

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

Кафедра теоретической и прикладной механики

Составитель: *Пшенов Евгений Александрович*

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Методическое пособие по курсовому проектированию

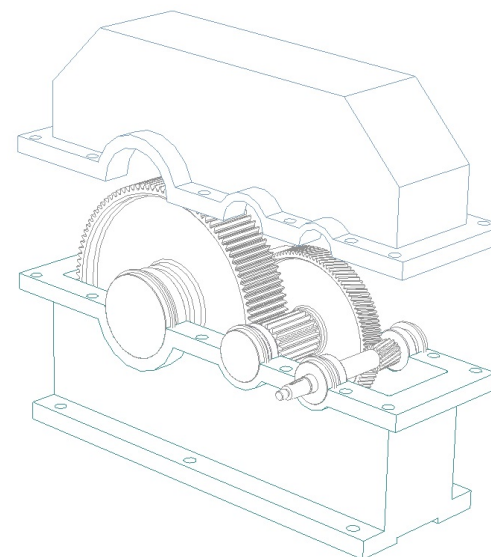
Печатается в авторской редакции
Компьютерная вёрстка Е.А. Пшенов, И.В. Тихонкин

Подписано в печать 25 апреля 2017 г.
Формат 84×108/32. Объем 3 уч.-изд. л
Тираж 100 экз. Изд. № . Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института
630039, Новосибирск, ул. Никитина 147

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ



Новосибирск 2017

УДК 621.833.15

ББК 34.445

Составитель: канд. тех. наук, доцент **Е.А. Пшенов**

Рецензент: канд. тех. наук, проф. **М.Н. Мефодьев**

Прикладная механика: метод. пособие по курсовому проектированию / Новосиб. гос. аграр. ун-т; Инженер. ин-т; сост. Е.А. Пшенов. – Новосибирск, 2017. – 96 с. изд. перераб. и доп.

Приведены справочные данные, методическое описание последовательности выполнения отдельных разделов и примеры расчетов, необходимые при выполнении курсового проекта по дисциплине Детали машин и основы конструирования, курсовой работы по дисциплине Прикладная механика, расчетно-графической работы по дисциплине Механика.

Методическое пособие предназначено для самостоятельной работы студентов очной и заочной форм обучения всех направлений подготовки Инженерного института (Агроинженерия, Технология транспортных процессов, Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, Профессиональное обучение (по отраслям), Техносферная безопасность).

Методическая разработка рекомендована для самостоятельной работы студентам других факультетов ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ, обучающимся по инженерным направлениям подготовки (Природообустройство и водопользование, Продукты питания из растительного сырья, Продукты питания животного происхождения, Технология продукции и организация общественного питания, Стандартизация и метрология, Строительство), изучающим соответствующие разделы и темы дисциплин Механика, Прикладная механика, согласно утвержденным учебным планам и рабочим программам дисциплин.

Утверждено и рекомендовано к изданию учебно-методическим советом Инженерного института (протокол от 25 апреля 2017 г. № 9)

© ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
Инженерный институт, 2017

12. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учеб. пособие для машиностроит. спец. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 560 с. (ЭБС)

13. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: справ.-учеб.-метод. пособие / Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007. – 455 с.

14. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – 3-е изд., стереотип. – М.: Альянс, 2005. – 416 с.

15. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин: учеб. пособие для студентов вузов / Д.В. Чернилевский; ред. И.Н. Якушина. – Москва: Учебная литература, 1998. – 472 с.: ил., табл. – Библиогр.: с. 469–470.

16. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. / А.Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

17. Механика: Учебное пособие / В.Л. Николаенко. – М.: ИНФРА-М; Мн.: Нов. знание, 2011. – 636 с.: ил.; 60х90 1/16. – (Высшее образование). (переплет) ISBN 978-5-16-004865-9. (ЭБС ИНФРА-М)

18. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для машиностроит. спец. вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.

19. Куклин Н.Г. Детали машин: учеб. для машиностроит. спец. техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1987. – 383 с.

20. Решетов Д.Н. Учебник для машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

21. Ерохин М.Н. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.

22. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – Москва: Юрайт, 2013. – 415 с. – (Бакалавр. Базовый курс). – Библиогр.: с. 401. – Прил.: с. 403. – ISBN 978-5-9916-2532-6.

23. Тюняев, А.В. Детали машин. [Электронный ресурс] / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 736 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5109> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

24. Тюняев, А.В. Основы конструирования деталей машин. Валы и оси. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2017. – 316 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/92648> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Олофинская В.П. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - М.: Форум: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 72 с. (ЭБС ИНФРА-М).
2. Гулия Н.В. Детали машин. [Электронный ресурс] / Н.В. Гулия, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 416 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/5705> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
3. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование. [Электронный ресурс] / В.И. Андреев, И.В. Павлова. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 352 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/12953> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
4. Детали машин и основы конструирования [текст]: учебник и практикум для академического бакалавриата / Моск. авиационный ин-т, Нац. исслед. ун-т; под ред.: Е.А. Самойлова, В.В. Джамая. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2015. – 423 с. – (Бакалавр. Академический курс).
5. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков и др. – 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2011. – 414 с. (ЭБС ИНФРА-М)
6. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков и др. – 3 изд., перераб. и доп. – М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 414 с. (ЭБС ИНФРА-М)
7. Жуков В.А. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: Учебное пособие / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 349 с. (ЭБС ИНФРА-М)
8. Тюняев, А.В. Основы конструирования деталей машин. Литые детали. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 192 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30429> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
9. Прикладная механика: Учебное пособие для вузов / В.Т. Батиенков, В.А. Волосухин, С.И. Евтушенко, В.А. Лепихова. – М.: ИЦ РИОР: ИНФРА-М, 2011. – 288 с. (ЭБС ИНФРА-М)
10. Остяков, Ю.А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин. [Электронный ресурс] / Ю.А. Остяков, И.В. Шевченко. – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 336 с. – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/30428> – Загл. с экрана. (ЭБС Лань)
11. Проектирование механических передач: Учебное пособие / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. – 7 изд., перераб. и доп. - М.: НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. (ЭБС ИНФРА-М)

Введение

Курсовая работы представляет заключительный этап в изучении дисциплины «Прикладная механика». Цель выполнения проекта – углубление и закрепление теоретических знаний, полученных студентами при изучении общетехнических дисциплин.

Курсовая работа по дисциплине «Прикладная механика» является первой конструкторской работой, в результате которой студент приобретает навыки и знания правил, норм и методов конструирования. Выполнение работы базируется на знаниях физико-математических и общетехнических дисциплин: математики, механики, сопротивления материалов, материаловедение и технология конструкционных материалов, машиностроительного черчения и др.

Пособие имеет целью научить студента основам конструкторского дела на примере Проектирования деталей и механизмов общего назначения.

В основу методики выполнения курсовой работы положено его деление на ряд последовательно решаемых задач. Это систематизирует работу над проектом; создается необходимая ритмичность его выполнения, которая обеспечивает своевременность, как сдачи отдельных задач, так и защиты выполненной работы.

В каждой задаче дана последовательность ее выполнения и приведены расчетные и графические примеры. Исходные данные к задачам приводятся для ускорения процесса их выполнения и в пояснительную записку не включаются.

В пособие нашли отражение новые тенденции в современном редукторостроении, совершенствованные методы расчета и конструирования деталей машин, а также материалы, связанные с использованием классификатора ЕСКД.

В данной работе учтены требования новых стандартов и современных методов расчета и конструирования основных видов механических передач и их элементов.

В связи с применением в учебном процессе компьютерной техники в пособии представлены алгоритмы, которые могут служить основой для разработки вычислительных программ.

Приложения содержат необходимые справочные сведения.

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Кинематический анализ схемы привода

В ходе кинематического анализа схема привода разбивают на составляющие его передачи и соединения. При передаче мощности имеют место ее потери на преодоление сил вредного сопротивления. Такие сопротивления имеют место в каждом приводе: в зубчатой передаче, в опорах валов, в муфтах и в ремнях с роликами. Ввиду этого мощность на приводном валу будет меньше мощности, развиваемой двигателем, на величину потерь.

1.1. Коэффициент полезного действия привода

После кинематического анализа определяют общий к.п.д. привода.

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий к.п.д.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (1.1)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – к.п.д. каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников, муфт).

Стандартные значения к.п.д. для отдельных передач принимают по табл. 1.1 [3].

Таблица 1.1. Значения к.п.д. механических передач

Передача	Значение к.п.д.
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор)	
цилиндрическими колесами	0,97...0,98
коническими колесами	0,96...0,97
Зубчатая открытая	0,95...0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка	
$z_1 = 1$	0,70...0,75
$z_1 = 2$	0,80...0,85
$z_1 = 4$	0,85...0,95
Цепная закрытая	0,95...0,97
Цепная открытая	0,90...0,95
Ременная	
плоским ремнем	0,96...0,98
клиновым ремнем	0,95...0,97
Примечание. Потери на трение в опорах каждого вала учитывают множителем $\eta_n = 0,99...0,995$, а соединительной муфтой $\eta_m = 0,98$	

1.2. Выбор электродвигателя

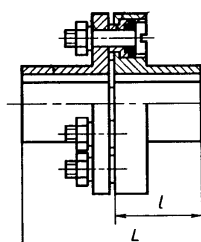
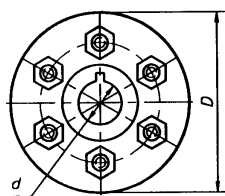
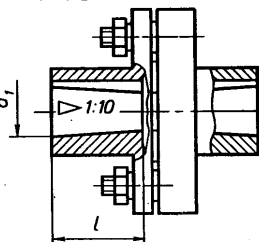
Мощность на ведомом валу редуктора:

$$P_2 = F \cdot v = \omega \cdot T, \quad (1.2)$$

где F – окружная сила, Н;

$$F = \frac{2 \cdot T_2}{D}, \quad (1.3)$$

П8. Муфты упругие втулочно-пальцевые ГОСТ 21424-93 (выборка).

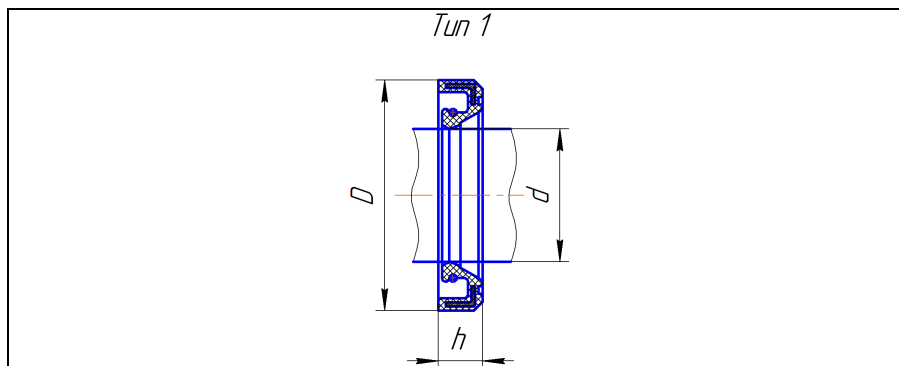
с полумуфтами исполнения 1,2							с полумуфтами исполнения 3,4						
													
[T] Н·м	d, d ₁	D	L, не более для исполнений				l, не более для исполнений				n, с ⁻¹	Смещение	
			1	2	3	4	1	2	3	4		радиаль- ное	угло- вое
16	12; 14	75	63	53	63	-	30	25	20	-	127	0,2	1°30'
	16	75	83	59	83	59	40	28	30	18			
31,5	16; 18; (19)	90	84	60	84	60	40	28	30	18	106		
63	20; 22; (24)	100	104	76	104	76	50	36	38	24	95		
125	25; 28	120	125	89	125	89	60	42	44	26	77	0,3	
	(30)												
250	32; (35); 36; (38)	140	165	121	165	121	80	58	60	38	63		
	40; 42; 45		225	169	225	169	110	82	85	56			
500	40; (42); 45	170									60		
710	45; (48); 50; (55); 56	190	226	170	226	170	110	82	85	56	50	0,4	1°00'
1000	50; (55); 56	220											
	(60); 63; (65); (70)		286	216	286	216	140	105	107	72	48		
2000	63; (65); (70); (75)	250	288	218	288	218	140	105	107	72	38		
	80; (85); 90		348	268	348	268	170	130	135	95			

Примечание

1. В скобках приведены диаметры из второго ряда.

2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм исполнения 1, другая - диаметром $d = 40$ мм. исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3: **Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-1-40-2-У3 ГОСТ 21424-93**

**П7. Резиновые армированные манжеты для валов
ГОСТ 8752-79 (выборка).**



Диаметр вала, d	D	h	h_1
15	30	7	10
17	32	7	10
20	40	7	10
25	42	10	14
30	52	10	14
35	58	10	14
40	60	10	14
45	65	10	14
50	70	10	14
55	80	10	14
60	85	10	14
65	90	10	14
70	95	10	14
75	100	10	14
80	105	10	14
85	110	12	16
90	120	12	16
95	120	12	16
100	125	12	16

Примечание. Пример условного обозначения манжеты типа 1 исполнения 1, для вала диаметром $d=30$ мм, с наружным диаметром $D=52$ мм, из резины группы 1: **Манжета 1.1-30×52-1 ГОСТ 8752-79.**

здесь T_2 – момент на ведомом валу, Н·м;

D – диаметр барабана (звездочки), м.

v – окружная скорость ведомого звена, м/с;

$$v = \frac{\omega_2 \cdot D}{2}, \quad (1.4)$$

здесь ω_2 – угловая скорость ведомого вала, рад/с.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (1.5)$$

здесь n – частота вращения ведомого вала, об/мин.

Требуемая мощность электродвигателя, кВт:

$$P_{тр} = \frac{P_2}{1000 \cdot \eta_{общ}}. \quad (1.6)$$

По ГОСТ 19523-81 (см. табл. П1 приложения [3]) по требуемой мощности $P_{тр}$ выбираем электродвигатель трехфазный асинхронный короткозамкнутый серии 4А закрытый, обдуваемый с синхронной частотой $n_{дв}=3000$ об/мин с мощностью $P_{дв}$, кВт.

1.3. Определение передаточных чисел

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число:

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2 \dots u_n, \quad (1.7)$$

где $u_1, u_2 \dots u_n$ – передаточные числа каждой ступени.

Общее передаточное отношение привода:

$$i_{общ} = n_{вх} / n_{вых}, \quad (1.8)$$

где $n_{вх}$ – частота вращения входного вала, об/мин ($n_{вх} = n_{дв}$);

$n_{вых}$ – частота вращения выходного вала, об/мин ($n_{вых} = n$).

Для многоступенчатой передачи передаточное число одной из ступени задается (см. табл. 1.2), как правило для зубчатой $u_{зуб} = \dots$

Таблица 1.2. Рекомендуемые значения передаточных чисел механических передач

Тип передачи	u	u_{max}	Допускаемые отклонения
зубчатая цилиндрическая	2...5	6,3	при $u > 4,5 \pm 4\%$; $u \leq 4,5 \pm 2,5\%$
зубчатая коническая	1...4	6,3	$\pm 3\%$
червячная	8...63	80	$\pm 5\%$
цепная передача	1,5...4	8	$\pm 4\%$
ременная передача	2...4	6	$\pm 4\%$

Принятое или вычисленное значение u следует округлить до величины по ГОСТ 2185-66:

первый ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

второй ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Передаточное число другой ступени (ременной) определим из формулы (1.7) с учетом равенства $i_{общ} = u_{общ}$

$$u_{\text{рем}} = i_{\text{общ}} / u_{\text{зуб}} \quad (1.9)$$

Если полученное значение передаточного числа $u_{\text{рем}}$ не входит в рекомендуемый интервал (см. табл. 1.2), то выбираем меньшее число оборотов двигателя $n_{\text{дв}}$ (см. табл. П1 приложения [3])

1.4. Крутящие моменты

Момент на входном валу первой ступени (ременной), Н·м:

$$T_{1\text{рем}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}}, \quad (1.10)$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, Вт;

$\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вала двигателя, рад/с (по формуле 1.5).

Момент на выходном валу первой ступени Н·м:

$$T_{2\text{рем}} = T_{1\text{рем}} \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_n, \quad (1.11)$$

где $u_{\text{рем}}$ – передаточное отношение первой ступени (ременной);

$\eta_{\text{рем}}$ – КПД первой ступени (ременной);

η_n – КПД пары подшипников;

Момент на входном валу второй ступени (редуктор), Н·м:

$$T_{1\text{зуб}} = T_{2\text{рем}}$$

Момент на выходном валу второй ступени Н·м:

$$T_{2\text{зуб}} = T_{1\text{зуб}} \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_n, \quad (1.12)$$

где $u_{\text{зуб}}$ – передаточное отношение второй ступени (зубчатой);

$\eta_{\text{зуб}}$ – КПД второй ступени (зубчатой);

1.5. Частоты вращения и угловые скорости валов редуктора

Частота вращения входного вала первой ступени (ременной), об/мин:

$$n_{1\text{рем}} = n_{\text{дв}}$$

Частота вращения выходного вала первой ступени (ременной), об/мин:

$$n_{2\text{рем}} = n_{1\text{рем}} / u_{\text{рем}}$$

Угловая скорость входного вала первой ступени (ременной), рад/с:

$$\omega_{1\text{рем}} = \omega_{\text{дв}}$$

Угловая скорость выходного вала первой ступени (ременной), рад/с:

$$\omega_{2\text{рем}} = \omega_{1\text{рем}} / u_{\text{рем}}$$

Расчет второй ступени проводят аналогично.

Все расчеты сводят в таблицу 1.3

Таблица 1.3 Результаты силового и кинематического расчета

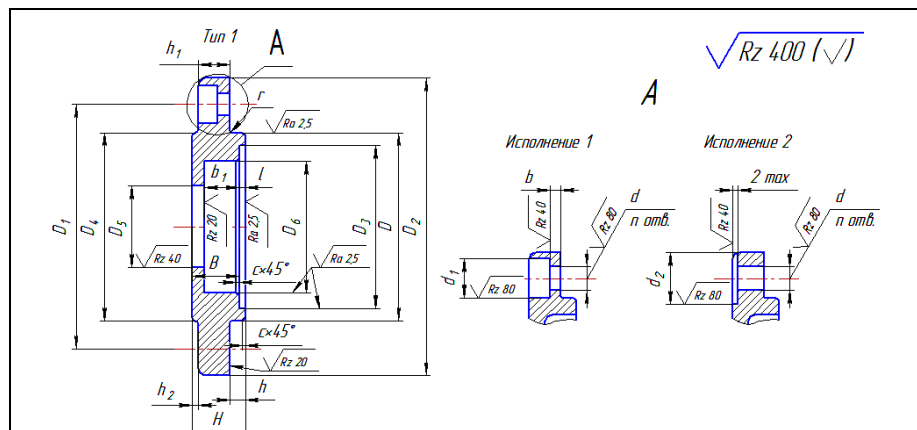
Обозначение параметра	Единица измерения	Ременная		Зубчатая	
		$u =$		$u =$	
		1	2	1	2
T	Н·м				
n	об/мин				
ω	рад/с				

П6. Крышки врезные с отверстиями и глухие

Глухие

Под манжетное уплотнение

**П5. Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения
ГОСТ 18512-73 (выборка).**



D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	d _{втулки}	D ₅	D ₆	d	d ₁	d ₂	n	H	h	h ₁	h ₂	l	B	b	b ₁	c	r
40	54	70	34	40	17	18	32													0,6	
42					15	16	30														
47	60	78	38	47	17	18	32	7	12	14		15			-		13		8		
			-		20	21	40				4	5	10		2						
52	66	82	44	50	20	21	40														
					25	26	42														
62	78	95	52	60	25	26	42					17			2			4			
			-		30	31	52														
72	90	110	62	72	30	31	52													1	
					35	36	58														
80	100	120	72	80	40	41	60	9	15	20		18	6	12			15		11		0,6
					35	36	58														
85	100	120	72	80	45	46	65														
					40	41	60														
90	110	130	80	92	50	51	70														
					45	46	65														
100	120	145	90	100	55	56	80				6				-	3				13,6	
					50	51	70													11	
110	130	155	90	110	60	61,5	85														1,6
					55	56	80	11	18	24		23	8	15			20	5		13,6	
120	140	165	105	120	65	66,5	90														
					60	61,5	85													11	
130	150	175	115	125	75	76,5	100													13,6	

Пример условного обозначения крышки типа 2 исполнения 2, диаметром D=68 мм, с диаметром вала или втулки 35 мм: **Крышка 22-68×35 ГОСТ 18512-73.**

**Пример выполнения и оформления раздела №1
ЗАДАНИЕ**

Спроектировать привод к цепному транспортеру по схеме (рис.). Диаметр звездочки D_з=0,25 м; скорость цепи транспортера V_ц=0,7 м/с; окружное усилие на звездочке, F=2350 Н. Срок службы 6 лет.

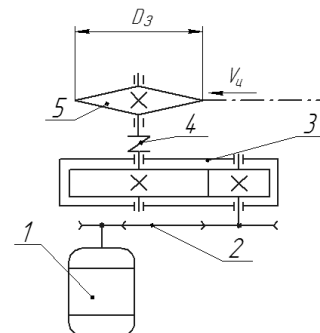


Рис.1. Схема привода цепного транспортера: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта, 5 – ведущая звездочка транспортера.

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Кинематический анализ схемы привода

Привод цепного транспортера осуществляется от электродвигателя, через клиноременную передачу, зубчатую передачу в закрытом корпусе (редуктор) цилиндрическими колесами, соединенный упругой муфтой с валом ведущей звездочки транспортера.

При передаче мощности имеют место ее потери на преодоление сил вредного сопротивления в ремнях со шкивами, зубчатой передаче, в трех парах подшипников и муфте. Ввиду этого мощность на приводном валу будет меньше мощности, развиваемой двигателем, на величину потерь.

1.1. Определяем коэффициент полезного действия привода

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий к.п.д.

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_m \cdot \eta_n^3, \quad (1.1)$$

где $\eta_{рем}$ – к.п.д. клиноременной передачи, $\eta_{рем} = 0,96$;

$\eta_{зуб}$ – к.п.д. зубчатой передачи в закрытом корпусе (редуктор) цилиндрическими колесами, $\eta_{зуб} = 0,97$;

η_m – к.п.д. муфты, $\eta_m = 0,98$;

η_n – к.п.д. одной пары подшипников, $\eta_n = 0,99$.

$$\eta_{общ} = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,88$$

1.2. Выбираем электродвигатель

Мощность на приводном валу звездочки, Вт:

$$P_2 = F \cdot V_{ц}, \quad (1.2)$$

где F – окружное усилие на звездочке, Н;

V_ц – скорость цепи транспортера, м/с;

$$P_2 = 2350 \cdot 0,7 = 1645 \text{ Вт}$$

Требуемая мощность электродвигателя, кВт:

$$P_{mp} = \frac{P_2}{1000 \cdot \eta_{общ}} = \frac{1645}{1000 \cdot 0,88} = 1,87 \text{ кВт} \quad (1.3)$$

По ГОСТ 19523-81 (см. табл. П1 приложения [3]) по требуемой мощности P_{mp} выбираем электродвигатель трехфазный асинхронный короткозамкнутый серии 4А закрытый, обдуваемый с синхронной частотой $n_{ов}=1000 \text{ об/мин}$ с мощностью $P_{ов}=2,2 \text{ кВт}$, типоразмер 80В2.

1.3. Определяем передаточные числа

Общее передаточное отношение привода:

$$i_{общ} = n_{вх} / n_{вых} \quad (1.4)$$

где $n_{вх}$ – частота вращения входного вала, об/мин ($n_{вх} = n_{ов}$);
 $n_{вых}$ – частота вращения выходного вала, об/мин ($n_{вых} = n$).

$$n_{вых} = \frac{60 \cdot V_{ц}}{\pi \cdot D_3}, \quad (1.5)$$

здесь D_3 – диаметр звездочки, м.

$$n_{вых} = \frac{60 \cdot 0,7}{3,14 \cdot 0,15} = 89,2 \text{ об/мин}$$

$$i_{общ} = 1000 / 89,2 = 11,2$$

Принимаем передаточное число для зубчатой передачи $u_{зуб}=4$

Передаточное число ременной передачи:

$$u_{рем} = i_{общ} / u_{зуб} = 11,2 / 4 = 2,8 \quad (1.6)$$

1.4. Определяем крутящие моменты

Момент на входном валу ременной передачи, Н·м:

$$T_{1рем} = \frac{P_{ов}}{\omega_{ов}}, \quad (1.7)$$

где $P_{ов}$ – мощность двигателя, Вт;

$\omega_{ов}$ – угловая скорость вала двигателя, рад/с (по формуле 1.5).

$$\omega_{ов} = \frac{\pi \cdot n_{ов}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ рад/с}$$

$$T_{1рем} = 2200 / 104,7 = 21 \text{ Н·м}$$

Момент на выходном валу ременной передачи Н·м:

$$T_{2рем} = T_{1рем} \cdot u_{рем} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_n, \quad (1.8)$$

где $u_{рем}$ – передаточное число ременной передачи;

$\eta_{рем}$ – КПД ременной передачи;

η_n – КПД пары подшипников;

$$T_{2рем} = 21 \cdot 2,8 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 56 \text{ Н·м}$$

Момент на входном валу зубчатой передачи (редуктор), Н·м:

$$T_{1зуб} = T_{2рем} = 56 \text{ Н·м}$$

П4. Крышки торцовые глухие ГОСТ 18511-73 (выборка).

