac{z_w d_w \cdot \cos \psi}{\pi d_0}$		
Общее число витков гайки				
$U$	1,5	2,5	3,5	4,0
$U_{\Sigma}$	3,0	4,5	5,5	6,0

Окончание таблицы 6.1

Минимальное число рабочих шариков $z_{w\ min}$	$z_{w\ min} \geq \frac{F_a}{F_{n\ adm} \gamma \sin \alpha_k \cos \psi}$
$p_{\alpha 0\ adm} = 12,0 \dots 28,0$ МПа – допускаемая удельная статическая нагрузка	Высота гайки $H_3 = [U_{\Sigma} + (1,00 \dots 1,15)] P$
<i>КПД винтовой пары</i>	
Коэффициент полезного действия $\eta$	$\eta = \frac{\tan \psi}{\tan (\psi + \rho)}$
Приведенный угол трения качения $\rho$	$\rho = \arctg \left[ \frac{k}{d_w \cos \alpha_k} \right]$
Коэффициент трения качения $k = 0,01 \dots 0,15$ мм	Угол контакта шарика в резьбе $\alpha_k = 45 \dots 50^\circ$

## 6.2. Примеры решения типовых задач

### Пример 22

Определить основные геометрические параметры передачи винт – гайка скольжения съемника подшипника качения (рисунок 6.1). Дано: нагрузка на винт  $F_a = 30,5$  кН; тип резьбы – трапецеидальная; материал винта – сталь 45; допускаемое давление в резьбе  $p_{adm} = 15$  МПа; коэффициент трения скольжения  $f = 0,1$ .

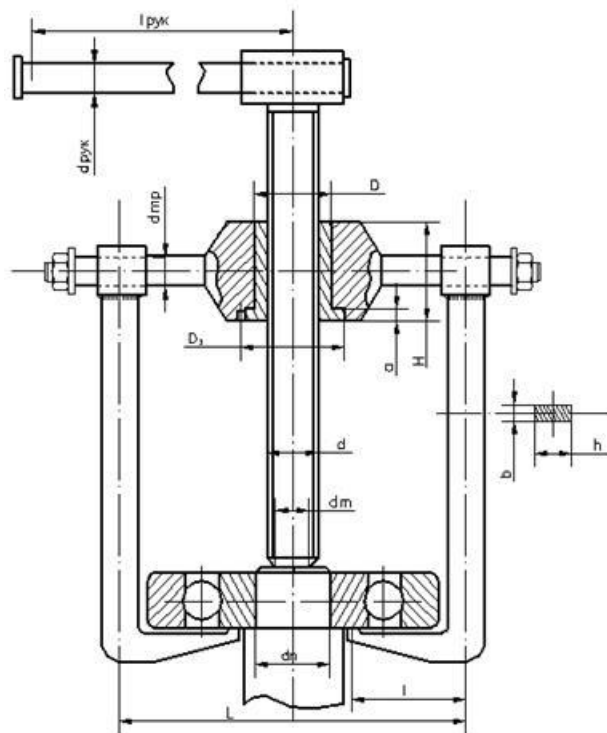


Рисунок 6.1. – Передача винт–гайка скольжения съемника подшипника

Решение.

22.1. Принимаем следующие значения расчетных коэффициентов: коэффициент высоты цельной гайки  $\psi_H = 1,5$ ; коэффициент высоты трапецеидального профиля резьбы  $\psi_h = 0,5$ .

22.2. Вычисляем значение среднего диаметра резьбы:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_{adm}}} = \sqrt{\frac{30,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 15}} = 29,384 \text{ мм.}$$

22.3. По ГОСТ 24738-81 ближайшая стандартная резьба винта – трапецеидальная  $Tr\ 32 \times 6$  с параметрами:

- внутренний диаметр  $d_1 = 25$  мм;
- средний диаметр  $d_2 = 29$  мм;
- шаг резьбы  $P = 6$  мм;
- число заходов  $n_z = 1$ ;
- угол профиля  $\alpha = 30^\circ$ .

22.4. Вычисляем высоту гайки:

$$H = \psi_H \cdot d_2 = 1,5 \cdot 29 = 43,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 6636-69 принимаем  $H = 44$  мм.

22.5. Определяем рабочее число витков:

$$z = \frac{H}{P} = \frac{44}{6} = 7,33 < z_{adm} = 10.$$

22.6. Вычисляем наружный диаметр гайки:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi \sigma_{adm}} + d^2} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 30,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 35} + 32^2} = 54,47 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8032-84 принимаем  $D = 56$  мм.

### Пример 23

Выполнить проектировочный расчет шариковой передачи винт-гайка при следующих исходных данных: действующая осевая сила  $F_a = 12$  кН; длина сжатого участка винта  $l = 540$  мм; материал: винта – сталь ХВГ (объемная закалка), гайки – сталь 9ХС (объемная закалка), шариков – ШХ15 (объемная закалка); твердость поверхностей контактов  $H_{min} = 58HRC$ ; допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{Надм} = 2750$  МПа; модуль упругости  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа; винт – горизонтальный; опоры винта – шарнирные; режим работы – легкий.

Решение.

23.1. Устанавливаем значение допускаемого коэффициента устойчивости:  $S_{yadm} = 4,0$ .

23.2. Устанавливаем коэффициент приведения длины при шарнирном типе опор:  $\mu = 1,0$ .

23.3. Находим минимальное значение внутреннего диаметра резьбы винта:

$$d_3 \geq 1,2 \sqrt[4]{\frac{K_F F_a S_{yadm} (\mu l)^2}{E}} = 1,2 \sqrt[4]{\frac{1,0 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 4,0 \cdot (1,0 \cdot 540)^2}{(2,15 \cdot 10^5)}} =$$

$$= 19,17 \text{ мм};$$

$$d_3 \geq l/25 = 540/25 = 21,6 \text{ мм}.$$

23.4. Принимаем и вычисляем соответствующие значения геометрических параметров резьбы:

– шаг резьбы  $P = 5,0$  мм;

– диаметр шарика

$$d_w = 0,6P = 0,6 \cdot 5,0 = 3,0 \text{ мм};$$

– номинальный диаметр резьбы

$$d_0 = d_3 + 1,012d_w = 21,6 + 1,012 \cdot 3,0 = 24,636 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_0 = 25$  мм;

– глубина профиля резьбы у винта и гайки

$$h = (0,30 \dots 0,35)d_w = (0,30 \dots 0,35) \cdot 3,0 = 0,90 \dots 1,05 \text{ мм}.$$

Принимаем  $h = 1,0$  мм;

– диаметр отверстия в гайке

$$D = d_3 + 2d_w - 2h = 21,6 + 2 \cdot 3,0 - 2 \cdot 1,0 = 25,6 \text{ мм};$$

– наружный диаметр резьбы винта

$$d = d_0 - 0,35d_w = 24,636 - 0,35 \cdot 3,0 = 23,586 \text{ мм} \sim 23,6 \text{ мм};$$

– угол подъема винтовой линии:

$$\psi_0 = \arctg \left[ \frac{P \cdot z}{\pi d_0} \right] = \arctg \left( \frac{5,0 \cdot 1}{3,14 \cdot 24,636} \right) = 3^\circ 42'.$$

Окончательно устанавливаем  $D = 26$  мм,  $d = 24$  мм.

23.5. Определяем допускаемую нормальную силу на шарик:

$$F_{n adm} = (20 \dots 24)d_w^2 = (20 \dots 24)3,0^2 = 180 \dots 216 \text{ Н}.$$



23.6. Рассчитываем нормальную силу на шарик:

$$F_n = \frac{d_w^2 r_p^2 (\sigma_{H adm})^3}{\beta^3 E^2 (2r_p - d_w)^2} = \frac{3,0^2 \cdot 1,68^2 \cdot 2750^3}{0,84^3 \cdot (2,15 \cdot 10^5)^2 \cdot (2 \cdot 1,68 - 3,0)^2} = 159 \text{ Н},$$

$\beta = 0,67 \dots 1,45$  – поправочный коэффициент.

23.7. Определяем минимальное число рабочих шариков:

$$z_{w min} \geq \frac{F_a}{F_{n adm}} \gamma \sin \alpha_k \cos \psi = \frac{12 \cdot 10^3}{159 \cdot 0,7 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 3^\circ 42'} = 153.$$

23.8. Минимальное число рабочих шариков превышает допустимое значение ( $z_{w adm} \leq 125$ ), поэтому для обеспечения ресурса передачи увеличиваем ее основные параметры:

$$d_0 = 30 \text{ мм}, d_3 = 25,20 \text{ мм}, D_3 = 34,80 \text{ мм}, d_w = 4,763 \text{ мм}, P = 7,0 \text{ мм}, r_p = 2,45, \psi = 4^\circ 15'.$$

23.9. Тогда допускаемая нормальная сила на шарик:

$$F_{n adm} = (20 \dots 24) d_w^2 = (20 \dots 24) 4,763^2 = 454 \dots 544 \text{ Н}.$$

Примем  $F_{n adm} = 490 \text{ Н}$ .

23.10. Вычисляем минимальное число рабочих шариков:

$$z_{w min} \geq \frac{F_a}{F_{n adm}} \gamma \sin \alpha_k \cos \psi = \frac{12 \cdot 10^3}{490 \cdot 0,7 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 15'} = 49,63 \sim 50.$$

23.11. Вычисляем минимальное число рабочих витков гайки:

$$U = z_w d_w \cdot \cos \psi / \pi d_0 = 50 \cdot 4,763 \cdot \cos 4^\circ 15' / 3,14 \cdot 30 = 2,52.$$

23.12. Назначаем общее число витков гайки:  $U_\Sigma = 4,5$ .

23.13. Определяем высоту гайки:

$$H_3 = [U_\Sigma + (1,00 \dots 1,15)] P = [4,5 + (1,00 \dots 1,15)] \cdot 7,0 = 38,50 \dots 39,55 \text{ мм};$$

Устанавливаем  $H_3 = 40 \text{ мм}$ .

### 6.3. Задачи для самостоятельного решения

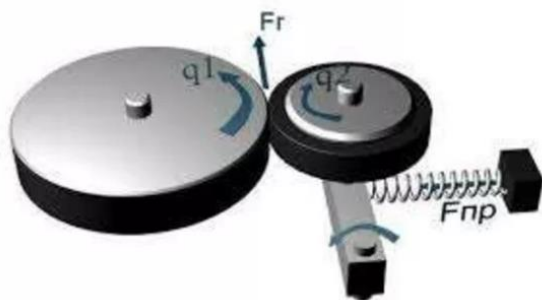
**Задача 6.1.** Определить КПД передачи винт-гайка скольжения и винтового механизма по следующим исходным данным: резьба упорная с параметрами: номинальный диаметр  $d = 36 \text{ мм}$ ; шаг  $P = 6,0 \text{ мм}$ ; средний диаметр  $d_2 = 25,587 \text{ мм}$ ; коэффициент трения  $f = 0,11$ .

**Задача 6.2.** Определить скорость поступательного перемещения гайки и значение осевой силы, развиваемую передачей винт–гайка скольжения, при следующих исходных данных: частота вращения винта  $n = 90 \text{ мин}^{-1}$ ; резьба трапецеидальная; шаг винтовой линии  $P_h = 6,0 \text{ мм}$ ; средний диаметр резьбы  $d_2 = 33,0 \text{ мм}$ ; коэффициент трения  $f = 0,12$ ; момент, приложенный к винту,  $T = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

**Задача 6.3.** Выполнить проверочные расчеты грузового винта на прочность и устойчивость при следующих исходных данных: резьба упорная с параметрами  $d = 30 \text{ мм}$ ;  $P = 6,0 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 19,587 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 21,00 \text{ мм}$ ; осевая сила на грузовой винт  $F_a = 30 \text{ кН}$ ; моменты сил сопротивления в резьбе  $T_p = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и сил трения на торце винта  $T_m = 25 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Принять свободную длину винта  $L = 350 \text{ мм}$  и коэффициент приведения  $\mu = 0,7$ .

**Задача 6.4.** Определить КПД шарико-винтовой передачи без учета натяга по следующим исходным данным: коэффициент трения качения в механизме  $k = 0,011$  мм; диаметр шариков  $d_w = 4,763 \text{ мм}$ ; угол контакта в резьбе  $\alpha_k = 45^\circ 37'$ ; номинальный диаметр  $d_0 = 36 \text{ мм}$ ; шаг резьбы  $P = 7,0 \text{ мм}$ .

**Задача 6.5.** Проверить шарико-винтовую передачу на статическую прочность по следующим исходным данным: номинальный диаметр  $d_0 = 40 \text{ мм}$ ;  $d_w = 6,350 \text{ мм}$ ; допускаемая динамическая грузоподъемность  $C_\alpha = 19200 \text{ Н}$ ; частота вращения винта  $n_1 = 8 \text{ мин}^{-1}$ .



## 7. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов фрикционных передач и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Фрикционные передачи».

**Фрикционная передача** – это передача, в которой движение от ведущего тела (ролик, каток) к ведомому передается за счет сил трения между ними либо при непосредственном контакте (передачи с жесткими телами качения), либо с использованием промежуточной связи, которая может быть жесткой или гибкой (вариатор).

**Вариатор** – это фрикционная передача, способная плавно менять передаточное отношение в некотором диапазоне регулирования.

**Заедание** – вид отказа, возникающий в быстроходных тяжело нагруженных передачах при разрыве масляной пленки между рабочими поверхностями роликов и приводящий к повышению температуры в месте контакта и местному привару частиц материала с последующим отрывом от одной из поверхностей.

**Изнашивание** – вид отказа передач вследствие упругого скольжения в зоне качания роликов.

**Усталостное выкрашивание** – вид отказа закрытых передач, работающих в условиях качественного смазывания при возникновении в зоне контакта роликов высоких контрастных напряжений, приводящих к образованию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях, развивающихся из-за наполнения смазкой и приводящих к выкрашиванию частиц и образованию раковин на поверхности роликов.

### **Области использования:**

– фрикционные передачи с постоянным передаточным числом используют преимущественно при небольших нагрузках в приборах (спидометры, магнитофоны), там, где требуется плавность и бесшумность; в машиностроении применяются сравнительно редко, например, во фрикционных прессах, молотах, лебедках, буровой технике и т.д.;

– фрикционные передачи с бесступенчатым регулированием передаточного числа (вариаторы) применяют в металлорежущих, текстильных и других станках, транспортных машинах, автомобильном транспорте; широко применяют реверсивные фрикционные передачи винтовых прессов, передачи колесо–рельс и колесо–дорожное полотно самоходного транспорта.

### 7.1. Справочные данные и основные расчетные формулы

Таблица 7.1. – Рекомендуемые материалы для роликов и обкладок

Материал	Условия работы	Коэффициент трения
Закаленная сталь по закаленной стали	В масле	0,04–0,05
То же	Всухую	0,2–0,35
Чугун (сталь) по чугуну	Открытые передачи, работающие всухую	0,15–0,20
То же	Со смазкой	0,04–0,08
Текстолит (фибра) по чугуну (стали)	Без смазки	0,20–0,25
Кожа по чугуну (стали)	То же	0,25–0,35
Дерево по чугуну (стали)	То же	0,40–0,50
Прорезиненная ткань по чугуну (стали)	То же	0,50–0,60

Таблица 7.2. – Допускаемые контактные напряжения  $\sigma'_{Hadm}$ , Н/мм<sup>2</sup> (МПа)

Материал	Марка	$\sigma'_{Hadm}$ , Н/мм <sup>2</sup>
Закаленная сталь по закаленной стали: при линейном контакте при точечном контакте	ШХ15, 18ХНВА, 18ХГТ, 40Х, 40ХН, 12ХН3	(20–40) HRC 2000–2500
Сталь по стали (HB ≤ 350)	Среднеуглеродистые стали	(2,3–2,6) HB
Чугун по чугуну (стали)	СЧ15=32 (HB=163–229) СЧ18=36 (HB=170–229) СЧ24-44 (HB=470–241) ВЧ50=1,5 (HB=187–225) ВЧ60=2 (HB=197–269)	1,47 HB    1,8 HB
Текстолит по стали (чугуну)		50–70

Примечания:

1. Приведенные значения допускаемых напряжений даны для базового числа циклов нагружения при постоянном режиме.

2. При переменном цикле нагружения  $\sigma'_{Hadm}$  следует умножить на коэффициент

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{HE}}}, \text{ где } N_{HE} - \text{эквивалентное число циклов.}$$

3. Принимают минимальное значение  $K_{HL} = 1$ .

4. Допускаемое напряжение.  $\sigma_{Hadm} = \sigma'_{Hadm} K_{HL}$

Таблица 7.3. – Конструкции, основные параметры и расчетные зависимости передач с цилиндрическими, коническими роликами и лобового вариатора

Виды фрикционных передач		
С постоянным передаточным числом	С переменным передаточным числом	
Передача с цилиндрическими роликами	Передача с коническими роликами	Лобовой фрикционный вариатор
Передаточное число $u$		
$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)},$ <p>где <math>n_1, n_2</math> – частоты вращения ведущего и ведомого роликов;  <math>D_1, D_2</math> – диаметры роликов;  <math>\xi</math> – коэффициент скольжения</p>	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)} \approx \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} = \text{ctg}\delta_1 = \text{tg}\delta_2,$ <p><math>\delta_1, \delta_2</math> – половины углов конусов роликов</p>	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)},$ $u_{\max} = \frac{D_{2\max}}{D_1(1-\xi)} = \frac{n_1}{n_{2\min}},$ $u_{\min} = \frac{D_{2\min}}{D_1(1-\xi)} = \frac{n_1}{n_{2\max}}$
		<p>Диапазон регулирования</p> $D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}}$
Формулы для определения сил, действующих в передачах		
<p>Для передачи окружной силы <math>F_t</math> должно быть соблюдено условие <math>F_n \cdot f = \beta \cdot F_t</math>, где <math>F_n</math> – усилие прижатия роликов, нормальное к поверхности контакта роликов; <math>\beta</math> – коэффициент запаса сцепления (<math>\beta = 1,3 \dots 2</math> для силовых передач; <math>\beta = 2 \dots 3</math> для передач приборов); <math>f</math> – коэффициент трения (см. таблицу 7.1)</p>		
<p>Усилие включения, <math>Q</math>.                  Нормальное давление, <math>F_n</math>.</p> $Q = F_n = \frac{\beta \cdot 2T_1}{f \cdot D_1},$ <p>где <math>T_1</math> – крутящий момент на ведущем валу, Н·мм  <math>(T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1})</math>;  <math>D_1</math> – диаметр ведущего ролика</p>	<p>Нормальное усилие, <math>F_n</math> :</p> $F_n = \frac{\beta \cdot 2T_1}{f \cdot D_{m1}},$ <p><math>D_{m1}</math> – средний диаметр конического ролика, мм</p> <p>Усилие нажатия, которое нужно прикладывать со стороны меньшего ролика, <math>Q_1</math></p> $Q_1 = \frac{\beta \cdot 2T_1}{f \cdot D_{m1}} \sin\delta_1$	<p>Усилие включения, <math>Q</math>.                  Нормальное давление, <math>F_n</math>.</p> $Q = F_n = \frac{\beta \cdot 2T_1}{f \cdot D_1}$

Продолжение таблицы 7.3

Уравнения для расчета на прочность и основные размеры роликов		
Размеры металлических фрикционных роликов определяются из условия ограничения величины контактных напряжений		
Межосевое расстояние, $a$ , мм	Конусное расстояние, $R_e$ , мм	Диаметр ведущего ролика, $D_1$ , мм
$\sigma'_{Hadm} \sigma'_{Hadm}$ где $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, $H / \text{мм}^2$ ; $N_1$ – мощность на ведущем валу, кВт; $\sigma_{Had}$ – допустимые контактные напряжения, $H / \text{мм}^2$ , табл. 7.2 $\psi = \frac{b}{a}$ – коэффициент ширины ролика: $\psi = 0,2 - 0,3$	$R_e = \sqrt{u^2 + 1} \times$ $\times \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi_k f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left[ \frac{1292}{u \sigma_{Hadm} (1 - 0,5\psi_k)} \right]^2}$ , где $\psi_k = \frac{b}{R_e}$ – коэффициент ширины роликов: $\psi_k = 0,2 - 0,25$	$D_1 = \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi_{\pi} f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left( \frac{2584}{\sigma_{Hadm}} \right)^2}$ $\psi_{\pi} = \frac{b}{D_1}$ – коэффициент ширины ролика; $\psi_{\pi} = 0,2 - 1$ ; ширина ведущего ролика $b = \psi_{\pi} D_1$
Диаметры роликов ведущего $D_1$ и ведомого $D_2$ , мм	Средний диаметр конических роликов ведущего $D_{m1}$ и ведомого $D_{m2}$ , мм	
$D_1 = \frac{2a}{u \pm 1}$ ; $D_2 = \frac{2a \cdot u}{u \pm 1}$ . Ширина роликов $b = \psi \cdot a$ . Знак «+» для внешнего контакта, «-» для внутреннего	$D_{m2} = \frac{2(R_e - b/2)u}{\sqrt{u^2 + 1}}$ , $D_{m1} = \frac{2(R_e - b/2)}{\sqrt{u^2 + 1}}$ , где $b$ – ширина ролика, $b = \psi_k \cdot R_e$	
Фрикционные передачи с роликами из неметаллических материалов с изменяющимся модулем упругости либо с обкладками из таких материалов Размеры роликов определяются из условия ограничения удельной линейной нагрузки $q = \frac{F_n}{b} \leq q_{adm}$		
Межосевое расстояние $a$ , мм	Конусное расстояние $R_e$ , мм	Диаметр ведущего ролика $D_1$ , мм
$a = 3091 \sqrt{\frac{\beta}{\psi \cdot f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left( \frac{u \pm 1}{u \cdot q_{adm}} \right)^2}$	$R_e = 3091 \times$ $\times \sqrt{\frac{\beta}{\psi_k \cdot f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{(1 - 0,5\psi_k) \cdot u \cdot q_{adm}}}$	$D_1 = 4371 \sqrt{\frac{\beta}{\psi_{\pi} \cdot f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{1}{u q_{adm}}}$

Окончание таблицы 7.3

Формулы для определения нагрузок, действующих на валы	
Нагрузка на валы, Н	Радиальные нагрузки на валы, Н
$R_1 = R_2 = \sqrt{F_t^2 + F_n^2} =$ $= F_t \sqrt{1 + \left(\frac{\beta}{f}\right)^2}$	$R_1 = \sqrt{F_t^2 + F_{r1}^2} = F_t \sqrt{1 + \left(\frac{\beta}{f} \cos \delta_1\right)^2},$
	$R_2 = \sqrt{F_t^2 + F_{r2}^2} = F_t \sqrt{1 + \left(\frac{\beta}{f} \cos \delta_2\right)^2},$
	<p>где <math>F_{r1} = \frac{\beta \cdot F_t}{f} \cdot \cos \delta_1,</math></p> $F_{r2} = \frac{\beta \cdot F_t}{f} \cdot \cos \delta_2$
	Осевые нагрузки на валы, Н
	$F_{a1} = F_n \sin \delta_1,$ $F_{a2} = F_n \sin \delta_2$

## 7.2. Расчет автомобильного сцепления

**Сцепление** – механизм трансмиссии автомобиля, передающий крутящий момент двигателя и позволяющий кратковременно отсоединить двигатель от ведущих колес и вновь плавно их соединить.

**Коэффициент запаса сцепления** – отношение статического момента трения сцепления к максимальному крутящему моменту двигателя. Коэффициент запаса сцепления выбирается с таким расчетом, чтобы при всех возможных перегрузках передача мощности была гарантирована от пробуксовок.

**Буксование** – проскальзывание ведущих колес транспортных средств при попытке разгона из-за утраты их сцепления с поверхностью дороги.

На большинстве автотранспортных средств устанавливаются постоянно замкнутые сухие одно- или двухдисковые сцепления с периферийным расположением цилиндрических нажимных пружин или центрально расположенной диафрагменной пружины с принудительным управлением (рисунок 7.1).

Выбор размеров сцепления производится из условия передачи максимального крутящего момента двигателя посредством трения с некоторым запасом.

Статический момент трения сцепления  $M_c$ , Н·м, определяют как

$$M_c = M_{e \max} \cdot \beta,$$

где  $M_{e \max}$  – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;  $\beta$  – коэффициент запаса сцепления.