Тун 2

A

A

Исполнение 1

Исполнение 2

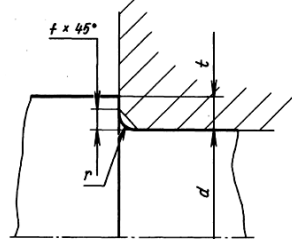
D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	n	H	l	h	b	c	r	
40; 42	54	70	34	7	12	14	4	15	10	5	4	0,6	0,6	
44; 45; 47	60	78	38									1		
50; 52	66	82	44											
55; 58	75	95	48											
60; 62	78		52											
65; 68	84	105	58	9	15	20	6	18	12	6				
70; 72	90	110	62											
75			64											
80; 85	100	120	72											
90; 95	110	130	80											
100	120	145	90	11	18	24	6	23	16	8	5	1,6		
105; 110	130	155	95											
115; 120	140	165	105											
125; 130	150	175	115											
135; 140	160	185	125											
145	170	195	130											

Примечание. Пример условного обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром $D = 62$ мм: **Крышка 21-62 ГОСТ 18511-73.**

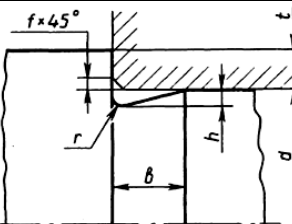
Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69)

3,2	6,0	11	21	38	60	90	170	320	600
3,4	6,3	11,5	22	40	62	95	180	340	630
3,6	6,7	12	24	42	63	100	190	360	670
3,8	7,1	13	25	45	65	105	200	380	710
4,0	7,5	14	26	47	67	110	210	400	750
4,2	8,0	15	28	48	70	120	220	420	800
4,5	8,5	16	30	50	71	125	240	450	850
4,8	9,0	17	32	52	72	130	250	480	900
5,0	9,5	18	34	53	75	140	260	500	950
5,3	10	19	35	55	80	150	280	530	1000
5,6	10,5	20	36	56	85	160	300	560	1100

Галтели

				
d	20...30	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0

Канавки

			
d	св. 10 до 50	св.5 до 100	св. 100
b	3,0	5,0	8,0
h	0,25	0,5	0,5
r	1,0	1,6	2,0

Момент на выходном валу зубчатой передачи $H \cdot м$:

$$T_{2зуб} = T_{1зуб} \cdot u_{зуб} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_n, \quad (1.9)$$

где $u_{зуб}$ – передаточное число зубчатой передачи;

$\eta_{зуб}$ – КПД зубчатой передачи;

$$T_{2зуб} = 55,9 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 215 \text{ Н} \cdot м$$

1.5. Частоты вращения и угловые скорости валов редуктора

Частота вращения входного вала ременной передачи, *об/мин*:

$$n_{1рем} = n_{дв} = 1000 \text{ об/мин}$$

- выходного вала ременной передачи, *об/мин*:

$$n_{2рем} = n_{1рем} / u_{рем} \quad (1.10)$$

$$n_{2рем} = 1000 / 2,8 = 357 \text{ об/мин}$$

- входного вала зубчатой передачи, *об/мин*:

$$n_{1зуб} = n_{2рем} = 357 \text{ об/мин}$$

- выходного вала зубчатой передачи, *об/мин*:

$$n_{2зуб} = n_{2рем} / u_{зуб} \quad (1.11)$$

$$n_{2зуб} = 357 / 4 = 89,3 \text{ об/мин}$$

Угловая скорость входного вала ременной передачи, *рад/с*:

$$\omega_{1рем} = \omega_{дв} = 104,7 \text{ рад/с}$$

- выходного вала ременной передачи, *рад/с*:

$$\omega_{2рем} = \omega_{1рем} / u_{рем} \quad (1.12)$$

$$\omega_{2рем} = 104,7 / 2,8 = 37,4 \text{ рад/с}$$

- входного вала зубчатой передачи, *рад/с*:

$$\omega_{2рем} = \omega_{1зуб} = 37,4 \text{ рад/с}$$

- выходного вала зубчатой передачи, *рад/с*:

$$\omega_{2зуб} = \omega_{2рем} / u_{зуб} \quad (1.13)$$

$$\omega_{2зуб} = 37,4 / 4 = 9,35 \text{ рад/с}$$

Все расчеты сводим в таблицу 1.

Таблица 1. Результаты силового и кинематического расчета

Обозначение параметра	Единица измерения	Ременная		Зубчатая	
		$u = 2,8$		$u = 4$	
		1	2	1	2
T	Н·м	21	56	56	215
n	об/мин	1000	357	357	89,3
ω	рад/с	104,7	37,4	37,4	9,35

2. Расчет клиноременной передачи

Исходные данные: передаточное число u , угловая скорость ведущего шкива ω_1 , рад/с; частота вращения ведущего шкива n_1 , об/мин; передаваемая мощность $P_{\text{дв}}$, кВт.

1. По величине мощности $P_{\text{дв}}$, кВт и частоте вращения ведущего шкива $n_1 = n_{\text{дв}}$ по номограмме (рис. 2.1) выбирать тип сечения ремня.

При $P_{\text{дв}} \leq 2$ кВт применяют сечение ремней **О**.

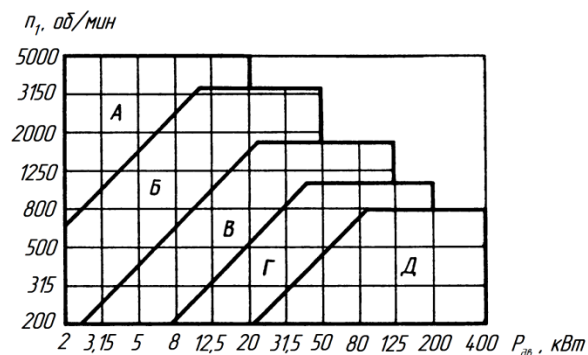


Рис. 2.1 Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения:

2. По сечению ремня выбрать диаметр малого шкива D_1 мм (табл. 2.1).

Таблица 2.1. Параметры ремней

Тип сечения ремня	Рекомендуемые диаметры малого шкива D_1 , мм	Площадь сечения A , мм ²	Высота сечения h , мм	Диапазон длины, м
О	71, 80, 90	47	6	0,4...2,5
А	100, 112, 125	81	8	0,56...4,0
Б	140, 160, 180	138	11	0,8...6,3
В	224, 250, 280	230	14	1,8...10
Г	355, 400, 450	476	19	3,15...15

3. Определить диаметр большого шкива

$$D_2 = D_1 \cdot u \quad (2.1)$$

Округляем D_2 до ближайшего стандартного значения (стандартные диаметры: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800).

4. Определить расчетное межосевое расстояние

$$a_p = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h \quad (2.2)$$

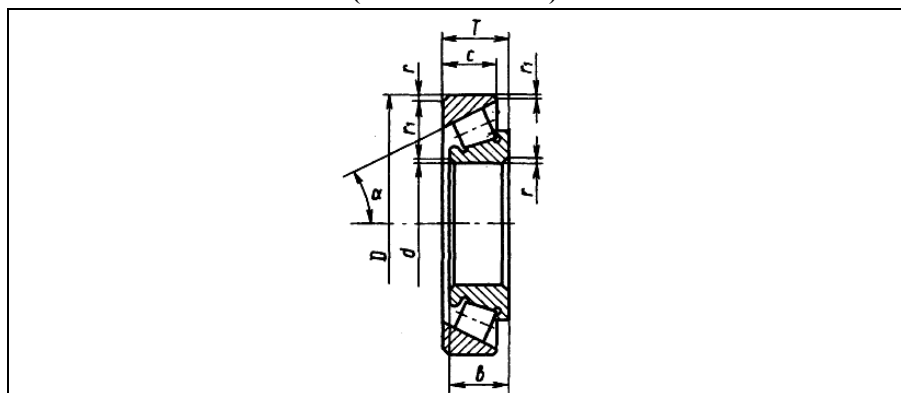
где h – высота сечения ремня, мм (см. табл. 2.1)

Обо- значе- ние	Размеры, мм							α, град	Грузоподъ- емность, кН		Факторы нагрузки		
	d	D	T	b	c	r	r ₁		C	C ₀	e	Y	Y ₀
Легкая серия													
7203A	17	40	13,25	12	11	1,0	1,0	13	17,9	12,0	0,31	1,33	0,73
7204A	20	47	15,25	14	12	1,0	1,0	13	26,0	16,6	0,36	1,67	0,92
7205A	25	52	16,25	15	13	1,0	1,0	14	29,2	21,0	0,36	1,67	0,92
7206A	30	62	17,25	16	14	1,0	1,0	14	38,0	25,5	0,36	1,65	0,91
7207A	35	72	18,25	17	15	1,5	1,5	14	48,4	32,5	0,37	1,62	0,89
7208A	40	80	19,75	18	16	1,5	1,5	14	58,3	40,0	0,38	1,56	0,86
7209A	45	85	20,75	19	16	1,5	1,5	15	62,7	50,0	0,41	1,45	0,8
7210A	50	90	21,75	20	17	1,5	1,5	16	70,4	55,0	0,37	1,6	0,88
7211A	55	100	22,75	21	18	2,0	1,5	15	84,2	61,0	0,41	1,46	0,8
7212A	60	110	23,75	22	19	2,0	1,5	15	91,3	70,0	0,35	1,71	0,94
7213A	65	120	24,75	23	20	2,0	1,5	16	108,0	78,0	0,36	1,65	0,92
7214A	70	125	26,75	24	21	2,0	1,5	16	119,0	89,0	0,37	1,62	0,89
7215A	75	130	27,75	25	22	2,0	1,5	16	130,0	100,0	0,39	1,55	0,85
7216A	80	140	28,25	26	22	2,5	2	16	140,0	114,0	0,42	1,43	0,78
7217A	85	150	30,50	28	24	2,5	2	16	165,0	134,0	0,43	1,38	0,76
7218A	90	160	32,50	30	26	2,5	2	16	183,0	150,0	0,38	1,56	0,86
7219A	95	170	34,50	32	27	3,0	2,5	16	205,0	156,0	0,41	1,48	0,81
7220A	100	180	37,00	34	29	3,0	2,5	15	233,0	190,0	0,41	1,49	0,82
Средняя серия													
7302A	15	42	14,25	13	11	1,0	1,0	11	21,2	12,7	0,29	2,1	1,16
7303A	17	47	15,25	14	12	1,0	1,0	11	26,0	16,0	0,29	2,1	1,14
7304A	20	52	16,25	15	13	1,5	1,5	11	31,9	20,0	0,3	2,03	1,11
7305A	25	62	18,25	17	15	1,5	1,5	11	41,8	28,0	0,36	1,67	0,92
7306A	30	72	20,75	19	16	1,5	1,5	12	52,8	39,0	0,34	0,78	0,98
7307A	35	80	22,75	21	18	2,0	1,5	12	68,2	50,0	0,32	1,38	1,03
7308A	40	90	25,25	23	20	2,0	1,5	13	80,9	56,0	0,28	2,16	1,18
7309A	45	100	27,25	25	22	2,0	1,5	13	101,0	72,0	0,28	2,16	1,19
7310A	50	110	29,25	27	23	2,5	2,0	13	117,0	90,0	0,31	1,94	1,06
7311A	55	120	31,50	29	25	2,5	2,0	13	134,0	110,0	0,33	1,8	0,99
7312A	60	130	33,50	31	26	3,0	2,5	13	161,0	120,0	0,3	1,97	1,08
7313A	65	140	36,00	33	28	3,0	2,5	13	183,0	150,0	0,3	1,97	1,08
7314A	70	150	38,00	35	30	3,0	2,5	13	209,0	170,0	0,31	1,94	1,08
7315A	75	160	40,00	37	31	3,0	2,5	13	229,0	185,0	0,33	1,93	1,06
7316A	80	170	42,50	39	33	3,0	2,5	13	255,0	190,0	0,33	1,92	1,05
7317A	85	180	44,50	41	34	4,0	3,0	13	286,0	216,0	0,31	1,91	1,05
7318A	90	190	46,50	43	36	4,0	3,0	13	308,0	236,0	0,32	1,88	1,03
7319A	95	200	49,50	45	38	4,0	3,0	13	341,0	265,0	0,32	1,9	1,01
7320A	100	215	51,50	47	39	4,0	3,0	13	380,0	290,0	0,32	1,91	1,02

Продолжение П2.

Условное обозначение		d	D	B	r	Грузоподъемность, кН	
						динамическая, С	статическая, С ₀
Средняя серия							
300		10	35	11	1	8,06	3,75
301		12	37	12	1,5	9,75	4,65
302		15	42	13	1,5	11,4	5,4
303		17	47	14	1,5	13,5	6,65
304		20	52	15	2	15,9	7,8
305		25	62	17	2	22,5	11,4
306		30	72	19	2	28,1	14,6
307		35	80	21	2,5	33,2	18,0
308		40	90	23	2,5	41,0	22,4
309		45	100	25	2,5	52,7	30,0
310		50	110	27	3	65,8	36,0
311		55	120	29	3	71,5	41,5
312		60	130	31	3,5	81,9	48,0
313		65	140	33	3,5	92,3	56,0
314		70	150	35	3,5	104,0	63,0
315		75	160	37	3,5	112,0	72,5
316		80	170	39	3,5	124,0	80,
316K5		80	170	39	3,5	130,0	89,0
317		85	180	41	4	133,0	90,0
318		90	190	43	4	143,0	99,0
319		95	200	45	4	153,0	110,0
319K5		95	200	45	4	161,0	120,0
320		100	215	47	4	174,0	132,0

П3. Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365–87).



5. Определить расчетную длину ремня

$$L_p = 2a_p + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_p}. \quad (2.3)$$

Округляем L_p до ближайшего стандартного значения L в большую сторону (стандартные длины ремней: 400, 450, 500, 600, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000).

6. Уточнить межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left(L - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \sqrt{\left[L - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) \right]^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right). \quad (2.4)$$

7. Определить угол обхвата малого шкива

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{(D_2 - D_1)}{a}. \quad (2.5)$$

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

8. Определить номинальную мощность, которую может передать один ремень выбранного типа (табл. 2.3). Интерполирую по формуле:

$$P_o = P_{o1} + \frac{P_{o2} - P_{o1}}{u_{o2} - u_{o1}} (u - u_{o1}). \quad (2.6)$$

9. Определить допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем.

$$[P_0] = P_0 \cdot C_a \cdot C_p \cdot C_L \cdot C_z, \quad (2.7)$$

где C_a – коэффициент угла обхвата (см. табл. 2.2);

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы;

C_L – коэффициент влияния отношения длины ремня L к базовой L_0 ;

C_z – коэффициент числа ремней;

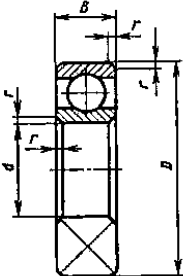
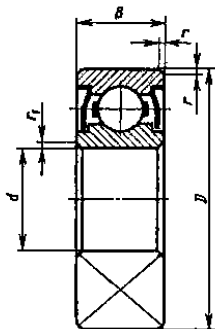
Таблица 2.2. Значения поправочных коэффициентов С.

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p							
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями		ударная и резко неравномерная		
C_p	1	0,9	0,8		0,7		
Пр и м е ч а н и е . При двухсменной работе C_p следует понижать на 0,1; при трехсменной — на 0,2.							
Коэффициент угла обхвата α_1 , на меньшем шкиве C_a							
α_1 , град	180	170	160	150	140	130	120
C_a	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня L к базовой L_0							
Отношение L / L_0	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
C_L	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06	
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z							
Ожидаемое число ремней z		2...3		4...5		6	
C_z		0,95		0,9		0,85	

Таблица 2.3 Номинальная мощность передаваемая одним ремнем P_0 , кВт, (интерполяционная выборка) ГОСТ 1284.3-96.

Тип	D_1 , мм	u	P_0 , кВт при частоте вращения малого шкива n_1 , об/мин			
			750	1000	1500	3000
О $L_0=1320$	71	1,2	0,37	0,47	0,65	1,10
		1,5	0,38	0,48	0,68	1,13
		≥ 3	0,40	0,50	0,70	1,17
	80	1,2	0,45	0,57	0,79	1,34
		1,5	0,47	0,58	0,82	1,39
		≥ 3	0,48	0,61	0,84	1,43
	90	1,2	0,53	0,68	0,95	1,60
		1,5	0,55	0,70	0,98	1,66
		≥ 3	0,57	0,72	1,02	1,71
А $L_0=1700$	100	1,2	0,84	1,05	1,45	2,27
		1,5	0,87	1,09	1,30	2,35
		≥ 3	0,89	1,12	1,54	2,42
	112	1,2	1,02	1,28	1,77	2,78
		1,5	1,05	1,32	1,83	2,87
		≥ 3	1,08	1,37	1,83	2,96
	125	1,2	1,21	1,53	2,11	3,29
		1,5	1,25	1,58	2,18	3,40
		≥ 3	1,29	1,63	2,25	3,50
Б $L_0=2240$	140	1,2	1,86	2,32	3,08	4,11
		1,5	1,91	2,39	3,17	4,25
		≥ 3	1,98	2,46	3,28	4,38
	160	1,2	2,36	2,96	3,96	5,23
		1,5	2,44	3,05	4,09	5,4
		≥ 3	2,52	3,15	4,22	5,58
	180	1,2	2,86	3,59	4,80	6,16
		1,5	2,95	3,7	4,96	6,36
		≥ 3	3,05	3,82	5,12	6,56
В $L_0=3750$	224	1,2	5,22	6,4	8,08	-
		1,5	5,39	6,61	8,34	-
		≥ 3	5,56	6,82	8,60	-
	250	1,2	6,35	7,84	9,79	-
		1,5	6,56	8,1	10,11	-
		≥ 3	6,77	8,35	10,43	-
	280	1,2	7,64	9,39	11,59	-
		1,5	7,91	9,7	11,96	-
		3	8,17	10	12,35	-
Г $L_0=6000$	355	1,2	15,26	17,63	-	-
		1,5	15,76	18,21	-	-
		≥ 3	16,26	18,78	-	-
	400	1,2	19,01	21,87	-	-
		1,5	19,63	22,59	-	-
		≥ 3	20,25	23,3	-	-
	450	1,2	22,94	26,1	-	-
		1,5	23,69	26,95	-	-
		≥ 3	24,44	27,8	-	-

П2. Подшипники шариковые радиальные однорядные
Размеры, мм

							
(по ГОСТ 8338-75) 100-200-300-400		(по ГОСТ 7242-81) 80100-80200					
Условное обозначение	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН		
					динамическая, C	статическая, C ₀	
Легкая серия							
200	80200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	80201	12	32	10	1	6,89	3,1
202	80202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	80203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	80205	25	52	15	1,5	14,0	6,9
206	80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	-	35	72	17	2	25,5	13,7
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6
209A	-	45	85	19	2	36,4	20,1
210	-	50	90	20	2	35,1	19,8
211	-	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	80213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	-	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	-	80	140	26	3	70,2	45,0
217	-	85	150	28	3	83,2	53,0
217A	-	85	150	28	3	89,5	56,5
218	80218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	-	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219A	-	95	170	32	3,5	115,0	74,0
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0

ПРИЛОЖЕНИЯ

П1. Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)

Мощ- ность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типо- размер	s, %	Гп/Тн	Типо- размер	s, %	Гп/Тн	Типо- размер	s, %	Гп/Тн	Типо- размер	s, %	Гп/Тн
15	63B2	8,5	2	71A4	7,3	2	71B6	10	2	80B8	9	1,6
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8		90LB8	7	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7	
2,2	80B2	4,3		90L4	5,1		100L6	5,1		112MA8	6	
3	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	
4	100S2	3,3	1,6	100L4	4,7	1,4	112MB6	5,1	1,2	132S8	4,1	1,8
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3		132M6	3,2		160S8	2,5	
11	132M2	2,3		132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1		160S4	2,3		160M6	2,6		180M8	2,5	
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2	1,4	180S4	2	1,2	200M6	2,8	1,2	200L8	2,7	1,2
30	1180M2	1,9		180M4	1,9		200L6	2,1		225M8	1,8	
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200L4	1,6		250S6	1,4		250M8	1,4	
55	225M2	1,8		225S4	1,4		250M6	1,3		280S8	2,2	
75	250S2	1,4		250S4	1,2		280S6	2		280M8	2,2	
90	250M2	1,4	1,2	250M4	1,3	1,2	280M6	2	1,2	315S8	2	1
110	280S2	2		280S4	2,3		315S6	2		315M8	2	

Примечания:

1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин.

Электродвигатель 4А132М4У3

2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А – род двигателя – асинхронный. Следующие за буквой А числа (двух- или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы L, S и M относятся к установочным размерам по длине станины; буквы А и В – условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака УЗ показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

3. В графе s указано скольжение, %; в графе – даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.

4. Габаритные и установочные размеры двигателей серии 4А даны в табл. П2. [3]

10. Определить расчетное число ремней

$$z = P_{\text{ов}} / [P_0] \quad (2.8)$$

11. Определить окружную скорость ремня

$$v = \omega_l \cdot D_l / (2 \cdot 10^3). \quad (2.9)$$

12. Определить частоту пробегов ремня U , с⁻¹:

$$U = v / L \leq [U], \quad (2.10)$$

где $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$ – допускаемая частота пробегов.

13. Определить силу предварительного натяжения F_0 , Н:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{\text{ов}} \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_p} \quad (2.11)$$

14. Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней F_t , Н:

$$F_t = \frac{P_{\text{ов}} \cdot 10^3}{v} \quad (2.12)$$

15. Определить силу давления ремней на вал $F_{\text{он}}$, Н:

$$F_{\text{он}} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_l / 2) \quad (2.13)$$

16. Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм²:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_l + \sigma_n + \sigma_v < [\sigma]_p, \quad (2.14)$$

где σ_l – напряжение растяжения, Н/мм²:

$$\sigma_l = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2z \cdot A}, \quad (2.15)$$

здесь A – площадь сечения ремня, мм².

σ_n – напряжения изгиба, Н/мм²:

$$\sigma_n = E_u \frac{h}{D_l}, \quad (2.16)$$

здесь $E_u = 80 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней;

σ_v – напряжения от центробежных сил, Н/мм²:

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}, \quad (2.17)$$

здесь ρ – плотность материала ремня, кг/м³ ($\rho = 1250 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$);

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм² ($[\sigma]_p = 10 \text{ Н/мм}^2$).

При не выполнении условия $\sigma_{\text{max}} < [\sigma]_p$, следует увеличить диаметр ведущего шкива D_l или перейти на большее сечение ремня и повторить расчет.

Результаты расчета сводятся в таблицу (см. пример)

Пример выполнения и оформления раздела №2

Исходные данные (см. табл.1 стр. 9):

$$P_{\partial\mathcal{B}}=2,2 \text{ } \kappa Bm;$$
$$n_1=1000 \text{ об/мин}$$
$$\omega_1 = 104,8 \text{ rad/c};$$
$$u=2,8.$$

1. По величине мощности $P_{\text{дв}} = 2,2$ кВт и частоте вращения ведущего шкива $n_1 = n_{\text{дв}} = 1000$ об/мин по номограмме (рис. 2.1) выбираем тип сечения ремня А.

2. По сечению ремня выбираем диаметр малого шкива $D_1 = 112 \text{ мм}$ (табл. 2.1).

3. Определяем диаметр большого шкива

$$D_2 = D_1 \cdot u. \quad (2.1)$$

$$D_7 = 112 \cdot 2,8 = 314 \text{ мм}$$

Округляем D_2 до ближайшего стандартного значения.

Принимаем $D_2 = 315 \text{ мм}$

4. Определяем расчетное межосевое расстояние

$$a_p = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h \quad (2.2)$$

где $h=8$ – высота сечения ремня, мм.

$$a_p=0,55(112+315)+8=243\text{ мм}$$

5. Определяем расчетную длину ремня

$$L_p = 2a_p + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_p}. \quad (2.3)$$

$$L_p = 2 \cdot 243 + \frac{3,14}{2} (112 + 315) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \cdot 243} = 1199_{MM}$$

Округляем L_p до ближайшего стандартного значения.

Принимаем $L = 1250$ мм.