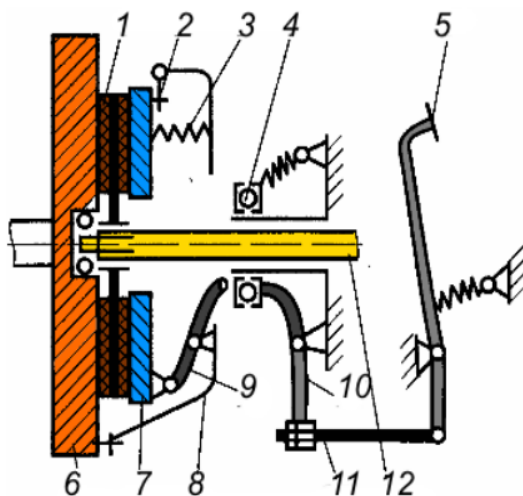


Рисунок 7.1. – Схема сцепления (включено):

1 – ведомый диск; 2 – пластина; 3 – пружины; 4 – выжимной подшипник;  
5 – педаль; 6 – маховик; 7 – нажимной диск; 8 – кожух; 9 – рычаг; 10 – вилка;  
11 – тяга; 12 – вал

Значение коэффициента запаса сцепления выбирается с учетом неизбежного уменьшения коэффициента трения накладок в процессе эксплуатации, усадки нажимных пружин, наличия регулировки нажимного усилия, числа ведомых дисков.

Средние значения коэффициента запаса сцепления [1]:

- для легковых автомобилей  $\beta = 1,2-1,75$ ;
- для грузовых автомобилей  $\beta = 1,5-2,2$ ;
- для автомобилей повышенной проходимости –  $\beta = 1,8-3,0$ .

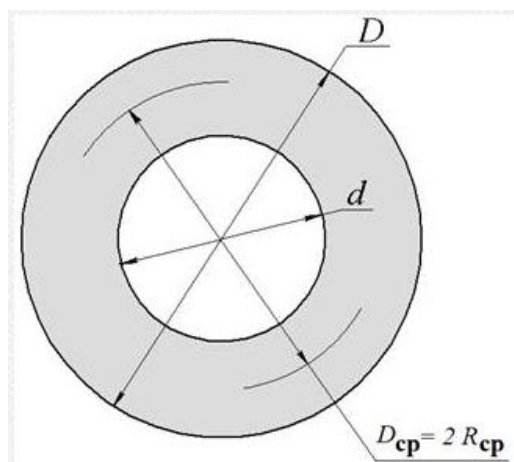
Ориентировочно наружный диаметр ведомых дисков  $D$ , см, определяют по формуле  $D = \sqrt{\frac{M_{e \max}}{A}}$ , где  $M_{e \max}$  – максимальный крутящий момент двигателя, кг·см;  $A$  – эмпирический коэффициент.

Величина эмпирического коэффициента выбирается в зависимости от типа транспортного средства:

- для легковых автомобилей  $A = 4,7$ ;
- для грузовых автомобилей  $A = 3,6$ ;
- для АТС повышенной проходимости  $A = 1,9$ .

При этом внутренний диаметр  $d$ , см, фрикционных накладок ориентировочно составляет  $d = (0,55-0,7)D$  (рисунок 7.2).





**Рисунок 7.2. – Размеры фрикционной накладки диска сцепления**

Рассчитанные величины необходимо привести в соответствие с требованиями ГОСТ 12238-76 (таблица 7.4) [1].

**Таблица 7.4 – Диаметры фрикционных накладок**

<i>D</i> , мм	180	200	215	240	250	280	300
<i>d</i> , мм	100, 120, 125	120, 130, 140	140, 150, 160	160, 180	155, 180	165, 180, 200	165, 175, 200
<i>D</i> , мм	325	340	350	380	400	420	
<i>d</i> , мм	185, 200, 220, 230	185, 195, 210	195, 200, 210, 240, 290	200, 220, 230	220, 240, 280	220, 240, 280	

Средний радиус дисков  $R_c$ , м, определяют по формуле

$$R_c = \frac{D + d}{4}.$$

Нажимное усилие пружин  $P_\Sigma$ , Н, рассчитывают по формуле

$$P_\Sigma = \frac{M_c}{\mu_{mp} \cdot i \cdot R_c},$$

где  $\mu_{mp}$  – расчетный коэффициент трения;  $i$  – число пар трения.

Расчетный коэффициент трения зависит от ряда факторов: параметров фрикционных материалов, состояния и относительной скорости скольжения поверхностей трения, давления, температуры.

Расчетный коэффициент трения  $\mu_{mp} = 0,25-0,3$ .

Число пар трения:

- для однодисковых сцеплений  $i = 2$ ;
- для двухдисковых сцеплений  $i = 4$ .

### 7.3. Примеры решения типовых задач

#### Пример 24

Определить основные размеры открытой фрикционной передачи коническими роликами (рисунок 7.3) и нагрузки на ее валы по следующим данным: передаваемая мощность  $P = 5$  кВт; частота вращения ведущего вала  $n_1 = 1440$  мин<sup>-1</sup>, ведомого  $n_2 = 480$  мин<sup>-1</sup>; материал роликов – сталь ШХ15; допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{Had} = 700$  МПа. Валы пересекаются под углом  $90^\circ$ .

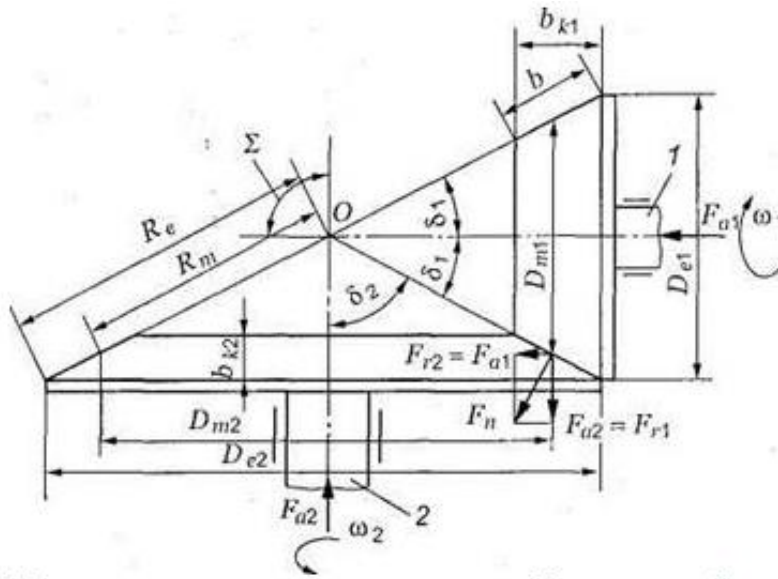


Рисунок 7.3. – Геометрические параметры конической фрикционной передачи

Решение.

24.1. Передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{480} = 3.$$

24.2. Примем коэффициент ширины катков  $\psi_D = b/D_1 = 0,5$ . Запас сцепления  $C = 1,5$ . Приведенный модуль упругости  $E = E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа. Коэффициент трения  $f = 0,2$ .

24.3. Момент на ведущем валу

$$T = \frac{1000 \cdot P}{\omega_2} = \frac{1000 \cdot 5}{150,7} \approx 33 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1440}{30} = 150,7 \text{ с}^{-1}.$$

#### 24.4. Средний диаметр ведущего катка

$$D_1 = 0,9 \sqrt[3]{\frac{C \cdot T_1 \cdot E \sqrt{u^2 + 1}}{f \cdot \psi_D \sigma_{\text{Надм}}^2 \cdot u}} = 0,9 \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 33 \cdot 10^3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{3^2 + 1}}{0,2 \cdot 0,5 \cdot 700^2 \cdot 3}} \approx 70 \text{ мм.}$$

#### 24.5. Средний диаметр ведомого катка

$$D_2 = u \cdot \varepsilon \cdot D_1 \approx u \cdot D_1 = 3 \cdot 70 = 210 \text{ мм.}$$

#### 24.6. Ширина катков

$$b = \psi_D \cdot D_1 = 0,5 \cdot 70 = 35 \text{ мм.}$$

#### 24.7. Конусное расстояние

$$L = \frac{D_1}{2} \left( \sqrt{(\varepsilon \cdot u)^2 + 1} + \psi_D \right) \approx \frac{D_1}{2} \left( \sqrt{u^2 + 1} + \psi_D \right) = \frac{70}{2} \left( \sqrt{3^2 + 1} + 0,5 \right) = 128 \text{ мм.}$$

#### 24.8. Половина угла конуса ведущего катка

$$\alpha_1 = \arctg \left( \frac{1}{u} \right) = \arctg \left( \frac{1}{3} \right) = 18^\circ 25'.$$

#### 24.9. Наружные диаметры катков:

$$D_{n1} = 2L \cdot \sin \alpha_1 = 2 \cdot 128 \cdot \sin 18^\circ 25' = 80 \text{ мм;}$$

$$D_{n2} = D_{n1} \cdot u = 80 \cdot 3 = 240 \text{ мм.}$$

24.10. Необходимая линия прижатия (нормальная к контактной линии)

$$F_n = \frac{2T_1 \cdot C}{f \cdot D_1} = \frac{2 \cdot 33 \cdot 1,5}{0,2 \cdot 0,07} \approx 7000 \text{ Н.}$$

#### 24.11. Осевая нагрузка на ведущий вал

$$F_{a1} = F_n \cdot \sin \alpha_1 = 7000 \sin 18^\circ 25' = 2200 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка на ведомый вал

$$F_{a1} = F_n \cdot \cos \alpha_1 = 7000 \cos 18^\circ 25' = 6640 \text{ Н.}$$

### Пример 25

Рассчитать передачу гладкими стальными роликами по следующим данным: мощность на ведомом валу  $N_2 = 4,5$  кВт, частота вращения ведущего вала  $n_1 = 1450$  об/мин, передаточное число передачи  $u = 2$ , примерное значение КПД  $\eta = 0,9$ ; передача работает в закрытом корпусе при обильной смазке. Нагрузка с незначительными колебаниями, срок службы  $L = 5$  лет;  $K_c = 0,33$ ,  $K_f = 0,7$ .

Решение.

25.1. Для изготовления роликов принимаем сталь ШХ15. Твердость после закалки HRC 58...62. Коэффициент запаса сцепления  $\beta = 1,5$ ; коэффициент упругого скольжения  $\xi = 0,02$ ; коэффициент ширины роликов  $\psi = 0,4$ ; коэффициент трения  $f = 0,05$  (см. таблицу 7.1).

25.2. Приведенный модуль упругости

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = 2,2 \cdot 10^5,$$

$$E_1 = E_2.$$

25.3. Допускаемое контактное напряжение

$$\sigma_{Hadm} = \sigma'_{Hadm} \cdot K_{HL}.$$

25.4. По таблице 7.2 принимаем  $\sigma'_{Hadm} = 24 \text{ HRC}$ .

25.5. Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{HE}}},$$

где число циклов перемены напряжений

$$N_{HE} = N_H = 60n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 725 \cdot 10118 = 44 \cdot 10^7.$$

$$\text{Здесь } n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{1450}{2} = 725 \text{ мин}^{-1};$$

$$L_h = 24K_c K_\epsilon \cdot 365L = 24 \cdot 0,33 \cdot 0,7 \cdot 365 \cdot 5 = 10 \text{ 118 ч.}$$

Принимаем  $K_{HL} = 1$ , т.к.  $N_H > N_0 = 30 \cdot 60^{2,4} = 13,95 \cdot 10^7$ .

Тогда  $\sigma_{Had} = 24 \cdot 60 = 1440 \text{ Н/мм}^2$ .

25.6. Мощность на ведущем валу

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta} = \frac{4,5}{0,9} = 5 \text{ кВт.}$$

25.7. Межосевое расстояние

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi \cdot f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left( \frac{1292}{u \cdot \sigma_{Hadm}} \right)^2} =$$
$$= (2 + 1) \cdot \sqrt[3]{2,2 \cdot 10^5 \frac{1,5 \cdot 5}{0,4 \cdot 0,05 \cdot 725} \left( \frac{1292}{2 \cdot 1440} \right)^2} = 140 \text{ мм.}$$

25.8. Размеры роликов:

$$D_1 = \frac{2a}{u+1} = \frac{2 \cdot 140}{3} = 93,33 \text{ мм};$$

$$D_2 = D_1 \cdot u(1-\xi) = 93,33 \cdot 2(1-0,02) = 182,93 \text{ мм}.$$

25.9. Уточненное межосевое расстояние

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{93,33 + 182,93}{2} = 138,13 \text{ мм}.$$

25.10. Ширина роликов

$$b = \psi_a = 138,13 \cdot 0,4 = 55,25 \text{ мм}.$$

25.11. Усилия прижатия роликов

$$F_n = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{2T_1}{D_1} = \frac{1,5}{0,05} \cdot \frac{2 \cdot 32,93 \cdot 10^3}{93,33} = 21170 \text{ Н},$$

$$\text{где } T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{5}{1450} = 32,93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

### Пример 26

Рассчитать размеры роликов лобового вариатора (см. рис. 7.4) и определить усилие прижатия, если передаваемая мощность  $N_1 = 1,5$  кВт, частота вращения ведущего ролика  $n_1 = 900$  мин<sup>-1</sup>, наибольшая частота вращения ведомого ролика  $n_{2max} = 900$  мин<sup>-1</sup>, диапазон регулирования  $D=3$ , материалы роликов – фибра, чугун.

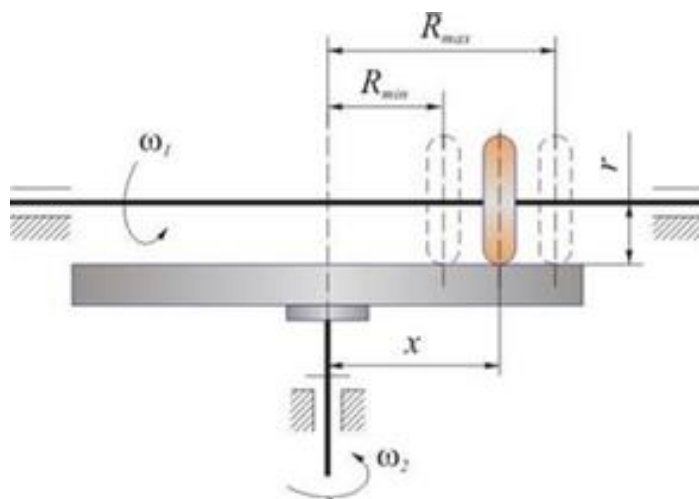


Рисунок 7.4. – Схема лобового фрикционного вариатора

Решение.

26.1. По таблице 7.1 принимаем коэффициент трения для пары чугун–фибра  $f = 0,2$ , допускаемую удельную нагрузку  $q_{adm} = 39$  Н/мм,  $\xi = 0,02$ ; коэффициент ширины роликов  $\psi_r = 0,5$ , коэффициент запаса сцепляемости  $\beta = 1,3$ .

26.2. Минимальное передаточное число

$$u_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{900}{900} = 1.$$

26.3. Минимальная частота вращения ведомого ролика

$$n_{2\min} = \frac{n_1}{u_{\max}} = \frac{n_1}{D \cdot u_{\min}} = \frac{900}{300 \cdot 1} = 300 \text{ мин}^{-1}.$$

26.4. Диаметр ведущего ролика

$$D_1 = 4371 \sqrt{\frac{\beta}{\psi_r \cdot f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{1}{u \cdot q_{adm}}} = 4371 \sqrt{\frac{1,3}{0,2 \cdot 0,5} \cdot \frac{1,5}{300} \cdot \frac{1}{1 \cdot 39}} = 178 \text{ мм}$$

Передаточное число вариатора – величина переменная, поэтому при определении диаметра ведущего ролика в формулу следует подставить  $u_{\min}$  и  $n_{2\max}$ .

26.5. Ширина ведущего ролика

$$b = D_1 \cdot \psi_r = 178 \cdot 0,5 = 89 \text{ мм}.$$

26.6. Максимальный диаметр ведомого ролика

$$D_{2\max} = u_{\max} \cdot D_1 (1 - \xi) = 3 \cdot 178 (1 - 0,02) = 524 \text{ мм}.$$

Диаметр ведомого ролика с учетом ширины ведущего ролика

$$D_2 = D_{2\max} + b + 10 = 524 + 89 + 10 = 623 \text{ мм}.$$

26.7. Усилие прижатия роликов

$$F_n = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{2T_1}{D_1} = \frac{1,3}{0,2} \cdot \frac{2 \cdot 15,9 \cdot 10^3}{178} = 1162 \text{ Н},$$

$$\text{где } T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{1,5}{900} = 15,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

### 7.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 7.1.** Определить основные размеры цилиндрических роликов с гладким ободом по следующим данным: передаваемая мощность  $N_1 = 4,0$  кВт, частота вращения ведущего ролика  $n_1 = 900$  об/мин, частота

вращения ведомого ролика  $n_2 = 300$  об/мин. Ролики изготовлены из чугуна, причем ведущий ролик имеет обкладку из текстолита. Сравнить результаты расчета с аналогичными величинами в том случае, когда оба ролика чугунные.

Из сравнения следует, что основным достоинством фрикционных передач, у которых одно из колес изготовлено из неметаллических материалов, является значительно меньшее усилие нажатия. Существенными недостатками являются большие габариты и меньшая долговечность.

**Задача 7.2.** Определить необходимое усилие нажатия на ролики цилиндрической фрикционной передачи, работающей при следующих условиях: передаваемая мощность  $N_1 = 6,0$  кВт, частота вращения ведущего вала  $n_1 = 400$  об/мин, передаточное число  $u = 2$ , межосевое расстояние  $a = 260$  мм. Передача работает в масле, коэффициент трения  $f = 0,05$ . Коэффициент запаса сцепления  $\beta = 1,5$ .

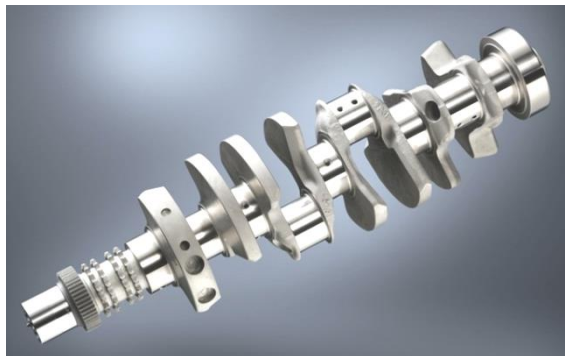
**Задача 7.3.** Определить основные размеры конических роликов, а также усилие включения по следующим данным: материал роликов – чугун СЧ24-44, частота вращения ведущего ролика  $n_1 = 1420$  об/мин, передаточное число передачи  $u = 2,4$ , передаваемая мощность  $N_1 = 5$  кВт.

**Задача 7.4.** Определить размеры ведомого ролика лобового вариатора по следующим данным: передаваемая мощность  $N_1 = 1,7$  кВт, частота вращения ведущего ролика  $n_1 = 1420$  об/мин, наибольшее передаточное число  $u_{\max} = 4$ , наименьшее передаточное число  $u_{\min} = 1$  ролики – стальные, а ведущий ролик облицован резиновой лентой.

**Задача 7.5.** Определить усилие включения конических фрикционных роликов, если материал роликов – чугун и текстолит, средний диаметр ведомого ролика  $D_{m2} = 400$  мм, частота вращения ведущего ролика  $n_1 = 780$  об/мин, передаточное число передачи  $u = 3$ , окружное усилие  $F_t = 800$  Н.

**Задача 7.6.** Рассчитать статический момент сцепления, наружный диаметр дисков сцепления и нажимное усилие пружин для автомобилей КаМАЗ-55102, если максимальный крутящий момент двигателя 833 Н·м.

## Раздел 2. ВАЛЫ И ОСИ



### 8. ВАЛЫ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов и конструирования валов и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Валы и оси».

**Вал** – деталь машины, вращающаяся в подшипниках и несущая установленные на нее детали, предназначенная для передачи вращающего момента.

**Буртик** – упорный элемент конструкции вала, предназначенный для предотвращения осевого смещения посаженной детали.

**Галтель** – поверхность плавного перехода между ступенями вала разного диаметра.

**Заплечик** – торцевая поверхность вала, предназначенная для упора деталей.

**Канавка** – углубление на поверхности вала, предназначенная для выхода режущего инструмента, установки стопорного кольца и т.д.

**Лыска** – плоская поверхность вала, получаемая путем удаления части металла фрезой.

**Посадочная поверхность** – поверхность под ступицу детали, насаживаемой на вал.

**Пята** – опорный участок вала, воспринимающий осевые нагрузки.

**Скос** – конструктивный элемент, предназначенный для удобства монтажа насаживаемых деталей на соответствующий участок вала.

**Фаска** – конструктивный элемент на торце вала, предназначенный для облегчения постановки на него деталей.

**Хвостовик** – выходной участок вала.

**Цапфа** – опорная поверхность вала, воспринимающая радиальную нагрузку.

**Шейка** – промежуточная цапфа.

**Шип** – цапфа, расположенная на конце вала и нагруженная преимущественно радиальными силами.

**Шлиц** – паз на валу, в который входит зуб сопрягаемой детали.



**Шпоночный паз** – углубление, предназначенное для установки шпонки.

### Области использования

Валы применяются в таких устройствах, как:

- кривошипно-шатунные механизмы;
- роликовые конвейеры (рольганги);
- промышленные трансмиссии;
- опоры конвейеров;
- редукторы силовых и подъемных машин;
- намоточные узлы;
- прижимные и приводные конструкции;

Валы применяются в различных отраслях: в горно-добывающей промышленности, на производстве бумаги, картона, металлопроката, пленки, металлической упаковки, текстиля, в полиграфии и др.

## 8.1. Справочные данные и основные расчетные формулы

Механические характеристики сталей, рекомендуемых для изготовления валов, приведены в таблице 8.1, алгоритм расчета по критериям работоспособности – в таблице 8.2, конструктивные элементы вала показаны на рисунке 8.1.

Таблица 8.1. – Механические характеристики основных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость <i>HВ</i> , не менее	$\sigma_s$	$\sigma_y$	$\tau_y$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
			МПа						
45	любой	200	570	290	150	250	150	0	0
	120	240	800	550	300	350	210	0	0
	80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
40Х	любой	200	730	500	280	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	450	410	240	0,1	0,05
40ХН	любой	240	820	650	390	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	450	420	250	0,1	0,05
20	60	145	400	240	120	170	100	0	0
20Х	120	197	650	400	240	300	160	0,05	0
12ХН3А	120	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	1100	850	605	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	1150	950	665	520	280	0,15	0,1
30ХГТ	любой	320	1150	950	665	520	310	0,15	0,1

Основными материалами для валов служат термически обработанные стали 45 и 40Х, для ответственных конструкций – сталь 40ХН, 20Х, 12ХН3А, 30ХГТ

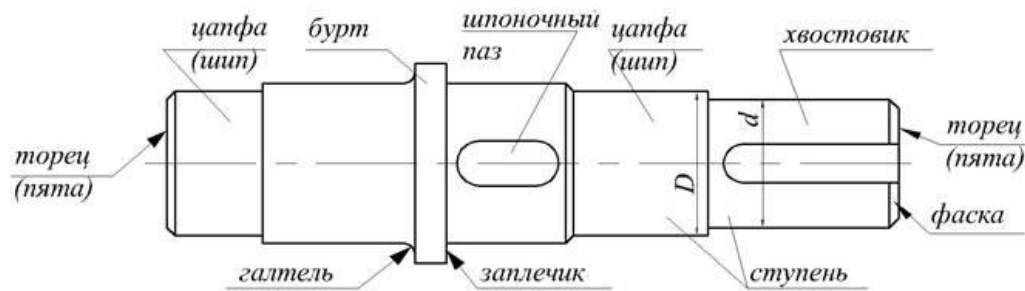


Рисунок 8.1. – Конструктивные элементы вала

Таблица 8.2. – Расчеты вала

Расчет на прочность	
Этап 1. Проектировочный расчет	
Диаметр вала в характерном сечении $d_i$	$d_i \geq 10 \sqrt[3]{T / 0,2 \tau'_{adm}}$
	Условное допускаемое напряжение кручения $\tau'_{adm}$   $\tau'_{adm} = 10 \dots 30$ МПа
	$\tau'_{adm} = 10 \dots 15$ МПа – для сечений вала между опорами (под колесами)
	$\tau'_{adm} = 20 \dots 30$ МПа – для сечений выходных концов вала
	Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69), мм: 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85 и т.д.
Диаметр вала под подшипники качения $d_2$	$d_2 = d_i + 2t$ <p>Полученное значение диаметра вала под подшипник качения необходимо округлить до ближайшего большего значения, кратного 5, из нормального ряда диаметров</p> <p><math>t</math> – высота буртика</p>
Диаметр вала под зубчатым колесом $d_3$	$d_3 = d_2 + 3,2r$ , $r$ – размер фаски подшипника
Диаметр заплечика $d_5$	$d_5 = d_3 + 2(1,5 \dots 1,7)c_1$ <p><math>c_1</math> – размер фаски ступицы зубчатого колеса</p>

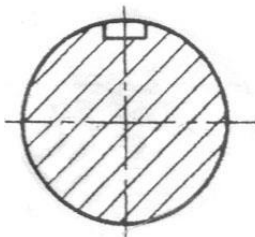
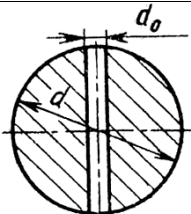
Продолжение таблицы 8.2

Размеры конструктивных параметров вала в зависимости диаметра его ступени, мм								
$d$	10...16	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
$t$	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5	3,5
$r$	1,5	1,6	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5
$c_1$	1,0	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5
Диаметры ступеней вала необходимо округлять до ближайших стандартных чисел, определяя диаметр каждой последующей ступени по стандартному значению диаметра предыдущей								
Длина вала под ступицей зубчатого колеса $L_{cm}$				$L_{cm} \approx (1,6...2,0) \times d_3$				
Размеры в других сечениях вала выбирают из конструктивных и (или) других соображений								
Этап 2. Проверочный расчет на статическую прочность								
– составляем расчетную схему вала с учетом типа опор и действующих сил								
– строим эпюры соответствующих внутренних силовых факторов: изгибающих $M_x$ и $M_y$ и крутящих $M_z$ моментов, а также продольных сил $N$								
– определяем результирующие изгибающие моменты $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ и эквивалентные моменты $M_E = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75M_z^2}$								
– вычисляем значения наибольших нормальных и касательных напряжений от действия изгибающих и крутящих моментов: $\sigma_u = \frac{M_{\Sigma}}{W}$ и $\tau = \frac{M_z}{W_p}$ $W, W_p$ – моменты сопротивления проверяемых сечений при изгибе и кручении соответственно, мм <sup>3</sup>								
– определяем величину эквивалентных напряжений и сравниваем их с допускаемым номинальным напряжением для валов и вращающихся осей: $\sigma_E = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq \sigma'_{adm}$								
Допускаемые номинальные напряжения $\sigma'_{adm}$ для валов и вращающихся осей								
Источник концентрации напряжения	Диаметр вала, мм	$\sigma'_{adm}$ , МПа						
		35, Ст5 $\sigma_b \geq 500$ , $\sigma_{-1} \geq 220$	45, Ст6 $\sigma_b \geq 600$ , $\sigma_{-1} \geq 260$	45, закалка $\sigma_b \geq 850$ , $\sigma_{-1} \geq 340$	45Х, закалка $\sigma_b \geq 1000$ , $\sigma_{-1} \geq 400$			
Деталь, посаженная на вал по переходной посадке	30	80	85	90	95			
	50	65	70	75	80			
	100	60	65	70	75			
Напрессованная деталь	30	58	63	67	70			
	50	48	50	55	60			
	100	45	48	50	55			
Ступенчатый вал с переходной поверхностью	30	60	70	80	90			
	50	55	65	75	89			
	100	50	55	65	70			

Продолжение таблицы 8.2

Этап 3. Проверочный расчет на сопротивление усталости											
Коэффициент безопасности по сопротивлению усталости $S$	$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$										
Коэффициент безопасности по нормальным напряжениям $S_\sigma$	$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$										
Коэффициент безопасности по касательным напряжениям $S_\tau$	$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$										
Коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе $K_{\sigma D}$	$K_{\sigma D} = \frac{\left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right)}{K_v}$										
Коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при кручении $K_{\tau D}$	$K_{\tau D} = \frac{\left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right)}{K_v}$										
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью											
	$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	$K_\sigma$ при $\sigma_\theta$ , МПа				$K_\tau$ при $\sigma_\theta$ , МПа				
			500	700	900	1200	500	700	900	1200	
	1	0,01	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,30	1,30	1,3	1,3
			0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
			0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
			0,05	1,6	1,7	1,8	1,95	1,45	1,45	1,5	1,55
			0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,4	1,4	1,45	1,5
	2	0,01	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
			0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
			0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
0,05			1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75	
3	0,01	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75	
		0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85	
		0,03	0,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,91	
5	0,01	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6	
		0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4	
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений $K_\sigma$ , $K_\tau$ для вала с выточкой											
	Напряженное состояние	$\sigma_\theta$ , МПа	при отношении $r/d$								
			0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
			при отношении $t/r = 0,5$				при отношении $t/r = 1$				
	Изгиб ( $K_\sigma$ )	500	1,95	1,85	1,75	1,65	1,5	2,15	2,05	1,95	1,85
		700	2,05	1,95	1,85	1,75	1,55	2,25	2,15	2,1	1,95
		900	2,15	2,05	1,95	1,9	1,6	2,4	2,3	2,2	2,1
		1200	2,3	2,2	2,1	2,05	1,75	2,6	2,5	2,35	2,25
		при отношении $t/r = 2$				при отношении $t/r = 5$					
		500	2,35	2,25	2,15	—	—	2,45	2,35	—	—
		700	2,5	2,4	2,3	—	—	2,65	2,5	—	—
900		2,65	2,5	2,4	—	—	2,8	2,65	—	—	
1200	2,85	2,7	2,6	—	—	3,05	2,85	—	—		

Продолжение таблицы 8.2

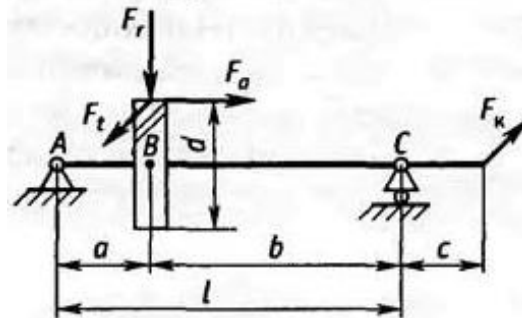
	Кручение ( $K_\tau$ )	500	1,7	1,6	1,5	1,4	1,2	–	–	–	–			
		700	1,9	1,75	1,65	1,5	1,25	–	–	–	–			
		900	2,1	1,95	1,8	1,65	1,3	–	–	–	–			
		1200	2,4	2,2	2,05	1,8	1,4	–	–	–	–			
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для резьб, шпоночных пазов и шлицевых участков валов														
	$\sigma_b$ , МПа	$K_\sigma$ для шлицев	$K_\tau$ для прямобочных шлицев	$K_\tau$ для эвольвентных шлицев	$K_\sigma$ для валов со шпонками	$K_\tau$ для валов со шпонками	$K_\sigma$ для резьбы	500	1,45	2,25	1,43	1,6	1,4	1,8
								600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,5	1,95
								700	1,60	2,45	1,49	1,9	1,7	2,2
								800	1,65	2,55	1,52	2,05	1,9	2,3
								900	1,70	2,65	1,55	2,2	2,0	2,45
								1000	1,72	2,70	1,58	2,3	2,2	2,6
Значения $K_\sigma$ и $K_\tau$ можно использовать для расчета валов как с одной, так и с двумя канавками														
Эффективные коэффициенты концентрации для валов в месте поперечного отверстия														
	$\sigma_b$ , МПа	$K_\sigma$ при $d_0/d$		$K_\tau$ при $d_0/d = 0,05...0,25$										
		0,05...1,00			0,15...0,25									
		≤ 700			2,0	1,8	1,75							
900		2,15	1,9	1,9										
≥ 1000		2,3	2,1	2,0										
Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения $K_d$														
Деформация	Материал	$K_d$ при диаметре вала $d$ , мм												
		30,0	40,0	50,0	70,0	100,0								
Изгиб	Углеродистая сталь	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71								
Изгиб и кручение	Высокопрочная легированная сталь	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62								
Коэффициент влияния шероховатости поверхности $K_F$														
Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ , мкм				Значения $K_F$ при $\sigma_b$ , МПа										
0,1...0,4				500	700	900	1200							
0,8...3,2				1,00	1,00	1,00	1,00							
				1,05	1,10	1,15	1,25							
Коэффициент влияния упрочнения при поверхностной обработке $K_v$														
Вид упрочнения		Образец												
		без концентратора		с концентратором										
Закалка ТВЧ углеродистых и легированных сталей		1,20...1,50		1,50...2,50										
Азотирование при глубине слоя 0,1...0,4 мм		1,10...1,15		1,30...2,00										
Цементация		1,10...1,50		1,20...2,00										

Продолжение таблицы 8.2

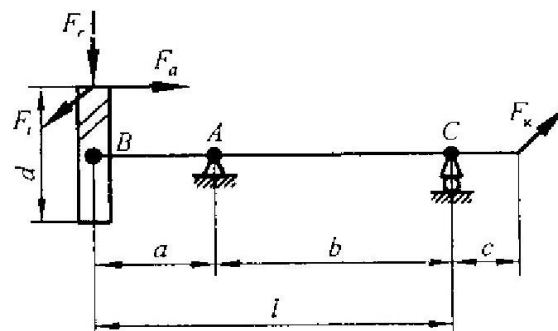
Обкатка роликами углеродистых и легированных сталей	1,10...1,25	1,30...1,80	
Обдувка дробью углеродистых и легированных сталей	1,10...1,20	1,10...1,50	
Коэффициент влияния качества обработки поверхности $\beta$			
Вид механической обработки поверхности	Значения коэффициента $\beta$ при $\sigma_b$ , МПа		
	400,0	600,0	1200,0
Шлифование	1,00	1,00	1,00
Точение	1,05	1,10	1,25
Обрезка	1,20	1,25	1,50
Необработанная поверхность	1,35	1,50	2,20

Расчет на жесткость

Формулы для определения углов поворота сечений и прогибов оси двухопорного вала постоянного поперечного сечения от сил в зубчатом зацеплении ( $F_t$  и  $F_a$ ) и от консольной силы  $F_k$



Величина	Действующая сила		
	$F_t$	$F_a$	$F_k$
$\theta_A$	$-\frac{F_t ab}{6EJl}(l+b)$	$-\frac{F_a d}{12EJl}(2l^2 - 6al + 3a^2)$	$-\frac{F_k lc}{6EJ}$
$\theta_B$	$-\frac{F_t ab}{3EJl}(b-a)$	$-\frac{F_a d}{12EJl}(2l^2 - 6al + 6a^2)$	$\frac{F_k c}{6EJl}(3a^2 - l^2)$
$\theta_C$	$\frac{F_t ab}{6EJl}(l+a)$	$-\frac{F_a d}{12EJl}(l^2 - 3a^2)$	$\frac{F_k lc}{3EJ}$
$\delta_B$	$-\frac{F_t a^2 b^2}{3EJl}$	$\frac{F_a da}{12EJl}(2l^2 - 6al + 4a^2)$	$\frac{F_k ac}{6EJl}(a^2 - l^2)$



Продолжение таблицы 8.2

Величина	Действующая сила		
	$F_t$	$F_a$	$F_x$
$\theta_A$	$\frac{F_t l a}{3EJ}$	$-\frac{F_a l d}{6EJ}$	$-\frac{F_x l c}{6EJ}$
$\theta_B$	$\frac{F_t a}{6EJ} (3a + 2l)$	$-\frac{F_a d}{6EJ} (3a + l)$	$-\frac{F_x l c}{6EJ}$
$\theta_C$	$-\frac{F_t d l}{6EJ}$	$\frac{F_a d l}{12EJ}$	$\frac{F_x l c}{3EJ}$
$\delta_B$	$-\frac{F_t a^2}{6EJ} (a + l)$	$\frac{F_a a d}{12EJ} (3a - 2l)$	$\frac{F_x a l c}{6EJ}$
$\theta_A$ – угол поворота сечения на опоре А; $\delta_B$ – прогиб в точке В.			
Условия обеспечения жесткости вала		$\delta \leq \delta_{adm};$ $\theta \leq \theta_{adm}$	
Угол закручивания $\varphi$		$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_z}{G \cdot I_p}$	
Допустимые прогибы валов $\delta$			
Назначение вала		$\delta_{adm}$	
Валы общего назначения		$(0,0003 \dots 0,0008)l$	
Валы зубчатых цилиндрических передач		$(0,01 \dots 0,03)m$	
Валы зубчатых конических передач		$(0,01 \dots 0,03)m$	
Валы червячных передач		$(0,005 \dots 0,02)m$	
Валы коленчатые		0,0001l	
Валы электродвигателей		0,1 воздушного зазора между ротором и статором	
Валы металлорежущих станков		0,0002l или $\frac{1}{3}$ допуска биения шпинделя	
Допустимые углы поворота $\theta_{adm}$			
Элементы конструкции вала		$\theta_{adm}$	
Опоры скольжения		0,001 рад	
Место установки зубчатого колеса на валу		0,001 рад	
Опоры качения с радиальными шарикоподшипниками		0,01 рад	
Опоры качения со сферическими подшипниками		0,05 рад	
Опоры качения с цилиндрическими роликоподшипниками		0,0025 рад	
Опоры качения с коническими роликоподшипниками		0,0016 рад	

Окончание таблицы 8.2

Допустимые углы закручивания $\varphi_{adm}$ , град/М	
Назначение вала	$\varphi_{adm}$ , град/М
Ходовые винты металлорежущих станков	0,10
Карданные валы транспортных средств	10,0...12,0
Трансмиссионные валы механизмов перемещения мостовых кранов	0,25...0,30
Расчет на виброустойчивость	
Угловая скорость вала $\omega$	$\omega = \pi n / 30$
Критическая угловая скорость вала с дисками (детальями) $\omega_{cr}$	$\omega_{cr} = \sqrt{K/M_p}$
	$F_{pr} = K\delta$ – восстанавливающая сила упругости вала; $K = \frac{48EI_p}{l^3}$ – коэффициент восстанавливающей силы упругости; $l$ – расстояние между опорами вала; $M_p$ – масса детали (деталей)
Условие виброустойчивости (рабочий диапазон угловой скорости вала)	$1,3\omega_{cr} \leq \omega \leq 0,7\omega_{cr}$
Частота собственных колебаний (крутильные колебания) $p_k$	$p_k = \sqrt{\frac{C_\theta}{J_m}}$ , $C_\theta$ – коэффициент жесткости вала при кручении; $J_m$ – момент инерции насаженной детали массой $m$
Круговая частота изгибных колебаний $p_u$	$p_u = \sqrt{\frac{1}{\lambda m}}$ , $\lambda$ – коэффициент податливости вала
Критическая угловая скорость $\omega_{cr}$	$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{1}{\lambda m}}$
Прогиб от действия неуравновешенной силы $\delta_e$	$\delta_e = \frac{e}{\left[\left(\frac{\omega_{cr}}{\omega}\right)^2 - 1\right]}$
	$e$ – эксцентриситет (величина смещения центра тяжести насаженной детали относительно своей геометрической оси)



## 8.2. Примеры решения типовых задач

### Пример 26

Проверить тихоходный вал (материал – сталь 45) цилиндрического косозубого редуктора на статическую прочность. Дано:

- окружная сила  $F_t = 1,85$  кН;
- радиальная сила  $F_r = 0,685$  кН;
- осевая сила  $F_a = 0,33$  кН;
- вращающий момент на валу  $T_2 = 140$  кН · мм;
- консольная нагрузка на вал  $F_B = 0,73$  кН;
- частота вращения вала  $\omega_2 = 25$  с<sup>-1</sup>;
- диаметр делительной окружности колеса  $d_2 = 150$  мм .

Эскиз вала приведен на рисунке 8.2, расчетная схема – на рисунке 8.3.

Решение.

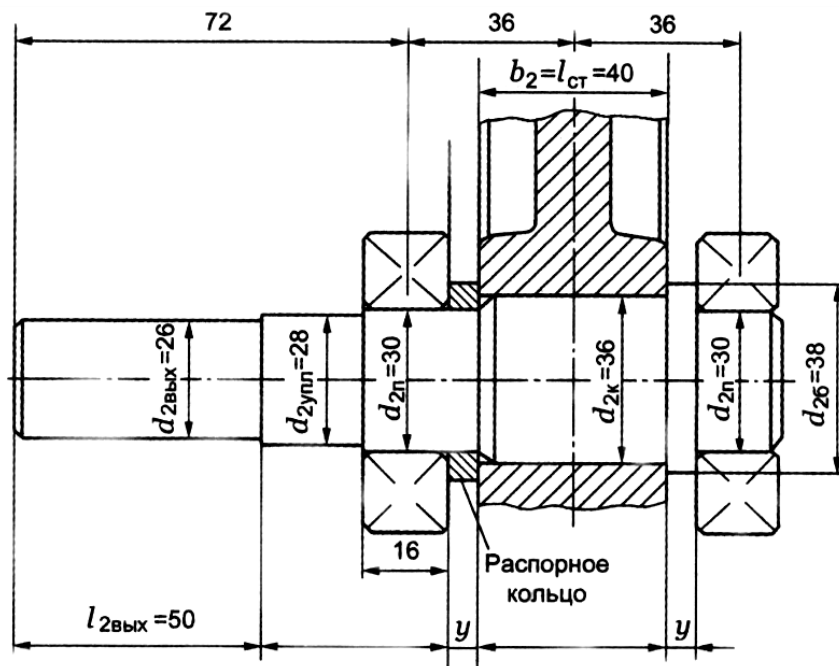


Рисунок 8.2. – Эскиз вала в сборе

26.1. Устанавливаем механические характеристики материала вала. По таблице 8.1:  $\sigma_s = 800$  МПа;  $\sigma_y = 550$  МПа.

26.2. Вычисляем опорные реакции вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях и строим эпюры изгибающих моментов (рисунок 8.3).

26.3. Вычисляем значение крутящего момента  $M_{z2}$  и строим его эпюру (рисунок 8.3).

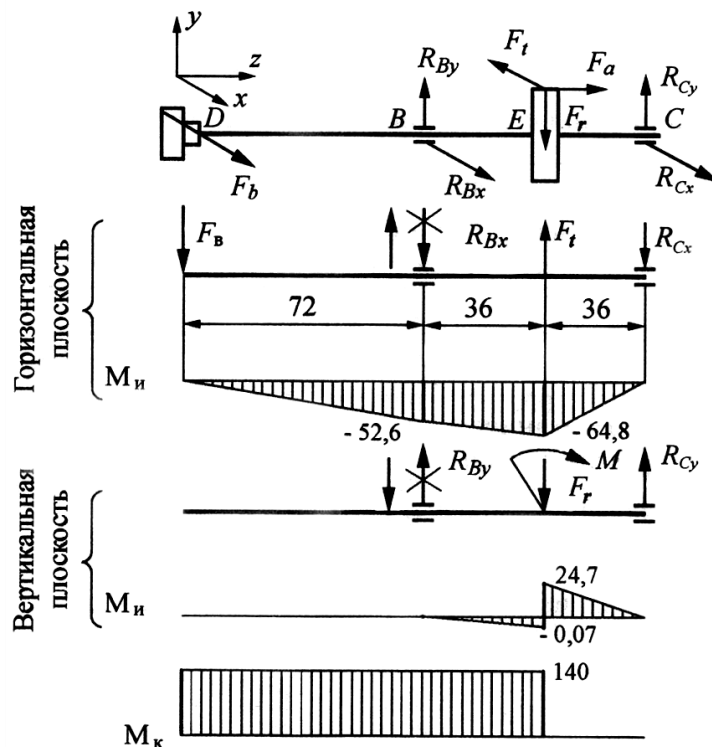


Рисунок 8.3. – Расчетная схема и эпюры изгибающих и крутящего моментов

26.4. Устанавливаем опасное сечение вала. Согласно построенных эпюр – это сечение E, в котором изгибающие моменты в обеих плоскостях достигают максимальных значений (в горизонтальной плоскости  $M_{иГ} = -64,8 \text{ кН} \cdot \text{мм}$ ; в вертикальной плоскости  $M_{иВ} = 24,7 \text{ кН} \cdot \text{мм}$ ).

Вычисляем значение суммарного изгибающего момента

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(-64,8)^2 + (24,7)^2} = 69,3 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Диаметр вала в опасном сечении (см. рисунок 8.2) равен  $d_{2k} = 36 \text{ мм}$ .

26.5. Вычисляем значение эквивалентных напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + 0,75T^2} = \frac{32}{\pi \cdot 36^3} \sqrt{(69,3)^2 + 0,75(140)^2} = \\ &= 0,0305 \frac{\text{кН}}{\text{мм}^2} = 30,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

26.6. Допускаемое номинальное напряжение для стали 45  $\sigma_{adm} = 65 \text{ МПа}$ . Т.к. эквивалентные напряжения не превышают допускаемого номинального напряжения, то условие статической прочности выполняется.

### Пример 27

Крутящий момент, передаваемый стальным валом с концентратором напряжений в виде шпоночного паза (рисунок 8.4), изменяется по пульсационному циклу  $M_{z_{\max}} = 3500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , изгибающий момент в опасном сечении – по симметричному циклу от  $M_{x_{\max}} = 2550 \text{ Н} \cdot \text{м}$  до  $M_{x_{\min}} = -2550 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Материал вала – сталь 20Х;  $d = 56 \text{ мм}$ . Характер обработки – точение. Проверить вал на сопротивление усталости.

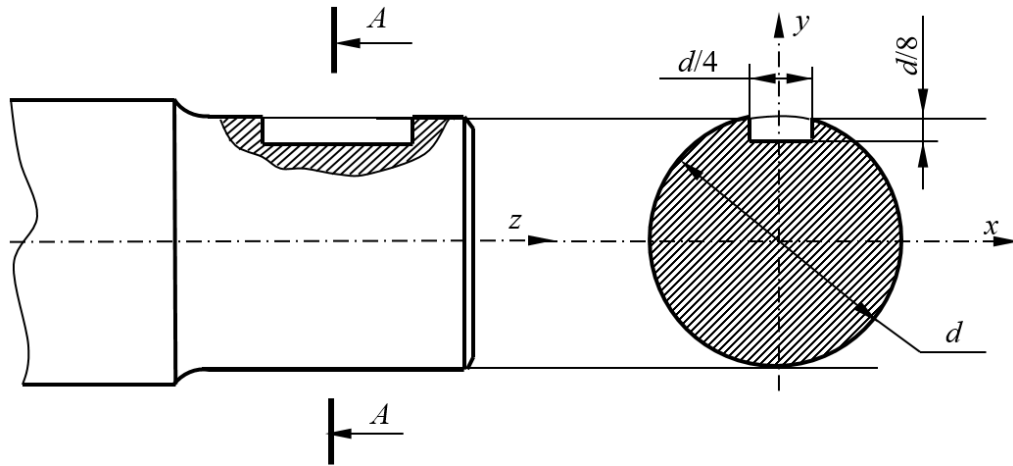


Рисунок 8.4. – Эскиз вала со шпоночным пазом

Решение.

27.1. Устанавливаем механические характеристики материала вала. По таблице 8.1:  $\sigma_y = 400 \text{ МПа}$ ;  $\tau_y = 240 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_{-1} = 300 \text{ МПа}$ ;  $\tau_{-1} = 160 \text{ МПа}$ .

27.2. Вычисляем геометрические характеристики опасного сечения вала, ослабленного шпоночным пазом:

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} - \left[ \frac{\frac{d}{4} \cdot \left(\frac{d}{8}\right)^3}{12} + \left(\frac{d}{2} - \frac{d}{16}\right)^2 \cdot \frac{d}{4} \right] =$$

$$= \frac{\pi \cdot 56^4}{64} - \left[ \frac{\frac{56}{4} \cdot \left(\frac{56}{8}\right)^3}{12} + \left(\frac{56}{2} - \frac{56}{16}\right)^2 \cdot \frac{56}{4} \cdot \frac{56}{8} \right] = 423380 \text{ мм}^4.$$

$$W_x = \frac{J_x}{\frac{d}{2}} = \frac{423380 \cdot 2}{56} = 15117 \text{ мм}^3.$$

$$W_p = 2W_x = 2 \cdot 15117 = 30234 \text{ мм}^3.$$

27.3. Вычисляем значения максимального и минимального нормального напряжения:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x_{\max}}}{W_x} = \frac{2550 \cdot 10^3}{15117} = 168,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{x_{\min}}}{W_x} = -\frac{2550 \cdot 10^3}{15117} = -168,7 \text{ МПа}.$$

27.4. Вычисляем среднее значение нормальных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{168,7 - 168,7}{2} = 0.$$

27.5. Вычисляем значения амплитуды нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{168,7 - (-168,7)}{2} = 168,7 \text{ МПа}.$$

27.6. Устанавливаем значения коэффициента влияния абсолютных размеров при изгибе  $\varepsilon_\sigma$ .