6. Уточняем межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left(L - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \sqrt{\left[L - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) \right]^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right). \quad (2.4)$$

$$a = 0,25 \left(2240 - \frac{3,14}{2} (112 + 315) + \sqrt{\left[2240 - \frac{3,14}{2} (112 + 315) \right]^2 - 2 \cdot (315 - 112)^2} \right) = 271 \text{ мм}$$

7. Определяем угол обхвата малого шкива

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{(D_2 - D_1)}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{(315 - 112)}{271} = 137^\circ. \quad (2.5)$$

[illegible]

Рис. Пример заполнения спецификации

Формат Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Приме- чание
Перв. принята			Документация		
	A1	ДМ КП 01 00 00 СБ	Сборочный чертеж		
			Сборочные единицы		
Сред. №		1 ДМ КП 01 00 01	Крышка-отдушина	1	
			Детали		
		2 ДМ КП 01 00 02	Крышка корпуса	1	
		3 ДМ КП 01 00 03	Корпус	1	
	A3	4 ДМ КП 01 00 04	Вал-шестерня	1	
	A4	5 ДМ КП 01 00 05	Крышка подшипника сквозная	1	
		6 ДМ КП 01 00 06	Кольцо упорное	2	
	A4	7 ДМ КП 01 00 07	Крышка подшипника глухая	1	
		8 ДМ КП 01 00 08	Кольцо упорное	2	
	A3	9 ДМ КП 01 00 09	Колесо зубчатое	1	
		10 ДМ КП 01 00 10	Кольцо распорное	1	
	A3	11 ДМ КП 01 00 11	Вал колеса	1	
		12 ДМ КП 01 00 12	Маслоуказатель	1	
		13 ДМ КП 01 00 13	Продка	1	
	14 ДМ КП 01 00 14	Прокладка	1		
Взам. инв. №			Стандартные изделия		
		15	Крышка 21-85 ГОСТ 18511-73	1	
Подл. и дата			ДМ КП 01 00 00 СБ		
	Изм./Лист	№ докум.	Подл.	Дата	
Изм. № подл.	Разработ. Проб.	Соколов И.П. Пшенов Е.А.			
	Нормат. Утв.				
Копировал			Формат А4		
Редуктор цилиндрический одноступенчатый			Лит. К\Л	Лист 1	Листов 2
			НГАУ ИИ гр.3305		

Рис. Пример заполнения спецификации

8. Определяем номинальную мощность, которую может передать один ремень выбранного типа (табл. 2.3). Интерполируя по формуле:

$$P_o = P_{o1} + \frac{P_{o2} - P_{o1}}{u_{o2} - u_{o1}}(u - u_{o1}) = 1,32 + \frac{1,37 - 1,32}{3 - 1,5}(2,8 - 1,5) = 1,36 \quad (2.6)$$

9. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем.

$$[P_o] = P_o \cdot C_a \cdot C_p \cdot C_L \cdot C_z = 1,36 \cdot 0,88 \cdot 0,9 \cdot 0,94 \cdot 0,95 = 0,97 \text{ кВт} \quad (2.7)$$

где $C_a = 0,88$ – коэффициент угла обхвата (см. табл. 2.2);
 $C_p = 0,9$ – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы;
 $C_L = 0,94$ – коэффициент влияния отношения длины ремня L к базовой L_0 ;
 $C_z = 0,95$ – коэффициент числа ремней;

10. Определяем расчетное число ремней

$$z = P_{o\phi} / [P_o] = 2,2 / 0,97 = 2,3 \quad (2.8)$$

Принимаем $z = 3$ шт.

11. Определяем окружную скорость ремня

$$v = \omega_1 \cdot D_1 / (2 \cdot 10^3) = 104,67 \cdot 112 / (2 \cdot 10^3) = 5,86 \text{ м/с.} \quad (2.9)$$

12. Определяем частоту пробегов ремня U , с^{-1} :

$$U = v / L \leq [U], \quad (2.10)$$

где $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$ – допускаемая частота пробегов.

L – длина ремня, м.

$$U = 5,86 / 1,250 = 4,69 \text{ с}^{-1} < [U]$$

Условие выполнено.

13. Определяем силу предварительного натяжения F_o , H :

$$F_o = \frac{850 \cdot P_{o\phi} \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_a \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 2,2 \cdot 0,94}{3 \cdot 5,86 \cdot 0,88 \cdot 0,9} = 126 H. \quad (2.11)$$

14. Определяем окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней F_t , H :

$$F_t = \frac{P_{o\phi} \cdot 10^3}{v} = \frac{2,2 \cdot 10^3}{5,86} = 375 H. \quad (2.12)$$

15. Определяем силу давления ремней на вал F_{on} , H :

$$F_{on} = 2 \cdot F_o \cdot \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 126 \cdot \sin(137 / 2) = 236 H. \quad (2.13)$$

16. Проверяем прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви $\sigma_{\max}$, $H/\text{мм}^2$:

$$\sigma_{\max} = \sigma_l + \sigma_n + \sigma_v < [\sigma]_p, \quad (2.14)$$

$$\sigma_l = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2z \cdot A} = \frac{126}{81} + \frac{375}{2 \cdot 3 \cdot 81} = 2,33 \text{ H / mm}^2, \quad (2.15)$$
 σ_u – напряжения изгиба, Н/мм²:

$$\sigma_u = E_u \frac{h}{D_1} = 90 \cdot \frac{8}{112} = 6,43 \text{ H / мм}^2, \quad (2.16)$$

σ_v – напряжения от центробежных сил, Н/мм²:

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1400 \cdot 5,86^2 \cdot 10^{-6} = 0,05 \text{ H/мм}^2 \quad (2.17)$$

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм² ($[\sigma]_p = 10$ Н/мм²).

$$\sigma_{\max} = 2,33 + 6,43 + 0,05 = 8,81 \text{ H/MM}^2 < [\sigma]_p = 10 \text{ H/MM}^2$$

Все расчеты сводим в таблицу 2

Таблица 2. Результаты расчета клиноременной передачи

Тип ремня	Диаметры шківов		Межосевое расстояние	Длина ремня	Кол-во ремней	Сила давления ремней на валы
	$D_1, мм$	$D_2, мм$				
А	112	315	271	1240	3	236

3. Расчет зубчатой передачи

Исходными данными для расчета являются: вращающий момент на колесе T_2 , Н·м; частота вращения колеса n_2 , мин⁻¹; передаточное число u , схема передачи, требуемый ресурс (время работы) L_h ч, тип редуктора.

3.1. Выбор материала зубчатых колес

Из технологических и экономических соображений колеса малых и средних размеров выполняют из поковок или проката. Колеса диаметром более 500 мм рекомендуется изготавливать из стального литья (35Л, 40Л, 50Л), применяя их в паре с кованой шестерней. Для шестерни необходимо назначать материал с более высокими механическими характеристиками, твердость материала на поверхности зубьев шестерни рекомендуется принимать на 25...30 единиц НВ выше твердости поверхности зубьев колеса.

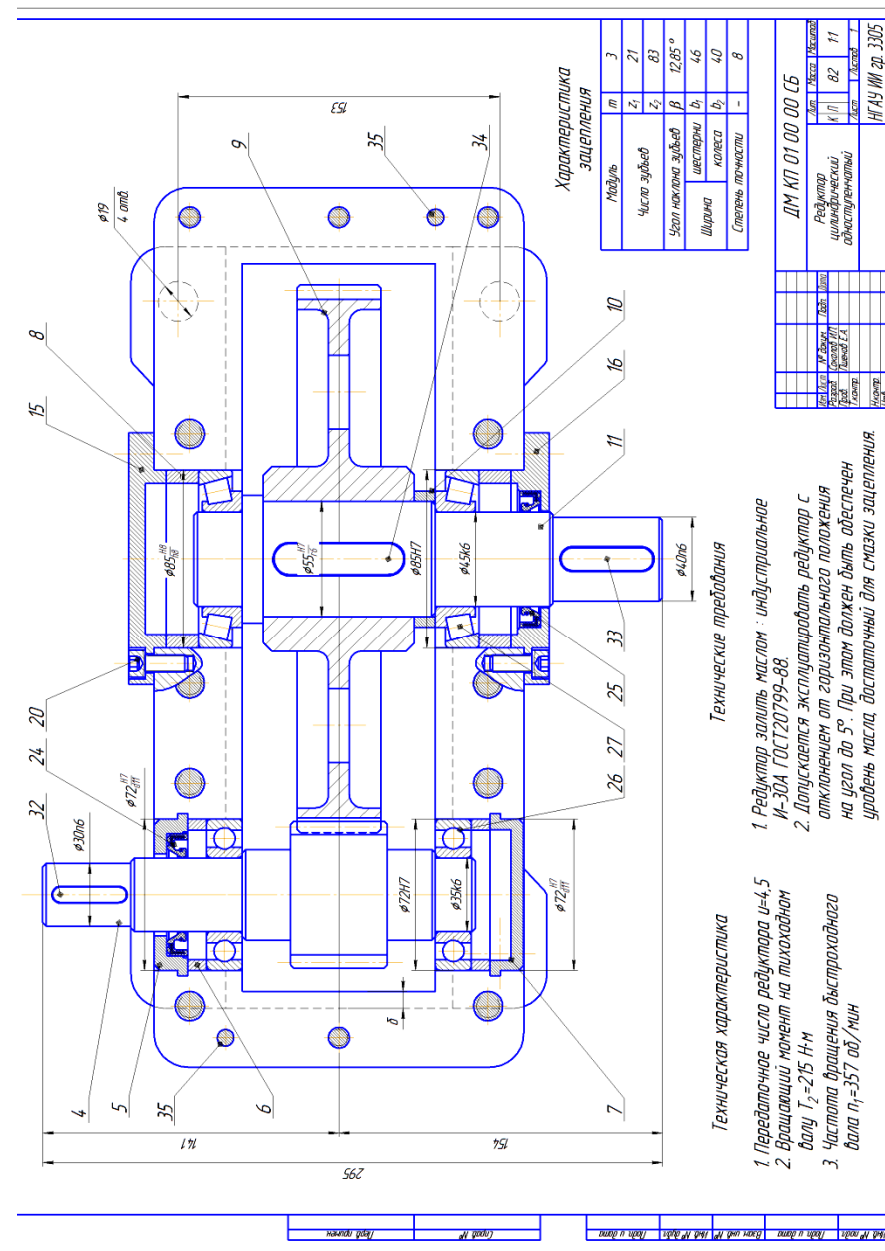
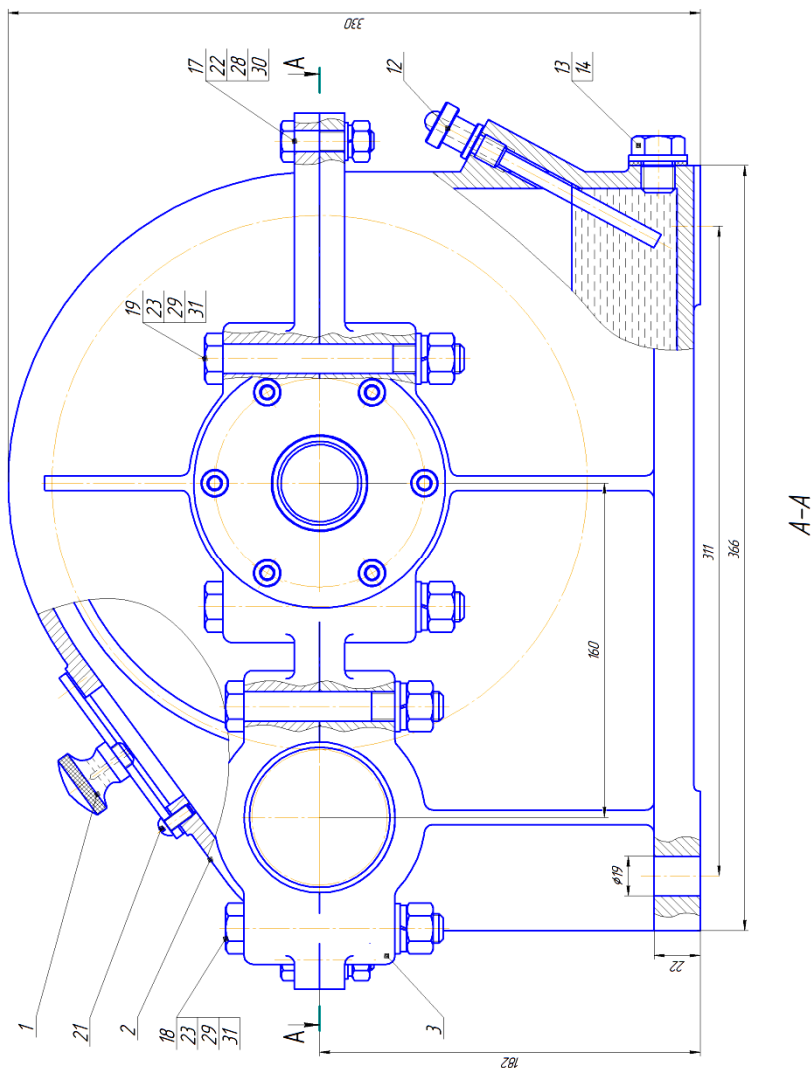


Рис. Пример сборочного чертежа редуктора

93 00 00 10 10 10 10



С учетом указанных рекомендаций по табл. 3.1 (табл. 3.3 [3]) выбираем материал для изготовления зубчатых колес.

Таблица 3.1. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, σ_B , МПа	Предел текучести, σ_T , МПа	Твердость, HV (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Св. 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Св. 180	835	540	250	
40Л	-	520	290	160	Нормализация
45 Л		540	310	180	
35 ГЛ	-	590	340	190	Улучшение
35 ХГЛС		790	590	220	
Марка стали		Твердость HRC		Термообработка	
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН		45-55		Закалка	
12ХН3А, 18Х2Н4МА, 20ХМ		50-63		Цементация, закалка	
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х		56-63		Нитроцементация	
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х		56-63		Азотирование	
40Х, 40ХН, 35ХМ		45-63		Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	

После выбора материала зубчатых колёс определяют допускаемые контактные напряжения по формуле (3.9 [3]) отдельно для колеса $[\sigma_{H2}]$ и шестерни $[\sigma_{H1}]$:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости, МПа, выбирается по табл. 3.2 (табл. 3.2 [3]) для материала шестерни и колеса;

Таблица 3.2. Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$\sigma_{H \lim b}$, МПа
Нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$2 HB + 70$
Объемная закалка	$HRC 38-50$		$18 HRC + 150$
Поверхностная закалка	$HRC 40-50$		$17 HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$23 HRC$
Азотирование	$HV 550-750$		1050

Примечание. Базовое число циклов N_{HO} определяют в зависимости от твердости стали, при твердости $HB < 200$ принимают $N_{HO} = 10^7$; при твердости $HB 200-500$ значение N_{HO} возрастает по линейному закону от 10^7 до $6 \cdot 10^7$

$[S_H]$ – коэффициент безопасности, для колес нормализованной и улучшенной стали $[S_H] = 1,1 \div 1,2$ и $[S_H] = 1,2 \div 1,3$ при закалке.

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи (по формуле 3.5);

Предварительно определяют среднюю твердость рабочих поверхностей зубьев;

$$HB_{cp} = 0,5 (HB_{min} + HB_{max}) \quad (3.2)$$

Твердость HRC переводят в твердость HB:

HRC	47	48	51	53	55	60	62	65
HB	451	461	496	521	545	611	641	688

Базовые числа циклов нагружений:

- при расчете на контактную прочность

$$N_{HG} = 30 \cdot (HB_{cp})^{2,4} \leq 6 \cdot 10^7. \quad (3.3)$$

Действительные числа циклов перемены напряжений:

$$\begin{aligned} &\text{- для колеса} \quad N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \\ &\text{- для шестерни} \quad N_1 = N_2 \cdot u, \end{aligned} \quad (3.4)$$

где n_2 – частота вращения колеса, мин⁻¹;

L_h – время работы передачи ч;

u – передаточное число ступени.

Коэффициент долговечности при расчете по контактному напряжению

$$K_{HL} = \sqrt[N_{HG}]{N} \text{, при условии } 1 \leq K_{HL} \leq K_{HL \max}. \quad (3.5)$$

Для длительно работающих быстроходных передач $N > N_{HG}$ и, следовательно, $K_{HL} = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (3.5). Второй знак неравенства ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя: $K_{HL \max} = 2,6$ для материалов с однородной

12. Посадки деталей редуктора

Посадки назначают в соответствии с указаниями, данными в табл. 12 (табл. 10.13 [3]).

Таблица 12. Посадки основных деталей передач

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
$\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$	Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}$	Зубчатые и червячные колеса и зубчатые муфты на валы; венцы червячных колес на центр
$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6}$	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазуудерживающие кольца
$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{h7}$	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
$\frac{H7}{r6}$	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{h6}$	Шкивы и звездочки
$\frac{H8}{h8}$;	Распорные кольца; сальник
Отклонение вала $k6$	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия $H7$	Наружные кольца подшипников качения в корпусе
Отклонение вала $m6, n6$	Внутренние кольца подшипников качения свыше 100 мм при тяжелых ударных нагрузках

Примечание. Для подшипников качения указаны отклонения валов и отверстий, а не обозначения полей допусков соединений, потому что подшипники являются готовыми изделиями, идущими на сборку без дополнительной обработки.

13. Выбор муфт

Муфты выбираем по величине крутящего момента на валах по их диаметрам d_1 .

Для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора принимаем муфту упругую втулочно-пальцевую (ГОСТ 21425—93) (см. П8) с посадочным диаметром $d = d_1 = 30$ мм и передаваемым моментом 125 Н·м.

Для соединения тихоходного вала редуктора с приводным валом транспортера принимаем муфту упругую втулочно-пальцевую (ГОСТ 21425—93) (см. П8) с посадочным диаметром $d = d_1 = 40$ мм и передаваемым моментом 500 Н·м.

11. Выбор сорта масла

Смазывание зубчатого зацепления производится окуномением зубчатого колеса на промежуточном валу в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение тихоходного колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны определяют из расчета 0,25 дм³ масла на 1 кВт передаваемой мощности. По табл. 11.1 (10.8 [3]) устанавливают вязкость масла.

По таблице 11.2 (10.10 [3]) выбирают масло ГОСТ 20799-88.

Таблица 11.1. Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания зубчатых передач при 50°С.

Контактные напряжения σ_H , МПа	Кинематическая вязкость, 10 ⁻⁶ , м ² /с, при окружной скорости v , м/с		
	до 2	св. 2 до 5	св. 5
До 600	34	28	22
Св. 600 до 1000	60	50	40
» 1000 » 1200	70	60	50

Таблица 11.2. Масла для смазывания зубчатых передач.

Сорт масла	Марка	Кинематическая вязкость, 10 ⁻⁶ м ² /с
Индустриальное	И-12А	10-14
	И-20А	17-23
	И-25А	24-27
		при 50°С
Индустриальное	И-30А	28-34
	И-40А	35-45
	И-50А	47-55
	И-70А	65-75
	И-100А	90-118
Авиационное	МС-14	14
	МК-22	22
	МС-20	20,5
Цилиндровое	52	44-59

Пример выполнения и оформления раздела №11

Исходные данные (см.разд.1,3)

окружная скорость зубчатых колес $v = 1,2$ м/с;
 передаваемая мощность $P_{дв} = 2,2$ кВт;
 контактные напряжения $\sigma_H = 366$ МПа.

По таблице 11.1 при контактных напряжениях $\sigma_H = 366$ МПа, и окружной скорости зубчатых колес $v = 1,2$ м/с принимаем кинематическую вязкость масла, 34·10⁻⁶, м²/с.

По таблице 11.2 по кинематической вязкости масла, 34·10⁻⁶, м²/с. принимаем масло индустриальное И-30А.

Определяем объем масла:

$$V = 0,25 \cdot P_{дв} = 0,25 \cdot 2,2 = 0,55 \text{ дм}^3 \quad (11.1)$$

структурой (улучшенных, объемно-закаленных) и $K_{H\text{Lmax}} = 1,8$ для поверхностно-упрочненных материалов (закалка ТВЧ, цементация, азотирование).

Для цилиндрических прямозубых передач за расчетное принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни $[\sigma_{H1}]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$, т.е. $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$.

Косозубые и шевронные передачи, если зуб шестерни закален, а зуб колеса подвергнут улучшению, рассчитывают по условному допускаемому контактному напряжению:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (3.6)$$

где $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ – допускаемые контактные напряжения соответственно для шестерни и колеса; после определения этих величин следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_{H\text{min}}],$$

здесь $[\sigma_{H\text{min}}]$, как правило, равно $[\sigma_{H2}]$.

Для косозубых и шевронных передач в остальных случаях за расчетное напряжение принимают допускаемое контактное напряжение для колеса $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}]$.

3.2. Расчёт цилиндрических зубчатых передач

Расчёт прямозубых и косозубых цилиндрических передач рекомендуется начинать с определения **межосевого расстояния** после выбора материала зубчатых колёс, расчёта крутящих моментов на валах и назначения передаточного числа передачи, по формуле (3.7 [3]):

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.7)$$

где K_a – для косозубых и шевронных передач $K_a = 430$; для прямозубых передач принимается $K_a = 495$;

u – передаточное отношение ступени;

T_2 – вращающий момент ведомого вала, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$[\sigma_H]$ – предельно допускаемое напряжение, МПа;

ψ_{ba} – коэффициент отношения зубчатого венца к межосевому расстоянию, при проектировании для косозубой передачи $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,40$, для прямозубых передач принимают $\psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$; для шевронных $\psi_{ba} = 0,5 \div 1,0$.

Коэффициенты ширины венца ψ_{ba} рекомендуется выбирать из ряда по ГОСТ 2185-66: 0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

При проектировании зубчатых закрытых передач редукторного типа принимают значение $K_{H\beta}$ по табл. 3.3 (табл. 3.1 [3]).

Таблица 3.3. Ориентировочные значения $K_{H\beta}$ для зубчатых передач

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость $HВ$ поверхностей зубьев	
	≤ 350	> 350
Симметричное	1,00-1,15	1,05-1,25
Несимметричное	1,10-1,25	1,15-1,35
Консольное	1,20-1,35	1,25-1,45
Меньшие значения принимаются при меньших ψ_{ba}		

После вычисления межосевого расстояния необходимо принять по стандартному значению межосевого расстояния в соответствии с ГОСТ 2185-81:

первый ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, ...

второй ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, ...

Первый ряд следует предпочитать второму.

Модуль зацепления m принять в пределах $m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$ и приравнять его к стандартному значению по ГОСТ 9563-80 (мм):

первый ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20.

второй ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Для косозубых колёс стандартным модулем считается нормальный – m_n .

Суммарное число зубьев $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$.

Для колёс со стандартным окружным модулем (прямозубых) (формула 3.11 [3]):

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \quad (3.8)$$

Для косозубых колёс со стандартным нормальным модулем (формула 3.12 [3]):

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m_n}, \quad (3.9)$$

где β – угол наклона линии зубьев.

Угол наклона линии зуба β принимают для косозубых колёс в интервале $\beta = 8 \div 15^\circ$, для шевронных $\beta = 25 \div 40^\circ$.

Число зубьев шестерни и колеса (формула 3.13 [3]):

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1) \text{ и } z_2 = z_{\Sigma} - z_1 \quad (3.10)$$

Число зубьев округляют в большую сторону до целого и по округлённым значениям уточняют передаточное число: $u = z_2/z_1$; и окончательно принимают его по ближайшему стандартному передаточному числу в соответствии с ГОСТ 2185-81:

первый ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

второй ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Первый ряд следует предпочитать второму.

- параллельно осям валов:

$$s = d_{u3} + 10 = 18 + 10 = 28 \text{ мм}, \quad (10.12)$$

где $d_{u3} = 18 \text{ мм}$ – наружный диаметр шайбы болта М10 (см. табл. 10.2)

Определяем размер, определяющий положение болтов d_2

$$e \approx 0,5d_{u2} + 5 = 0,5 \cdot 24 + 5 = 17 \text{ мм}. \quad (10.13)$$

d_{u2} – наружный диаметр шайбы болта М14.

Определяем диаметр отверстий в гнездах под подшипники принимаем равным наружному диаметру подшипников $D_{нБ} = 72 \text{ мм}$ и $D_{нТ} = 85 \text{ мм}$.

Определяем диаметры гнезд

$$D_{кБ} = D_0 + 2 \cdot b = 77 + 2 \cdot 12 = 101 \text{ мм}, \quad (10.14)$$

где $D_0 = 77 \text{ мм}$ – диаметр крышки подшипника быстроходного вала (см. П4... П6).

$$D_{кТ} = D_2 + (2 \dots 5) = 120 + 5 = 125 \text{ мм}, \quad (10.15)$$

где $D_2 = 120 \text{ мм}$ – диаметр фланца крышки подшипника тихоходного вала (см. П4... П6).

Таблица 10. Результаты расчета элементов корпуса редуктора, мм.

δ	δ_l	b	b_l	p	m	m_l	d_1	d_2	d_3	s_n	s	e	$D_{кБ}$	$D_{кТ}$
8	8	12	12	19	7	7	М18	М14	М10	34	28	17	101	125

Примерный порядок работы над чертежом корпуса редуктора

1. Копируем чертеж «эскизная компоновка», удаляем все размеры, масштаб 1:1 и дорабатываем корпус редуктора в соответствии с рисунком 10.1 и табл. 10.

Высоту бобышек h_b можно найти как точку пересечения диаметров гнезд $D_{кБ}$ и $D_{кТ}$ с вертикальными вспомогательными линиями проброшенными через наружные диаметры подшипников.

Болтовые соединения на виде спереди вставляем с помощью вкладки «Крепежные соединения» библиотеки КОМПАС 3D, предварительно замерив высоту соединяемых деталей.

2. По приложениям П4...П6 определяем размеры крышек подшипников и вычерчиваем их отдельно. Рекомендуется объединить каждую в макроэлемент.

3. Вырезая вычерченные крышки подшипников, вставляем их в гнезда корпуса.

4. По диаметрам валов d_2 выбираем манжеты ГОСТ 8752-79 (см. П7) ищем по своим размерам в библиотеке КОМПАС 3D и вставляем в сквозные крышки подшипников соответственно.

5. Вычерчиваем распорные кольца.

6. По диаметрам валов из библиотеки КОМПАС 3D выбираем и вставляем шпонки по ГОСТ 23360-78.

7. Вычерчиваем дополнительные элементы корпуса редуктора см. рис. 10.2...10.4, и табл. 10.3.

Таблица 10.4. Винты торцевой крышки и ширина расточки f под врезную крышку, мм

Размер	Диаметр наружного кольца подшипника				
	40...42	47...52	62...80	85...100	100...120
d	M5	M6	M8	M8	M10
n	4	4	4	6	8
f	3	4	5	7	7

Примечание: Для торцевых крышек исполнения 1 принять винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А (ГОСТ 11738-84).

Пример выполнения и оформления раздела №10

Исходные данные (см. разд. 3)

межосевое расстояние зубчатой передачи $a_w = 160$ мм.