Диаметр вала  $d = 56$  мм, поэтому используем метод линейной интерполяции.

$$\text{Для } d = 50 \text{ мм} \quad \varepsilon_\sigma = 0,70;$$

$$\text{для } d = 70 \text{ мм} \quad \varepsilon_\sigma = 0,65.$$

Тогда для  $d = 56$  мм имеем

$$\varepsilon_\sigma = 0,65 + \frac{0,70 - 0,65}{20} \cdot 14 = 0,685.$$

27.7. Вычисляем значение коэффициента запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma}{\sigma_a \cdot K_\sigma} \cdot \beta,$$

где  $K_\sigma$  – значение эффективного коэффициента концентрации напряжений для шпоночного паза вала.

По таблице 8.1 для стали 20Х предел прочности  $\sigma_\sigma = 650$  МПа. Используя метод линейной интерполяции, определяем  $K_\sigma = 1,825$ ; вычисляем  $\beta = 1,1125$ .

Тогда

$$S_\sigma = \frac{300 \cdot 0,685}{168,7 \cdot 1,825} \cdot 1,1125 = 0,74.$$

27.8. Вычисляем значения максимального и минимального касательного напряжения:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{z_{\max}}}{W_p} = \frac{3500 \cdot 10^3}{30234} = 115,8 \text{ МПа},$$

$$\tau_{\min} = 0 \text{ (пульсационный цикл)}.$$

27.9. Вычисляем значения среднего касательного напряжения и амплитуды касательных напряжений:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{115,8}{2} = 57,9 \text{ МПа},$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{115,8}{2} = 57,9 \text{ МПа}.$$

27.10. Вычисляем значение коэффициента запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau}{\tau_a \cdot K_\tau} \cdot \beta,$$

где  $K_\tau = 1,6$ ; с учетом линейной интерполяции  $\varepsilon_\tau = 0,685$ ;  $\beta = 1,1125$ .

Тогда

$$S_\tau = \frac{160 \cdot 0,685}{57,8 \cdot 1,6} \cdot 1,1125 = 1,32.$$

27.11. Вычисляем значение общего коэффициента запаса прочности в сечении  $A-A$ :

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{0,74 \cdot 1,32}{\sqrt{0,74^2 + 1,32^2}} = 0,645.$$

27.12. Вывод о выполнении условия сопротивления усталости.

Допускаемые значения коэффициента запаса прочности для валов  $S_{\text{adm}} \geq 1,6 \dots 2,5$ .

Следовательно, усталостная прочность вала по сечению  $A-A$  не обеспечена:  $S = 0,645 < S_{\text{adm}}$ .

### Пример 28

Определить частоту собственных колебаний вала, изготовленного из стали 40ХН, диаметром  $d = 48$  мм, на который посажен шкив диаметром  $D = 500$  мм массой  $m = 17,5$  кг (рисунок 8.5). Рассматривать упругий вал со шкивом как колебательную систему.

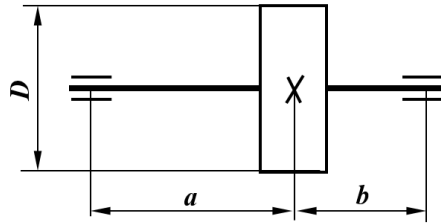


Рисунок 8.5. – Расчетная схема вала на колебания

Решение.

28.1. Устанавливаем механические характеристики материала вала.

$$E = 2,05 \cdot 10^5 \text{ МПа}; G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ МПа}.$$

28.2. Определяем необходимые геометрические характеристики сечения вала:

$$I_x = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 48^4}{64} = 260444 \text{ мм}^4; I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 48^4}{32} = 520888 \text{ мм}^4.$$

28.3. Вычисляем силу тяжести шкива:

$$P = mg = 17,5 \cdot 9,81 = 171,68 \text{ Н}.$$

28.4. Определяем собственную частоту изгибных колебаний системы “вал- шкив” как системы с одной степенью свободы. Предварительно определяем статический прогиб вала в месте посадки шкива:

$$\delta_c = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{3E \cdot I_x (a+b)} = \frac{171,68 \cdot 750^2 \cdot 350^2}{3 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot 260444 (750 + 350)} = 0,067 \text{ мм}.$$

Тогда собственная частота изгибных колебаний:

$$p_n = \sqrt{\frac{g}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{9810}{0,067}} = 382,6 \text{ 1/с}.$$

28.5. Определяем частоту собственных крутильных колебаний системы. Предварительно вычислим жесткость вала при кручении  $c_\theta$  и момент инерции шкива  $J_m$ :

$$c_\theta = \frac{G \cdot I_p}{(a+b)} = \frac{8,1 \cdot 10^4 \cdot 520888}{750 + 350} = 3835,6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$J_m = \frac{m \cdot R^2}{2} = \frac{P \cdot D^2}{8g} = \frac{171,68 \cdot 500^2}{8 \cdot 9810} = 546,9 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2.$$

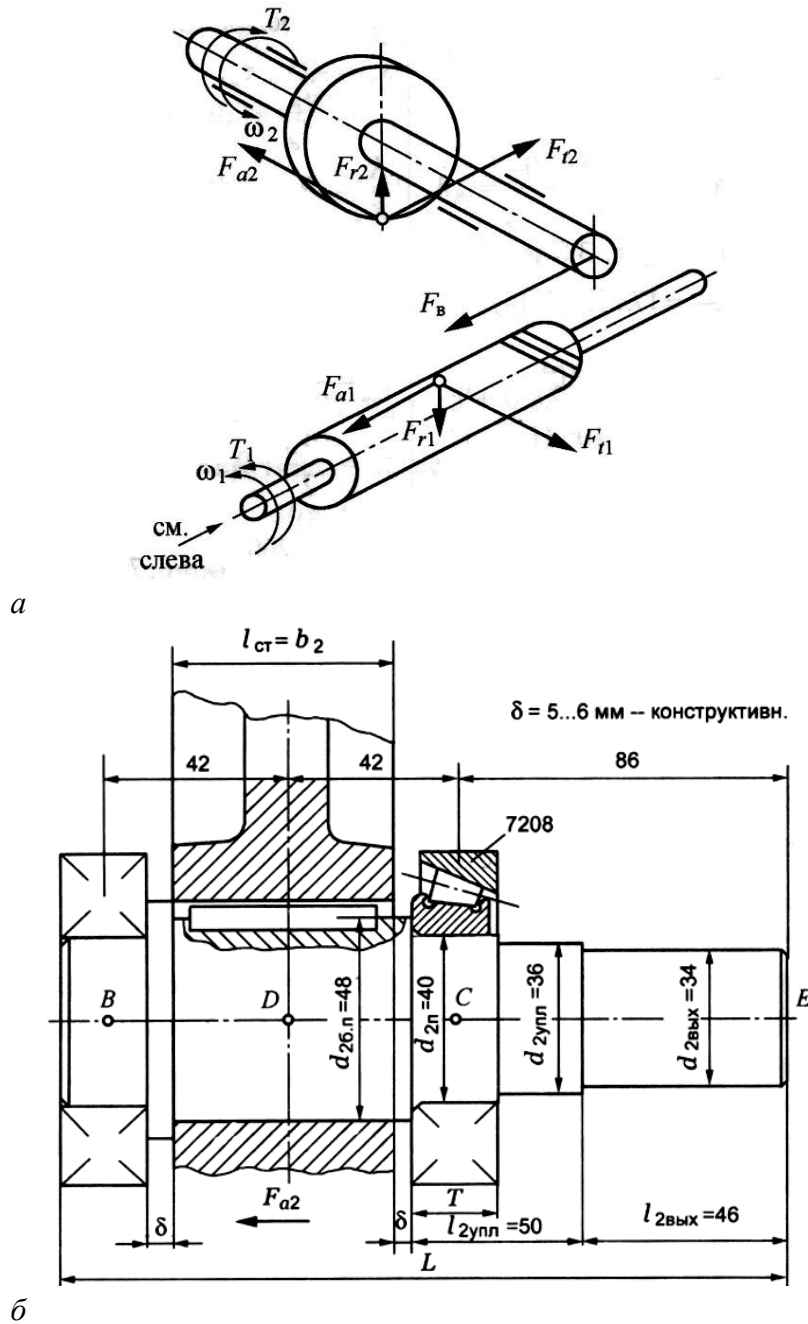
Тогда

$$p_k = \sqrt{\frac{c_\theta}{J_m}} = \sqrt{\frac{3835,6 \cdot 10^4}{546,9}} = 264,8 \text{ 1/с}.$$

28.6. Т.к.  $p_n > p_k$ , то проверка механической системы на резонанс должна производиться по крутильным колебаниям.

### 8.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 8.1.** Проверить вал червячного колеса на статическую прочность (рисунок 8.6). Усилы в зацеплении:  $F_{t2} = F_{a1} = 11700$  Н;  $F_{r1} = F_{a2} = 920$  Н;  $F_r = 4240$  Н. Усилие от ременной передачи  $F_B = 1400$  Н. Вращающий момент на валу  $T_e = 320$  Н·м. Геометрические размеры червячного колеса:  $d_2 = 240$  мм;  $b_2 = 54$  мм.



**Рисунок 8.6. – Червячная передача:**  
**а** – схема нагружения валов; **б** – эскиз вала червячного колеса

**Задача 8.2.** Определить диаметр сплошного круглого вала, если вращающий момент, передаваемый валом  $T_e = 1250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Материал вала – сталь 20Х.

**Задача 8.3.** Вал диаметром  $d = 100 \text{ мм}$  передает мощность  $P_1 = 200 \text{ кВт}$ . В поперечном сечении вала возникают касательные напряжения, равные  $\tau_1 = 35 \text{ МПа}$ . С какой частотой вращения должен вращаться вал при этих условиях? Какая частота вращения  $\omega_2$  потребуется при передаче мощности  $P_2 = 300 \text{ кВт}$  при том же диаметре вала и при той же величине касательного напряжения? Каков должен быть диаметр вала, чтобы обеспечить величину касательных напряжений  $\tau_2 = 20 \text{ МПа}$  при передаче мощности  $P_2$  с частотой вращения  $\omega_2$ ?

**Задача 8.4.** Определить критическое число оборотов для стального вала с посаженным на него диском, если диаметр вала  $d = 125 \text{ мм}$ , вес диска  $G = 1000 \text{ Н}$ , расстояние между левой опорой и диском  $a = 375 \text{ мм}$ , диском и правой опорой  $b = 785 \text{ мм}$ . Материал вала – сталь 30ХГТ.

**Задача 8.5.** Крутящий момент, передаваемый стальным валом с концентратором напряжений в виде выточки, изменяется по пульсационному циклу  $M_{z_{\max}} = 2500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , изгибающий момент в опасном сечении изменяется по симметричному циклу от  $M_{x_{\max}} = 1550 \text{ Н} \cdot \text{м}$  до  $M_{x_{\min}} = -1550 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Материал вала – сталь 12ХН3А;  $d = 48 \text{ мм}$ . Характер обработки – точение. Проверить вал на сопротивление усталости.

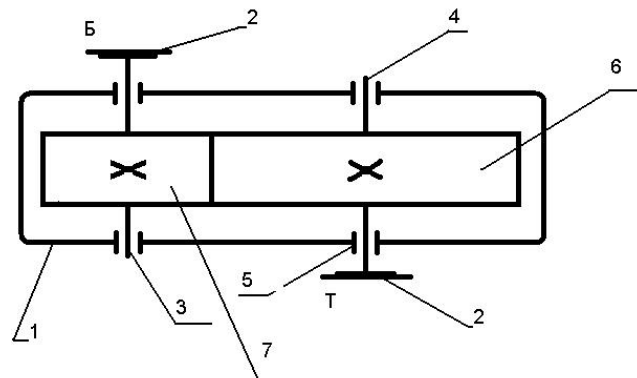
**Задача 8.6.** В результате проверочного расчета определены коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:  $S_\sigma = 2,8$ ;  $S_\tau = 1,32$ . Требуемый запас прочности вала  $S = 2,5$ . Проверить прочность вала на усталость.

**Задача 8.7.** Определить мощность, передаваемую валом при частоте вращения  $n = 120 \text{ мин}^{-1}$ , если диаметр вала  $d = 60 \text{ мм}$ , условное допускаемое напряжение кручения  $\tau_{adm} = 25 \text{ МПа}$ .

**Задача 8.8.** Подобрать материал, разработать конструкцию и определить необходимые размеры ступеней вала силового устройства при следующих данных: передаваемая мощность зубчатым колесом, установленном на валу  $P_2 = 4,3 \text{ кВт}$ , частота вращения  $n_2 = 140 \text{ мин}^{-1}$ . Вал установлен на подшипниках качения. Выполнить эскиз вала.



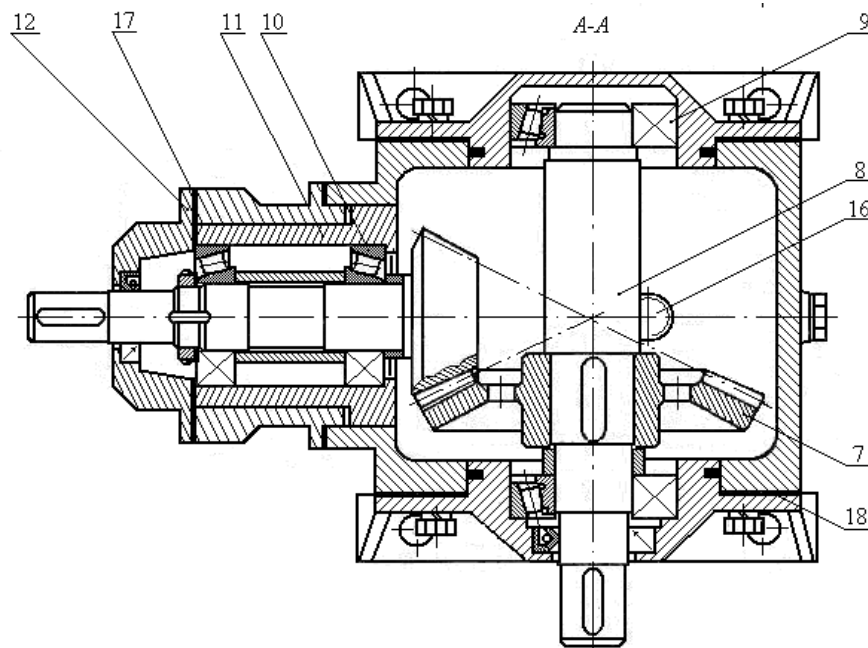
**Задача 8.9.** Одноступенчатый редуктор (рисунок 8.7) передает с вала 3 на вал 4 мощность  $P = 5,5$  кВт при частоте вращения  $n_3 = 280$  мин<sup>-1</sup>.



**Рисунок 8.7.** – Редуктор цилиндрический одноступенчатый:  
 1 – корпус; 2 – муфта; 3 – вал ведущий; 4 – вал ведомый;  
 5 – подшипниковый узел; 6 – зубчатое колесо; 7 – шестерня

Параметры зацепления:  $m = 4,0$  мм;  $z_7 = 23$ ;  $z_6 = 73$ ;  $b = 50$  мм;  $a_w = 200$  мм. Разработать конструкцию и рассчитать потребные размеры ступеней ведущего и ведомого валов. Выполнить эскиз ведущего вала.

**Задача 8.10.** Рассчитать ведомый вал одноступенчатого конического редуктора (рисунок 8.8). Вращающий момент на валу  $T_2 = 225$  Н·м.



**Рисунок 8.8.** – Редуктор одноступенчатый конический  
 (вид A-A)



## 9. ОСИ

### РАСЧЕТЫ ОСЕЙ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчета осей и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Валы и оси».

**Ось** – деталь машины или механизма, предназначенная для поддержания вращающихся частей и не участвующая в передаче вращающего момента.

**Ось неподвижная** – деталь машины, остающаяся неподвижной относительно насаженных на нее деталей.

**Ось подвижная** – деталь машины, вращающаяся заодно с насаженными на нее деталями.

#### Области использования:

- колесные пары рельсового транспорта;
- промышленные трансмиссии;
- ролики конвейеров;
- редукторы силовых и подъемных машин;
- велосипеды, мотоциклы, самокаты;
- бытовая техника;
- приборы, часовые механизмы.

#### 9.1. Основные расчетные формулы и справочные данные

Таблица 9.1. – Механические характеристики основных материалов осей

Марка стали	Твердость НВ	$\sigma_b$	$\sigma_y$	$\tau_y$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	ГОСТ
		МПа					
Ст4	150	410	245		200		380-88
Ст5	190	520	280	150	220	130	
Ст6	200	650	330	220	270	170	
30	190	500	300	160	220	130	1050-88
35	190	540	320	190	230	135	
45	200	600	340	220	250	150	

Таблица 9.2. – Расчеты осей

Расчет на прочность			
Расчет на статическую прочность			
Диаметр оси из условия статической прочности $d$	$d \geq 10 \sqrt[3]{M_{x \max} / 0,1 \sigma_{u \text{ adm}}}$		
	$M_{x \max}$ – максимальный изгибающий момент; $\sigma_{u \text{ adm}}$ – допускаемое напряжение изгиба		
Диаметры оси под подшипники качения, насадную деталь, заплечика рассчитываются так же, как для вала			
Допускаемое напряжение на изгиб $\sigma_{u \text{ adm}}$ , МПа			
Марка стали	Вид нагрузки		
	статическая	переменная (пульсирующая)	знакопеременная (симметричная)
Ст4	170	120	95
Ст5	200	140	110
Ст6	230	170	135
30 (нормализация)	200	140	110
30 (улучшение)	240	175	135
35 (нормализация)	210	155	120
35 (улучшение)	260	185	145
45 (нормализация)	240	175	135
45 (улучшение)	290	215	170
20Х (нормализация)	230	165	130
20Х (улучшение)	290	220	175
18ХГТ (нормализация)	270	210	175
18ХГТ (цементация)	400	310	250
ШХ15	240	180	150
Расчет на сопротивление усталости			
Выполняют так же, как для валов, принимая $M_z = 0$			
Расчет на изгибную жесткость			
Выполняют так же, как для валов, принимая $M_z = 0$			

## 9.2. Пример решения типовой задачи

### Пример 29

Определить диаметр гладкой неподвижной оси подвески крюка, грузоподъемная сила которого  $F = 10$  кН (рисунок 9.1). Материал оси – Ст5.

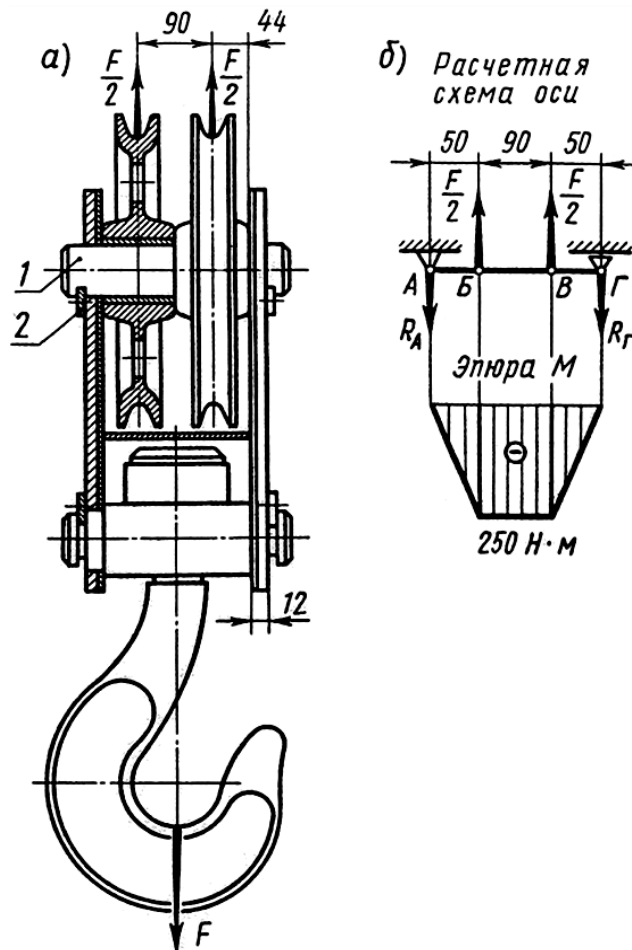


Рисунок 9.1. – Конструкция подвески крюка:  
а – схема подвески крюка; б – расчетная схема оси;  
1 – неподвижная ось; 2 – ось-держатель

Решение.

29.1. Назначаем допускаемое напряжение на изгиб для принятого материала оси при статической нагрузке:

$$\sigma_{u adm} = 200 \text{ МПа.}$$

29.2. Составляем расчетную схему в соответствии с конструкцией подвески (см. рисунок 9.1, б). Ось будем рассматривать как балку с шарнирными опорами, нагруженную сосредоточенными силами.

При симметричном расположении блоков опорные реакции  $R_A = R_B = \frac{F}{2} = \frac{10 \cdot 10^3}{2} = 5 \cdot 10^3$  Н и эпюра изгибающих моментов  $M$  будет иметь вид, приведенный на рисунке 9.1, б.

29.3. Определяем требуемый диаметр оси из условия прочности на изгиб:

$$d \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{x \max}}{0,1 \sigma_{u \text{ adm}}}} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{250}{0,1 \cdot 200}} \geq 23,2 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 6636-69 принимаем  $d = 24$  мм.

### 9.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 9.1.** Определить диаметр оси рычага  $d$  (рисунок 9.2). Усилие рабочего  $P_p = 210$  Н. Материал оси – Ст6.

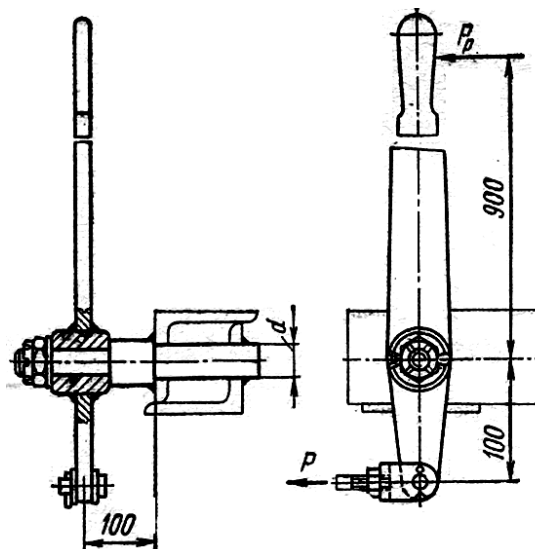


Рисунок 9.2. – Рычаг

**Задача 9.2.** Рассчитать ось барабана электрической лебедки (рисунок 9.3).

Максимальное натяжение каната  $Q = 20$  кН, окружное усилие на зубчатом колесе  $F_t = 12$  кН, радиальное усилие  $F_r = 5,5$  кН. Материал оси – Ст5. Расчет произвести для двух крайних положений каната.

**Задача 9.3.** На стальную ось (рисунок 9.4) диаметром  $d = 100$  мм действует нагрузка  $P = 100$  кН. Составить расчетную схему и определить напряжения изгиба в опасном сечении оси.

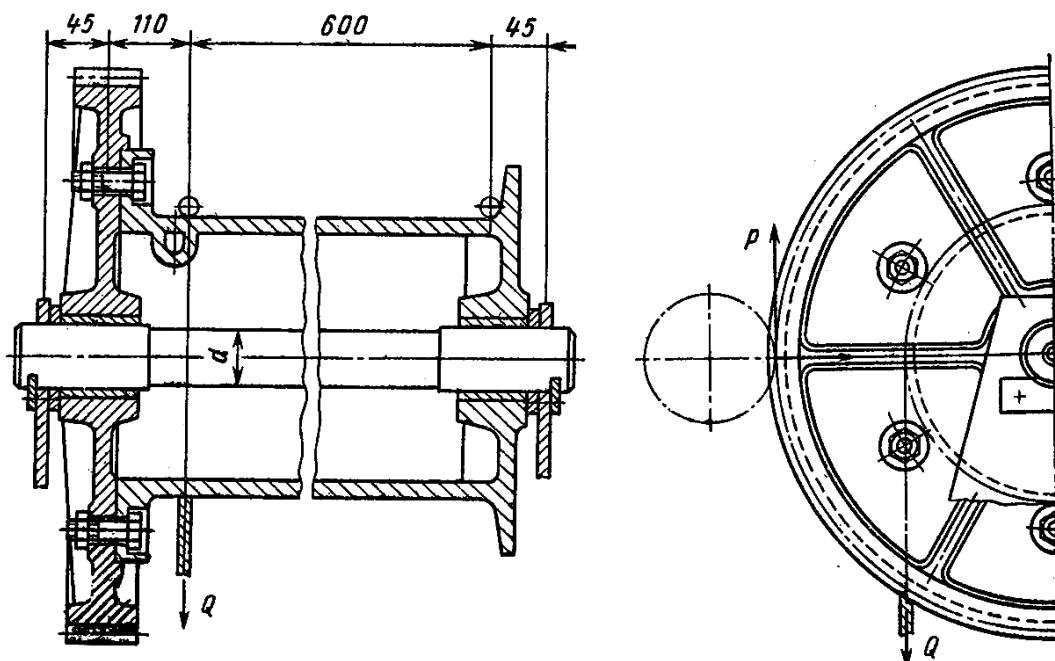


Рисунок 9.3. – Барабан лебедки

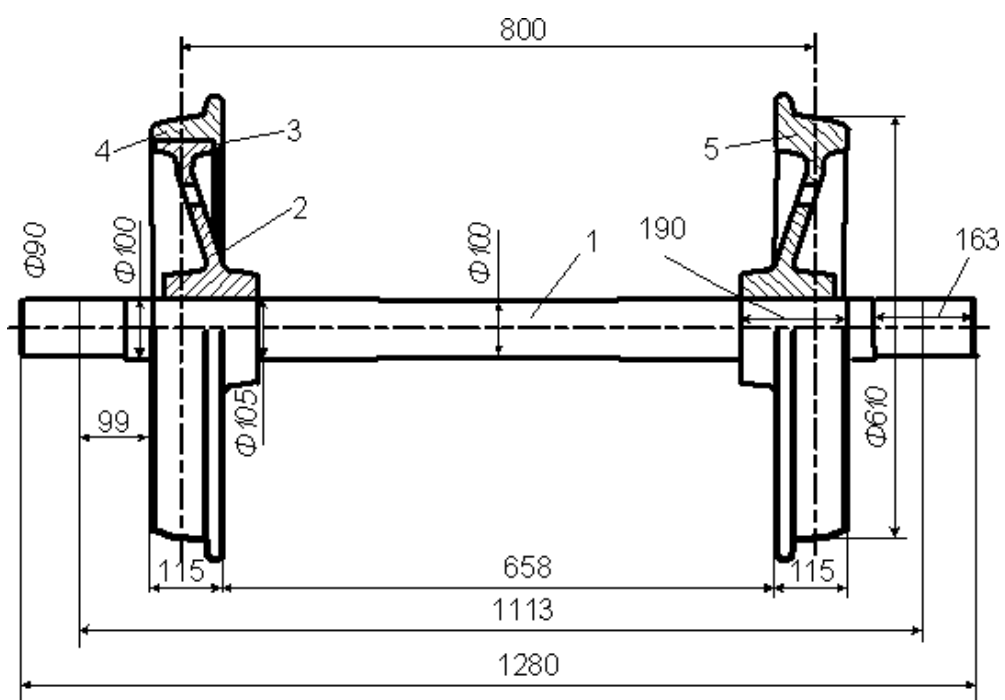
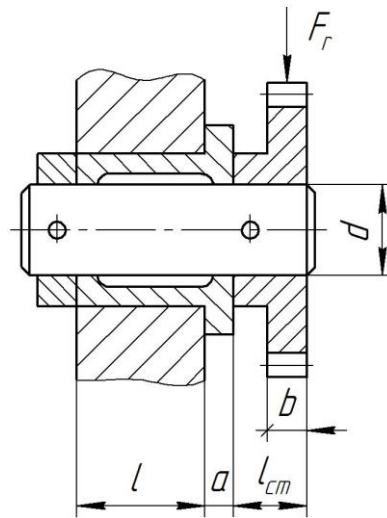


Рисунок 9.4. – Колесная пара

**Задача 9.4.** Произвести расчет стальной оси колесной пары (см. рисунок 9.4) на сопротивление усталости. Изгибающий момент изменяется по симметричному циклу от  $M_{x \max} = 21,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$  до  $M_{x \min} = -21,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ . Материал оси – сталь 35 (улучшение).

**Задача 9.5.** Неподвижная ось зубчатого колеса (рисунок 9.5) закреплена в стойке и нагружена силой  $F_r = 5500 \text{ Н}$ . Размеры оси по длине:  $l = 40 \text{ мм}$ ,  $a = 5 \text{ мм}$ ,  $b = 12 \text{ мм}$ ,  $l_{\text{ст}} = 20 \text{ мм}$ . Определить диаметр оси в опасном сечении, приняв материал оси Ст5.



**Рисунок 9.5.** – Зубчатое колесо

## Раздел 3. ПОДШИПНИКИ



### 10. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

**Цель занятия:** привитие практических навыков расчетов подшипников скольжения и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Подшипники скольжения».

**Опора** – устройство, определяющее положение валов и осей в пространстве, осуществляя радиальную и (или) осевую фиксацию и обеспечивая свободное вращение этих деталей.

**Корпус** – элемент конструкции (разъемный или цельный), в котором находится специальный вкладыш.

**Вкладыш** – основной элемент конструкции из износостойкого материала, устанавливается в корпусе или непосредственно в станине.

**Гидростатический подшипник** – подшипник, в котором давление в жидкости создается насосом.

**Гидродинамический подшипник** – подшипник, в котором давление в жидкости создается за счет вращения цапфы.

**Подшипник жидкостного трения** – подшипник, работающий в условиях жидкостной смазки.

**Подшипник полужидкостного трения** – подшипник, работающий в условиях полужидкостной смазки.

**Динамическая вязкость (внутреннее трение)** – сопротивление смещению одного слоя жидкости относительно другого.

#### **Области использования:**

- в высокоскоростных машинах (центрифуги, шлифовальные станки и др.);
- для валов, когда по условиям сборки требуются разъемные подшипники, например, коленчатых валов;
- при работе в химически агрессивных средах и воде;
- для валов, воспринимающих ударные и вибрационные нагрузки;



- при близко расположенных валах, когда требуются малые радиальные размеры подшипников;
- в тихоходных малоответственных механизмах и машинах.

### 10.1. Справочные данные и основные расчетные формулы

Таблица 10.1. – Расчет подшипников скольжения

Характеристики антифрикционных материалов						
Материал	Скорость скольжения $v_s, \text{ м/с}$ , не более	Условное давление $p_{adm}, \text{ МПа}$	Отсутствие заедания $(pv_s), \text{ МПа} \cdot \text{ м/с}$			
АСЧ-1	0,2	9,0	1,8			
	2,0	0,05	0,1			
АКЧ-1, АКЧ-2	1,0	12,0	12,0			
	5,0	0,5	2,5			
БрО10Ф1	10,0	15,0	15,0			
БрА9Ж4	4,0	15,0	12,0			
БрО5Ц5С5, БрО6Ц6С3	6,0	4,0...6,0	4,0...6,0			
Баббит Б16	12,0	15,0	10,0			
Баббит БС6	6,0	5,0	5,0			
Баббит БК	15,0	15,0	6,0			
Латунь ЛМцЖ52-4-1	8,0	4,0	6,0			
Бронзографит	2,0	4,0	–			
Железографит	2,0	5,5	–			
Капрон АК-7	4,0	15,0	15,0			
Древеснослойный пластик (ДСП)	8,0	35,0	35,0			
Динамическая вязкость масла $\mu, \text{ Па} \cdot \text{ с}$						
$t \text{ } ^\circ\text{C}$		40	50	60	70	80
Индустриальное	45	0,063	0,038	0,023	0,018	0,010
	30	0,038	0,023	0,014	0,009	0,007
	20	0,030	0,018	0,010	0,007	0,0045
	12	0,019	0,010	0,005	0,0025	0,0015
Турбинное	22	0,026	0,018	0,012	0,010	0,008
Относительный эксцентриситет $\chi$ в зависимости от коэффициента нагруженности $C_F$ подшипника						
Коэффициент нагруженности $C_F$ при относительной длине $\psi_l$						$\chi$
1,5	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4	
0,90	0,80	0,60	0,50	0,35	0,10	0,5
1,30	1,15	1,00	0,85	0,60	0,28	0,6
2,05	1,85	1,65	1,40	1,05	0,65	0,7
3,70	3,40	3,00	2,70	2,15	1,35	0,8
9,50	8,40	7,50	6,80	5,70	3,70	0,9

Продолжение таблицы 10.1

Параметры шероховатости, мкм						
$R_{z1}$	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1
$R_{z2}$	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2
Условие нормальной эксплуатации			$h_{min} = S(R_{z1} + R_{z2})$ <p><math>S</math> – условный коэффициент безопасности;  <math>S \geq 2,0</math> – режим жидкостного трения;  <math>S &lt; 2</math> – режим полужидкостного трения</p>			
Условие невыдавливания смазочного материала (критерий износостойкости)			$p = \frac{F_r}{dl_g} \leq p_{adm}$ <p><math>F_r</math> – радиальная сила на опору;  <math>d, l_g</math> – диаметр цапфы и длина втулки</p>			
Условие отсутствия заедания (критерий теплостойкости)			$pv_s \leq (pv_s)_{adm}$ <p><math>v_s = \omega d \frac{10^{-3}}{2}</math> – скорость скольжения, м/с;  <math>\omega</math> – угловая скорость цапфы</p>			
Алгоритм расчета подшипника при гидродинамическом смазывании						
– задаемся относительной длиной подшипника $\psi_l$			$\psi_l = \frac{l_g}{d} = 0,5 \dots 1,0$			
– выбираем относительный зазор $\psi_s$			$\psi_s = \frac{S}{d} = 0,8 \cdot 10^{-3} v_s^{0,25};$ <p>при <math>d \leq 200</math> мм зазор согласовать с одной из стандартных посадок: <math>H7/f7, H7/e8, H9/e8</math>;</p> $S = D - d \begin{pmatrix} D - \text{диаметр отверстия;} \\ d - \text{диаметр цапфы} \end{pmatrix}$			
– назначаем сорт масла и его среднюю рабочую температуру $t_m$			$t_m = 45 \dots 75 \text{ } ^\circ\text{C}$			
– подсчитываем коэффициент нагруженности подшипника $C_F$ (число Зоммерфельда)			$C_F = \frac{F_r \psi_s^2}{(\mu \omega l_g d)} = \frac{p \psi_s^2}{(\mu \omega)}$			
– определяем относительный эксцентриситет $\chi$						
– рассчитываем минимальную толщину масляного слоя $h_{min}$			$h_{min} = 0,5S - e = 0,5S(1 - \chi);$ $e = 0,5(D - d)$			
– определяем предельное значение толщины масляного слоя $h_{lim}$			$h_{lim} = R_{z1} + R_{z2};$ <p><math>R_{z1}</math> и <math>R_{z2}</math> – параметры шероховатости поверхностей цапфы и отверстия</p>			
– оцениваем коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя $S_h$			$S_h = \frac{h_{min}}{h_{lim}} \cdot S_{adm} = 2,0.$			

Продолжение таблицы 10.1

Тепловой расчет подшипника	
Рабочая температура корпуса подшипника $t_n$ °С	$t_n = \frac{T_f \omega}{K_T A_\Sigma} + t_0$
	$T_f = \frac{\eta \omega d^2 l}{\psi 2} C_T$ – момент трения на цапфе
	$C_T = \frac{\pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + 0,438\chi C_F \sqrt{1-\chi^2}$ – безразмерный коэффициент сопротивления вращению
	$K_T = 7 + \sqrt{v_b}$ – коэффициент теплоотдачи
	$v_b$ – скорость обдувания корпуса воздухом; $v_{b \min} = 1 \text{ М/с}$ и $K_{T \min} = 19 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$
	$A_\Sigma = A_k + A_6$ – суммарная поверхность теплоотвода; $A_k \approx 20dl$ – свободная поверхность корпуса $A_6 = (5 \dots 8)d^2$ – приведенная поверхность вала (для валов $d \leq 100$ мм принимается меньшее значение)
	$t_0 = 20$ °С – температура окружающего воздуха
Условие нормальной длительной работы подшипника	$t_n \leq t_{n \text{ adm}} = (60 \dots 75) \text{ °С}$
Если при расчете не выполняются указанные условия, то необходимо изменить материал подшипниковой пары или ширину вкладыша	
Алгоритм проектировочного расчета	
– задаются значением $\vartheta = l/d$	$\vartheta = 0,4 \dots 1,0$ – для опор с неподвижным вкладышем; $\vartheta = 1,5 \dots 2,5$ – для опор с самоустанавливающимся вкладышем
Расчет пяты	
Условие невыдавливания смазочного материала в подшипниковой паре	$p_m = \frac{F^a}{\beta A_{on}} \leq p_{m \text{ adm}}$
	$\beta = 0,90 \dots 0,95$ – коэффициент уменьшения опорной площади пяты $A_{on}$ за счет смазочных канавок
	$A_{on} = \frac{\pi d^2}{4}$ – сплошная пята;
	$A_{on} = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4}$ – для кольцевой пяты
	Окружную скорость точки на поверхности шипа пяты находим для окружности среднего диаметра $d_{cp} = \frac{(d + d_1)}{2}$

Окончание таблицы 10.1

Допускаемые давления $p_m$ и критерий теплостойкости $p_m v$ для материалов подшипниковых пар		
Материал пары цапфа–вкладыш	$p_{m adm}$ , МПа	$(p_m v_s)_{adm}$ , МПа · $\frac{м}{с}$
Сталь – чугун	2,0 ... 4,0	1,0 ... 3,0
Сталь – бронза БрОЦС-5-5-7	4,0 ... 6,0	4,0 ... 6,0
Сталь закаленная – бронза БрАЖ9-4	15,0 ... 20,0	8,0 ... 12,0
Сталь – антифрикционный чугун АСЧ-1	9,0	1,8
Сталь – антифрикционный чугун АЧК-1	12,0	12,0
Сталь закаленная – баббит	6,0 ... 10	15,0 ... 25,0

## 10.2. Примеры решения типовых задач

### Пример 30

Проверить подшипник скольжения (рисунок 10.1), работающий в условиях граничного трения, если диаметр цапфы  $d = 40$  мм, длина цапфы  $l = 50$  мм радиальная нагрузка  $R = F_r = 20$  кН, угловая скорость вращения оси  $\omega = 30$  с<sup>-1</sup>. Материал оси – сталь 45, материал вкладыша подшипника – бронза БрО10Ф1.

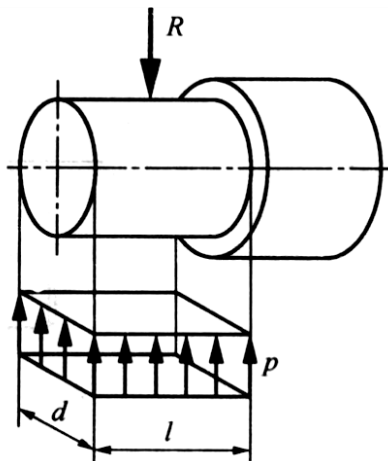


Рисунок 10.1. – Расчетная схема подшипника скольжения

Решение.

30.1. Принимаем материал для вкладыша – БрО10Ф1

$$p_{adm} = 15 \text{ МПа}; (pv_s)_{adm} = 15 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

30.2. Определяем окружную скорость вращения оси:

$$v_s = \frac{\omega \cdot d}{2 \cdot 10^3} = \frac{30 \cdot 40}{2 \cdot 10^3} = 0,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

30.3. Определяем среднее давление на цапфу и сравниваем его с допускаемой величиной:

$$p = \frac{F_r}{d \cdot l} = \frac{20 \cdot 10^3}{40 \cdot 50} = 10 \text{ МПа} < p_{adm} = 15 \text{ МПа}.$$

30.4. Проверяем подшипник на нагрев и отсутствие заедания:

$$pv = 10 \cdot 0,6 = 6 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}} < (pv_s)_{adm} = 15 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

30.5. Делаем вывод о пригодности подшипника: для заданных условий граничного трения материал подшипника и его размеры соответствуют условиям эксплуатации.

### Пример 31

Подобрать материал вкладыша для подшипников вала цилиндрического редуктора (рисунок 10.2), если передаваемая мощность  $P = 25 \text{ кВт}$ , угловая скорость вращения вала  $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$ . Размеры цапфы вала:  $d = 80 \text{ мм}$ , длина  $l = 120 \text{ мм}$ ; параметры зубчатого колеса: число зубьев  $z = 50$ , модуль зацепления  $m = 5 \text{ мм}$ .

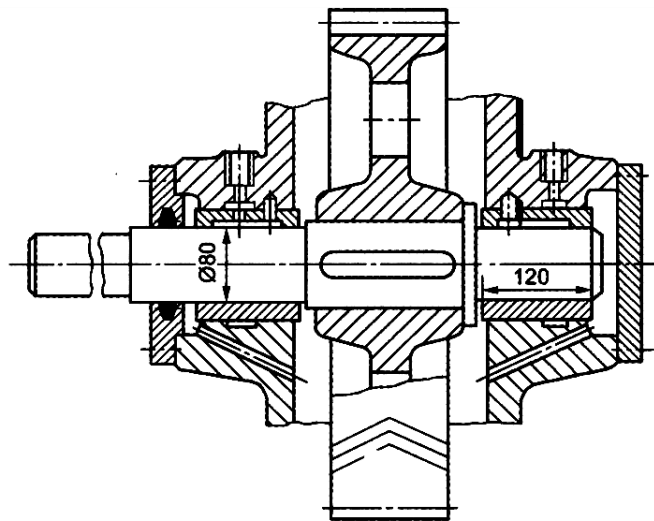


Рисунок 10.2. – Узел подшипника скольжения редуктора

Решение.

31.1. Вычисляем передаваемый вращающий момент  $T$ :

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{25 \cdot 10^3}{10} = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

31.2. Вычисляем делительный диаметр зубчатого колеса  $d_k$ :

$$d_k = mz = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}.$$

31.3. Определяем значение окружной силы в зубчатом зацеплении  $F_t$ :

$$F_t = 2T/d_k = 2 \cdot 2,5 \cdot 10^3 / 0,25 = 20 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

31.4. Вычисляем значение радиальной силы  $F_r$  в подшипнике:

$$F_r = F_t/2 = 20 \cdot 10^3 / 2 = 10 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

31.5. Из расчета на износостойкость, определяем величину среднего давления  $p$  на единицу поверхности вкладыша:

$$p = F_r/dl = 10 \cdot 10^3 / 80 \cdot 120 = 1,04 \text{ МПа}.$$

31.6. Вычисляем значение окружной скорости  $v_s$  цапфы:

$$v_s = \omega d/2 = 10 \cdot 0,08 / 2 = 0,4 \text{ м/с}.$$

31.7. Из расчета на теплостойкость имеем:

$$pv_s = 1,04 \cdot 0,4 = 0,416 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

31.8. Выбираем материал вкладыша подшипника скольжения бронзу БрО5Ц5С5.

### Пример 31

Рассчитать на износостойкость и нагрев кольцевую пяту из стали 10, работающую на чугунном подпятнике (рисунок 10.3). Осевая нагрузка  $F_a = 50 \text{ кН}$ , частота вращения  $n = 75 \text{ мин}^{-1}$ .

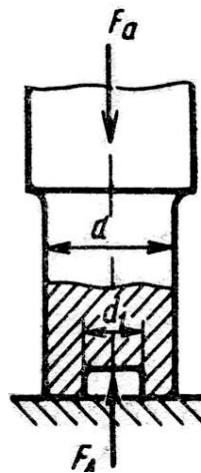


Рисунок 10.3. – Схема нагружения кольцевой пяты

Решение.

31.1. Принимаем величину допустимого давления материалов подшипниковой пары сталь–чугун по среднему табличному значению:

$$p_{m adm} = 3 \text{ МПа} = 3 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$(pv_s)_{adm} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{м/с}.$$

31.2. Вычисляем минимальное значение опорной площади кольцевой пяты:

$$\frac{F_a}{\beta A_{on}} \leq p_{m adm};$$

$$A_{on} \geq \frac{F_a}{\beta p_{m adm}} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2);$$

$$(d^2 - d_1^2) = \frac{4F_a}{\pi \beta p_{m adm}} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{(3,14 \cdot 0,9 \cdot 3 \cdot 10^6)} = 0,0236 \text{ м}^2.$$

31.3. Из условий отсутствия заедания и невыдавливания смазочного материала в подшипниковой паре кольцевой пяты и выражения для определения среднего диаметра шипа пяты находим:

$$p_m v_s = \frac{F_a}{\beta A_{on}} = \frac{4F_a}{\beta \pi (d^2 - d_1^2)} \cdot \frac{\pi (d + d_1) n}{2 \cdot 60} = \frac{F_a n}{30 \beta (d - d_1)} \leq (p_m v_s)_{adm};$$

отсюда

$$(d - d_1) \geq \frac{F_a n}{30 \beta (p_m v_s)_{adm}} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 75}{30 \cdot 0,9 \cdot 2 \cdot 10^6} = 0,0694 \text{ м}.$$

31.4. Решая совместно уравнения  $d^2 - d_1^2 \geq 0,0236 \text{ м}^2$  и  $d - d_1 \geq 0,0694 \text{ м}$ , получаем:  $d + d_1 \geq 0,34$ ;  $d - d_1 \geq 0,0694$ , откуда  $d \geq 0,2047 \text{ м} \geq 204,7 \text{ мм}$  и  $d_1 \geq 0,1353 \text{ м} \geq 135,3 \text{ мм}$ .

По ГОСТ 6636-69 принимаем  $d = 210 \text{ мм}$ ,  $d_1 = 140 \text{ мм}$ .

### 10.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 10.1.** Проверить бронзовый вкладыш вала барабана, если радиальная нагрузка в опорах  $F_r = 8000 \text{ Н}$ ; частота вращения барабана  $n = 22 \text{ мин}^{-1}$ ; диаметр шипа  $d = 45 \text{ мм}$ ; длина шипа  $l = 60 \text{ мм}$ .

**Задача 10.2.** Выполнить расчет на износостойкость и теплостойкость цапфы тихоходного вала редуктора (рисунок 10.4), если радиальная нагрузка  $F_r = 40 \text{ кН}$ ; частота вращения вала  $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ ; вал стальной, вкладыш баббитовый.

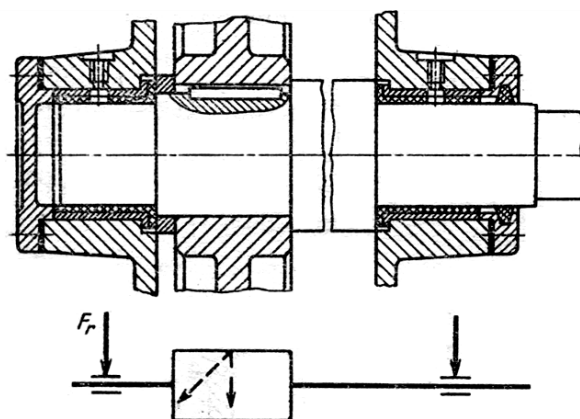


Рисунок 10.4. – Расчетная схема цапфы тихоходного вала редуктора

**Задача 10.3.** По условию невыдавливания смазочного материала определить длину  $l$  вкладышей подшипников скольжения для оси ходовых колес тележки мостового крана (рисунок 10.5), если окружная скорость цапфы  $v_s = 0,75 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ ; диаметр цапфы  $d = 40 \text{ мм}$ ; нагрузка на колесо  $F_r = 25 \text{ кН}$ . Материал вкладыша подшипника – антифрикционный чугун АЧК-1; материал оси – сталь.

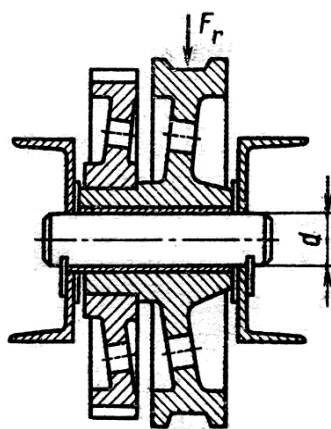


Рисунок 10.5. – Расчетная схема подшипника скольжения ходового колеса тележки мостового крана

**Задача 10.4.** Проверить подшипник оси тележки, если размеры шипа:  $d = 60 \text{ мм}$  и  $l = 75 \text{ мм}$ . Радиальная нагрузка на подшипник  $F_r = 24 \text{ кН}$  при максимальной угловой скорости оси  $\omega = 36 \text{ с}^{-1}$ . Материал вкладыша – бронза Бр0ЦС-5-5-7, материал оси – сталь.