Определяем толщину стенки корпуса

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1 = 0,025 \cdot 160 + 1 = 5 \text{ мм.} \quad (10.1)$$

Принимаем $\delta = 8$ мм.

Определяем толщину стенки крышки редуктора

$$\delta_I = 0,02 \cdot a_w + 1 = 0,02 \cdot 160 + 1 = 4,2 \text{ мм.} \quad (10.2)$$

Принимаем $\delta_I = 8$ мм.

Определяем толщину верхнего пояса (фланца) корпуса

$$b = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.} \quad (10.3)$$

Определяем толщину нижнего пояса (фланца) крышки корпуса

$$b_I = 1,5 \cdot \delta_I = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.} \quad (10.4)$$

Определяем толщину нижнего пояса корпуса

$$p = 2,3 \cdot \delta = 2,3 \cdot 8 = 18,4 \text{ мм.} \quad (11.5)$$

Принимаем $p = 19$ мм.

Определяем толщину ребер основания корпуса

$$m = (0,85 \dots 1) \cdot \delta = 0,85 \cdot 8 = 7 \text{ мм.} \quad (10.6)$$

Определяем толщину ребер крышки корпуса

$$m_I = (0,85 \dots 1) \cdot \delta_I = 0,85 \cdot 8 = 7 \text{ мм.} \quad (10.7)$$

Определяем диаметры фундаментальных болтов

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a + 12 = 0,03 \cdot 160 + 12 = 16,8 \text{ мм.} \quad (10.8)$$

Принимаем $d_1 = M18$.

Определяем диаметры болтов крепящих крышку к корпусу подшипников

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1 = 0,7 \cdot 18 = 12,6 \text{ мм.} \quad (11.9)$$

Принимаем $d_2 = M14$.

Определяем диаметры болтов крепящих крышку с корпусом

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1 = 0,5 \cdot 18 = 9 \text{ мм.} \quad (10.10)$$

Принимаем $d_3 = M10$.

Определяем ширину пояса корпуса и крышки

- у подшипникового гнезда:

$$s_n = d_{u2} + 10 = 24 + 10 = 34 \text{ мм,} \quad (10.11)$$

где $d_{u2} = 24$ мм – наружный диаметр шайбы болта M14 (по табл. 10.2)

Расхождение с принятым ранее передаточным числом не должно превышать 5%.

После всех указанных округлений необходимо проверить межосевое расстояние:

для прямозубых колёс (формула 3.14 [3]):

$$a_w = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m_n \quad (3.11)$$

для косозубых колёс (формула 3.15 [3]):

$$a_w = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m_n / \cos \beta \quad (3.12)$$

При проверке может обнаружиться несоответствие полученного результата с ранее принятым значением a_w по стандарту. В этом случае необходимо устранить расхождение изменением угла β (формула 3.16 [3]):

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 a_w} \quad (3.13)$$

Вычисление необходимо выполнять с точностью до пяти значащих цифр. Затем рекомендуется проверить расчёты с точностью до сотых долей миллиметра делительных окружностей шестерни и колеса (формула 3.17 [3]):

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 \text{ и } d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 \quad (3.14)$$

и убедиться, что принятое ранее межосевое расстояние $a_w = 0,5(d_1 + d_2)$.

Геометрические параметры передачи:

– диаметры вершин зубьев $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n$ и $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n$, (3.15)

– диаметр впадин зубьев $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n$ и $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n$ (3.16)

– ширина зубчатого колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$, (3.17)

– ширина шестерни $b_1 = b_2 + (2 \dots 8) \text{ мм}$, (3.18)

– коэффициент ширины зуба по диаметру $\psi_{bd} = b_2 / d_1$, (3.19)

где b_2 – ширина зуба для зубчатого колеса, мм;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм.

Степень точности передачи и коэффициент динамичности K_{Hv} назначают в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $v = 0,5 \omega_1 d_1$ по табл. 3.4 (табл. 3.6 [3]).

Проверка зубчатой передачи на выносливость по контактным напряжениям для прямозубых передач выполняется по формулам (формулы 3.5 и 3.6 [3]):

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}}, \quad (3.20)$$

косозубых передач

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}}, \quad (3.21)$$

где $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$ – коэффициент нагрузки.

Значения K_{Hv} даны в табл. 3.4 (табл. 3.6 [3]), значения $K_{H\beta}$ – в табл. 3.5 (табл. 3.5 [3]),

Таблица 3.4. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Передача	Твёрдость HB поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
		8		7	
Прямозубая	≤ 350	1,05	-	-	-
	> 350	1,10	-	-	-
Косозубая и шеvronная	≤ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблица 3.5. Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = b_2 / d_1$	Твёрдость поверхности зубьев					
	HB ≤ 350			HB > 350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Примечание. Данные приведенные в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; II — к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III — к передачам с симметричным расположением.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает условия монтажа косозубой передачи и в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс и степени точности изготовления назначается по табл. 3.6 (табл.3.4 [3]).

Таблица 3.6. Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых передач

Степень точности	Окружная скорость v , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	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	1,1	1,16	-	-	-

Примечание. Для прямозубых колес $K_{H\alpha}=1$

3.3 Силы, действующие в зацеплении

1. Окружная:

$$F_t = 2T_2 / d_2, \text{ кН} \quad (3.22)$$

где T_2 – крутящий момент ведомого вала, Н·м;

d_2 – делительный диаметр колеса, мм.

Таблица 10.3. Пробки с цилиндрической резьбой

Пробка сливная						Пробка отдушина					
d_1	D	D_1	L	l	b	S	t	d_2	D_2	B_2	
M16×1,5	25	21,9	26	13	3	1 9	1, 9	1 6	2 8	3	
M20×1,5	30	25,4	30	15	4	2 2	2, 5	2 0	3 2		

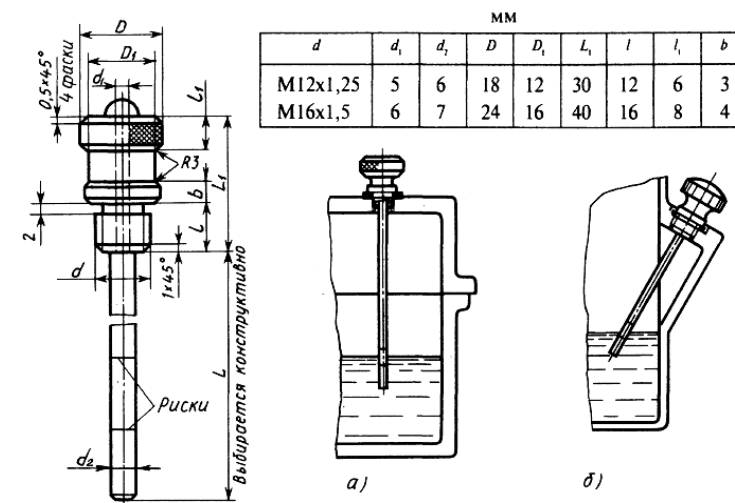


Рис. 10.4 – Жезловый указатель и способы его установки
а – в крышке; б – в основании

Дополнительные элементы корпуса редуктора см. рис. 10.2...10.4, и табл. 10.3.

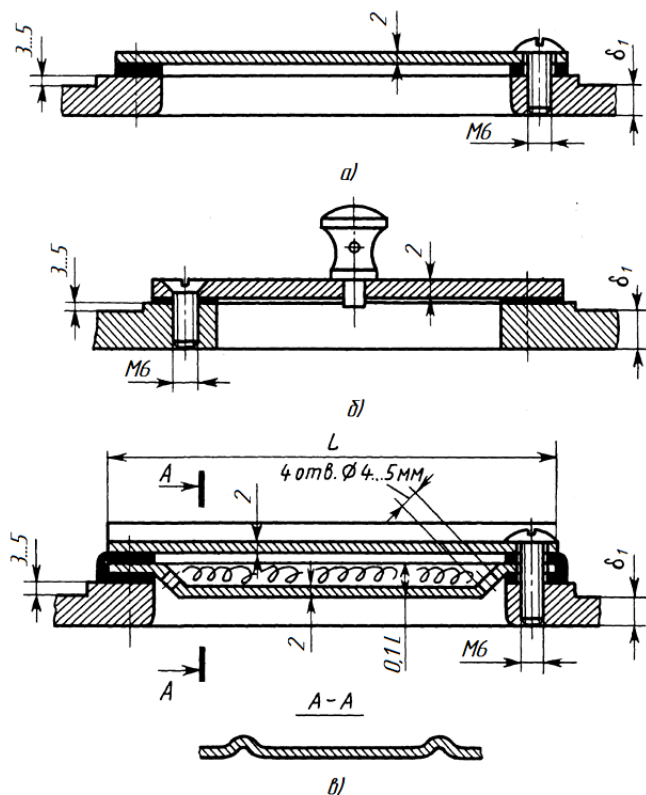
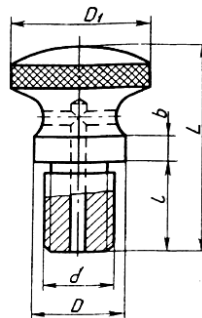


Рис. 10.2 – Крышки люка редуктора:
а – из стального листа; б – с ручкой-отдушиной; в – штампованная с отдушиной и фильтром

d_1	D	D_1	L	l	b
M12×1,75	20	32	40	12	5,5
M16×2	25	40	50	16	7

Рис. 10.3 – Ручка-отдушина



2. Радиальная:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ кН} \quad (3.23)$$

где α – угол зацепления ($\alpha = 20^\circ$);

β – угол наклона зуба, град.

3. Осевая:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ кН} \quad (3.24)$$

3.4 Проверка зубчатой передачи на выносливость по напряжениям изгиба

Допускаемое напряжение $[\sigma_F]$ при расчёте на изгибную прочность раз-
решается вычислять по упрощенной формуле 3.24 [3] отдельно для колеса
 $[\sigma_{F2}]$ и шестерни $[\sigma_{F1}]$:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0 K_{FL}}{[S_F]}, \quad (3.25)$$

где $[S_F] = [S_F]' + [S_F]''$ – коэффициент безопасности.

Первый коэффициент $[S_F]'$ учитывает нестабильность свойств мате-
риала зубчатых колёс (его значения приведены в табл. 3.7). Второй коэф-
фициент $[S_F]''$ учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса: для
поковок и штамповок $[S_F]''=1$; для проката $[S_F]''=1,15$; для литых заготовок
 $[S_F]''=1,3$.

Значения предела выносливости при расчёте на изгибную прочность
 $\sigma_{F \lim b}^0$ приведены в табл. 3.7 (табл. 3.9 [3]).

Таблица 3.7. Значения предела выносливости при расчёте на изгибную
прочность $\sigma_{F \lim b}^0$ и коэффициента $[S_F]'$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_{F \lim b}^0$, МПа	$[S_F]'$
		на поверхно- сти	в серд- цевине		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	HB 180-350		1,8 HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	HRC 45-55		500-550	1,8
40XH, 40XH2MA	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48-58	HRC 25-35	700	1,75
20XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3A	Цементация	HRC 57-63	-	950	1,55
Стали, содер- жащие алюмин.	Азотирование	HV 700-950	HRC 24-40	300+1,2 HRC	1,75

K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на изгиб:

$$K_{FL} = \sqrt[q]{N_{FG} / N}, \text{ при условии } 1 \leq K_{FL} \leq K_{FL \max}. \quad (3.26)$$

где $K_{FL \max} = 4$ и $q = 6$ – для улучшенных зубчатых колес;

$K_{FL \max} = 2,5$ и $q = 9$ – для закаленных и поверхностно-упрочненных зубь-
ев.

При расчете на изгиб $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$, N (см. формулу 3.4)

Для длительно работающих быстроходных передач $N > N_{FG}$ и, следовательно, $K_{FL} = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в (3.26). Второй знак неравенства ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения зуба.

Проверка зубчатой передачи на выносливость по напряжениям изгиба (излом зуба) выполняется по формуле (формула 3.25 [3]):

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_n}, \quad (3.27)$$

где $F_t = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / d_2$ – окружная сила на колесах, Н;

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ – коэффициент нагрузки;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, который выбирается по табл. 3.8 (табл. 3.7[3]);

K_{Fv} – коэффициент динамичности, который в зависимости от окружной скорости и термообработки выбирается по табл. 3.9 (табл. 3.8[3]);

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба (отдельно для шестерни и колеса), который в зависимости от числа зубьев имеет следующие значения (ГОСТ 21354-75).

z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Проверку на изгиб следует проводить для того зубчатого колеса, для которого отношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше.

Таблица 3.8. Значение коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = b_2/d_1$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	HB ≤ 350				HB > 350			
	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	-	-	-	-	-	-

Примечание. Данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV – то же, но при установке валов на роликовых подшипниках.

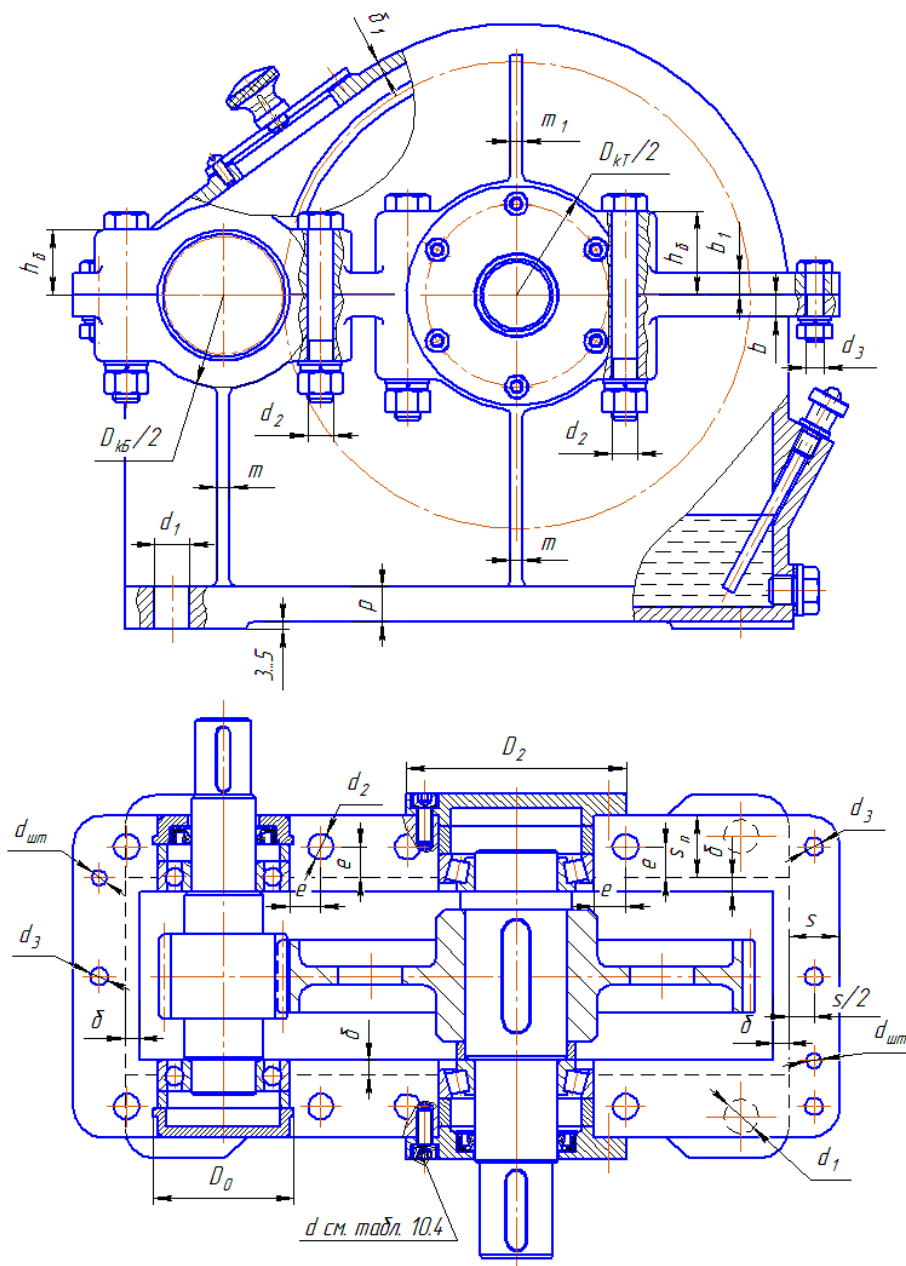


Рис. 10.1 – Основные элементы корпуса из чугуна

Для шпонки ГОСТ 23360-78 16×10×63 на валу колеса

$$\sigma_{см} = \frac{5 \cdot 215 \cdot 10^3}{55 \cdot 10 \cdot (63 - 16)} = 41,6 \text{ МПа} < 110 \text{ МПа} \quad (9.4)$$

Условие прочности выполняется

10. Конструктивные размеры корпуса и крышки

Расчет проводят по формулам табл. 10.1 (табл. 10.2, 10.3 [3]).

Таблица 10.1 Основные элементы корпуса из чугуна

Параметр	Формула
Толщина стенки корпуса	$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1$, но не менее 8 мм
Толщина стенки крышки редуктора	$\delta_l = 0,02 \cdot a_w + 1$, но не менее 8 мм
Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса	$b = 1,5 \cdot \delta$
Толщина нижнего пояса крышки корпуса	$b_l = 1,5 \cdot \delta_l$
Толщина нижнего пояса корпуса	$p = 2,3 \cdot \delta$
Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \dots 1) \cdot \delta$
Толщина ребер крышки корпуса	$m_l = (0,85 \dots 1) \cdot \delta_l$
Диаметры болтов: - фундаментальных	$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a + 12$
- крепящих крышку к корпусу у подшипников	$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1$
- крепящих крышку с корпусом	$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1$
Ширина пояса корпуса и крышки - у подшипникового гнезда	$s_n = d_{ш2} + 10$ $d_{ш2}$ – наружный диаметр шайбы болта d_2 (см. табл.10.2)
- параллельно осям валов	$s = d_{ш3} + 10$ $d_{ш3}$ – наружный диаметр шайбы болта d_3 (см. табл.10.2)
Размер, определяющий положение болтов d_2	$e = 0,5 d_{ш2} + 5$
Высота бобышки h_6 под болт d_2	h_6 выбирают конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку.
Гнездо под подшипник - диаметр отверстия в гнезде принимаем равным наружному диаметру подшипника	D_n – наружный диаметр подшипника
- диаметр гнезда	Для торцевой $D_k = D_2 + (2 \dots 5)$, D_2 – диаметр фланца крышки подшипника (см. П4... П6) Для врезной $D_k = D_0 + b$, D_0 – диаметр крышки подшипника (см. П4... П6)

Таблица 10.2. Шайбы уменьшенные. ГОСТ 10450-78.

Диаметр резьбы крепёжной детали	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42
$d_{ш}$, мм	11	15	18	20	24	28	30	34	37	39	44	50	60	72

Таблица 3.9. Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость НВ поверхности зубьев	Передача	Окружная скорость v , м/с		
			3	3...8	8...12,5
6	≤ 350	прямозубая	1	1,2	1,3
		косозубая	1	1	1,1
	> 350	прямозубая	1	1,15	1,25
		косозубая	1	1	1
7	≤ 350	прямозубая	1,15	1,35	1,45
		косозубая	1	1	1,2
	> 350	прямозубая	1,15	1,25	1,35
		косозубая	1	1	1,1
8	≤ 350	прямозубая	1,25	1,45	-
		косозубая	1,1	1,3	1,4
	> 350	прямозубая	1,2	1,35	-
		косозубая	1,1	1,2	1,3

Для косозубых передач коэффициент формы зуба Y_F следует принимать не по фактическому числу зубьев z , а по эквивалентному z_v , которое учитывает повышение несущей способности косозубых передач.

$$Z_v = Z / \cos^3 \beta \quad (3.28)$$

Коэффициент Y_β компенсирует погрешности принятой расчётной схемы и при расчёте прямозубых колёс не учитывается.

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} \geq 0,7 \quad (3.29)$$

где β^0 – угол наклона линии зуба в градусах.

Коэффициент K_{Fa} учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями и определяется по формуле

$$K_{Fa} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (3.30)$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия;

$$\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta. \quad (3.31)$$

n – степень точности.

Результаты расчета сводятся в таблицу (см. пример)

Пример выполнения и оформления раздела №3

Исходные данные (см. табл.1 стр.9)

передаточное отношение ступени
крутящий момент ведомого вала
частота вращения ведомого вала
угловая скорость ведущего вала
тип редуктора

$u = 4$
 $T_2 = 215 \text{ Н·м}$
 $n_2 = 89,3 \text{ мин}^{-1}$
 $\omega_1 = 37,4 \text{ рад/с}$
косозубый

требуемый ресурс определить по формуле

$$L_h = 365 \cdot \text{лет} \cdot 24 \cdot K_{\text{год}} \cdot K_{\text{сут}} = 365 \cdot 6 \cdot 24 \cdot 0,5 \cdot 0,4 = 10512 \text{ ч}$$

где $K_{\text{год}}$ – коэффициент годового использования ($K_{\text{год}} = 0,2 \dots 0,8$);
 $K_{\text{сут}}$ – коэффициент суточного использования ($K_{\text{год}} = 0,2 \dots 0,5$).

3.1 Выбор материала

Выбираем материал по табл. 3.1 со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость HB 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но на 30 единиц ниже HB 200

Допускаемые контактные напряжения по формуле (3.1):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости, МПа;

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи;

$[S_H]$ – коэффициент безопасности, для колес нормализованной и улучшенной стали $[S_H] = 1,1$.

Определяем среднюю твердость рабочих поверхностей зубьев по формуле 3.2):

$$HB_{cp} = 0,5 (HB_{\min} + HB_{\max}) = 0,5 \cdot (200 + 230) = 215 \quad (3.2)$$

Определяем базовые числа циклов нагружений (по формуле 3.3):

- при расчете на контактную прочность

$$N_{HG} = 30 (HB_{cp})^{2,4} = 30 \cdot (215)^{2,4} \approx 11,9 \cdot 10^6 \leq 6 \cdot 10^7. \quad (3.3)$$

Определяем действительные числа циклов перемены напряжений (по формуле 3.4):

$$\text{- для колеса } N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 89,3 \cdot 10512 \approx 56,1 \cdot 10^6 \quad (3.4)$$

$$\text{- для шестерни } N_1 = N_2 \cdot u = 56,1 \cdot 10^6 \cdot 4 \approx 224,4 \cdot 10^6$$

где $n_2 = 89,3$ – частота вращения колеса, мин⁻¹;

$L_h = 10512$ – время работы передачи ч;

$u = 4$ – передаточное число ступени.

Определяем коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям (по формуле 3.5):

$$\text{- для колеса } K_{HL2} = \sqrt[N_{HG}]{N_2} = \sqrt[11,9 \cdot 10^6]{56,1 \cdot 10^6} = 0,77 \quad (3.5)$$

$$\text{- для шестерни } K_{HL1} = \sqrt[N_{HG}]{N_1} = \sqrt[11,9 \cdot 10^6]{224,4 \cdot 10^6} = 0,61$$

Для длительно работающих быстроходных передач $N > N_{HG}$ и, следовательно, принимаем для шестерни и колеса $K_{HL} = 1$

по табл. 3.2 для материала шестерни и колеса: $\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70$, МПа

для колеса: $\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470$ МПа

для шестерни: $\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530$ МПа

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений при спокойной нагрузке:

при стальной ступице $[\sigma]_{cm} = 110 \dots 190$ Н/мм²;

при чугунной – $[\sigma]_{cm} = 70 \dots 100$ Н/мм².

Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие – при переменной и работе с ударами. При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{cm}$ снижают в 1,5 раза.

Пример выполнения и оформления раздела №9

Исходные данные (см. табл. 1, 5.1)

крутящий момент ведущего вала	$T_1 = 56 \text{ Н} \cdot \text{м};$
крутящий момент ведомого вала	$T_2 = 215 \text{ Н} \cdot \text{м};$
диаметры ступеней валов под шпонки:	
вала-шестерни	$d_1 = 30 \text{ мм};$
вала колеса	$d_2 = 40 \text{ мм}; \quad d_3 = 55 \text{ мм};$

По диаметрам валов принимаем следующие шпонки по ГОСТ 23360-78:

Диаметр вала $d, \text{ мм}$	Ширина шпонки $b, \text{ мм}$	Высота шпонки $h, \text{ мм}$	Длина шпонки $l, \text{ мм}$
30	8	7	36
40	12	8	45
55	16	10	63

Соединения призматическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{5 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (9.1)$$

где T – передаваемый момент Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, $l_p = l - b$, мм.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений при спокойной нагрузке:

при стальной ступице $[\sigma]_{cm} = 110 \dots 190$ Н/мм²;

Для шпонки ГОСТ 23360-78 8×7×36 на валу шестерне

$$\sigma_{cm} = \frac{5 \cdot 56 \cdot 10^3}{30 \cdot 7 \cdot (36 - 8)} = 47,6 \text{ МПа} < 110 \text{ МПа} \quad (9.2)$$

Условие прочности выполняется

Для шпонки ГОСТ 23360-78 12×8×45 на валу колеса

$$\sigma_{cm} = \frac{5 \cdot 215 \cdot 10^3}{40 \cdot 8 \cdot (45 - 12)} = 101,8 \text{ МПа} < 110 \text{ МПа} \quad (9.3)$$

Условие прочности выполняется

$$L = \left(\frac{C}{P_9} \right)^p = \left(\frac{62700}{5699} \right)^{3,33} = 2938,3 \text{ млн.об.}, \quad (8.5)$$

где $p = 3,33$ для роликовых подшипников.