**Задача 10.5.** Подобрать материал вкладыша подшипника скольжения вала редуктора (рисунок 10.6), если материал вала – сталь; диаметр цапфы вала  $d = 100 \text{ мм}$ ; передаваемая мощность  $P = 50 \text{ кВт}$ ; частота вращения вала  $n = 280 \text{ мин}^{-1}$ ; расположение опор по отношению к шестерне симметричное.



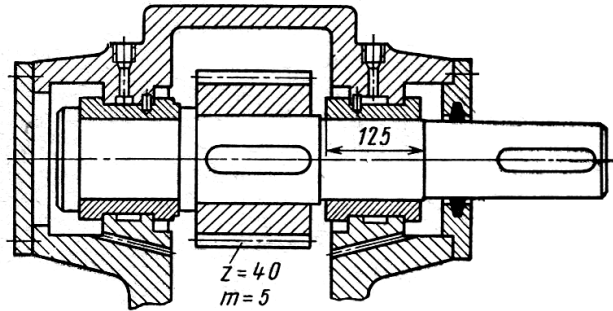


Рисунок 10.6. – Эскиз вала редуктора с подшипниками скольжения

**Задача 10.6.** Рассчитать опоры и подобрать материал подшипников скольжения вертикального вала привода мешалки (рисунок 10.7), если диаметр шеек вала  $d = 90$  мм; расстояние между серединами опор  $L = 400$  мм; средний диаметр конического зубчатого колеса  $d_{m2} = 612$  мм; передаваемый вращающий момент  $T_2 = 250$  Н·м; угловая скорость вращения вала  $\omega_2 = 4,71$  с<sup>-1</sup>; передаточное число конической пары  $u = 4,0$ . Масса вала и установленных на нем деталей  $m = 750$  кг.

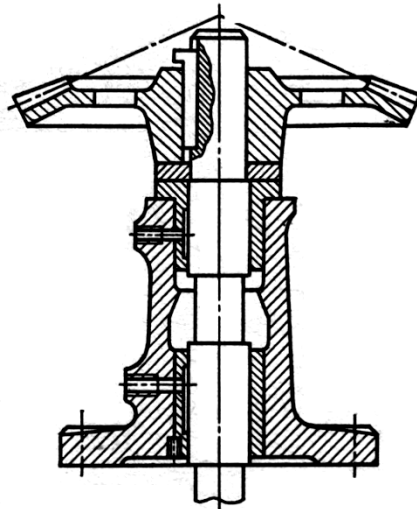


Рисунок 10.7. – Эскиз вертикального вала привода мешалки в сборе

**Задача 10.7.** Выполнить тепловой расчет подшипника скольжения по следующим данным: диаметр и длина цапфы  $d \times l = 60 \times 72$  мм; динамическая вязкость масла  $\mu = 0,038$  Па·с; угловая скорость вращения вала  $\omega = 32$  с<sup>-1</sup>; число Зоммерфельда  $C_F = 1,15$ ; относительный зазор  $\psi_s = 2 \cdot 10^{-3}$ ; скорость обдувания корпуса воздухом  $v_b = 1,6 \frac{\text{М}}{\text{с}}$ ; температура окружающего воздуха  $t_0 = 25$  °С; допустимая температура подшипника  $t_{n adm} = 70$  °С.



## 11. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

**Цель занятия:** привитие практических навыков выбора и расчетов подшипников качения и закрепление теоретического материала, изложенного в теме «Подшипники качения».

**Подшипник качения** – опора или направляющая, которая определяет положение движущихся частей по отношению к другим частям механизма.

**Внутреннее кольцо** – элемент конструкции с цилиндрическим или коническим отверстием, на наружной поверхности которого выполняются дорожки для тел качения (насаживается на цапфу вала).

**Наружное кольцо** – элемент конструкции, на внутренней поверхности которого выполняются дорожки для тел качения (устанавливается в корпус).

**Тело качения** – деталь подшипника (шарик, ролик или другое), обеспечивающее взаимное перемещение сопряженных с ней поверхностей по принципу качения, обкатывающееся при работе подшипника по дорожкам качения внутреннего и наружного колец.

**Дорожка качения** – поверхность кольца подшипника качения, по которой катятся тела качения.

**Сепаратор** – составная часть подшипника качения, удерживающая тела качения на определенном расстоянии и предотвращающая набегание их друг на друга в процессе работы подшипника.

**Динамическая грузоподъемность подшипника** – постоянная радиальная нагрузка (осевая – для упорных и упорно – радиальных подшипников), при которой у 90% подшипников испытываемой партии в течение  $10^6$  оборотов внутреннего кольца не будет усталостных повреждений.

**Статическая грузоподъемность подшипника** – статическая нагрузка, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

**Коэффициент осевой нагрузки** – коэффициент приведения действия осевой нагрузки к радиальной.

**Кинематический параметр** – коэффициент вращения, с помощью которого учитывается, какое кольцо вращается относительно нагрузки.

**Эквивалентная нагрузка** – условная постоянная радиальная (для радиальных и радиально-упорных подшипников) нагрузка, при действии которой обеспечивается такой же ресурс и надежность, как при действительных условиях нагружения.

### Области использования

Сферы и области применения подшипников качения чрезвычайно важны. Отметим некоторые сферы и области применения подшипников качения:

- производство оборудования;
- сталелитейная промышленность и цветная металлургия;
- автомобилестроение, авиация;
- производство бытовой техники.

## 11.1. Справочные данные и основные расчетные формулы

Таблица 11.1. – Расчет подшипников качения

Расчет по динамической грузоподъемности							
Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников $P_r$		$P_r = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T$					
Эквивалентная нагрузка для подшипников с короткими цилиндрическими роликами $P_r$		$P_r = VF_r K_\sigma K_T$					
Эквивалентная нагрузка для упорных подшипников $P_a$		$P_a = F_a K_\sigma K_T$					
Эквивалентная нагрузка для упорно-радиальных подшипников $P_a$		$P_a = (XF_r + YF_a)K_\sigma K_T$					
Значения $e, X, Y$ для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников							
$\alpha^\circ$	$e$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные			
		$F_a / (VF_r) > e$		$F_a / (VF_r) \leq e$		$F_a / (VF_r) > e$	
		$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
$0^\circ$	$0,28 \left( \frac{F_a}{zd_u \cos \alpha} \right)^{0,23}$	0,56	$\frac{0,44}{e}$	1,0	0	0,56	$\frac{0,44}{e}$
$12^\circ$	$0,41 \left( \frac{F_a}{zd_u \cos \alpha} \right)^{0,17}$	0,45	$\frac{0,55}{e}$	1,0	$\frac{0,62}{e}$	0,74	$\frac{0,88}{e}$
$15^\circ$	$0,46 \left( \frac{F_a}{zd_u \cos \alpha} \right)^{0,11}$	0,44	$\frac{0,56}{e}$	1,0	$\frac{0,63}{e}$	0,72	$\frac{0,91}{e}$

Продолжение таблицы 11.1

18°	0,57	0,43	1,0	1,0	1,09	0,70	1,63
25°	0,68	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
26°	0,68	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
36°	0,95	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
40°	1,14	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93

Примечания:

- 1) для однорядных подшипников при  $\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$   $X = 1, Y = 0$ .
- 2)  $z \approx 2,9 \frac{D+d}{D-d}$  – число шариков в одном ряду;  $d_{ш} = (0,275 \dots 0,3175)(D-d)$  – диаметр шариков;
- 3) предельное значение отношения  $\frac{F_a}{F_r} = e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$ ;
- 4) осевые составляющие от радиальных нагрузок  $S = 0,83eF_r$ ;
- 5) расстояние между точкой приложения радиальной реакции роликового конического подшипника и торцом подшипника  $a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6}$ .
- 6) формулы для расчета осевой нагрузки:

Условия нагружения			Осевые нагрузки	
1	$S_I \geq S_{II}$	$F_a \geq 0$	$F_{aI} = S_I$	$F_{aII} = S_I + F_a$
2	$S_I < S_{II}$	$F_a \geq S_{II} - S_I$		
3	$S_I < S_{II}$	$F_a \leq S_{II} - S_I$	$F_{aII} = S_I + F_a$	$F_{aI} = S_{II}$

Значения X, Y для радиально-упорных конических и радиальных сферических подшипников

Подшипники однорядные				Подшипники двухрядные			
$\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} > e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} > e$	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	0	0,4	$\frac{0,60}{e}$	1	$\frac{0,68}{e}$	0,67	$\frac{1,0}{e}$

Значения X, Y для шариковых радиальных сферических подшипников

Подшипники однорядные				Подшипники двухрядные			
$\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} > e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} > e$	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	0	0,4	$\frac{0,60}{e}$	1	$\frac{0,63}{e}$	0,65	$\frac{0,98}{e}$

Коэффициент вращения V

V = 1,0 – если вращается внутреннее кольцо;  
 V = 1,2 – если вращается наружное кольцо;  
 V = 1,0 – для сферических подшипников

Коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник  $K_\sigma$

$K_\sigma = 1,0$  – для кинематических приводов;  
 $K_\sigma = 1,3 \dots 1,5$  – для редукторов

Продолжение таблицы 11.1

Температурный коэффициент $K_T$	$K_T = 1,0$ – при рабочей температуре $\leq 100$ °С; $K_T = 1,05$ – при рабочей температуре $\leq 125$ °С; $K_T = 1,10$ – при рабочей температуре $\leq 150$ °С; $K_T = 1,25$ – при рабочей температуре $\leq 200$ °С		
Расчетный ресурс $L$ , миллион оборотов	$L_n = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^p$		
	$a_1$ – коэффициент, учитывающий надежность подшипника (при 90% надежности $a_1 = 1,0$ )		
	Надежность, %	Обозначение	$a_1$
	95	$L_5$	0,62
	96	$L_4$	0,53
	97	$L_3$	0,44
	98	$L_2$	0,33
99	$L_1$	0,21	
$a_{23}$ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации и смазывания подшипника, качество материала деталей подшипника			
Тип подшипника	Условия эксплуатации		
	обычные, нормальные	хорошее смазывание, отсутствие повышенных перекосов	то же, но при высококачественных материалах деталей подшипников
Значение коэффициента $a_{23}$			
Шарикоподшипники	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликоподшипники Цилиндрические и шарикоподшипники сферические	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликоподшипники конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликоподшипники сферические	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0
$C$ – базовая динамическая грузоподъемность подшипника – постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение $10^6$ оборотов при $a_1 = a_{23} = 1,0$			
$p$ – показатель степени, равный $p = 3$ – для шарикоподшипников и $p = \frac{10}{3}$ – для роликоподшипников			
$n$ – индекс, означает вероятность отказа подшипника, %			
Базовую долговечность подшипников в часах при 90%-ном уровне надежности $L_{10h}$ устанавливают следующей: для зубчатых редукторов $L_{10h} = 10\,000$ ч; для червячных – $L_{10h} = 5000$ ч			

Окончание таблицы 11.1

Расчет подшипников по статической грузоподъемности				
Эквивалентная радиальная статическая нагрузка $P_{or}$		$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a$ . Если $P_{or} < F_r$ , то принимают $P_{or} = F_r$		
Значения коэффициентов $X_o$ и $Y_o$				
Подшипники	однорядные		двухрядные	
	$X_o$	$Y_o$	$X_o$	$Y_o$
Радиальные шариковые	0,6	0,5	0,6	0,5
Радиально-упорные шариковые	0,5	$0,55-0,35 \tan \alpha$	1,0	$1,1-0,7 \tan \alpha$
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся. Конические радиально-упорные	0,5	$\frac{0,33}{e}$	1,0	$\frac{0,66}{e}$
Упорно-радиальные	$2,3 \tan \alpha$	1	–	–
Упорные	0	1	–	–

## 11.2. Примеры решения типовых задач

**Пример 32.** Подобрать подшипники для ведущего вала цилиндрического одноступенчатого шевронного редуктора (рисунок 11.1), если окружная сила  $F_t = 5000$  Н; радиальная сила  $F_r = 1600$  Н; диаметр цапфы вала  $d = 40$  мм. Температура эксплуатации подшипникового узла  $T = 85$  °С. Частота вращения вала  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>. Расчет долговечности подшипника выполнить для обычных условий эксплуатации при 97%-ной надежности.

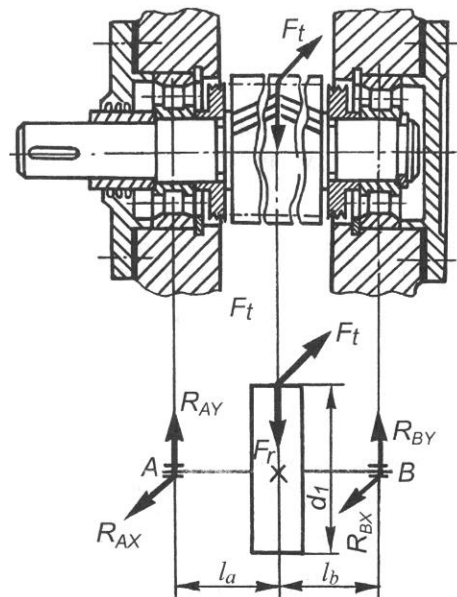


Рисунок 11.1. – Подшипниковые узлы ведущего вала шевронного редуктора

Решение.

32.1. По диаметру вала в месте посадки подшипников выбираем подшипник радиальный роликовый с короткими цилиндрическими роликами легкой узкой серии 2208 с базовой динамической радиальной грузоподъемностью  $C_r = 41,8$  кН (таблица 11.3).

32.2. Составляем расчетную схему и определяем реакции опор.

Составляющие опорных реакций  $R_{AX}$  и  $R_{BX}$  от действия окружной силы  $F_t$  в горизонтальной плоскости будут равны:

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{F_t}{2} = \frac{5000}{2} = 2500 \text{ Н.}$$

Составляющие опорных реакций  $R_{AY}$  и  $R_{BY}$  от действия радиальной силы  $F_r$  в вертикальной плоскости будут равны:

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{F_r}{2} = \frac{1600}{2} = 800 \text{ Н.}$$

32.3. Вычисляем значения радиальных реакций подшипниковых опор:

$$R_A = R_B = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2500^2 + 800^2} = 2625 \text{ Н} = 2,63 \text{ кН.}$$

32.4. Вычисляем эквивалентную радиальную нагрузку  $P_r$  для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$P_r = VF_r K_\sigma K_T = 1,0 \cdot 2,63 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 3,68 \text{ кН,}$$

где  $F_r = R_A = R_B = 2,63$  кН – радиальная нагрузка;  $V = 1,0$  – коэффициент вращения;  $K_\sigma = 1,4$  – коэффициент безопасности;  $K_T = 1,0$  – температурный коэффициент.

32.5. Определяем расчетную долговечность подшипника  $L_{nh}$  (в часах):

$$L_{nh} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} = 0,44 \cdot 0,55 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left( \frac{41,8}{3,68} \right)^{\frac{10}{3}} = 13,3 \cdot 10^3 \text{ ч,}$$

где  $a_1$  – коэффициент долговечности при надежности, отличной от 90-%; при надежности 97%-ной  $a_1 = 0,44$ ;  $a_{23}$  – обобщенный коэффициент, характеризующий совместное влияние качества металла деталей и условий эксплуатации на долговечность подшипника; для роликоподшипников цилиндрических, работающих в обычных условиях эксплуатации, принимаем  $a_{23} = 0,55$ .

32.6. Устанавливаем значение базовой долговечности подшипника при 97 %-ном уровне надежности:

$$L_3 = a_1 \cdot L_{10h} = 0,44 \cdot 10000 = 4400 \text{ ч.} = 4,4 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

Следовательно, долговечность  $L_{nh} = 13,3 \cdot 10^3$  ч является приемлемой и подшипник выбран верно.

### Пример 33

Подобрать подшипники, работающие в условиях хорошего смазывания, для ведущего вала одноступенчатого прямозубого цилиндрического редуктора (рисунок 11.2), если окружная сила  $F_t = 4000$  Н, радиальная сила  $F_r = 1460$  Н, диаметр вала в месте посадки подшипников  $d = 45$  мм. Температура подшипникового узла  $T < 100^\circ\text{C}$ . Частота вращения вала  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ .

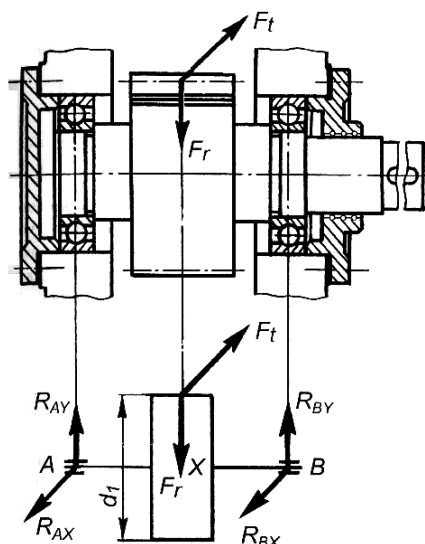


Рисунок 11.2. – Подшипниковые узлы ведущего вала цилиндрического прямозубого редуктора

Решение.

33.1. Составляем расчетную схему. На опоры действует только радиальная нагрузка, поэтому выбираем самый дешевый – радиальный шариковый однорядный подшипник.

Для диаметра вала под подшипник  $d = 45$  мм выбираем подшипник средней серии 309 с базовой динамической радиальной грузоподъемностью  $C_r = 52,7$  кН (таблица 11.2).

33.2. Определяем реакции опор. Составляющие опорных реакций  $R_{AX}$  и  $R_{BX}$  от окружной силы  $F_t$  в горизонтальной плоскости будут равны:

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{F_t}{2} = \frac{4000}{2} = 2000 \text{ Н.}$$

Составляющие опорных реакций  $R_{AY}$  и  $R_{BY}$  от радиальной силы  $F_r$  в вертикальной плоскости будут равны:

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{F_r}{2} = \frac{1460}{2} = 730 \text{ Н.}$$



Тогда значения радиальных реакций подшипниковых опор:

$$R_A = R_B = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2000^2 + 730^2} = 2129 \text{ Н} = 2,13 \text{ кН.}$$

33.3. Вычисляем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:

$$P_r = XVF_r K_\sigma K_T = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 2,13 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 2,98 \text{ кН,}$$

где  $X = 1,0$  – коэффициент радиальной нагрузки (т.к. осевая нагрузка отсутствует, то коэффициент осевой нагрузки  $Y = 0$ ); коэффициент вращения  $V = 1,0$ ; радиальная нагрузка  $F_r = R_A = R_B = 2,13 \text{ кН}$ ; коэффициент безопасности  $K_\sigma = 1,4$  (рекомендуемое для редукторов); температурный коэффициент  $K_T = 1,0$  (при температуре подшипникового узла  $T < 100^\circ\text{C}$ ).

33.4. Определяем базовую долговечность подшипника (в часах):

$$L_h = a_{23} \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3 = 1,0 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \left( \frac{52,7}{2,98} \right)^3 = 63575 \text{ ч.}$$

Поскольку  $L_h = 63575 > 32000 \text{ ч}$ , то выбранный подшипник подходит при заданных условиях эксплуатации. Подшипник же легкой серии того же типоразмера 209 при этих же условиях эксплуатации имеет ресурс 15895 ч, что значительно ниже ресурса редуктора.

### Пример 34

Ведомый вал цилиндрического одноступенчатого косозубого редуктора установлен на радиальных шарикоподшипниках, работающих в обычных условиях (рисунок 11.3).

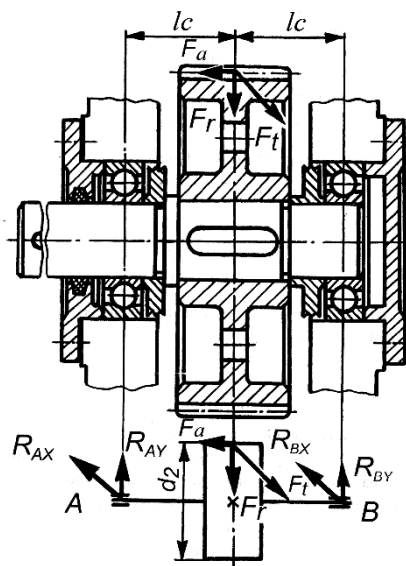


Рисунок 11.3. – Подшипниковые узлы ведомого вала цилиндрического косозубого редуктора

Подобрать подшипники для указанного вала, если окружная сила  $F_t = 2000$  Н, радиальная сила  $F_r = 738$  Н, осевая сила  $F_a = 316$  Н; делительный диаметр зубчатого колеса  $d_2 = 150$  мм, диаметр цапфы вала  $d = 50$  мм, расстояние между осью симметрии зубчатого колеса и серединами опорных участков цапф  $l_c = 70$  мм. Частота вращения вала  $n = 1260$  мин<sup>-1</sup>. Температура подшипникового узла  $T < 100$  °С.

Решение.

34.1. Составляем расчетную схему и выбираем подшипники легкой серии 210 с базовой динамической радиальной грузоподъемностью  $C_r = 35,1$  кН и базовой статической радиальной грузоподъемностью  $C_{0r} = 19,8$  кН (таблица 11.2).

34.2. Определяем реакции опор.

Реакции опор  $R_{AX}$  и  $R_{BX}$  от окружной силы  $F_t$  в горизонтальной плоскости будут равны:

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{F_t}{2} = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ Н.}$$

Реакции опор  $R_{AY}$  и  $R_{BY}$  от сил  $F_r$  и  $F_a$  в вертикальной плоскости определяются так:

$$\sum M_A(F) = 0; R_{BY} \cdot 2l_c - F_r \cdot l_c + F_a \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_r l_c - F_a \frac{d_2}{2}}{2l_c} = \frac{738 \cdot 70 - 316 \cdot \frac{150}{2}}{2 \cdot 70} = 200 \text{ Н;}$$

$$R_{AY} = F_r - R_{BY} = 738 - 200 = 538 \text{ Н.}$$

Тогда значения радиальных реакций подшипниковых опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1000^2 + 538^2} = 1136 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1000^2 + 200^2} = 1020 \text{ Н.}$$

34.3. Вычисляем значения эквивалентных нагрузок для каждой из опор.

На опору  $B$  действует только радиальная нагрузка, на опору  $A$  – радиальная и осевая. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка правого подшипника (опора  $B$ ) будет равна:

$$P_{rB} = X V F_{rB} K_\sigma K_T = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1020 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 1428 \text{ Н,}$$

где  $X = 1,0$ ;  $V = 1,0$ ;  $F_{rB} = R_B = 1020$  Н;  $K_\sigma = 1,4$ ;  $K_T = 1,0$ .

Эквивалентную динамическую радиальную нагрузку левого подшипника (опора А) определим следующим образом:

$$P_{rA} = (XVF_{rA} + YF_a) K_\sigma K_T.$$

Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  зависят от отношения осевой нагрузки подшипника к его радиальной  $\frac{F_a}{VF_{rA}}$ , величины отношения осевой нагрузки

подшипника к его базовой статической радиальной грузоподъемности  $\frac{F_a}{C_{0r}}$ ,

величины  $e$  – от предельного значения отношения  $\frac{F_a}{F_r}$ .

Для подшипника 210:  $D = 90$  мм;  $d = 50$  мм.

$$\text{Число шариков: } z = 2,9 \frac{D+d}{D-d} = 2,9 \frac{90+50}{90-50} = 10.$$

Диаметр шариков:

$$d_{ш} = (0,275 \dots 0,3175)(D-d) = (0,275 \dots 0,3175)(90-50) = 11 \dots 12,7 \text{ мм.}$$

$$e = 0,28 \left( \frac{F_a}{z d_{ш} \cos \alpha} \right)^{0,23} = 0,28 \left( \frac{316}{10 \cdot 12,7 \cdot 1,0} \right)^{0,23} = 0,345.$$

Вычисляем отношение

$$\frac{F_a}{VF_{rA}} = \frac{316}{1,0 \cdot 1136} = 0,278.$$

Отношение  $\frac{F_a}{VF_{rA}} = 0,278 < e = 0,345$ , то по таблице 11.1  $X = 1,0$ ,  $Y = 0$ .

Тогда

$$P_{rA} = (XVF_{rA} + YF_a) K_\sigma K_T = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 1136 + 0 \cdot 316) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 1590 \text{ Н.}$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка  $P_{rA} > P_{rB}$ .

34.4. Определяем базовую долговечность для наиболее нагруженной опоры А, т.е. расчет производим по эквивалентной нагрузке  $P_{rA}$ :

$$L_h = a_{23} \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_{rA}} \right)^3 = 0,75 \frac{10^6}{60 \cdot 1260} \left( \frac{35100}{1590} \right)^3 = 106726 \text{ ч.}$$

Базовая долговечность оказалась значительно выше рекомендованной. По условию задачи не предусмотрена возможность уменьшения диаметра цапфы вала, а подшипники особо легкой серии в редукторах общего назначения, как правило, не используют, поэтому остановимся на ранее выбранном подшипнике радиальном однорядном легкой серии 210.

### Пример 35

Подобрать подшипники для ведомого вала одноступенчатого конического редуктора средней мощности, если окружная сила  $F_{t_2} = 4000$  Н; радиальная сила  $F_{r_2} = 728$  Н; осевая сила  $F_{a_2} = 1260$  Н. Средний делительный диаметр зубчатого колеса  $d_2 = 160$  мм; диаметр цапфы вала  $d = 45$  мм; расстояния вдоль оси вала от торцов подшипников  $A$  и  $B$  до проекции точки приложения сил в зацеплении на ось вала соответственно равны  $l_a = 155$  мм и  $l_b = 75$  мм (рисунок 11.4). Частота вращения вала  $n = 315$  мин<sup>-1</sup>. Температура подшипникового узла  $T < 100$  °С. Условия эксплуатации: хорошее смазывание и отсутствие повышенных перекосов. Расчет долговечности произвести при 97%-ной надежности.

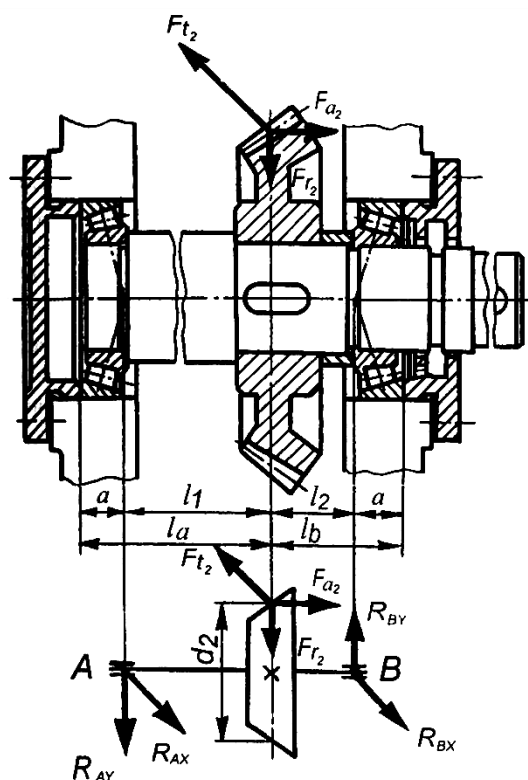


Рисунок 11.4. – Подшипниковые узлы ведомого вала конического редуктора

Решение.

35.1. Предварительно выбираем тип подшипника. Учитывая, что прямозубый конический редуктор средней мощности и вал тихоходный, выбираем по диаметру цапфы вала  $d = 45$  мм конический роликоподшипник легкой серии 7209 с размерами  $d \times D \times T = 45 \times 85 \times 20,75$ , с номинальным углом контакта  $\alpha = 14^\circ$ , с базовой динамической радиальной грузоподъемностью  $C_r = 50000$  Н (таблица 11.5).

35.2. Определяем расчетные расстояния  $l_1$  и  $l_2$  вдоль оси вала от точек приложения реакций подшипниковых опор до точки приложения сил в зубчатом зацеплении передачи:

$$l_1 = l_a - a = 155 - 18,5 = 136,5 \text{ мм};$$

$$l_2 = l_b - a = 75 - 18,5 = 56,5 \text{ мм},$$

где  $a$  – расстояние от точки приложения реакций подшипниковых опор до торца подшипника, определяемое для однорядных роликоподшипников по следующей формуле

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6} = \frac{20,75}{2} + \frac{(45 + 85) \cdot 0,374}{6} = 18,5 \text{ мм},$$

где  $e$  – предельное значение отношения  $\frac{F_a}{F_r}$ , рассчитываемое как

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 14^\circ = 1,5 \cdot 0,249 = 0,374.$$

35.3. Определяем реакции опор.

Составляющие опорных реакций  $R_{AX}$  и  $R_{BX}$  от силы  $F_{t2}$  в горизонтальной плоскости определяются так:

$$\sum M_A(F) = 0; -R_{BX} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t2} \cdot l_1 = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t2} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{4000 \cdot 136,5}{136,5 + 56,5} = 2829 \text{ Н};$$

$$R_{AX} = F_{t2} - R_{BX} = 4000 - 2829 = 1171 \text{ Н}.$$

Составляющие опорных реакций  $R_{AY}$  и  $R_{BY}$  от сил  $F_{r2}$  и  $F_{a2}$  в вертикальной плоскости будут равны:

$$\sum M_A(F) = 0; R_{BY} (l_1 + l_2) - F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2} l_1 = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r2} l_1}{l_1 + l_2} = \frac{1260 \cdot \frac{160}{2} + 728 \cdot 136,5}{136,5 + 56,5} = 1037 \text{ Н};$$

$$R_{AY} = R_{BY} - F_{r2} = 1037 - 728 = 309 \text{ Н}.$$

Тогда значения радиальных реакций подшипниковых опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1171^2 + 309^2} = 1211 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2829^2 + 1037^2} = 3013 \text{ Н}.$$

35.4. Определяем осевые составляющие  $S_A$  и  $S_B$  от радиальных нагрузок, приложенных соответственно к подшипникам  $A$  и  $B$ :

- для опоры  $A$ :  $F_r = R_A = F_{rA} = 1211$  Н;
- для опоры  $B$ :  $F_r = R_B = F_{rB} = 3013$  Н.

Тогда:

$$S_A = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 1211 = 376 \text{ Н};$$

$$S_B = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 3013 = 935 \text{ Н}.$$

35.5. Определяем результирующие осевые нагрузки каждого подшипника, учитывая, что  $S_A < S_B$  и  $F_{a2} > S_B - S_A$ :

$$F_{aA} = S_A = 376 \text{ Н};$$

$$F_{aB} = S_A + F_{a2} = 376 + 1260 = 1636 \text{ Н}.$$

35.6. Определяем отношение результирующей осевой нагрузки к произведению  $VF_r$  для каждой подшипниковой опоры и сравниваем полученное значение с предельным значением  $e$ .

Для опоры  $A$ :

$$\frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{376}{1,0 \cdot 1211} = 0,310 < e = 0,374.$$

Для опоры  $B$ :

$$\frac{F_{aB}}{VF_{rB}} = \frac{1636}{1,0 \cdot 3013} = 0,543 > e = 0,374.$$

35.7. Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку для каждой подшипниковой опоры.

Для опоры  $A$ :

$$P_{rA} = (XVF_{rA} + YF_{aA})K_\sigma K_T = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 1211 + 0 \cdot 376) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 1695 \text{ Н},$$

где  $V = 1,0$ ;  $K_\sigma = 1,4$ ;  $K_T = 1,0$ ;  $X = 1,0$ ;  $Y = 0$ .

Для опоры  $B$ :

$$P_{rB} = (XVF_{rB} + YF_{aB})K_\sigma K_T = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 3013 + 1,6 \cdot 1636) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 5352 \text{ Н},$$

где  $V = 1,0$ ;  $K_\sigma = 1,4$ ;  $K_T = 1,0$ ;  $X = 0,4$ ;  $Y = \frac{0,6}{e} = \frac{0,6}{0,374} = 1,6$ .

35.8. Определяем расчетную долговечность для наиболее нагруженной подшипниковой опоры  $B$  ( $P_{rB} > P_{rA}$ ):

$$L_h = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_{rB}} \right)^{\frac{10}{3}},$$

где  $a_1 = 0,44$  – коэффициент долговечности при 97%-ной надежности;  $a_{23} = 0,9$  – обобщенный коэффициент для роликоподшипников конических, работающих при хорошем смазывании и отсутствии повышенных перекосов.

Тогда

$$L_h = 0,44 \cdot 0,9 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 315} \left( \frac{50000}{5352} \right)^{\frac{10}{3}} = 35981 \text{ ч.}$$

Долговечность  $L_h = 35981$  ч является достаточной, т.к. она близка по величине рекомендуемой долговечности для зубчатых редукторов. Следовательно, типоразмер подшипников выбран верно.

### Пример 36

Подобрать подшипники для вала червяка одноступенчатого червячного редуктора с верхним расположением червяка (рисунок 11.5), работающего в нормальных условиях эксплуатации, если окружная сила  $F_{t1} = 750$  Н; осевая сила  $F_{a1} = 2800$  Н; радиальная сила  $F_{r1} = 1020$  Н; делительный диаметр червяка  $d_1 = 100$  мм; диаметр цапфы вала червяка  $d = 35$  мм; расстояние между торцами подшипников  $L = 220$  мм. Червяк расположен симметрично относительно подшипниковых опор. Частота вращения червячного вала  $n = 850$  мин<sup>-1</sup>. Температура подшипникового узла  $T = 125$  °С.

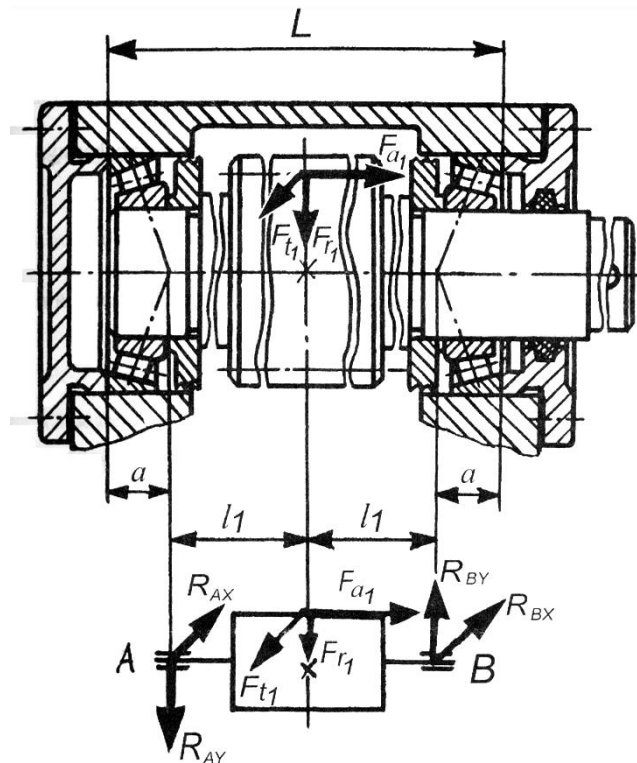


Рисунок 11.5. – Подшипниковые узлы вала червяка червячного редуктора с верхним расположением червяка

Решение.

36.1. Предварительно выбираем тип подшипников. Учитывая большую осевую составляющую передаваемой нагрузки по сравнению с радиальной, выбираем подшипник роликовый конический типа 7307 по диаметру цапфы вала с размерами  $d \times D \times T = 35 \times 80 \times 22,75$ , с номинальным углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  и с базовой динамической радиальной грузоподъемностью  $C_r = 54000$  Н.

36.2. Определяем расчетное расстояние  $l_1$  от точек приложения реакций подшипниковых узлов к цапфе вала до оси симметрии червяка:

$$l_1 = \frac{L}{2} - a = \frac{220}{2} - 17,5 = 92,5 \text{ мм};$$

$$a = \frac{T}{2} + \frac{e(d+D)}{6} = \frac{22,75}{2} + \frac{0,32(35+80)}{6} = 17,5 \text{ мм};$$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 1,5 \cdot 0,213 = 0,32.$$

36.3. Определяем реакции опор.

Реакции опор  $R_{AX}$  и  $R_{BX}$  от окружной силы  $F_{t1}$  в горизонтальной плоскости равны:

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{750}{2} = 375 \text{ Н.}$$

Реакции опор  $R_{AY}$  и  $R_{BY}$  от сил  $F_{r1}$  и  $F_{a1}$  в вертикальной плоскости определяются так:

$$\sum M_A(F) = 0; \quad R_{BY}(l_1 + l_1) - F_{r1}l_1 - F_{a1} \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1}l_1 + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_1 + l_1} = \frac{1020 \cdot 92,5 + 2800 \frac{100}{2}}{92,5 + 92,5} = 1267 \text{ Н};$$

$$R_{AY} = R_{BY} - F_{r1} = 1267 - 1020 = 247 \text{ Н.}$$

Тогда суммарные радиальные составляющие опорных реакций от действующих сил будут равны:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{375^2 + 247^2} = 449 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{375^2 + 1267^2} = 1321 \text{ Н.}$$

36.4. Определяем осевые составляющие  $S_A$  и  $S_B$  от суммарных радиальных составляющих опорных реакций по формуле

$$S = 0,83eF_r,$$

где для опоры  $A$   $F_{rA} = R_A$ , а для опоры  $B$   $F_{rB} = R_B$ .



Тогда

$$S_A = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 449 = 119 \text{ Н};$$

$$S_B = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1321 = 351 \text{ Н}.$$

Определяем результирующие осевые нагрузки каждой подшипниковой опоры и, учитывая, что  $S_A < S_B$  и  $F_{a1} > S_B - S_A$ , имеем:

$$F_{aA} = S_A = 119 \text{ Н};$$

$$F_{aB} = S_A + F_{a1} = 119 + 2800 = 2919 \text{ Н}.$$

36.5. Вычисляем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку для каждой подшипниковой опоры.

Предварительно найдем отношения:

для опоры  $A$

$$\frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{119}{1,0 \cdot 449} = 0,265 < e = 0,32;$$

получим следующие значения соответствующих коэффициентов:

$$X = 1,0, Y = 0;$$

для опоры  $B$

$$\frac{F_{aB}}{VF_{rB}} = \frac{2919}{1,0 \cdot 1321} = 2,21 > e = 0,32;$$

получим следующие значения соответствующих коэффициентов:

$$X = 0,40; Y = \frac{0,60}{e} = \frac{0,60}{0,32} = 1,875; V = 1,0; K_T = 1,05; K_\sigma = 1,4.$$

Тогда

$$P_{rA} = XVF_{rA}K_\sigma K_T = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 449 \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 660 \text{ Н};$$

$$P_{rB} = (XVF_{rB} + YF_{aB})K_\sigma K_T = (0,40 \cdot 1,0 \cdot 1321 + 1,875 \cdot 2919) \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 8822 \text{ Н}.$$

36.6. Определяем базовую долговечность выбранного типа подшипника. Расчет производим для опоры  $B$ , как более нагруженной ( $P_{rB} > P_{rA}$ ).

$$L_h = a_{23} \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_{rB}} \right)^{\frac{10}{3}} = 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 850} \left( \frac{54000}{8822} \right)^{\frac{10}{3}} = 5754 \text{ ч}.$$

Такая долговечность для червячного редуктора является минимальной, поэтому следует выбрать конический подшипник с большим углом наклона, например типа 27307.

При решении задач, кроме указанных таблиц, использовать и таблицы 11.5 и 11.6.

### 11.3. Задачи для самостоятельного решения

**Задача 11.1.** Подобрать шариковые радиально-упорные подшипники с углом контакта  $\alpha = 26^\circ$  к валу червяка, если радиальные нагрузки на подшипниковые опоры  $F_{r1} = 1800$  Н;  $F_{r2} = 1600$  Н, осевая сила в зацеплении червяка и колеса  $F_a = 4800$  Н; частота вращения вала червяка  $n = 950$  мин<sup>-1</sup>; ресурс передачи 5000 ч; диаметр цапфы вала  $d = 45$  мм; расстояние между торцами подшипников  $L = 240$  мм (рисунок 11.6); температура подшипниковых узлов  $T = 105^\circ\text{C}$ ;  $K_\sigma = 1,3$ .

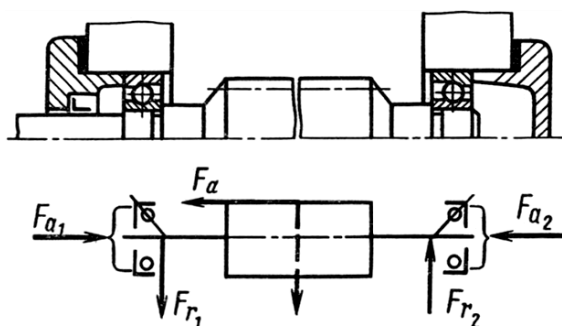


Рисунок 11.6. – Подшипниковые узлы вала червяка и схема его нагружения

**Задача 11.2.** Подобрать подшипники качения для шлицевого вала коробки передач (рисунок 11.7), если диаметр цапфы  $d = 40$  мм; расстояние между торцами подшипников  $L = 320$  мм; частота вращения вала  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup>; рабочая температура подшипниковых узлов  $T = 75^\circ\text{C}$ ; режим работы нормальный; радиальные нагрузки в опорах:  $F_{r1} = 5000$  Н,  $F_{r2} = 2200$  Н. Требуемая долговечность работы передачи 15000 ч. Проверить возможность установки подшипника 2208 и определить его долговечность.

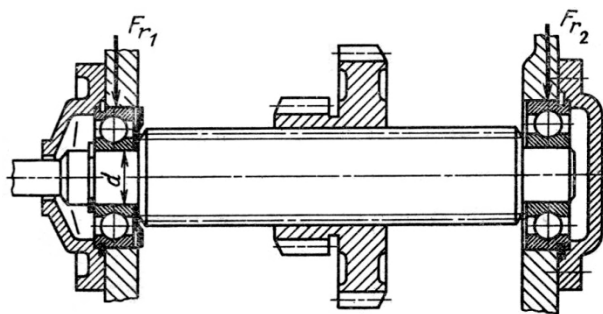


Рисунок 11.7. – Подшипниковые узлы шлицевого вала коробки передач

**Задача 11.3.** Подобрать шарикоподшипники для вала зубчатой передачи, работающей при постоянной нагрузке со значительными толчками в подшипниковых опорах (рисунок 11.8). Радиальные нагрузки в опорах  $F_{r1} = 4200$  Н;  $F_{r2} = 1750$  Н; осевая нагрузка  $F_{a1} = 900$  Н; частота вращения вала  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>; диаметр цапфы  $d = 45$  мм; расстояние между торцами подшипников  $L = 180$  мм; вращается внутреннее кольцо; рабочая температура подшипниковых узлов  $T = 125$  °С; требуемая долговечность подшипников  $L_h = 10000$  ч.

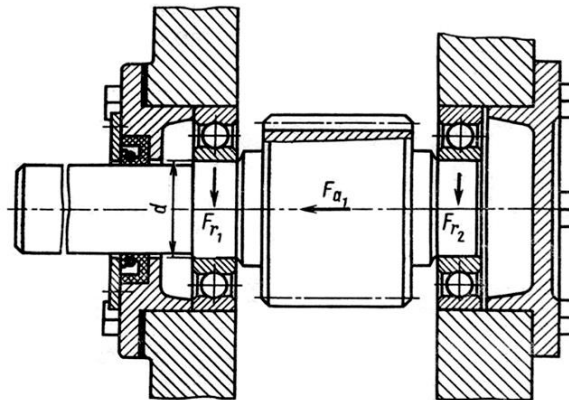


Рисунок 11.8. – Подшипниковые узлы вала зубчатой передачи

**Задача 11.4.** Подобрать шариковые радиальные однорядные подшипники для оси блока системы подвески груза (рисунок 11.9). Радиальная нагрузка  $F_r = 38000$  Н приложена посередине; расстояние между торцами подшипников  $L = 80$  мм; диаметр оси  $d = 25$  мм.

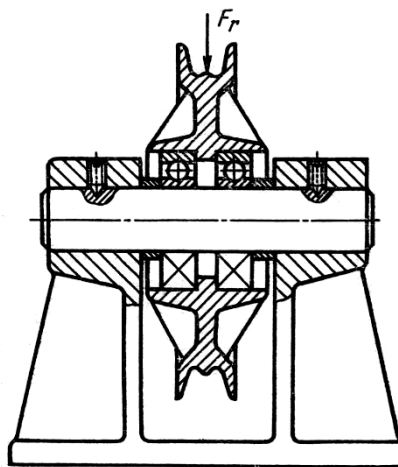
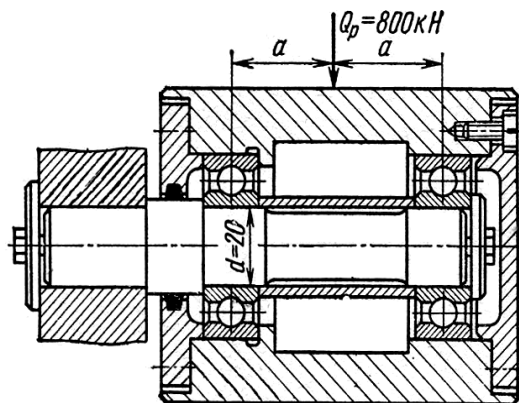


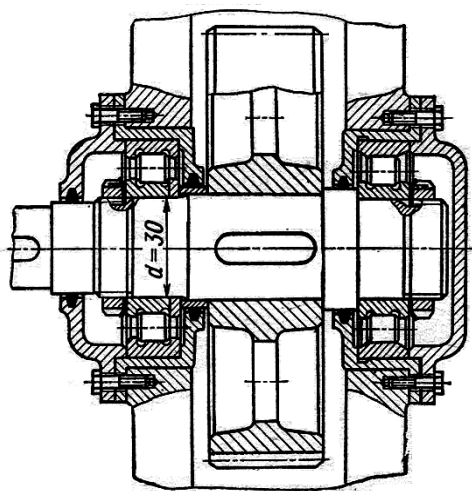
Рисунок 11.9. – Подшипниковый узел оси блока системы подвески груза

**Задача 11.5.** Натяжной ролик ременной передачи установлен на двух радиальных однорядных шарикоподшипниках (рисунок 11.10). Подобрать подшипники, если передача работает с легкими толчками; вращаются наружные кольца подшипников; частота вращения ролика  $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$ ; рабочая температура подшипниковых узлов  $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ; требуемая долговечность подшипников  $L_h = 20000 \text{ ч}$ .



**Рисунок 11.10.** – Подшипниковые узлы натяжного ролика

**Задача 11.6.** Выходной вал цилиндрического прямозубого редуктора установлен на двух радиальных роликоподшипниках (рисунок 11.11). Подобрать подшипники, если передаваемая мощность на колесе  $P_2 = 14,8 \text{ кВт}$ ; частота вращения вала  $n_2 = 280 \text{ мин}^{-1}$ ; диаметр делительной окружности колеса  $d_2 = 245 \text{ мм}$ ; расстояние между торцами подшипников  $L = 150 \text{ мм}$ ;  $K_\sigma = 1,5$ ; желаемая долговечность  $L_h = 18000 \text{ ч}$ .



**Рисунок 11.11.** – Подшипниковые узлы выходного вала цилиндрического прямозубого редуктора

**Задача 11.7.** Выходной вал червячного редуктора смонтирован на конических роликоподшипниках 7211 (рисунок 11.12). Определить расчетную долговечность более нагруженного из них по следующим данным:  $P_2 = 3,5$  кВт;  $\omega = 3,7$  с<sup>-1</sup>; модуль зацепления  $m_t = 6$  мм;  $z_2 = 41$ ; расстояние между точками приложения радиальных реакций подшипников опор  $L = 140$  мм; осевое усилие  $F_{a2} = 2150$  Н.