Ресурс подшипника в часах работы

$$L_h = 10^6 L / (60 \cdot n) = 10^6 \cdot 2938,3 / (60 \cdot 89,3) = 548389 \text{ ч}, \quad (8.6)$$

где n – частота вращения подшипника, об/мин.

Сравниваем полученный результат с требуемым ресурсом редуктора L_h

$$548389 > 10512$$

Подшипник №7209А пригоден.

9. Проверка прочности шпоночных соединений

Применяются шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Поле допуска на ширину шпонки b h9, на высоту шпонки h11 (h9 до 6 мм), на длину шпонки h14.

Таблица 9. Шпонки призматические (выборка). Размеры, мм

Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вал t_1	втулка t_2
12-17	5	5	3	2,3
17-22	6	6	3,5	2,8
22-30	8	7	4	3,3
30-38	10	8	5	3,3
38-44	12	8	5	3,3
44-50	14	10	5,5	3,8
50-58	16	10	6	4,3
58-65	18	11	7	4,4
65-75	20	12	7,5	4,9
75-85	22	14	9	5,4

Примечание. Длину шпонки выбирают из ряда, мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140 и др.

Соединения призматическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{5 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (9.1)$$

где T – передаваемый момент Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, $l_p = l - b$, мм.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

Тогда допускаемые контактные напряжения:

$$\text{Для шестерни: } [\sigma_{H1}] = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 482 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса: } [\sigma_{H2}] = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 427 \text{ МПа}$$

Принимаем расчетное контактное напряжение для косозубой передачи $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 427 \text{ МПа}$

3.2 Межосевое расстояние определяем по формуле (3.6)

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \text{ мм} \quad (3.6)$$

где K_a – для косозубых и шевронных передач $K_a = 430$;

$u = 4$ – передаточное отношение ступени;

$T_2 = 215$ – крутящий момент ведомого вала, Н·м;

$K_{H\beta} = 1,15$ – коэффициент, учитывающий не равномерность распределения нагрузки по ширине венца при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор по таблице 3.3.

$[\sigma_H] = 427$ – предельно допускаемое напряжение МПа;

ψ_{ba} – коэффициент отношения зубчатого венца к межосевому расстоянию, при проектировании для косозубой передачи $\psi_{ba} = 0,25$

$$a_w = 430 \cdot (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{215 \cdot 1,15}{427^2 \cdot 4^2 \cdot 0,25}} = 150 \text{ мм}$$

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66 $a_w = 160 \text{ мм}$.

3.3 Нормальный модуль:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w, \text{ мм} \quad (3.7)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 $m_n = 3 \text{ мм}$

3.4 Суммарное число зубьев шестерни колеса:

Для косозубых колёс со стандартным нормальным модулем (формула 3.8):

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m_n}, \quad (3.8)$$

где β – угол наклона линии зубьев.

Принимаем для косозубых колёс $\beta = 12^\circ$ тогда

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 12^\circ}{3} \approx 104$$

3.5 Число зубьев шестерни по формуле 3.9:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1) \quad (3.9)$$

$$z_1 = 104 / (4 + 1) = 21$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 \quad (3.10)$$

$$z_2 = 104 - 21 = 83$$

Уточняем передаточное число: $u = z_2/z_1 = 83/21 = 3,95$

Отклонение $\Delta = \frac{4 - 3,95}{3,95} \cdot 100\% \approx 1,3\%$

Уточняем значение межосевого расстояния (формула 3.11):

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2) m_n / \cos \beta \quad (3.11)$$

$$a_w = 0,5 \cdot (21 + 83) \cdot 3 / \cos 12^\circ = 159,48 \text{ мм}$$

При проверке обнаружилось несоответствие полученного результата с ранее принятым значением $a_w = 160$ мм по стандарту. В этом случае устраняем расхождение изменением угла β (формула 3.12):

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2a_w} = \frac{(21 + 83) \cdot 3}{2 \cdot 160} = 0,97500 \quad (3.12)$$

Что соответствует углу $\beta = \arccos(0,97500) \approx 12,85^\circ$

3.6 Диаметры делительные (формула 3.13):

Для шестерни: $d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 = \frac{3}{0,975} \cdot 21 = 64,62 \text{ мм}$ (3.13)

Для колеса: $d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 = \frac{3}{0,975} \cdot 83 = 255,38 \text{ мм}$

Проверка: $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{64,62 + 255,38}{2} = 160,00 \text{ мм}$

3.7 Диаметры вершин зубьев (формула 3.14):

Для шестерни: $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 64,62 + 2 \cdot 3 \approx 70 \text{ мм}$ (3.14)

Для колеса: $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 255,38 + 2 \cdot 3 \approx 261 \text{ мм}$

3.8 Диаметр впадин зубьев (формула 3.15):

Для шестерни: $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 64,62 - 2,5 \cdot 3 = 57 \text{ мм}$ (3.15)

Для колеса: $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 255,38 - 2,5 \cdot 3 = 248 \text{ мм}$

3.9 Ширина зуба (формула 3.16 и 3.17):

Для колеса: $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 160 = 40 \text{ мм}$ (3.16)

Для шестерни: $b_1 = b_2 + 6 = 40 + 6 = 46 \text{ мм}$ (3.17)

3.10 Определяем коэффициент ширины зуба по диаметру (формула 3.18):

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}, \quad (3.18)$$

где b_2 – ширина зуба для зубчатого колеса, мм;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

$$\psi_{bd} = \frac{40}{64,62} = 0,7$$

Определяем расчетные коэффициенты:

V – коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается. Принимаем $V = 1$;

K_δ – коэффициент безопасности, зависящий от характера воспринимаемой нагрузки и степени ответственности механизма в машине. Принимаем по табл. 8.1 $K_\delta = 1,8$;

K_T – табличный температурный коэффициент (табл. 9.20 [3]), при $t < 100^\circ \text{С}$ – $K_T = 1$.

Для подшипника №207

Определяем коэффициент осевого нагружения e .

Вычисляем отношение – $F_a/C_o = 384/13,7 \cdot 10^3 = 0,028$

По табл. 8.2 определяем $e = 0,22$.

Вычисляем отношение $F_a/V \cdot R_A = 384/(1 \cdot 909) = 0,42$

Сравниваем его с коэффициентом e . $F_a/(V \cdot R) > e$

По табл. 8.2 определяем $X = 0,56$; $Y = 1,99$.

Рассчитываем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник по формуле 8.1:

$$P_\Sigma = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 909 + 1,99 \cdot 384) \cdot 1,8 \cdot 1 = 2291 \text{ Н.} \quad (8.1)$$

Определяем расчетную долговечность, млн об. по формуле 8.2:

$$L = \left(\frac{C}{P_\Sigma} \right)^p = \left(\frac{25500}{2291} \right)^3 = 1378,1 \text{ млн.об.}, \quad (8.2)$$

где $p = 3$ для шариковых

Ресурс подшипника в часах работы

$$L_h = 10^6 L / (60 \cdot n) = 10^6 \cdot 1378,1 / (60 \cdot 357) = 64337 \text{ ч} \quad (8.3)$$

где n – частота вращения подшипника, об/мин.

Сравниваем полученный результат с требуемым ресурсом редуктора L_h

$$64337 > 10512$$

Подшипник №207 пригоден.

Для подшипника №7209А.

Определяем коэффициент осевого нагружения e .

По табл. ПЗ определяем $e = 0,41$.

Вычисляем отношение $F_a/V \cdot R_A = 384/(1 \cdot 3166) = 0,12$

Сравниваем его с коэффициентом e . $F_a/(V \cdot R) < e$

По табл. 8.2 определяем $X = 1$; $Y = 0$.

Рассчитываем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник по формуле 8.1:

$$P_\Sigma = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3166 + 0 \cdot 384) \cdot 1,8 \cdot 1 = 5699 \text{ Н.} \quad (8.4)$$

Определяем расчетную долговечность, млн. об. по формуле 8.2:

Таблица 8.2. Коэффициенты X и Y для подшипников

Тип подшипника	F_a/C_0	$F_a/(V \cdot R) \leq e$		$F_a/(V \cdot R) > e$		e
		X	Y	X	Y	
Радиальные шариковые однорядные	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,71	0,26
	0,084				1,55	0,28
	0,11				1,45	0,30
	0,17				1,31	0,34
	0,28				1,15	0,38
	0,42				1,04	0,42
	0,56				1,00	0,44
Радиально-упорные конические роликовые однорядные	-	1	0	0,4	$0,4 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$ (см.ПЗ)	$1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha$ (см.ПЗ)

Расчетная долговечность, млн. об. по формуле (9.1) [3]:

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^p, \quad (8.2)$$

где $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников.

Ресурс подшипника в часах работы

$$L_h = 10^6 L / (60 \cdot n), \quad (8.3)$$

где n – частота вращения подшипника, об/мин.

Сравниваем полученный результат с требуемым ресурсом редуктора L_h

Пример выполнения и оформления раздела №8

Исходные данные (см. табл.1,3,5,7)

осевая сила в зацеплении зубчатой передачи	$F_a = 384 \text{ Н};$
максимальные суммарные реакции опор: для вала шестерни	$R_B = 909 \text{ Н};$
для вала колеса	$R_C = 3166 \text{ Н}.$
частота вращения: вала шестерни	$n_1 = 357 \text{ об/мин}$
вала колеса	$n_2 = 89,3 \text{ об/мин}$
Подшипники: для вала шестерни	№ 207
для вала колеса	№ 7209А
Ресурс работы редуктора	$L_h = 10512 \text{ ч}$

Выписываем характеристики подшипника по справочникам (см. приложение П2 и ПЗ):

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	Размеры, мм			C	C_0
№207	32	72	17	25,5	13,7
№7209А	45	85	20,75	62,7	50

3.11 Определяем окружную скорость колес.

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{37,4 \cdot 64,62}{2} = 1208 \text{ мм/с} = 1,2 \text{ м/с} \quad (3.19)$$

Степень точности передачи (по табл. 3.4): для косозубых колес при скорости до 5 м/с следует принять 8-ю степень точности.

3.12 Определяем коэффициент нагрузки.

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu} \quad (3.20)$$

По таблице 3.5 при $\psi_{bd} = 0,7$, твердости НВ < 350 и симметричном расположении колес коэффициент $K_{H\beta} = 1,03$

По таблице 3.6 при $v = 1,2 \text{ м/с}$ и 8-й степени точности коэффициент $K_{H\alpha} = 1,09$

По таблице 3.4 для косозубых колес $K_{H\nu} = 1$

$$K_H = 1,03 \cdot 1,09 \cdot 1 = 1,12$$

3.13 Проверяем контактные напряжения по формуле 3.21:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}}, \text{ МПа} \quad (3.21)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм;

T_2 – крутящий момент ведомого вала, Н·мм;

K_H – коэффициент нагрузки;

u – передаточное отношение ступени;

b_2 – ширина колеса, мм;

$$\sigma_H = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{215 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot (4+1)^3}{40 \cdot 4^2}} = 366 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 427 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

3.14 Силы, действующие в зацеплении.

- Окружная (формула 3.22):

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}, \text{ кН} \quad (3.22)$$

где T_2 – крутящий момент ведомого вала, Н·м;

d_2 – делительный диаметр колеса, мм;

$$F_t = \frac{2 \cdot 215}{255,38} = 1,684 \text{ кН}$$

- Радиальная (формула 3.23):

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ кН} \quad (3.23)$$

где α – угол зацепления ($\alpha = 20^\circ$);

β – угол наклона зуба, 10° ;

$$F_r = 1,684 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{0,975} = 0,628 \text{ кН}$$

- Осевая (формула 3.24):

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 1,984 \cdot \operatorname{tg} 12,85^\circ = 0,384 \text{ кН} \quad (3.24)$$

3.15 Проверка зубчатой передачи на выносливость по напряжениям изгиба

Допускаемое напряжение $[\sigma_F]$ при расчёте на изгибную прочность по формуле 3.25 отдельно для колеса $[\sigma_{F2}]$ и шестерни $[\sigma_{F1}]$:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim b}}^0 K_{FL}}{[S_F]}, \text{ МПа}, \quad (3.25)$$

где по таблице 3.7 для стали 45 улучшенной предел выносливости при нулевом цикле изгиба $\sigma_{F \text{ lim b}}^0 = 1,8 \text{ НВ}$.

Для шестерни $\sigma_{F \text{ lim b}}^0 = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}$

Для колеса $\sigma_{F \text{ lim b}}^0 = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}$

$[S_F] = [S_F]' + [S_F]''$ – коэффициент безопасности.

По таблице 3.7 $[S_F]' = 1,75$ для стали 45 улучшенной; $[S_F]'' = 1$ для поковок и штамповок.

$$[S_F] = [S_F]' + [S_F]'' = 1,75 + 1 = 2,75$$

K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на изгиб (по формуле 3.26):

$$K_{FL2} = \sqrt[q]{N_{FG} / N}, \quad 1 \leq K_{FL} \leq K_{FL \text{ max}}. \quad (3.26)$$

где $K_{FL \text{ max}} = 4$ и $q = 6$ – для улучшенных зубчатых колес;

При расчете на изгиб $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$, N (см. формулу 3.4)

Для колеса: $K_{FL2} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 56,1 \cdot 10^6} = 0,64$

Для шестерни: $K_{FL1} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 2244 \cdot 10^6} = 0,51$

Для длительно работающих быстроходных передач $N > N_{FG}$ и, следовательно, принимаем $K_{FL} = 1$ для шестерни и колеса.

Тогда допускаемые напряжения:

$$\text{Для шестерни} \quad [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim b}}^0 \cdot K_{FL1}}{[S_F]} = \frac{414 \cdot 1}{2,75} = 151 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса} \quad [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim b}}^0 \cdot K_{FL2}}{[S_F]} = \frac{360 \cdot 1}{2,75} = 131 \text{ МПа}$$

Проверку на изгиб следует проводить для того зубчатого колеса, для которого отношение $[\sigma_F] / Y_F$ меньше. Найдем отношения:

$$\text{Для шестерни} \quad [\sigma_{F1}] / Y_{F1} = 151 / 4,09 = 36,92$$

$$\text{Для колеса} \quad [\sigma_{F2}] / Y_{F2} = 131 / 3,61 = 36,29$$

Проверку на изгиб проводим для колеса.

8. Проверка долговечности подшипников

Проверяют подшипник по более нагруженной опоре для каждого вала.

Выписывают характеристики подшипника по справочникам (см. приложение П2 и П3):

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	Размеры, мм			C	C_o
№					

Далее определяют расчетные коэффициенты. В соответствии с условиями работы подшипника:

V – коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается: если внутреннее – $V = 1$; если наружное $V = 1,2$.

K_δ – коэффициент безопасности, зависящий от характера воспринимаемой нагрузки и степени ответственности механизма в машине (выбирается по справочникам табл. 8.1 (табл. 9.19 [3]) в пределах 1,0...3).

Таблица 8.1 Значение коэффициента K_δ

Нагрузка на подшипник	K_δ
Спокойная без толчков	1,0
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 %.	1,0...1,2
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременные перегрузки до 150 %.	1,3...1,5
То же в условиях повышенной надежности	1,5...1,8
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 %.	1,8...2,5
Нагрузка с сильными ударами и вибрацией, кратковременные перегрузки до 300 %.	2,5...3,0

K_T – табличный температурный коэффициент (табл. 9.20 [3]), при $t < 100^\circ \text{C}$ – $K_T = 1$.

X и Y – табличные коэффициенты, характеризующие способность данного типа подшипника воспринимать радиальную и осевую нагрузку (выбирают по каталогам подшипников).

Определяют коэффициент осевого нагружения e . При известной F_a вычисляют отношение – F_a / C_o .

По табл. 8.2 (табл. 9.18 [3]) определяют e .

Затем вычисляют отношение $F_a / V \cdot R$ и сравнивают его с коэффициентом e .

По табл. 8.2 (табл. 9.18 [3]) определяют X ; Y .

Рассчитывают эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник по формуле (9.3) [3]:

$$P_\Sigma = (X \cdot V \cdot R + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (8.1)$$

Поскольку $2,57 < 3,83$ проверку ведем для посадки с натягом.
Тогда

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,83 + 0,4 = 2,7. \quad (7.30)$$

Коэффициенты $\psi_\tau = 0,1$; $\psi_\sigma = 0,2$.

Момент сопротивления кручению по таблице 7.7:

$$W_\rho = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 45^3 = 18225 \text{ мм}^3. \quad (7.31)$$

Момент сопротивления изгибу:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 45^3 = 9113 \text{ мм}^3. \quad (7.32)$$

Изгибающий момент в сечении **В-В**

$$M_{B-B} = \sqrt{M_{3x}^2 + M_{3y}^2} = \sqrt{196,1^2 + 0^2} = 196,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (7.33)$$

Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2W_\rho} = \frac{215 \cdot 10^3}{2 \cdot 18,2 \cdot 10^3} = 5,9 \text{ МПа} \quad (7.34)$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{B-B}}{W} = \frac{196,1 \cdot 10^3}{9,1 \cdot 10^3} = 21,52 \text{ МПа}. \quad (7.35)$$

Составляющая постоянных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 384}{3,14 \cdot 45^2} = 0,24 \text{ МПа}. \quad (7.36)$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{335}{\frac{3,83}{0,95} \cdot 21,52 + 0,2 \cdot 0,24} = 3,87. \quad (7.37)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{194}{\frac{2,7}{0,95} \cdot 5,9 + 0,1 \cdot 5,9} = 12,22. \quad (7.38)$$

Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (7.1)

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{3,87 \cdot 12,22}{\sqrt{3,87^2 + 12,22^2}} = 3,69 > [s] = 2,5 \quad (7.39)$$

Условие прочности выполнено.

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба (по формуле 3.27).

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{Fa}}{b \cdot m_n}, \text{ МПа}, \quad (3.27)$$

где F_t – окружная сила на колесе, Н;

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ – коэффициент нагрузки,

$K_{F\beta}$ – по табл. 3.8 при $\psi_{bd} = 0,7$, твердости HB < 350 и симметричном расположении зубчатых колес относительно опор коэффициент $K_{F\beta} = 1,08$

По табл. 3.9 для косозубых колес 8-й степени точности и скорости 1,2 м/с коэффициент $K_{Fv} = 1$

Таким образом, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,08 \cdot 1 = 1,19$

Для косозубых передач коэффициент формы зуба Y_F по эквивалентному z_v , которое учитывает повышение несущей способности косозубых передач.

$$Z_V = Z / \cos^3 \beta \quad (3.28)$$

$$Z_V = 83 / \cos^3 12,95^\circ \approx 90$$

Тогда $Y_{F2} = 3,60$ для колеса (см. стр. 21).

Определяем коэффициент Y_β по формуле 3.29 для косозубых колес:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 1 - \frac{12,85}{140} = 0,91 \quad (3.29)$$

где $\beta = 12,85^\circ$ – угол наклона линии зуба в градусах.

Определяем коэффициент K_{Fa} (по формуле 3.30):

$$K_{Fa} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha} \quad (3.30)$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/21 + 1/83)] \cos 12,85^\circ = 1,65$$

$n = 8$ – степень точности.

$$K_{Fa} = \frac{4 + (1,65 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,65} = 0,9$$

Проверку на изгиб проводим для колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{1684 \cdot 1,19 \cdot 3,6 \cdot 0,91 \cdot 0,9}{40 \cdot 3} = 49 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 13 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

Все расчеты сводим в таблицу 3.

Таблица 3. Результаты расчета зубчатой передачи

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a_w , мм	160	Модуль зацепления m , мм	3
Ширина зубчатого венца, мм		Угол наклона зубьев β , °	12,85
шестерни b_1	46	Диаметр делительной окружности, мм	
колеса b_2	40	шестерни d_1	64,62
Число зубьев, шт		колеса d_2	255,38
шестерни z_1	21	Диаметр окружности вершин, мм	
колеса z_2	83	шестерни d_{a1}	70
Силы в зацеплении, Н		колеса d_{a2}	261
окружная F_t	1684	Диаметр окружности впадин, мм	
радиальная F_r	628	шестерни d_f	57
осевая F_a	384	колеса d_{f2}	247
Проверочный расчет			
Параметр	Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечания
Контактные напряжения σ , МПа	427	366	
Напряжения изгиба, МПа	σ_{F1}	151	
	σ_{F2}	131	

По полученным данным табл. 3 вычерчиваем эскиз зубчатой пары (см. рис. 3.1) на формате А1 в КОМПАС-3D, масштаб 1:1.

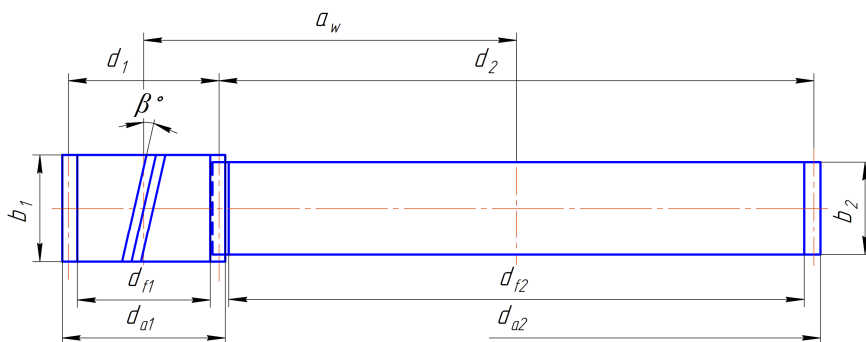


Рис. 3.1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

4. Нагрузки валов редуктора

4.1. Определение сил в зацеплении зубчатой передачи

В проектируемых приводах конструируются цилиндрические прямозубые и косозубые редукторы с углом наклона зуба $\beta = 8...16^\circ$

На рис. 4.1 даны схемы сил в зацеплении цилиндрической передачи при различных направлениях наклона зубьев и вращения двигателя. За точ-

Момент сопротивления изгибу:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 55^3 = 16638 \text{ мм}^3. \quad (7.22)$$

Изгибающий момент в сечении А-А

$$M_{A-A} = \sqrt{M_{3x}^2 + M_{3y}^2} = \sqrt{39,4^2 + 138^2} = 144 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (7.23)$$

Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2W_\rho} = \frac{215 \cdot 10^3}{2 \cdot 33,3 \cdot 10^3} = 3,23 \text{ МПа} \quad (7.24)$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{A-A}}{W} = \frac{144 \cdot 10^3}{16,6 \cdot 10^3} = 8,63 \text{ МПа}. \quad (7.25)$$

Составляющая постоянных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 384}{3,14 \cdot 55^2} = 0,16 \text{ МПа}. \quad (7.26)$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{335}{\frac{4}{0,95} \cdot 8,63 + 0,2 \cdot 0,16} = 9,23. \quad (7.27)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{194}{\frac{2,8}{0,95} \cdot 3,23 + 0,1 \cdot 3,23} = 19,76. \quad (7.28)$$

Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (7.1)

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{9,23 \cdot 19,76}{\sqrt{9,23^2 + 19,76^2}} = 8,36 > [s] = 2,5 \quad (7.29)$$

Условие прочности выполнено.

Сечение В-В (т. 2 см. рис 6.2)

Концентрация напряжений обусловлена посадка подшипника с натягом и ступенчатый переход галтелью r между 2-й и 3-й ступенью с буртиком t .

Определяем отношения $d_3/d_2 = D/d = 55/45 = 1,22$

$$r/d_2 = r/d = 2/45 = 0,04$$

где $r=2$ – галтель по диаметру $d_2 = 55$ мм (см. табл. 5.3), мм.

По таблице 7.5 интерполируя находим $k_\sigma = 2,15$; $k_\tau = 1,6$;

По таблице 7.6 интерполируя находим $\varepsilon_\sigma = 0,84$; $\varepsilon_\tau = 0,72$;

Определяем отношение для перехода галтелью $k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 2,15/0,84 = 2,57$

При $d_2 = 55$ мм, по таблице 7.2 для посадки с натягом принимаем

$$k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 3,83$$

Результирующий коэффициент запаса прочности по формуле (7.1)

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{25,21 \cdot 23,1}{\sqrt{25,21^2 + 23,1^2}} = 17,03 > [s] = 2,5 \quad (7.19)$$

Условие прочности выполнено.

Вал ведомый

Материал вала - сталь 45. По табл. 7.1 предел прочности $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$

Пределы выносливости:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 194 \text{ МПа}$$

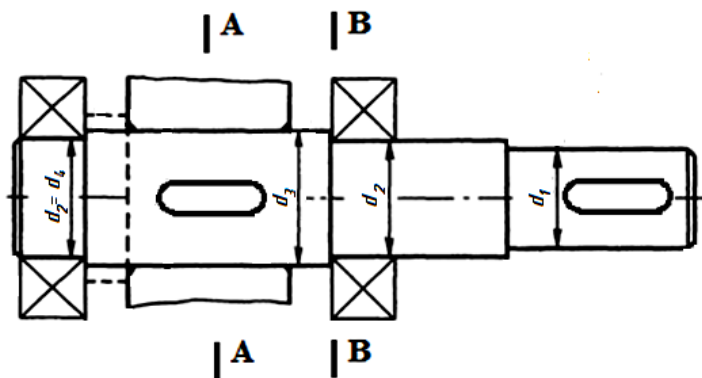


Рис. 7.2 – Опасные сечения вала ведомого

Сечение А-А (т. 3 см. рис 6.2)

Концентрация напряжений обусловлена посадкой колеса с натягом и шпоночным пазом

При $d_3 = 55 \text{ мм}$, по таблице 7.2 для посадки с натягом принимаем

$$k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 4$$

По таблице 7.4 находим $k_\sigma = 1,8$; $k_\tau = 1,7$;

По таблице 7.6 интерполируя находим $\varepsilon_\sigma = 0,81$; $\varepsilon_\tau = 0,69$;

Определяем отношение для шпоночного паза $k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 1,8 / 0,8 = 2,24$

Поскольку $2,24 < 4$ проверку ведем для посадки с натягом.

Тогда

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 4 + 0,4 = 2,8 \quad (7.20)$$

Коэффициенты $\psi_\tau = 0,1$; $\psi_\sigma = 0,2$.

Момент сопротивления кручению по таблице 7.7:

$$W_\rho = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 55^3 = 33275 \text{ мм}^3 \quad (7.21)$$

ку приложения сил принимают полюс зацепления в средней плоскости колеса.

Значения сил определены в пункте 3.14 «Расчет зубчатой передачи».

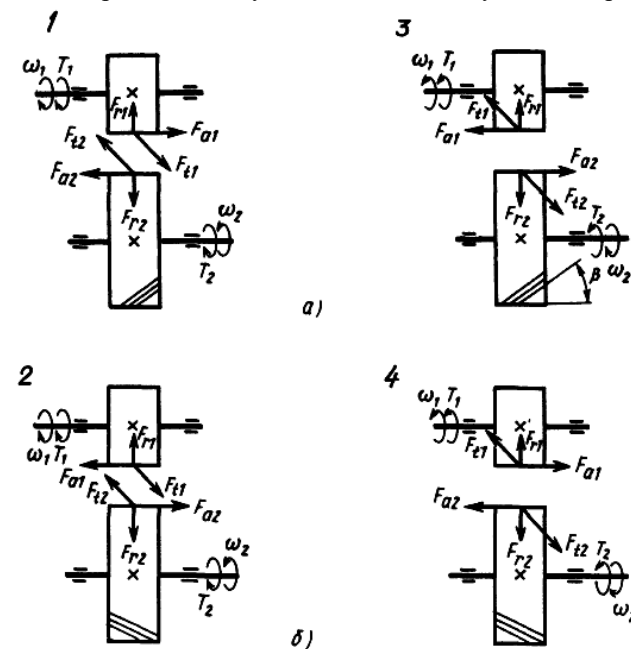


Рис. 4.1. Схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи:
а – направление линии зуба колеса – левое, шестерни – правое, б – колеса – правое, шестерни – левое. Схемы 1, 2 – вращение быстроходного вала по часовой стрелке, схемы 3, 4 – против часовой стрелки (смотреть слева).

4.2. Определение консольных сил

В проектируемых приводах конструируются открытые зубчатые цилиндрические и конические передачи с прямыми зубьями, а также ременные и цепные передачи, определяющие консольную нагрузку на выходные концы валов. Кроме того, консольная нагрузка вызывается муфтами, соединяющими двигатель с редуктором или редуктор с рабочей машиной.

Схема сил в зацеплении открытых зубчатых прямозубых передач такая же, как и для закрытых (исключая силу F_a в цилиндрическом прямозубом зацеплении); угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ (см. рис. 4.1)

Определение направления консольных сил со стороны передач гибкой связью и муфт $F_{оп}$, F_m см. 4.3, п. 7.

Значения консольных сил определить по табл. 4.1.

Таблица 4.1. Консольные силы

Вил открытой передачи	Характер силы по направлению	Значение силы, Н	
		на шестерне	на колесе
Цилиндрическая прямозубая	Окружная	$F_{t1}= F_{t2}$	$F_{t2}=2T_2 \cdot 10^3/d_2$
	Радиальная	$F_{r1}= F_{r2}$	$F_{r2}= F_{t2} \cdot tg\alpha$
Коническая прямозубая	Окружная	$F_{t1}= F_{t2}$	$F_{t2}=2T_2 \cdot 10^3/(0,857 \cdot d_{e2})$
	Радиальная	$F_{r1}=0,36 \cdot F_{t1} \cdot cos\delta_1$	$F_{r2}= F_{a1}$
	Осевая	$F_{a1}=0,36 \cdot F_{t1} \cdot sin\delta_1$	$F_{a2}= F_{r1}$
Плоскоременная	Радиальная	$F_{on}=2F_0 \cdot sin(\alpha_1/2)$	
Клиноременная	«	$F_{on}=2F_0 \cdot z \cdot sin(\alpha_1/2)$	
Поликлиноременная	«	$F_{on}=2F_0 \cdot sin(\alpha_1/2)$	
Цепная	«	$F_{on}=k_6F+2F_0$	
Муфта	«	На быстроходном валу	На тихоходном валу
		$F_{m1}=50\sqrt{T_1}...125\sqrt{T_2}$	$F_{m2}=125\sqrt{T_2}$ – для зубчатых редукторов; $F_{m2}=250\sqrt{T_2}$ – для червячных

Примечание:
Величины, входящие в формулы для определения консольных сил: T_2 для открытых зубчатых передач – вращающий момент на приводном валу рабочей машины, на котором установлено колесо, Н; T_1 и T_2 для муфт – вращающий момент на быстроходном и тихоходном валах редуктора, Н; d_2 – делительный диаметр цилиндрического колеса, мм; d_{e2} – внешний делительный диаметр конического колеса; δ_1 – угол делительного конуса шестерни, град.

4.3. Силовая схема нагружения валов редуктора

Силовая схема нагружения валов имеет целью определить направление сил в зацеплении редукторной пары, консольных сил со стороны открытых передач и муфты, реакций в подшипниках, а также направление вращающих моментов и угловых скоростей валов.

Схема выполняется в формате А4 и должна содержать: название схемы; силовую схему нагружения валов в изометрии; координатную систему осей X, Y, Z для ориентации схемы; основную надпись – форма 2 а; таблицу силовых и кинематических параметров передачи (см. рис. 4.2).

Рекомендуется следующий порядок выполнения силовой схемы:

1. Наметить расположение элементов силовой схемы в соответствии с кинематической схемой привода
2. Произвольно расположить и разноцветно вычертить аксонометрические оси X, Y, Z (под углом 120°): векторы сил в зацеплении, консольных

Определяем отношения $d_3/d_2 = D/d = 43/35 = 1,23$

$$r/d_2 = r/d = 2/35 = 0,06$$

где $r=2$ – галтель по диаметру $d_2 = 35$ мм (см. табл. 5.3), мм.

По таблице 7.5 интерполируя находим $k_\sigma = 1,9$; $k_\tau = 1,45$;

По таблице 7.6 интерполируя находим $\varepsilon_\sigma = 0,87$; $\varepsilon_\tau = 0,75$;

Определяем отношение для перехода галтелью $k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 1,9/0,87 = 2,2$

При $d_2 = 35$ мм, по таблице 7.2 для посадки с натягом принимаем

$$k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 3,48$$

Поскольку $2,2 < 3,48$ проверку ведем для посадки с натягом.

Тогда

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,48 + 0,4 = 2,49 \quad (7.10)$$

Коэффициенты $\psi_\tau = 0,1$; $\psi_\sigma = 0,2$.

Момент сопротивления кручению по таблице 7.7:

$$W_\rho = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 35^3 = 8575 \text{ мм}^3. \quad (7.11)$$

Момент сопротивления изгибу:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 35^3 = 4288 \text{ мм}^3. \quad (7.12)$$

Изгибающий момент в сечении **В-В**

$$M_{B-B} = \sqrt{M_{3x}^2 + M_{3y}^2} = \sqrt{15,5^2 + 0^2} = 15,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (7.13)$$

Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_1}{2W_\rho} = \frac{56 \cdot 10^3}{2 \cdot 8,58 \cdot 10^3} = 3,27 \text{ МПа}. \quad (7.14)$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{B-B}}{W} = \frac{15,5 \cdot 10^3}{4,3 \cdot 10^3} = 3,62 \text{ МПа}. \quad (7.15)$$

Составляющая постоянных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 384}{3,14 \cdot 35^2} = 0,4 \text{ МПа}. \quad (7.16)$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{335}{\frac{3,48}{0,95} \cdot 3,62 + 0,2 \cdot 0,4} = 25,21. \quad (7.17)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{194}{\frac{2,49}{0,95} \cdot 3,27 + 0,1 \cdot 3,27} = 23,1. \quad (7.18)$$

Коэффициенты $\psi_\tau = 0,1$; $\psi_\sigma = 0,2$.

Момент сопротивления кручению по таблице 7.7:

$$W_\rho = 0,2 \cdot d^3. \quad (7.1)$$

При $d_3 = 43$ мм

$$W_\rho = 0,2 \cdot 43^3 = 15901 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 43^3 = 7951 \text{ мм}^3. \quad (7.2)$$

Изгибающий момент в сечении А-А

$$M_{A-A} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = \sqrt{31,1^2 + 45,9^2} = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (7.3)$$

Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_1}{2W_\rho} = \frac{56 \cdot 10^3}{2 \cdot 15901} = 1,76 \text{ МПа}. \quad (7.4)$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{M_{A-A}}{W} = \frac{55 \cdot 10^3}{7951} = 6,97 \text{ МПа}. \quad (7.5)$$

Составляющая постоянных напряжений:

$$\sigma_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 384}{3,14 \cdot 43^2} = 0,26 \text{ МПа}. \quad (7.6)$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{335}{\frac{2,03}{0,84 \cdot 0,95} \cdot 6,97 + 0,2 \cdot 0,26} = 18,92. \quad (7.7)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{194}{\frac{1,53}{0,72 \cdot 0,95} \cdot 1,76 + 0,1 \cdot 1,76} = 47,49. \quad (7.8)$$

Резльтирующий коэффициент запаса прочности по формуле (7.1)

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{18,92 \cdot 47,49}{\sqrt{18,92^2 + 47,49^2}} = 17,58 > [s] = 2,5 \quad (7.9)$$

Условие прочности выполнено.

Сечение В-В (м. 3 см. рис 6.1)

Концентрация напряжений обусловлена посадка подшипника с натягом и ступенчатый переход галтелью r между 2-й и 3-й ступенью с буртиком t .

Если в рассматриваемом сечении имеется несколько концентраторов напряжений, то учитывают один из них – тот для которого $k_\sigma / \varepsilon_\sigma$ больше.

сил и реакций в подшипниках изобразить цветом соответствующей оси (см. пп. 6, 7, 8).

3. Вычертить в произвольных размерах (соблюдая пропорции) валы и, установленные на них подшипники, редукторную пару, элемент открытой передачи и муфту в соответствии с условными обозначениями по ГОСТ 2.770–68 (табл. 4.2). Обозначить подшипники: A и B – на быстроходном валу, C и D – на тихоходном.

4. Выбрать направление винтовой линии колес. В цилиндрических косозубых передачах принять шестерню с левым зубом, колесо — с правым; (см. рис. 4.1).

5. Определить направление вращения быстроходного и тихоходного валов редуктора (ω_1 и ω_2) по направлению вращения двигателя.

Направление вращения двигателя выбрать в соответствии с направлением вращения приводного вала рабочей машины.

Если привод реверсивный, то направление вращения двигателя можно выбрать произвольно.

6. Определить направление сил в зацеплении редукторной пары в соответствии с выбранным направлением винтовой линии и вращения валов: на шестерне – F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} и на колесе F_{t2} , F_{r2} , F_{a2} – 4.1. Силы F_{t1} и F_{t2} направлены так, чтобы моменты этих сил уравнивали вращающие моменты T_1 и T_2 приложенные к валам редуктора со стороны двигателя и рабочей машины: F_{t1} – направлена противоположно вращению шестерни, F_{t2} – по направлению вращения колеса.

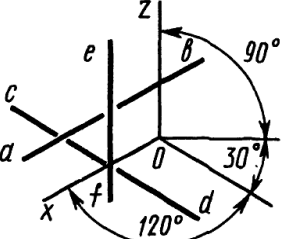
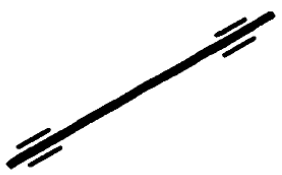
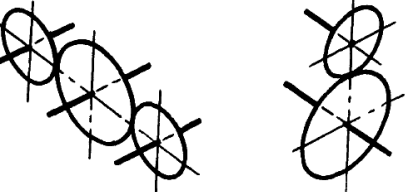
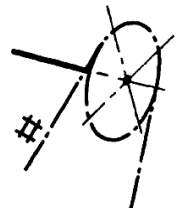
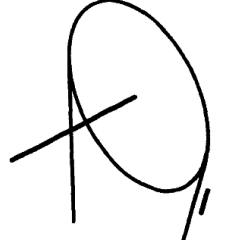
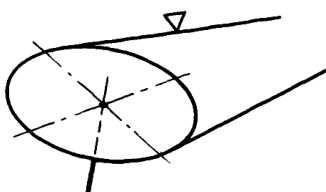
7. Определить направление консольных сил на выходных концах валов (см. рис. 4.2)

а) Направление сил в открытых зубчатых передачах определить так же, как в редукторных парах (см. п. 6).

б) Консольная сила от ременной (цепной) передачи F_{on} перпендикулярна оси вала и в соответствии с положением передачи в кинематической схеме привода может быть направлена вертикально, горизонтально или под углом к горизонту. Если проектным заданием предусмотрено наклонное положение передачи под углом θ° то силу F_{on} нужно разложить на вертикальную F_y и горизонтальную F_x составляющие (см. рис 4.2) и определить их значение.

в) Консольная сила от муфты F_m перпендикулярна оси вала, но ее направление в отношении окружной силы F_t может быть любым (зависит от случайных неточностей монтажа муфты). Поэтому рекомендуется принять худший случай нагружения — направить силу F_m противоположно силе F_t , что увеличит напряжения и деформацию вала.

Таблица 4.2. Условные обозначения некоторых элементов машин и механизмов в схемах, вычерчиваемых в аксонометрических проекциях (ГОСТ 2.770-68)

 Вал, валик, стержень, ось и т. п.	 Подшипники вала
 Передача цилиндрическая зубчатыми колесами внешнего зацепления	 Передача цепная
 Передача плоским ремнем	 Передача клиновым (поликлиновым) ремнем
 Знак неподвижности кинематического элемента	 Муфта необратимой передачи

8. Определить направление радиальных реакций в подшипниках. Радиальные реакции в подшипниках быстроходного и тихоходного валов на-

Пример выполнения и оформления раздела №7

Исходные данные (см. табл. 1,3,6,7)

материал валов	Сталь 45	
крутящий момент ведущего вала	$T_1 = 56 \text{ Н·м};$	
крутящий момент ведомого вала	$T_2 = 215 \text{ Н·м};$	
максимальные значения изгибающих моментов:		
вала-шестерни	$M_{2x} = 31,1 \text{ Н·м};$	$M_{2y} = 45,9 \text{ Н·м};$
	$M_{3x} = 15,5 \text{ Н·м};$	$M_{3y} = 0 \text{ Н·м};$
вала колеса	$M_{2x} = 0 \text{ Н·м};$	$M_{2y} = 196,1 \text{ Н·м};$
	$M_{3x} = 39,4 \text{ Н·м};$	$M_{3y} = 138 \text{ Н·м};$
диаметры ступеней валов: вала-шестерни	$d_2 = 35 \text{ мм};$	$d_3 = 43 \text{ мм};$
вала колеса	$d_2 = 45 \text{ мм};$	$d_3 = 55 \text{ мм};$
диаметр впадин зубьев: шестерни	$d_{f1} = 57 \text{ мм};$	
осевая сила в зацеплении зубчатой передачи	$F_a = 384 \text{ Н}.$	

Вал-шестерня

Материал вала - сталь 45. По табл. 7.1 предел прочности $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$

Пределы выносливости:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 194 \text{ МПа}$$

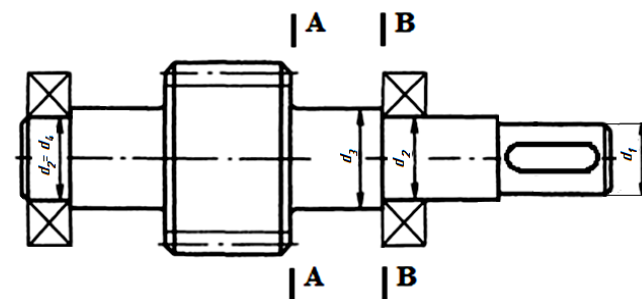


Рис. 7.1 – Опасные сечения вала-шестерни

Сечение А-А (т. 2 см. рис 6.1)

Концентрация напряжений обусловлена при $d_{f1} > d_3$ – ступенчатым переходом галтелью r между диаметром впадин шестерни d_{f1} , и диаметром ступени d_3

$$\text{Определяем отношения } d_{f1}/d_3 = D/d = 57/43 = 1,33$$

$$r/d_3 = r/d = 2/43 = 0,047$$

где $r=2$ – галтель по диаметру $d_3 = 43 \text{ мм}$ (см. табл. 5.3), мм.

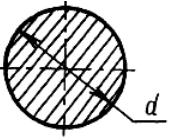
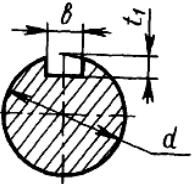
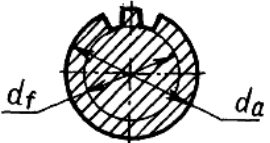
По таблице 7.5 интерполируя находим $k_\sigma = 2,03$; $k_\tau = 1,53$.

По таблице 7.6 интерполируя находим $\varepsilon_\sigma = 0,84$; $\varepsilon_\tau = 0,72$.

Таблица 7.6 Значения ε_σ и ε_τ

		Диаметр вала d , мм						
Сталь		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
Легированная	ε_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Кручение для всех сталей	ε_τ							

Таблица 7.7 Осевые и полярные моменты сопротивления сечения вала, мм

Сечение вала	W	W_p
Круглое сплошное 	$0,1 \cdot d^3$	$0,2 \cdot d^3$
Вал со шпоночной канавкой 	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}$;	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}$.
Шлицевой вал 	$\frac{0,1 \cdot (d_a + d_f)^3}{2}$	$0,2 \cdot d_f^3$

править противоположно направлению окружных F_{t1} и F_{t2} и радиальных (F_{r1} и F_{r2}) зацеплении редукторной передачи.

Точка приложения реакции — середина подшипника. При этом считать, что реакции от действия консольных нагрузок геометрически сложены с реакциями от сил зацепления. Реакции обозначить буквой R с индексом, указывающим данный подшипник и соответствующее направление координатной оси (R_{ax} , R_{cy} и т. п.).

9. Определить направление суммарных реакций в подшипниках геометрическим сложением радикальных реакций в вертикальной и горизонтальной плоскостях методом параллелограмма. Индекс обозначения суммарной реакции указывает данный подшипник (R_a , R_b и т. п.).

10. Составить табличный ответ к задаче 4. Конструкция таблицы зависит от сочетания вида редуктора и открытой передачи, входящих в проектируемый привод, и ее следует выполнить аналогично примеру на рис. 4.2.

Пример выполнения и оформления раздела №4.

Исходные данные (см. табл. 1, 2, 3)

крутящий момент ведущего вала	$T_1 = 56 \text{ Н} \cdot \text{м};$
крутящий момент ведомого вала	$T_2 = 215 \text{ Н} \cdot \text{м};$
угловая скорость ведущего вала	$\omega_1 = 37,4 \text{ рад/с};$
угловая скорость ведомого вала	$\omega_2 = 9,35 \text{ рад/с};$
тип редуктора	косозубый;
силы в зацеплении зубчатой передачи: тангенциальная —	$F_t = 1684 \text{ Н};$
осевая —	$F_a = 384 \text{ Н};$
радиальная —	$F_r = 628 \text{ Н};$
усилие, действующее на валы в ременной передаче:	$F_{оп} = 236 \text{ Н}.$

4.1 Определение консольных сил

Определяем усилие от муфты, действующее на ведомый вал по табл. 4.1.

$$F_m = 125 \sqrt{T_2} = 125 \sqrt{215} = 1833 \text{ Н}. \quad (4.1)$$

4.2. Силовая схема нагружения валов редуктора

Согласно рекомендациям [шейн] вычерчиваем в КОМПАС-3D на формате А4 форма 2а силовую схему нагружения валов (см. рис. 4.2) и заполняем таблицу.

В цилиндрических косозубых передачах принимаем шестерню с левым зубом, колесо — с правым.

Угол θ° принимаем 90° .

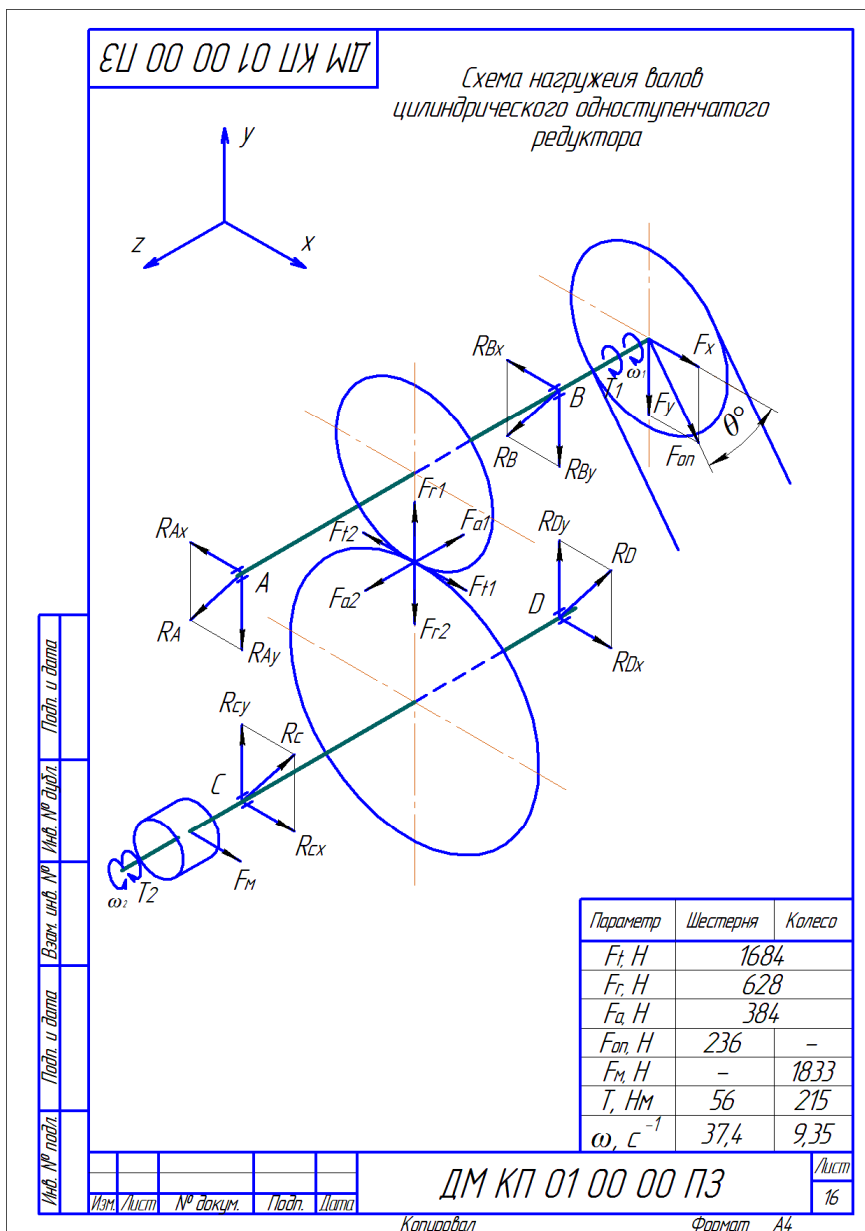


Рис. 4.2. Пример схемы нагружения валов цилиндрического одноступенчатого редуктора с муфтой и ременной передачей

Таблица 7.3 Значения коэффициентов k_σ и k_τ для шлицевых участков вала.

Шлицы		σ_B , МПа			
		600	700	800	900
Прямобоочные	k_σ	1,55	1,60	1,65	1,70
	k_τ	2,35	2,45	2,55	2,65
Эвольвентные	k_σ	1,55	1,60	1,65	1,70
	k_τ	1,46	1,49	1,52	1,55

Таблица 7.4 Значения коэффициентов k_σ и k_τ для валов с одной шпоночной канавкой

Коэффициенты	σ_B , МПа			
	600	700	800	900
k_σ	1,6	1,75	1,80	1,9
k_τ	1,5	1,6	1,7	1,9

Таблица 7.5 Значения коэффициентов k_σ и k_τ для валов с галтелями

		Валы из стали, имеющей σ_B , МПа							
$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	600	700	800	900	600	700	800	900
		k_σ				k_τ			
		1,96	2,08	2,20	2,35	1,30	1,35	1,41	1,45
До 1,1	0,02	1,66	1,96	1,75	1,81	1,20	1,24	1,27	1,29
	0,04	1,51	1,52	1,54	1,57	1,16	1,18	1,20	1,23
	0,06	1,40	1,41	1,42	1,44	1,12	1,14	1,16	1,18
	0,08	1,34	1,36	1,37	1,38	1,09	1,11	1,13	1,15
	0,10	1,25	1,26	1,27	1,29	1,06	1,07	1,08	1,09
	0,15	1,19	1,21	1,22	1,23	1,04	1,05	1,06	1,07
Св 1,1 до 1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	2,89	1,50	1,59	1,67	1,74
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,13	1,33	1,39	1,45	1,48
	0,06	1,71	1,74	1,76	1,80	1,26	1,30	1,33	1,37
	0,08	1,56	1,58	1,59	1,62	1,18	1,22	1,26	1,30
	0,10	1,48	1,50	1,51	1,53	1,16	1,19	1,21	1,24
	0,15	1,35	1,37	1,38	1,40	1,10	1,11	1,14	1,16
Св 1,2 до 2	0,02	2,40	2,60	2,80	3,00	1,70	1,80	1,90	2,00
	0,04	2,00	2,10	2,15	2,25	1,46	1,53	1,60	1,65
	0,06	1,85	1,88	1,90	1,96	1,35	1,40	1,45	1,50
	0,08	1,66	1,68	1,70	1,73	1,25	1,30	1,35	1,40
	0,10	1,57	1,59	1,61	1,63	1,21	1,25	1,28	1,32
	0,15	1,41	1,43	1,45	1,47	1,12	1,15	1,18	1,20
	0,20	1,32	1,34	1,36	1,38	1,07	1,10	1,14	1,16

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений; если осевая нагрузка F_a на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то принимают $\sigma_m = 0$; в противном случае

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2} \quad (7.3)$$

ψ_σ – коэффициент, корректирующий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости:

для углеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,2$;

для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,25 \dots 0,30$;

s_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (7.4)$$

Здесь τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения: для конструкционных сталей принимают $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$

Остальные обозначения в формуле (7.4) имеют тот же смысл, что и в формуле (7.2), с той разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Значения ε_τ даны в табл. 7.6; k_τ – в табл. (7.2...7.4);

ψ_τ – коэффициент: принимают $\psi_\tau = 0,1$;

значения τ_a и τ_m определяют в предположении, что вследствие колебания крутящего момента T напряжения кручения изменяются по отнулевому циклу, т. е.