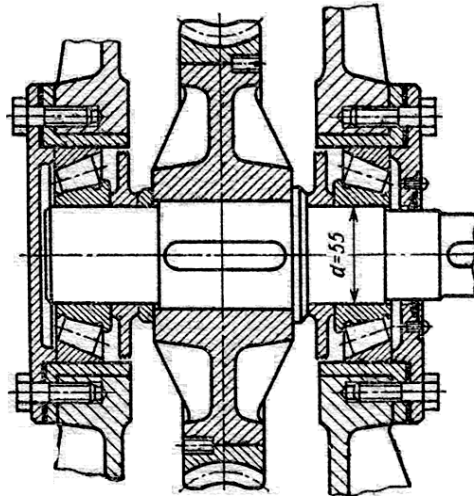
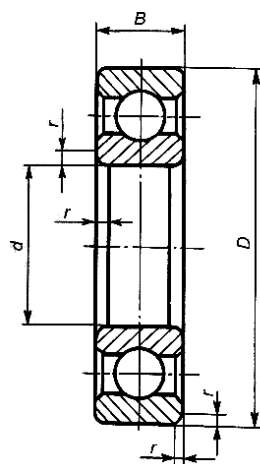


Рисунок 11.12. – Подшипниковые узлы вала червячного колеса

Таблица 11.2. – Подшипники шариковые радиальные однорядные  
(ГОСТ 8338-75)

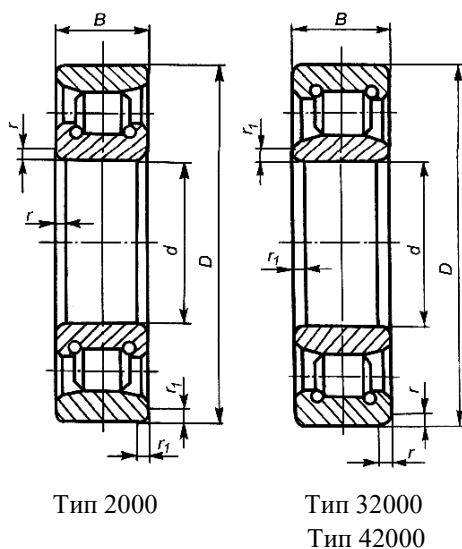


Условное обозначение	$d$	$D$	$B$	$r$	$C_r$	$C_{0r}$
	мм				Н	
Легкая серия						
23	3	10	4	0,3	490	217
24	4	13	5	0,4	900	415
25	5	16	5	0,5	1480	740
26	6	19	6	0,5	2170	1160
27	7	22	7	0,5	3250	1350
29	9	26	8	1	4620	1960
200	10	30	9	1	5900	2650
201	12	32	10	1	6890	3100
202	15	35	11	1	7800	3550
203	17	40	12	1	9560	4500
204	20	47	14	1,5	12700	6200
205	25	52	15	1,5	14000	6950
206	30	62	16	1,5	19500	10000
207	35	72	17	2	25500	13700
208	40	80	18	2	32000	17800
209	45	85	19	2	33200	18600
209A	45	85	19	2	36400	20100
210	50	90	20	2	35100	19800
211	55	100	21	2,5	43600	25000
212	60	110	22	2,5	52000	31000
213	65	120	23	2,5	56000	34000
214	70	125	24	2,5	61800	37500
215	75	130	25	2,5	66300	41000
216	80	140	26	3	70200	45000
217	85	150	28	3	83200	53000
217A	85	150	28	3	89500	56500
218	90	160	30	3	95600	62000
219	95	170	32	3,5	108000	69500
219A	95	170	32	3,5	115000	74000
220	100	180	34	3,5	124000	79000

Окончание таблицы 11.2

Средняя серия						
300	10	35	11	1	8060	3750
301	12	37	12	1,5	9750	4650
302	15	42	13	1,5	11400	5400
303	17	47	14	1,5	13500	6650
304	20	52	15	2	15900	7800
305	25	62	17	2	22500	11400
306	30	72	19	2	28100	14600
307	35	80	21	2,5	33200	18000
308	40	90	23	2,5	41000	22400
309	45	100	25	2,5	52700	30000
310	50	110	27	3	61800	36000
311	55	120	29	3	71500	41500
312	60	130	31	3,5	81900	48000
313	65	140	33	3,5	92300	56000
314	70	150	35	3,5	104000	63000
315	75	160	37	3,5	112000	72500
316	80	170	39	3,5	124000	80000
316K5	80	170	39	3,5	130000	89000
317	85	180	41	4	133000	90000
318	90	190	43	4	143000	99000
319	95	200	45	4	153000	110000
319K5	95	200	45	4	161000	120000
320	100	215	47	4	174000	132000
Тяжелая серия						
403	17	62	17	2	22900	11800
405	25	80	21	2,5	36400	20400
406	30	90	23	2,5	47000	26700
407	35	100	25	2,5	55300	31000
408	40	110	27	3	63700	36500
409	45	120	29	3	76100	45500
410	50	130	31	3,5	87100	52000
411	55	140	33	3,5	100000	63000
412	60	150	35	3,5	108000	70000
413	65	160	37	3,5	119000	78100
414	70	180	42	4	143000	105000
416	80	200	48	4	163000	125000
417	85	210	52	5	174000	135000

Таблица 11.3. – Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)



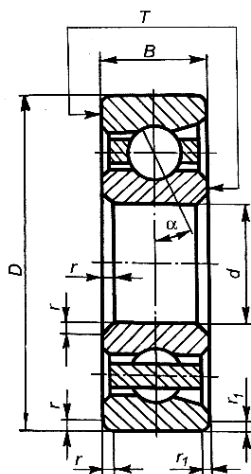
Условное обозначение подшипников типа			$d$	$D$	$D$	$r$	$r_1$	$C_r$	$C_{0r}$
2000	32000	42000	мм					Н	
Легкая узкая серия									
2202	32202	42202	15	35	11	1	0,5	8970	4250
–	32203	42203	17	40	12	1	0,5	10800	5200
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	14700	7350
–	32205	42205	25	52	15	1,5	1	16800	8800
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	22400	12000
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	31900	17600
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	41800	24000
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	44000	25500
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	45700	27500
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2	56100	34000
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	64400	43000
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	76500	51000
2214	32214	–	70	125	24	2,5	2,5	79200	57000
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	91300	63000
2216	32216	42216	80	140	26	3	3	106000	68000
2217	–	42217	85	150	28	3	3	119000	78000
Средняя узкая серия									
–	32302	–	15	42	13	1,5	1	13700	7720
2305	–	42305	25	62	17	2	2	28600	15000
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	36900	20000
2307	–	42307	35	80	21	2,5	2	44600	27000
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	56100	32500
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	72100	41500
2310	32310	42310	50	110	27	3	3	88000	52000
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	102000	67000
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	123000	76500



Окончание таблицы 11.3

2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	138000	85000
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	151000	102000
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	183000	125000
2316	32316	42316	80	170	39	3,5	3,5	190000	135000
2317	32317	42317	85	180	41	4	4	212000	146000
2318	32318	–	90	190	43	4	4	242000	160000
2319	32319	42319	95	200	45	4	4	264000	190000
2320	32320	42320	100	251	47	4	4	303000	220000
Средняя широкая серия									
–	32605	–	25	62	24	2	2	41800	24500
–	–	42606	30	72	27	2	2	50100	29000
–	32607	42607	35	80	31	2,5	2	58300	38000
–	32608	–	40	90	33	2,5	2,5	80900	51000
2609	–	42609	45	100	36	2,5	2,5	96800	67000
–	32610	–	50	110	40	3	3	121000	80000
2611	–	–	55	120	43	3	3	138000	98000
2612	32612	42612	60	130	46	3,5	3,5	168000	114000
–	32613	42613	65	140	48	3,5	3,5	190000	129000
2614	–	42614	70	150	51	3,5	3,5	212000	160000
2615	32615	42615	75	160	55	3,5	3,5	260000	200000
–	32616	42616	80	170	58	3,5	3,5	275000	210000
–	32617	–	85	180	60	4	4	297000	230000
–	–	42618	90	190	64	4	4	330000	240000
2619	32619	–	95	200	67	4	4	374000	300000
–	–	42620	100	215	73	4	4	440000	355000
Тяжелая серия									
2409	–	42409	45	120	29	3	3	106000	69500
–	32410	42410	50	130	31	3,5	3,5	130000	86500
2411	–	42411	55	140	33	3,5	3,5	143000	89500
–	32412	42412	60	150	35	3,5	3,5	168000	106000
2413	32413	42413	65	160	37	3,5	3,5	183000	127000
–	32414	–	70	180	42	4	4	229000	163000
–	–	42415	75	190	45	4	4	264000	173000
2416	32416	–	80	200	48	4	4	303000	200000
–	32417	42417	85	210	52	5	5	319000	228000
–	32418	–	90	225	54	5	5	385000	260000
–	32419	–	95	250	55	5	5	419000	280000
–	–	42420	100	250	58	5	5	429000	320000

Таблица 11.4. – Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75)

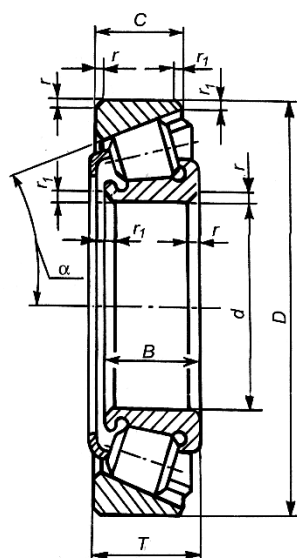


Условное обозначение	$d$	$D$	$B$	$T$	$r$	$r_1$	$C_r$	$C_{0r}$
	мм						Н	
Особо легкая серия								
36104	20	42	12	12	1	0,5	10600	5320
36105	25	47	12	12	1	0,5	11800	6290
36106	30	55	13	13	1,5	0,5	15300	8570
36107	35	62	14	14	1,5	0,5	19100	11300
Легкая узкая серия								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15700	8310
36205	25	52	15	15	1,5	0,5	16700	9100
36206	30	62	16	16	1,5	0,5	22000	12000
36207	35	72	17	17	2	1	30800	17800
36208	40	80	18	18	2	1	38900	23200
36209	45	85	19	19	2	1	41200	25100
36210	50	90	20	20	2	1	43200	27000
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58400	34200
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61500	39300
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80200	54800
36216	80	140	26	26	3	1,5	93600	65000
36217	85	150	28	28	3	1,5	101000	70800
36218	90	160	30	30	3	1,5	118000	83000
36219	95	170	32	32	3,5	2	134000	95000
Средняя узкая серия								
36302	15	42	13	13	1,5	0,5	13600	6800
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17200	8700
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53900	32800
36318	90	190	43	43	4	2	189000	145000
Легкая узкая серия								
46202	15	35	11	11	1	0,3	8250	3650
46204	20	47	14	14	1,5	0,5	14800	7640
46205	25	52	15	15	1,5	0,5	15700	8340
46206	30	62	16	16	1,5	0,5	21900	12000
46207	35	72	17	17	2	1	29000	16400

Окончание таблица 11.4

46208	40	80	18	18	2	1	36800	21300
46209	45	85	19	19	2	1	38700	23100
46210	50	90	20	20	2	1	40600	24900
46211	55	100	21	21	2,5	1,2	50300	31500
46212	60	110	22	22	2,5	1,2	60800	38800
46213	65	120	23	23	2,5	1,2	69400	45900
46215	75	130	25	25	2,5	1,2	78400	53800
46216	80	140	26	26	3	1,5	87900	60000
46217	85	150	28	28	3	1,5	94400	65100
46218	90	160	30	30	3	1,5	111000	76200
46220	100	180	34	34	3,5	2	148000	107000
Средняя узкая серия								
46303	17	47	14	14	1,5	0,5	16100	8000
46304	20	52	15	15	2	1	17800	9000
46305	25	62	17	17	2	1	26900	14600
46306	30	72	19	19	2	1	32600	18300
46307	35	80	21	21	2,5	1,2	42600	24700
46308	40	90	23	23	2,5	1,2	50800	30100
46309	45	100	25	25	2,5	1,2	61400	37000
46310	50	110	27	27	3	1,5	71800	44000
46312	60	130	31	31	3,5	2	100000	65300
46313	65	140	33	33	3,5	2	113000	75000
46314	70	150	35	35	3,5	2	127000	85300
46316	80	170	39	39	3,5	2	136000	99000
46318	90	190	43	43	4	2	165000	122000
46320	100	215	47	47	4	2	213000	177000
Легкая узкая серия								
66207	35	72	17	17	2,5	1,2	27000	14700
66211	55	100	21	21	2,5	1,2	46200	28400
66215	75	130	25	25	2,5	1,2	71500	49000
66219	95	170	32	32	3,5	2	121000	85000
66221	105	190	36	36	3,5	2	148000	108000
Средняя узкая серия								
66309	45	100	25	25	3	1,5	60800	36400
66312	60	130	31	31	3,5	2	93700	58800
66314	70	150	35	35	3,5	2	119000	76800
66322	110	240	50	50	4	2	225000	190000
Тяжелая узкая серия								
66406	30	90	23	23	2,5	1,2	43800	27600
66408	40	110	27	27	3	1,5	72200	42300
66409	45	120	29	29	3	1,5	81600	47300
66410	50	130	31	31	3,5	2	98900	60100
66412	60	150	35	35	3,5	2	125000	79500
66414	70	180	42	42	4	2	152000	109000
66418	90	225	54	54	5	2,5	208000	162000
<ul style="list-style-type: none"> <li>– Тип 36000, <math>\alpha = 12^\circ</math>;</li> <li>– тип 46000, <math>\alpha = 26^\circ</math>;</li> <li>– тип 66000, <math>\alpha = 36^\circ</math></li> </ul>								

Таблица 11.5. – Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 333-79)

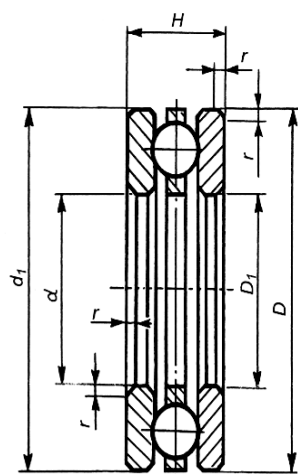


Условное обозначение	$d$	$D$	$T$	$B$	$C$	$r$	$r_1$	$C_r$	$C_{0r}$	$e$	$Y$	$Y_0$
	мм							Н				
Легкая серия $\alpha = 12 - 18^\circ$												
7202	15	35	11,75	11	9	1	0,3	10500	6100	0,45	1,33	0,73
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	14000	9000	0,31	1,97	1,05
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21000	13000	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24000	17500	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31000	22000	0,36	1,64	0,90
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38500	26000	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,75	19	16	2,0	0,8	46500	32500	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50000	33000	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56000	40000	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65000	46000	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78000	58000	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96000	82000	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107000	84000	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	1,0	112000	95200	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130000	109000	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158000	125000	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,2	168000	131000	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185000	146000	0,40	1,49	0,82
Легкая широкая серия $\alpha = 12 - 16^\circ$												
7506	30	62	21,25	20,5	17	1,5	0,5	36000	27000	0,36	1,64	0,90
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8	53000	40000	0,35	1,73	0,95
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8	56000	44000	0,38	1,57	0,87
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8	60000	46000	0,42	1,44	0,79
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8	62000	54000	0,42	1,43	0,78
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8	80000	61000	0,36	1,67	0,92
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8	94000	75000	0,39	1,53	0,84
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8	119000	98000	0,37	1,62	0,89
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8	125000	101000	0,39	1,55	0,85
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8	130000	108000	0,41	1,48	0,81

## Окончание таблицы 11.5

7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0	143000	126000	0,40	1,49	0,82
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0	162000	141000	0,39	1,58	0,85
7518	90	160	42,50	40	34	3,0	1,0	190000	171000	0,39	1,55	0,85
7519	95	170	45,50	45,5	37	3,5	1,2	230000	225000	0,38	1,56	0,86
7520	100	180	49,00	46	39	3,5	1,2	250000	236000	0,41	1,49	0,82
Средняя серия $\alpha = 10-14^\circ$												
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26000	17000	0,30	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33000	23200	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43000	29500	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54000	38000	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66000	47500	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83000	60000	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100000	75500	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	107000	81500	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128000	96500	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	36,00	33	28	3,5	1,2	146000	112000	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,00	37	30	3,5	1,2	170000	137000	0,31	1,94	1,06
7315	75	160	40,00	37	31	3,5	1,2	180000	148000	0,33	1,83	1,01
7317	85	180	44,50	41	35	4,0	1,5	230000	195000	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	46,50	43	36	4,0	1,5	250000	201000	0,32	1,88	1,03
Средняя широкая серия $\alpha = 11-15^\circ$												
7604	20	52	22,25	21	18,5	2,0	0,8	31500	22000	0,30	2,01	1,11
7605	25	62	25,25	24	21,0	2,0	0,8	47500	36600	0,27	2,19	1,20
7606	30	72	28,75	29	23,0	2,0	0,8	63000	51000	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	32,75	31	27,0	2,5	0,8	76000	61500	0,30	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33	28,5	2,5	0,8	90000	67500	0,30	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36	31,0	2,5	0,8	114000	90500	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,50	44,5	36,5	3,0	1,0	160000	140000	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	48,50	47,5	39,0	3,5	1,2	186000	157000	0,30	1,97	1,08
7613	65	140	51,00	48,0	41,0	3,5	1,2	210000	168000	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	54,00	51,0	43,0	3,5	1,2	240000	186000	0,35	1,71	0,94
7615	75	160	58,00	55,0	46,5	3,5	1,2	280000	235000	0,30	1,99	1,20
7616	80	170	61,50	59,5	49,0	3,5	1,2	310000	290000	0,32	1,89	1,04
7618	90	190	67,50	66,5	53,5	4,0	1,5	370000	365000	0,30	1,99	1,20
7620	100	215	77,50	73,0	61,5	4,0	1,5	460000	460000	0,31	1,91	1,05
Средняя серия ( $\alpha = 20-30^\circ$ )												
27306	30	72	20,75	19	14	2,0	0,8	35000	20600	0,72	0,83	0,46
27307	35	80	22,75	21	15	2,5	0,8	45000	29000	0,79	0,76	0,42
27308	40	90	25,25	23	17	2,5	0,8	56000	37000	0,79	0,75	0,42
27308A	40	90	25,25	23	17	2,5	0,8	69300	54000	0,83	0,72	0,40
27310	50	110	29,25	27	19	3,0	1,0	80000	53000	0,80	0,75	0,41
27310A	50	110	29,25	27	19	3,0	1,0	99000	72500	0,83	0,72	0,40
27311	55	120	31,5	29	21	3,0	1,0	92000	58000	0,81	0,79	0,50
27312	60	130	33,5	31	22	3,5	1,2	105000	61000	0,70	0,86	0,47
27313	65	140	36	33	23	3,5	1,2	120000	70000	0,75	0,80	0,44
27315	75	160	40	37	26	3,5	1,2	150000	93500	0,83	0,73	0,40
27317	85	180	44,5	41	30	4,0	1,5	180000	146000	0,76	0,78	0,43

Таблица 11.6. – Подшипники упорные шариковые однорядные и двойные (ГОСТ 7872-89)



$$D_1 = d + 0,2 \text{ мм}$$

Тип 8000 +

$H^*$  – номинальная высота подшипника типа 38000

Условное обозначение подшипников типа		$d$	$d_2$	$D$	$H$	$H^*$	$B$	$r$	$C_a$	$C_{0a}$
8000	38000	$H$								
Легкая серия										
8201	–	12	–	28	11	–	–	1	13200	16000
8202	–	15	–	32	12	–	–	1	16600	20800
8204	38204	20	15	40	14	26	6	1	22400	32000
8205	38205	25	20	47	15	28	7	1	28000	42500
8206	38206	30	25	52	16	29	7	1	25500	40000
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,5	35500	57000
8208	38208	40	30	68	19	36	9	1,5	46500	83000
8209	38209	45	35	73	20	37	9	1,5	39000	67000
8210	38210	50	40	78	22	39	9	1,5	50000	90000
8211	38211	55	45	90	25	45	10	1,5	61000	114000
8212	38212	60	50	95	26	46	10	1,5	62000	118000
8213	38213	65	55	100	27	47	10	1,5	64000	125000
8214	38214	70	55	105	27	47	10	1,5	65500	134000
8215	38215	75	60	110	27	47	10	1,5	67000	143000
8216	38216	80	65	115	28	48	10	1,5	75000	160000
8217	38217	85	70	125	31	55	12	1,5	98000	212000
8218	38212	90	75	135	35	62	14	2	120000	255000
8220	38220	100	85	150	38	67	15	2	122000	270000
Средняя серия										
8305	38305	25	20	52	18	34	8	1,5	34500	46500
8306	38306	30	25	60	21	38	9	1,5	38000	55000
8307	38307	35	30	68	24	44	10	1,5	50000	75000

Окончание таблицы 11.6

8308	38308	40	30	78	26	49	12	1,5	61000	95000
8309	38309	45	35	85	28	52	12	1,5	75000	118000
8310	38310	50	40	95	31	58	14	2	88000	146000
8311	38311	55	45	105	35	64	15	2	102000	176000
8312	38312	60	50	110	35	64	15	2	102000	176000
8313	38316	65	55	115	36	65	15	2	106000	186000
8314	38314	70	55	125	40	72	16	2	137000	250000
8315	38315	75	60	135	44	79	18	2,5	163000	300000
8316	38316	80	65	140	44	79	18	2,5	160000	300000
8318	38318	90	75	155	50	88	19	2,5	196000	390000
8320	38320	100	85	170	55	97	21	2,5	232000	475000

## НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 5 с.

ГОСТ 12289-76. Передачи зубчатые конические. Основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 7 с.

ГОСТ 13552-81. Цепи приводные зубчатые. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 11 с.

ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 1 с.

ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 43 с.

ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 29 с.

ГОСТ 19325-73. Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 89 с.

ГОСТ 19326-73. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 78 с.

ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 19 с.

ГОСТ 19650-97. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 12 с.

ГОСТ 19672-74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 6 с.

ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 129 с.

ГОСТ 2144-76. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 4 с.

ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 4 с.

ГОСТ 1284.1-89. Ремни приводные клиновые нормального сечения. Основные размеры и методы контроля. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 10 с.

ГОСТ 1284.3-96. Ремни приводные клиновые нормального сечения. Передаваемые мощности. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 68 с.

ГОСТ 5813-2015. Ремни вентиляторные клиновые и шкивы для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов. – М.: Изд-во стандартов, 2016. – 46 с.

ГОСТ 17383-73. Шкивы для плоских приводных ремней. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 29 с.

ГОСТ 20889-88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 16 с.

ГОСТ 23831-79. Ремни плоские приводные резинотканевые. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 30 с.



ГОСТ 591-69. Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 87 с.

ГОСТ 13568-75. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. – Минск: Изд-во стандартов, 2000. – 27 с.

ГОСТ 24399-80. Цепи роликовые. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 16 с.

ГОСТ 13552-81. Цепи приводные зубчатые. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 11 с.

ГОСТ 25329-82. Станки металлорежущие. Передачи винт-гайка качения. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 4 с.

ГОСТ 12080-66. Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 18 с.

ГОСТ 10948-64. Радиусы закруглений и фаски. Размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 3 с.

ГОСТ 3478-89. Подшипники качения. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 35 с.

ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. – М.: Изд-во стандартов, 2008. – 11 с.

ГОСТ 8855-94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность). – М.: Стандартинформ, 2009. – 23 с.

ГОСТ 24955-81. Подшипники качения. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 24 с.

ГОСТ 9650-80. Оси. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 30 с.

ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 7 с.

ГОСТ 18282-88. Подшипники скольжения машин. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 24 с.

ГОСТ 115621-82. Втулки подшипников скольжения металлические. Типы и основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 6 с.

ГОСТ 11521-82. Корпуса подшипников скольжения на лапах с двумя крепежными отверстиями. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 5 с.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ И РЕКОМЕНДУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: справ. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

Детали машин в примерах и задачах / С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачев и др.; под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. – Минск: Выш. шк., 1981. – 432 с.

Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Выш. шк., 2004. – 496 с.

Завистовский В.Э. Техническая механика: детали машин. – М.: ИНФРА-М, 2019. – 350 с.

Иванов Г.А. Расчет и конструирование механического привода. – М.: Академия, 2012. – 384 с.

Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Выш. шк., 2003. – 408 с.

Коновалов А.Б., Гребенникова В.М. Ременные передачи. – СПб.: СПбГТУРП, 2011. – 106 с.

Кузин Н.А. Техническая механика. Выбор и расчет подшипников качения. – Минск: Технопринт, 2001. – 102 с.

Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчеты деталей машин. – Минск: Выш. шк., 1986. – 400 с.

Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. – Минск: Технопринт, 2002. – 290 с.

Лисовский А.Л., Кравченко Н.Л., Вигерина Т.В. Практикум по курсам «Детали машин», «Детали машин и подъемно транспортные устройства». – Новополоцк: ПГУ, 2006. – 92 с.

Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Детали машин и основы конструирования. – Минск: Выш. шк., 2000. – 584 с.

Тимофеев С.И. Детали машин. – Ростов на/Д: Феникс, 2005. – 416 с.

Валы и оси. Подшипники. Муфты приводов с задачами и примерами расчетов / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров и др.; под общ ред. П.Н. Учаева. – Старый Оскол: ТНК, 2014. – 120 с.

Червячные передачи и передачи винт-гайка с задачами и примерами расчетов / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров и др.; под общ ред. П.Н. Учаева. – Старый Оскол: ТНК, 2015. – 108 с.

Учаев П.Н. Зубчатые передачи с задачами и примерами расчетов. – Старый Оскол: ТНК, 2009. – 120 с.

Хруничева Т.В. Детали машин. Типовые расчеты на прочность. – М.: ИНФРА-М, 2009. – 224 с.

**ДЛЯ ЗАМЕТОК**

**ДЛЯ ЗАМЕТОК**