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max} = \frac{T}{2 \cdot W_\rho} \quad (7.5)$$

где W_ρ – полярный момент сопротивления кручению.

При частом реверсе: $\tau_a = \frac{T}{W_\rho}$; $\tau_m = 0$

Если в рассматриваемом сечении имеется несколько концентраторов напряжений, то учитывают один из них – тот для которого $k_\sigma / \varepsilon_\sigma$ больше.

Таблица 7.2 Значения $k_\sigma / \varepsilon_\sigma$ для участков валов под посадку с натягом

d , мм	σ_B , МПа				Примечание
	600	700	800	900	
14	2,0	2,3	2,6	3,0	1. Для касательных напряжений $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4$.
22	2,35	2,6	3,0	3,4	
30	2,6	2,8	3,3	3,8	
40	2,7	3,2	3,65	4,0	2. При давлении запрессовки 10...20 МПа снижать $k_\tau / \varepsilon_\tau$ на 5...15%
50	3,3	3,6	4,0	4,5	

5. Разработка чертежа общего вида

5.1 Предварительный расчет валов редуктора

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, одинаковые для быстроходного и тихоходного вала.

Предварительный расчет проводят на кручение по пониженным допускаемым напряжениям $[\tau]_k = 10 \dots 20$ Н/мм². При этом меньшие значения $[\tau]_k$ – для быстроходных валов, большие $[\tau]_k$ – для тихоходных.

Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l в мм (см. рис. 5.1) по табл. 5.2. Диаметры и длины ступеней валов d и l округлить до ближайших стандартных чисел (см. П4), определяя диаметр каждой последующей ступени по стандартному значению диаметра предыдущей.

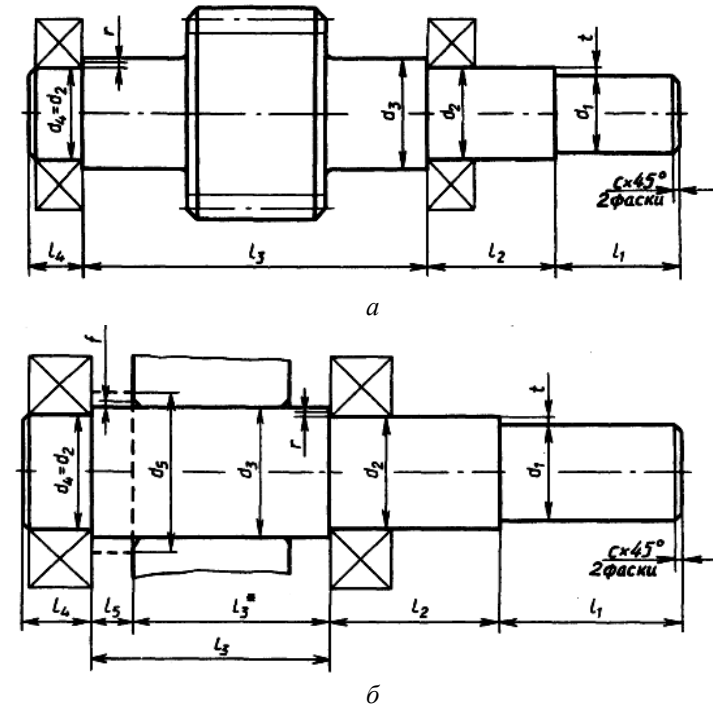


Рис. 5.1 – Типовые конструкции валов одноступенчатых цилиндрических редукторов: а – вал шестерни; б – вал колеса.

5.2 Предварительный выбор подшипников качения

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительный выбор подшипников для каждого из валов редуктора проводится в следующем порядке:

1. В соответствии с табл. 5.1 определить тип, серию и схему установки подшипников [ш].

2. Выбрать из табл. П2...П3 типоразмер подшипников по величине диаметра d внутреннего кольца, равного диаметру второй d_2 и четвертой d_4 ступеней вала под подшипники.

3. Выписать основные параметры подшипников: геометрические размеры – $d, D, B (T, c)$; динамическую C и статическую C_0 грузоподъемности. Здесь D – диаметр наружного кольца подшипника; B – ширина шарикоподшипников; T и c – осевые размеры роликоподшипников.

Таблица 5.1. Предварительный выбор подшипников

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Схема установки
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые одно-рядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя	(враспор)
		При $a_w < 200$ мм — радиальные шариковые однорядные, а при их больших размерах (d, D, B) — роликовые конические типа 7000	Легкая	
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая	(враспор)
Цилиндрическая прямозубая	Б	Радиальные шариковые одно-рядные при $a_w \geq 200$ мм; при $a_w < 200$ мм	Средняя Легкая	(враспор)
	Т	Радиальные шариковые одно-рядные.	Легкая	(враспор)

Примечание

для шариковых подшипников (ГОСТ 8338–75) см. П.2

для роликовых конических подшипников (ГОСТ 27365–87 тип 7000А) см. П.3

Именно эти ГОСТы ищем в библиотеках КОМПАС-3D и выбираем подшипники по своим размерам d, D и B в последующем.

б) Концентрацию напряжений на 3-й ступени определяют:

для тихоходных валов – посадка колеса с натягом и шпоночный паз.

для быстроходных валов – соотношение диаметра впадин шестерни d_{f1} и диаметра 3-й ступени вала d_3

При $d_{f1} < d_3$ – концентратор напряжений – шлицы

При $d_{f1} > d_3$ – ступенчатый переход галтелью r между диаметром впадин шестерни d_{f1} , и диаметром ступени d_3

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности s для опасных сечений и сравнении их с допускаемыми значениями $[s] = 2,5$. Прочность соблюдена при $s \geq [s]$

В зависимости от выбранного материала вала из таблицы 7.1 выписать предел прочности, σ_B , МПа

Таблица 7.1. Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, σ_B , МПа	Предел текучести, σ_T , МПа	Твердость, $HВ$ (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	До 140	1020	840	260	
	До 120	930	690	270	
40ХН	До 150	930	690	280	

Коэффициент запаса прочности s в опасных сечениях:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \quad (7.1)$$

где s_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (7.2)$$

здесь σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба:

для углеродистых конструкционных сталей $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B$;

для легированных $\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \dots 120)$ МПа;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. 7.2...7.4);

ε_σ – масштабный фактор для нормальных напряжений (табл. 7.6);

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности: при $Ra = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97 \dots 0,90$;

σ_a – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_n в рассматриваемом сечении;

$$\text{отсюда } R_{Cy} = \frac{F_a \cdot d_2 / 2 + F_r \cdot l_T / 2}{l_T} = \frac{384 \cdot 255,38 / 2 + 628 \cdot 95 / 2}{95} = 830,1H.$$

$$\text{Проверка: } -F_r + R_{Cy} + R_{Dy} = -628 + 830,1 - 202,1 = 0. \quad (6.14)$$

Строим эпюру изгибающих моментов для характерных сечений (1...4), плечи перевести в метры.

$$\text{слева: } \sum M_{1x} = 0; \sum M_{2x} = 0; \sum M_{3x} = R_{Cy} \cdot l_T / 2 = 830,1 \cdot 0,095 / 2 = 39,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\text{справа: } \sum M_{4x} = 0; \sum M_{3x} = R_{Dy} \cdot l_T / 2 = -202,1 \cdot 0,095 / 2 = -9,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Суммарные реакции:

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(-3055,5)^2 + 830,1^2} = 3166,3H; \quad (6.15)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{2906,5^2 + (-202,1)^2} = 2913,5H. \quad (6.16)$$

Проверяем подшипник по более нагруженной опоре R_C .

Таблица 7. Результаты расчетной схемы валов

Вал	Максимальные значения изгибающих моментов, Н·м.				Максимальная суммарная реакция опоры, Н
	M_{1x}	M_{2x}	M_{3x}	M_{4x}	
	M_{1y}	M_{2y}	M_{3y}	M_{4y}	
Вал-шестерня	0	-31,1	-15,5	0	909
	0	45,9	0	0	
Вал колеса	0	0	39,4	0	3166
	0	-196,1	-138	0	

7. Уточненный расчет валов

7.1 Намечаем опасные сечения валов

Опасное сечение вала определяется наличием источника концентрации напряжений при суммарном изгибающем моменте M ,

В проектируемых валах одноступенчатых редукторов как правило намечаются два опасных сечения на каждом валу: одно – на 3-й ступени под колесом (шестерней); второе – на 2-ой ступени под подшипником опоры, смежной с консольной нагрузкой. (см. рис. 7.1 и 7.2)

7.2 Определяем источники концентрации напряжений в опасных сечениях

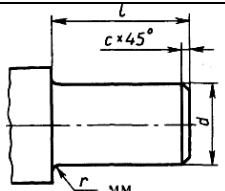
а) Опасное сечение 2-й ступени быстроходных и тихоходных валов определяют два концентратора напряжений – посадка подшипника с натягом и ступенчатый переход галтелью r между 2-й и 3-й ступенью с буртиком t .

Таблица 5.2. Определение размеров ступеней валов редуктора, мм

Ступень вала и ее размеры		Вал-шестерня	Вал колеса				
1-я под элемент открытой передачи или полу- муфту	d_1	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}}$	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}}$				
		где T_1, T_2 – крутящие моменты на валах (см. табл. 1 стр.9 для зубчатой передачи)					
	l_1	$l_1 = (1,2...1,5) \cdot d_1$	$l_1 = (1...1,5) \cdot d_1$				
Округляем d_1 до стандартного посадочного диаметра муфт: 16, 18, 19, 20, 22, 24, 25, 28, 30, 32, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 55, 56, 60, 63, 65, 70, 71, 75, 80, 85, 90							
2-я под уплотнение крышки с отверстием и подшипник	d_2	$d_2 = d_1 + 2 \cdot t$ где t – высота буртика (см. примечание)	$d_2 = d_1 + 2 \cdot t$				
	l_2	$l_2 \approx 1,5 \cdot d_2$	$l_2 \approx 1,25 \cdot d_2$				
Значения d_2 принять равными диаметру внутреннего кольца подшипника d (см. П2)							
3-я под шестерню, колесо	d_3	$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r$	$d_3 = d_2 + 3,2r$				
		при $d_3 > d_{a1}$ принять $d_3 = d_{a1}$					
	l_3	где r – фаска подшипника (см. примечание) $l_3 = l_{cm} + 2 \cdot x$ – одинаковое для обоих валов! (или определить графически) где $l_{cm} \approx (1,2...1,5) \cdot d_3$ - длина ступицы колеса, мм здесь d_3 – для вала колеса; x – зазор между вращающимися деталями, мм: $x = \sqrt[3]{a_w + 0,5 \cdot (d_{a1} + d_{a2})} + 3 \text{ мм}$, значение x округлить до целого, но не менее 8 мм.					
4-я под подшипник	d_4	$d_4 = d_2$	$d_4 = d_2$				
	l_4	для косозубой передачи					
		при $a_w < 200 \text{ мм}$ $l_4 = B(T) + c$ при $a_w \geq 200 \text{ мм}$ $l_4 = B + c$					
		$l_4 = T + c$					
		для прямозубой передачи					
$l_4 = B + c$		$l_4 = B + c$					
где B, T – ширина подшипника, мм (см. П2,3); c – фаска для данной ступени вала, мм (см. табл. 5.3).							
5-я упорная	d_5	Не конструируют	$d_5 = d_3 + 3 \cdot f$, ступень можно заменить распорной втулкой				
	l_5		$l_5 = x$				
Примечание. Значения высоты буртика t , ориентировочные величины фаски ступицы f и координаты фаски подшипника r определить в зависимости от диаметра соответствующей ступени d :							
d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Размер фаски $c \times 45^\circ$ для каждой ступени определить по табл. 5.3 по значению диаметра d соответствующей ступени.

Таблица 5.3. Размеры фасок и галтелей концов валов по ГОСТ12080-66.

					
d	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125
r	1	1,6	2,0	2,5	3,0
c	0,6	1,0	1,6	2,0	2,5

Все расчеты сводим в таблицу 5.4.

Таблица 5.4. Размеры ступеней валов. Подшипники.

Вал	Размеры ступеней, мм					Подшипники				x , мм
	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	типоразмер	$d \times D \times B(T)$, мм	C , кН	C_0 , кН	
	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5					
	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5					
B										
T										

Примечание. Графа $d_5/l_5/c_5$ вводится при наличии данной ступени.

5.3. Конструктивные размеры шестерни и колеса

Размеры зубчатых колес (см. рис. 5.2) определяют из следующих формул (табл. 10.1 [3]).

Таблица 5.5. Определение размеров зубчатых металлических колес.

Параметр	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$d_{cm} \approx 1,6 \cdot d_3$
Диаметр ступицы чугунных колес	$d_{cm} \approx 1,8 \cdot d_3$
Длина ступицы	$l_{cm} \approx (1,2 \dots 1,5) \cdot d_3$ (посчитана табл. 5.2)
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) \cdot m$, но не менее 8 мм
Толщина диска кованных колес	$C = 0,3b$
Толщина диска штампованных колес	$C = (0,2 \dots 0,3)b$
Литых колес	$C = 0,2b$
Внутренний диаметр обода	$D_o = d_f - 2\delta_0$
Диаметр центральной окружности	$D_{отв} = 0,5(D_o + d_{cm})$

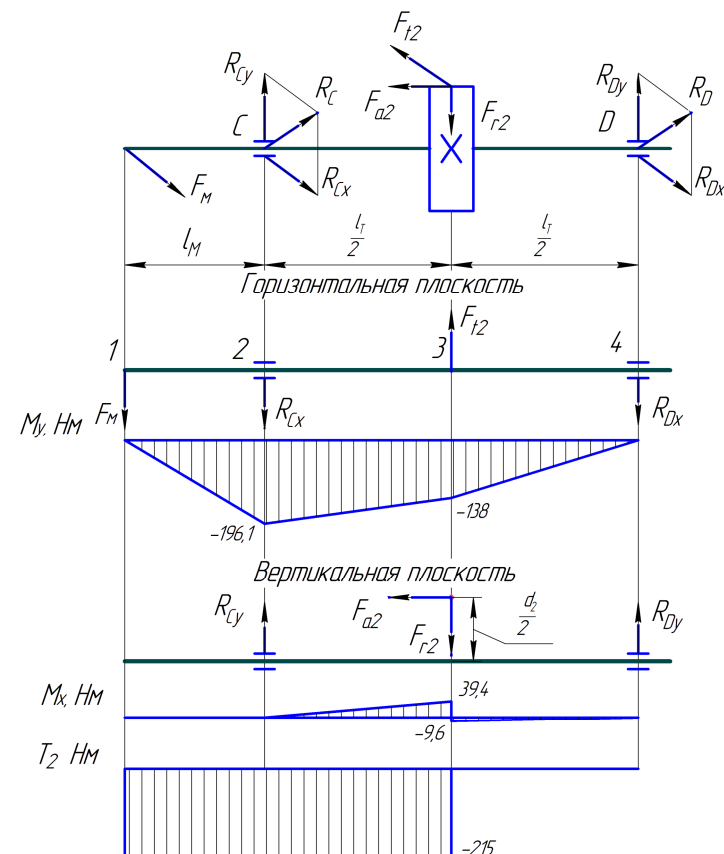


Рис. 6.2 – К расчету вала ведомого.

слева: $\sum M_{1y} = 0$; $\sum M_{2y} = -F_M \cdot l_M = -1833 \cdot 0,107 = -196,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

справа: $\sum M_{4y} = 0$; $\sum M_{3y} = -R_{Dx} \cdot l_T / 2 = -2906,5 \cdot 0,095 / 2 = -138,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Вертикальная плоскость

Определяем опорные реакции в подшипниках.

$$\sum M_2 = 0; \quad \sum M_2 = F_a \cdot d_2 / 2 - F_r \cdot l_T / 2 + R_{Dy} \cdot l_T = 0; \quad (6.12)$$

$$\text{отсюда} \quad R_{Dy} = \frac{-F_a \cdot d_2 / 2 + F_r \cdot l_T / 2}{l_T} = \frac{-384 \cdot 255,38 / 2 + 628 \cdot 95 / 2}{95} = -202,1 \text{ Н}.$$

$$\sum M_4 = 0; \quad \sum M_4 = F_a \cdot d_2 / 2 - R_{Cy} \cdot l_T + F_r \cdot l_T / 2 = 0; \quad (6.13)$$

$$\text{отсюда } R_{By} = \frac{F_r \cdot l_B / 2 + F_a \cdot d_1 / 2 - F_{on} \cdot (l_B + l_{on})}{l_B} = \frac{628 \cdot 109 / 2 + 384 \cdot 64,62 / 2 - 236 \cdot (109 + 66)}{109} = 49,6 \text{ Н.}$$

$$\sum M_3 = 0; \quad \sum M_3 = F_a \cdot d_1 / 2 + R_{Ay} \cdot l_B - F_r \cdot l_B / 2 - F_{on} \cdot l_{on} = 0; \quad (6.5)$$

$$\text{отсюда } R_{Ay} = \frac{-F_a \cdot d_1 / 2 + F_r \cdot l_B / 2 + F_{on} \cdot l_{on}}{l_B} = \frac{-384 \cdot 64,62 / 2 + 628 \cdot 109 / 2 + 236 \cdot 66}{109} = 342,8 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } F_r - R_{Ay} - R_{By} - F_{on} = 628 - 342,8 - 49,6 - 236 = 0. \quad (6.6)$$

Строим эпюры изгибающих моментов для характерных сечений (1...4), плечи перевести в метры.

$$\text{слева: } \sum M_{1x} = 0; \quad \sum M_{2x} = -R_{Ay} \cdot l_B / 2 = -342,8 \cdot 0,109 / 2 = -18,7 \text{ Н·м};$$

$$\text{справа: } \sum M_{4x} = 0; \quad \sum M_{3x} = -F_{on} \cdot l_{on} = -236 \cdot 0,066 = -15,5 \text{ Н·м}; \quad \sum M_{2x} = -F_{on} \cdot (l_{on} + l_B / 2) - R_{By} \cdot l_B / 2 = -236 \cdot (0,066 + 0,109 / 2) + 49,6 \cdot 0,109 / 2 = -31,1 \text{ Н·м.}$$

Суммарные реакции:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{842^2 + 342,8^2} = 909 \text{ Н}; \quad (6.7)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{842^2 + 49,6^2} = 843 \text{ Н}. \quad (6.8)$$

Проверяем подшипник по более нагруженной опоре R_B .

Расчет вала ведомого

Горизонтальная плоскость

Определяем опорные реакции в подшипниках.

$$\sum M_2 = 0; \quad \sum M_2 = F_t \cdot l_T / 2 - R_{Dx} \cdot l_T + F_m \cdot l_m = 0; \quad (6.9)$$

$$\text{отсюда } R_{Dx} = \frac{F_t \cdot l_T / 2 + F_m \cdot l_m}{l_T} = \frac{1684 \cdot 95 / 2 + 1833 \cdot 107}{95} = 2906,5 \text{ Н.}$$

$$\sum M_4 = 0; \quad \sum M_4 = -F_t \cdot l_T / 2 + R_{Cx} \cdot l_T + F_m \cdot (l_m + l_T) = 0; \quad (6.10)$$

$$\text{отсюда } R_{Cx} = \frac{F_t \cdot l_T / 2 - F_m \cdot (l_m + l_T)}{l_T} = \frac{1684 \cdot 95 / 2 - 1833 \cdot (107 + 95)}{95} = -3055,5 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } -R_{Cx} + F_t - R_{Dx} - F_m = 3055,5 + 1684 - 2906,5 - 1833 = 0 \quad (6.11)$$

Строим эпюры изгибающих моментов для характерных сечений (1..4), плечи перевести в метры.

Продолжение табл. 5.5

Параметр	Формула
Диаметр отверстий (в шестернях малого диаметра отверстия не делают)	$d_{oms} = (D_o - d_{cm}) / 4$
Толщина ребер	$S = 0,8 \cdot C$
Фаска	$n \approx 0,5 \cdot m \times 45^\circ$

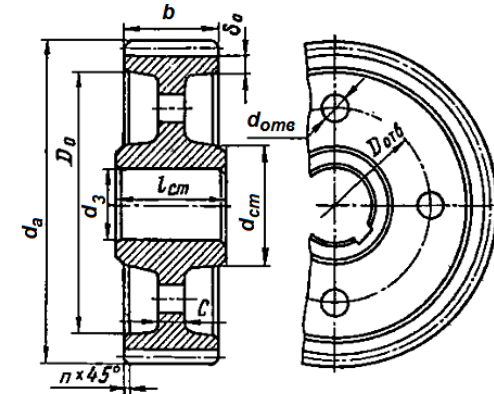


Рис. 5.2. Цилиндрические зубчатые колеса при $d_a \leq 500 \text{ мм}$:

Все расчеты сводим в таблицу 5.6. Первую часть данных см. результаты расчета зубчатой передачи табл. 3.

Таблица 5.6 Конструктивные размеры шестерни и колеса, мм.

	z	m	b , мм	d , мм	d_a , мм	d_{is} , мм	d_{cm} , мм	l_{cm} , мм	δ_0 , мм	C , мм	D_o , мм	D_{oms} , мм	d_{oms} , мм	S , мм	n
шестерня							-	-	-	-	-	-	-	-	
колесо															

5.4 Разработка чертежа общего вида редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи и муфты относительно опор (подшипников); определяет расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления элемента открытой передачи и муфты на расстоянии l_{on} и l_m от реакции смежного подшипника.

Последовательность разработки чертежа общего вида редуктора:

1. Наметить расположение проекций чертежа в соответствии с кинематической схемой привода (см. задание) и наибольшими размерами колес (см. рис. 5.2).

2. Провести оси проекций и осевые линии валов. В цилиндрическом редукторе оси валов провести параллельно на межосевом расстоянии a_w , друг от друга.

3. Вычертить редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными в результате проектного расчета (см. задачу 3): для цилиндрического колеса и шестерни – d_1 , d_2 , d_{a1} , d_{a2} , d_{f1} , d_{f2} , b_1 , b_2 (см. табл. 3 или табл. 5.6; рис. 3.1; 5.3). Различные конструкции вала-шестерни цилиндрической (см. рис. 10.10 стр. 183 [шейн]).

В конструкции цилиндрического колеса предусмотреть ступицу (см. рис. 5.3), наружный диаметр и длина которой: d_{cm} и l_{cm} см. табл. 5.6.

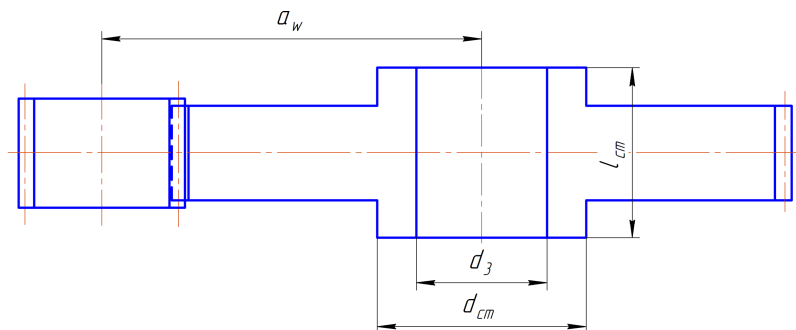


Рис. 5.3 Редукторная пара со ступицей

4. Прочертить контур внутренней поверхности стенок корпуса редуктора с зазором x от вращающихся поверхностей колеса для предотвращения заедания: значение x см. табл. 5.4. Такой же зазор предусмотреть от вращающихся поверхностей шестерни при ее верхнем или боковом расположении в цилиндрических редукторах (см. рис. 5.4). При этом расстояние от оси шестерни до внутренней поверхности корпуса $f = D/2 + x$, где D – диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала (см. табл. 5.4 и рис. 5.4).

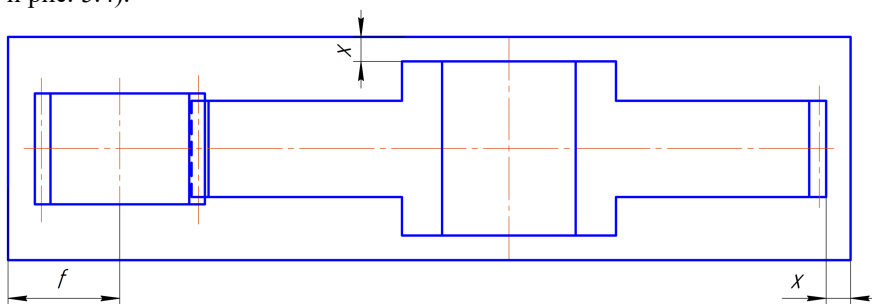


Рис. 5.4 Внутренний контур корпуса редуктора

Расстояние y между дном корпуса и поверхностью колеса, или шестерни, для всех типов редукторов принять $y \geq 4x$ (см. рис. 5.7). Действительный контур и размер корпуса разрабатывается на чертеже общего вида привода.

$$\sum M_3 = 0; \quad \sum M_3 = F_t \cdot l_B / 2 - R_{Ax} \cdot l_B = 0; \quad (6.2)$$

отсюда
$$R_{Ax} = \frac{F_t \cdot l_B}{2 \cdot l_B} = \frac{1684}{2} = 842 \text{ Н}.$$

Проверка: $-R_{Ax} + F_t - R_{Bx} = -842 + 1684 - 842 = 0.$ (6.3)

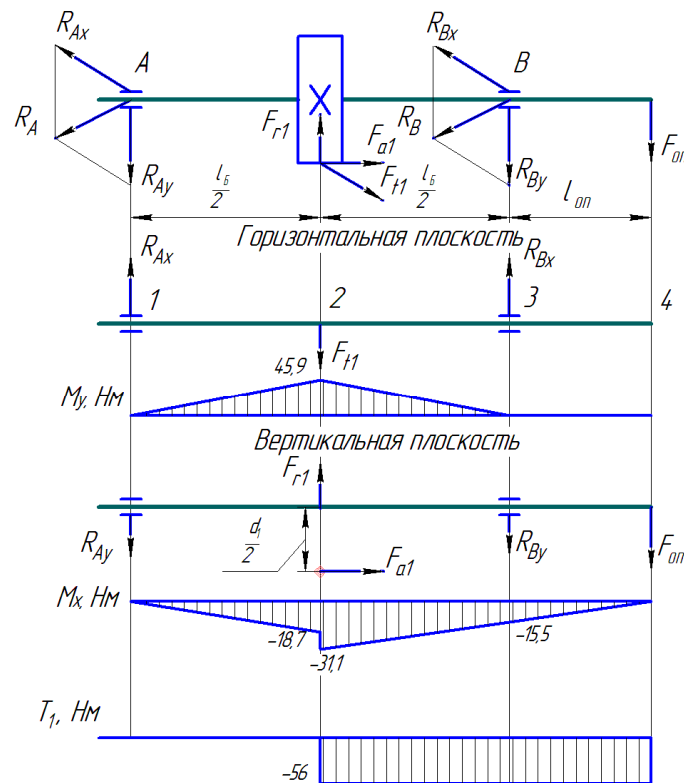


Рис. 6.1 – К расчету вала шестерни.

Строим эпюры изгибающих моментов для характерных сечений (1...4), плечи перевести в метры.

слева: $\sum M_{1y} = 0; \quad \sum M_{2y} = R_{Ax} \cdot l_B / 2 = 842 \cdot 0,109 / 2 = 45,9 \text{ Н·м};$

справа: $\sum M_{4y} = 0; \quad \sum M_{3y} = 0.$

Вертикальная плоскость

Определяем опорные реакции в подшипниках.

$$\sum M_1 = 0; \quad \sum M_1 = F_a \cdot d_1 / 2 - R_{By} \cdot l_B + F_r \cdot l_B / 2 - F_{on} \cdot (l_B + l_{on}) = 0; \quad (6.4)$$

6. Расчетная схема валов редуктора

6.1 Определение реакций опор

Методику определения реакций опор см. курс «Теоретической механики» – «Расчет двух опорных балок».

6.2 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Методику построение эпюр изгибающих и крутящих моментов см. курс «Сопротивления материалов» – «Расчет валов на изгиб с кручением».

Рассмотрим определение реакций опор и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на конкретном примере для вала шестерни и вала колеса соответственно.

Пример выполнения и оформления раздела №6

Исходные данные

силы в зацеплении зубчатой передачи: тангенциальная –	$F_t = 1684 \text{ Н};$
осевая –	$F_a = 384 \text{ Н};$
радиальная –	$F_r = 628 \text{ Н};$
усилие, действующее на валы: от ременной передачи –	$F_{on} = 236 \text{ Н};$
от действия полумуфты –	$F_m = 1833 \text{ Н};$
делительные диаметры: шестерни –	$d_1 = 64,62 \text{ мм};$
зубчатого колеса –	$d_2 = 255,38 \text{ мм};$
расстояния между точками приложения реакций подшипников: быстрого вала –	$l_B = 109 \text{ мм};$
тихоходного вала –	$l_T = 95 \text{ мм};$
расстояние от реакции смежного подшипника до точки приложения силы давления ременной передачи –	$l_{on} = 66 \text{ мм};$
расстояние от реакции смежного подшипника до точки приложения силы давления муфты –	$l_m = 107 \text{ мм};$
крутящий момент ведущего вала	$T_1 = 56 \text{ Н·м};$
крутящий момент ведомого вала	$T_2 = 215 \text{ Н·м};$

Расчет вала шестерни

Используя схему нагружения валов цилиндрического одноступенчатого редуктора с муфтой и ременной передачей (рис 4.2), вычерчиваем расчетную схему вала шестерни и расставляем действующие нагрузки см. рис. 6.1.

Горизонтальная плоскость

Определяем опорные реакции в подшипниках.

$$\sum M_1 = 0; \quad \sum M_1 = -F_t \cdot l_B / 2 + R_{Bx} \cdot l_B = 0; \quad (6.1)$$

отсюда
$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot l_B}{2 \cdot l_B} = \frac{1684}{2} = 842 \text{ Н}.$$

5. Вычертить ступени вала на соответствующих осях по размерам d и l , полученным в проектном расчете валов (см. табл. 5.4; см. рис. 5.1,а,б; рис. 5.5). Ступени обоих валов вычертить в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получается конструктивно, как расстояние между противоположными стенками редуктора.

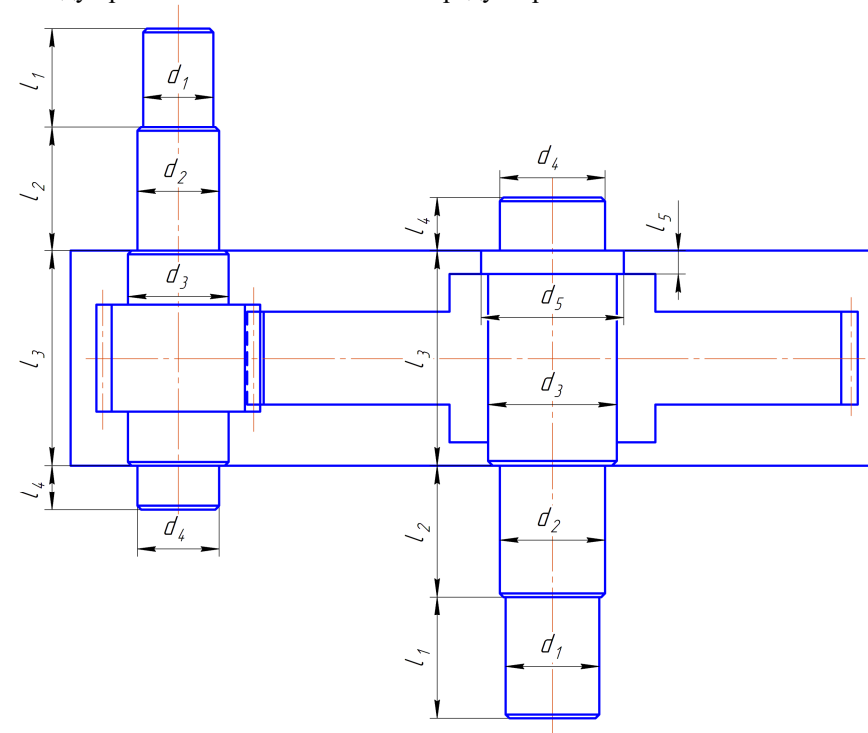


Рис. 5.5 Ступени валов

6. На 2-й и 4-й ступенях валов (см. рис. 5.6) вставить подшипники из библиотеки КОМПАС-3D в соответствии со схемой их установки (см. табл. 5.1) по размерам d , D , B – для шариковых; d , D , T , c – для роликовых конических (см. примечание к табл. 5.1).

7. Определить расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстрого и тихоходного валов.

Радиальную реакцию подшипника R считать приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала:

а) для радиальных подшипников точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника, а расстояние между реакциями опор вала (рис. 5.7): $l = L - B$;

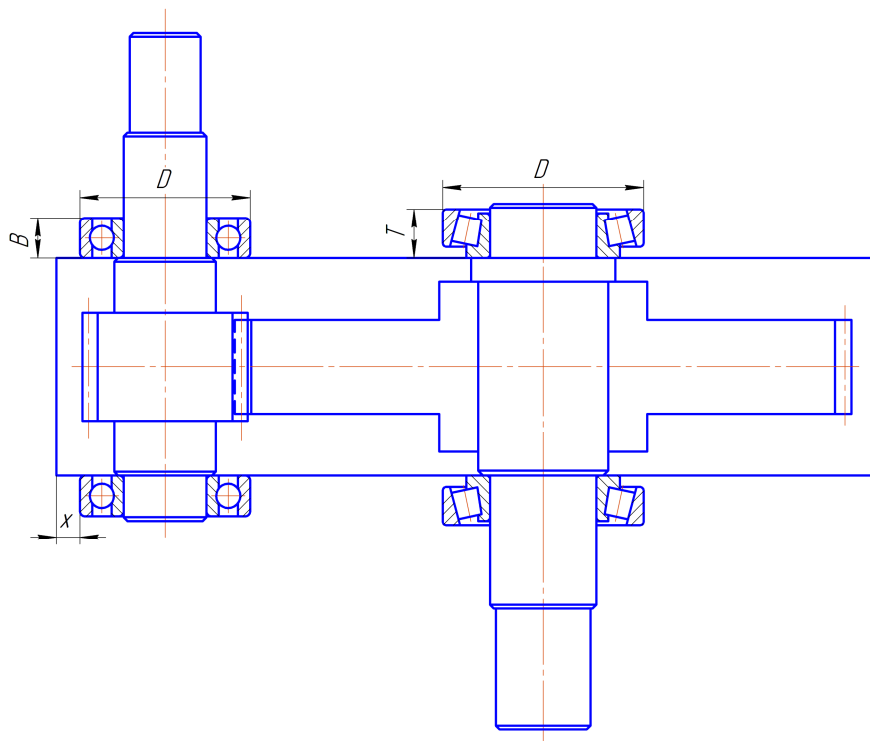


Рис. 5.6 Подшипники на валах

б) для радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается от средней плоскости, и ее положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца:

$$a = 0,5 \cdot \left(T + \frac{D+d}{3} \cdot e \right) - \text{для конических однорядных роликоподшипников.}$$

Здесь d , D , T – геометрические размеры подшипников; e – коэффициент влияния осевого нагружения (см. табл. ПЗ).

Тогда при установке подшипников по схеме 3 (враспор) $l = L - 2a$ (рис. 5.7);

8. Определить точку приложения консольных сил (см. рис. 5.7):

а) для открытых передач. Силу давления ременной, цепной передачи F_{on} , силы в зацеплении зубчатых передач $F_{t\ on}$, $F_{a\ on}$, $F_{r\ on}$, принять приложенными к середине выходного конца вала на расстоянии l_{on} от точки приложения реакции смежного подшипника;

Определяем толщину ребер

$$S = 0,8 \cdot C = 0,8 \cdot 10 = 8 \text{ мм.} \quad (5.20)$$

Определяем размер фаски

$$n \approx 0,5 \cdot m \times 45^\circ = 0,5 \cdot 3 \times 45^\circ = 1,6 \times 45^\circ \quad (5.21)$$

Все расчеты сводим в таблицу 6.

Таблица 6. Конструктивные размеры шестерни и колеса, мм.

	z	m	b , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	d_{cm} , мм	l_{cm} , мм	δ_0 , мм	C , мм	D_o , мм	$D_{омв}$, мм	$d_{омв}$, мм	S , мм	n
шестерня	21	3	46	64,62	70	57	-	-	-	-	-	-	-	-	1,6
колесо	83		40	255,38	261	247	88	72	9	10	229	159	35	8	

Определяем расстояние от оси шестерни до внутренней поверхности корпуса:

$$f = D/2 + x = 72/2 + 10 = 46 \text{ мм,} \quad (5.22)$$

где D – диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала

Для вала шестерни определяем расстояние l_B между точками приложения реакций подшипников (см. п. 7 а).

$$l_B = L_B - B = (l_3 + 2B) - B = l_3 + B = 92 + 17 = 109 \text{ мм.} \quad (5.23)$$

Определяем расстояния l_{on} от реакции смежного подшипника до точки приложения силы давления элемента открытой передачи (см. п. 8).

$$l_{on} = l_2 + l_1/2 - B/2 = 53 + 42/2 - 17/2 = 66 \text{ мм.} \quad (5.24)$$

Определяем смещение точки приложения реакции конических однорядных роликоподшипников от средней плоскости, ее положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца:

$$a = 0,5 \cdot \left(T + \frac{D+d}{3} \cdot e \right), \quad (5.25)$$

Здесь d , D , T – геометрические размеры подшипников;

e – коэффициент влияния осевого нагружения (см. табл. ПЗ).

$$a = 0,5 \cdot \left(20,75 + \frac{85+45}{3} \cdot 0,41 \right) = 19,26 \text{ мм}$$

Тогда для вала колеса определяем расстояние l_T между точками приложения реакций подшипников (см. п. 7 б).

$$l_T = L_T - 2a = (l_3 + 2T) - 2a = 92 + 2 \cdot 20,75 - 2 \cdot 19,26 = 95 \text{ мм.} \quad (5.26)$$

Определяем расстояния l_m от реакции смежного подшипника до точки приложения силы давления муфты (см. п. 8).

$$l_m = l_1 + l_2 - (T - a) = 52 + 56 - (20,75 - 19,26) = 107 \text{ мм.} \quad (5.27)$$

Рисунки 3.1, 5.3-5.7 выполнены по размерам для данного примера.

4-я под подшипник

$$d_4 = d_2 = 45 \text{ мм.}$$

$$l_4 = T + c = 20,75 + 1,6 = 22,35 \text{ мм.} \quad (5.12)$$

где $T = 20,75$ – ширина подшипника №7209А, мм;

$c = 1,6$ – фаска для данного диаметра ступени вала, мм.

Округляем до ближайшего целого $l_4 = 23 \text{ мм}$.

5-я упорная

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f = 55 + 3 \cdot 2 = 61 \text{ мм,} \quad (5.13)$$

где $f = 2$ – величины фаски ступицы для данного диаметра ступени вала, мм.

$$l_5 = x = 10 \text{ мм}$$

Размер фаски $c \times 45^\circ$ для каждой ступени определяем по табл. 5.3 по значению диаметра d соответствующей ступени.

Все расчеты сводим в таблицу 5.

Таблица 5. Размеры ступеней валов. Подшипники.

Вал	Размеры ступеней, мм					Подшипники				x , мм
	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	типоразмер	$d \times D \times B(T)$, мм	C , кН	C_0 , кН	
	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5					
	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5					
Б	30	35	43	35	-	207	35×72×17	25,5	13,7	10
	42	53	92	19	-					
	1,6	1,6	1,6	1,6	-					
Т	40	45	55	45	61	7209А	45×85×20,75	62,7	50	
	52	56	92	23	10					
	1,6	1,6	2	1,6	-					

5.3. Конструктивные размеры шестерни и колеса

Размеры зубчатых колес определяем из следующих формул (табл. 10.1 [3]).

Определяем диаметр ступицы стальных колес

$$d_{cm} \approx 1,6 \cdot d_3 = 1,6 \cdot 55 = 88 \text{ мм.} \quad (5.14)$$

Определяем толщину обода цилиндрических колес

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) \cdot m = 3 \cdot 3 = 9 \text{ мм.} \quad (5.15)$$

Определяем толщина диска штампованных колес

$$C = (0,2 \dots 0,3) \cdot b = 0,25 \cdot 40 = 10 \text{ мм.} \quad (5.16)$$

Определяем внутренний диаметр обода

$$D_o = d_f - 2 \cdot \delta_0 = 247 - 2 \cdot 9 = 229 \text{ мм.} \quad (5.17)$$

Определяем диаметр центральной окружности

$$D_{отв} = 0,5(D_o + d_{cm}) = 0,5(229 + 88) = 159 \text{ мм.} \quad (5.18)$$

Определяем диаметр отверстий

$$d_{отв} = (D_o - d_{cm}) / 4 = (229 - 88) / 4 = 35 \text{ мм.} \quad (5.19)$$

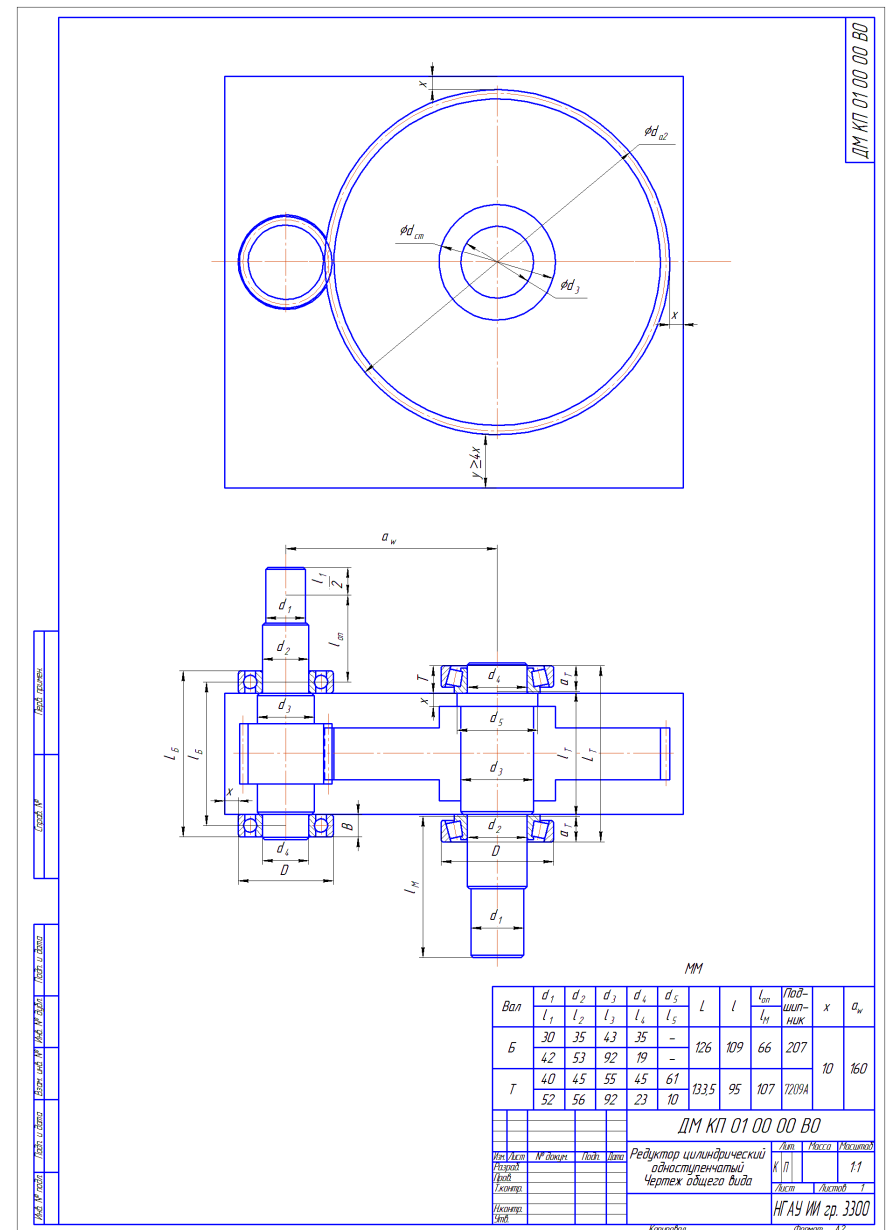


Рис. 5.7. Пример чертежа общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора

б) сила давления муфты F_m приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что в полумуфте точка приложения силы F_m находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии l_m от точки приложения реакций смежного подшипника.

9. Проставить на проекциях эскизной компоновки необходимые размеры, выполнить таблицу и основную надпись.

Пример выполнения и оформления раздела №5

Исходные данные (см. табл. 1,2,3)

крутящий момент ведущего вала	$T_1 = 56 \text{ Н}\cdot\text{м};$
крутящий момент ведомого вала	$T_2 = 215 \text{ Н}\cdot\text{м};$
тип редуктора	косозубый;
межосевое расстояние	$a_w = 160 \text{ мм};$
модуль зацепления	$m = 3 \text{ мм};$
диаметр вершин зубьев: шестерни	$d_{a1} = 70 \text{ мм};$
колеса	$d_{a2} = 261 \text{ мм};$
диаметр впадин зубьев колеса	$d_{f2} = 247 \text{ мм};$
ширина зубчатого колеса	$b_2 = 40 \text{ мм}.$

5.1 Предварительный расчет валов редуктора

Принимаем материал валов сталь 45. Допускаемые напряжения для вала-шестерни $[\tau]_к = 12 \text{ Н/мм}^2$, для вала колеса $[\tau]_к = 18 \text{ Н/мм}^2$.

5.2 Предварительный выбор подшипников качения

Для цилиндрической косозубой передачи при $a_w = 160 \text{ мм} < 200 \text{ мм}$ намечаем для вала-шестерни – шариковые однорядные подшипники средней серии установка в распор, для вала колеса роликовые конические легкой серии установка в распор (табл. 5.1).

По таблице 5.2 определяем размеры ступеней валов.

Вал-шестерня

1-я под элемент открытой передачи:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{56 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 12}} = 28,6 \text{ мм} \quad (5.1)$$

Округляем до ближайшего стандартного $d_1 = 30 \text{ мм}.$

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_1 = 1,4 \cdot 30 = 42 \text{ мм} \quad (5.2)$$

Округляем до ближайшего стандартного $l_1 = 42 \text{ мм}.$

2-я под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм}, \quad (5.3)$$

где $t = 2,2$ – высота буртика для данного диаметра ступени вала, мм.

Округляем d_2 до ближайшего стандартного диаметра внутреннего кольца подшипника $d = 35 \text{ мм}.$

По диаметру $d_2 = 35 \text{ мм}$ выбираем шариковый подшипник легкой серии №207.

$$l_2 \approx 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 35 = 52,5 \text{ мм}. \quad (5.4)$$

Округляем до ближайшего стандартного $l_2 = 53 \text{ мм}.$

3-я под шестерню

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм}, \quad (5.5)$$

где $r = 2,5$ – фаска подшипника, мм.

Округляем до ближайшего стандартного $d_3 = 45 \text{ мм}.$

4-я под подшипник

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм}. \\ l_4 = B + c = 17 + 1,6 = 18,6 \text{ мм}. \quad (5.6)$$

где $B = 17$ – ширина подшипника №207, мм;

$c = 1,6$ – фаска для данного диаметра ступени вала, мм.

Округляем до ближайшего целого $l_4 = 19 \text{ мм}.$

Вал колеса

1-я под муфту:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{215 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 18}} = 39,08 \text{ мм}$$

Округляем до ближайшего стандартного $d_1 = 40 \text{ мм}.$

$$l_1 = (1 \dots 1,5) \cdot d_1 = 1,3 \cdot d_1 = 52 \text{ мм} \quad (5.7)$$

Округляем до ближайшего стандартного $l_1 = 53 \text{ мм}.$

2-я под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм},$$

где $t = 2,5$ – высота буртика для данного диаметра ступени вала, мм.

Округляем d_2 до ближайшего стандартного диаметра внутреннего кольца подшипника $d = 45 \text{ мм}.$

По диаметру $d_2 = 45 \text{ мм}$ выбираем роликовый подшипник легкой серии №7209А.

$$l_2 \approx 1,25 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 45 = 56,25 \text{ мм}. \quad (5.8)$$

Округляем до ближайшего стандартного $l_2 = 56 \text{ мм}.$

3-я под колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 45 + 3,2 \cdot 3 = 54,6 \text{ мм},$$

где $r = 3$ – фаска подшипника, мм.

Округляем до ближайшего стандартного $d_3 = 55 \text{ мм}.$

$$l_3 = l_{cm} + 2 \cdot x = 72 + 2 \cdot 10 = 92 \text{ мм} \quad (5.9)$$

где l_{cm} – длина ступицы колеса, мм.

$$l_{cm} \approx (1,2 \dots 1,5) \cdot d_3 = 1,3 \cdot 55 \approx 72 \text{ мм} \quad (5.10)$$

здесь $d_3 = 55$ – диаметр третьей ступени для вала колеса, мм;

x – зазор между вращающимися деталями, мм:

$$x = \sqrt[3]{a_w + 0,5 \cdot (d_{a1} + d_{a2})} + 3 \text{ мм} = \sqrt[3]{160 + 0,5 \cdot (70 + 261)} + 3 = 9,9 \text{ мм}, \quad (5.11)$$

Значение x округляем до целого $x = 10 \text{ мм}.$