

Утверждено  
на заседании кафедры 05 марта 2010 г.,  
протокол № 6

Рецензент  
д-р техн. наук, профессор  
И. И. Матюшев

Оригинал подготовлен составителями  
и издан в авторской редакции

Подписано в печать 30.03.2011. Формат 60 x 84  $\frac{1}{16}$ .  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 1,9. Тираж 200 экз.  
Заказ 49

Электронный адрес: <http://rpm.suid.ru>  
Отпечатано в типографии СПГУТД  
191028, Санкт-Петербург, ул. Моховая, 26

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания предназначены для самостоятельной работы студентов изучающих курс «Детали машин» при выполнении расчетно-графической работы и курсового проекта на тему «Проектирование привода машины».

Выполнение расчетно-графической работы закрепляет и углубляет знания, полученные при изучении высшей математики, теоретической механики, теории механизмов и машин и сопротивления материалов.

Работая над курсовым проектом, студент знакомится с этапами проектирования и исследования современных машин, действующими методиками расчета с использованием компьютерных программ, получает навыки работы со справочной и технической литературой.

При выполнении инженерных расчетов реальные конструкции заменяют идеализированными моделями, которые составляются с определенными допущениями. Так неоднородный материал деталей рассматривают как сплошной и однородный, идеализируют опоры, нагрузки и форму деталей. При этом расчет становится приближенным. Неточность расчетов на прочность компенсируют за счет запасов прочности. При этом выбор коэффициентов запаса прочности становится весьма ответственным этапом расчета. Нормы и рекомендации вырабатываются в результате обобщения предшествующего опыта, например нормы допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности.

Методические указания содержат требования к оформлению работы, пример расчета привода машины и приложение со справочными таблицами.

### 1.1 Требования к оформлению расчетно-графической работы и курсового проекта.

Расчетно-графическая работа (курсовой проект) состоит из пояснительной записки и графической части, которые должны быть оформлены в соответствии с требованиями Государственных стандартов (ГОСТ 2.104-68, 2.106-68, 2.108-68, 2.109-73, 2.301-68, 2.302-68, 2.307-68).

Во всех расчетных формулах должна использоваться Международная система единиц СИ.

#### Пояснительная записка должна содержать:

1. Титульный лист;
2. Бланк задания с подписью преподавателя;
3. Расчеты:
  - кинематический расчет привода
  - расчет цилиндрических зубчатых передач
  - конструирование валов редукторов
  - конструктивные размеры зубчатых колес
  - выбор и расчет подшипников

- выбор и расчет шпонок
- 4. Список использованных источников;
- 5. Содержание.

Записка должна быть тщательно оформлена на листах формата А4 (297x210), иллюстрирована схемами и эскизами, поясняющими расчеты. Формулы должны быть в буквенных выражениях, а затем с подстановкой числовых данных и результатов вычисления. Все буквенные данные, входящие в формулы, должны иметь объяснения в тексте. Ссылки на литературные источники приводятся в квадратных скобках и соответствуют списку использованной литературы.

#### Графическая часть расчетно-графической работы:

1 лист (формат А3). **Вал редуктора.** Сборочный чертеж, спецификация.

#### Графическая часть курсового проекта:

1 лист (формат А1). **Редуктор.** Сборочный чертеж. 3 вида (вид спереди, вид сверху со снятой крышкой, вид сбоку). Спецификация.

2 лист (формат А1). **Общий вид привода.** Сборочный чертеж. 2 вида (вид спереди, вид сверху). Спецификация. Конструкция рамы для установки всех элементов привода.

3, 4 листы (формат А4 или А3). Детали: **выходной вал, зубчатое колесо выходного вала.**

#### 1.2 Задание и исходные данные для расчета

Задание на проектирование включает в себя схему привода (рис. 1), исходные данные для его расчета. В состав привода обычно входят передача гибкой связью, закрытые зубчатые передачи, а в ряде случаев и открытые зубчатые передачи.

В качестве примера расчета предлагается привод машины состоящий из:

- электродвигателя;
- клиноременной передачи;
- двухступенчатого редуктора, состоящего из быстроходной косозубой передачи (зубчатые пары  $z_1, z_2$  и  $z'_1, z'_2$ ) и тихоходной прямозубой передачи (зубчатая пара  $z_3, z_4$ ).

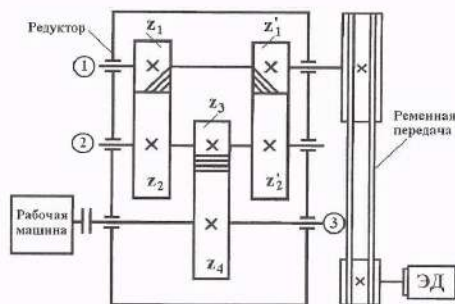


Рис 1. Схема привода машины

- Мощность на приводном валу рабочей машины  $N_{рм} = 4,9$  кВт.
- Частота вращения вала рабочей машины  $n_{рм} = 38$  мин<sup>-1</sup>.
- Синхронная частота вращения вала электродвигателя  $n_{дв} = 1500$  мин<sup>-1</sup>.
- Долговечность привода  $t = 8000$  ч.
- Характер работы машины — нереверсивная,  $k = 1,3$ .
- Погрешность частоты вращения вала рабочей машины  $\Delta n \leq 5\%$ .
- Опорами валов служат подшипники качения.

## 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

### 2.1. Определение КПД привода и выбор электродвигателя

Общий КПД привода определяется с учетом потерь во всех элементах привода. При определении значений КПД элементов привода могут быть использованы данные, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Элемент привода	Рекомендуемые значения КПД	
	Закрытый, работающий при постоянной смазке	Открытый
Передачи:		
зубчатая цилиндрическая	0,97...0,99	0,95...0,97
зубчатая коническая	0,95...0,98	0,94...0,96
червячная однозаходная	0,70...0,75	0,55...0,65
червячная двухзаходная	0,75...0,82	0,95...0,75
плоскоременная	—	0,95...0,97
клиноременная	—	0,97...0,98
цепная	—	0,94...0,97
Пара подшипников качения	0,99	—
Соединительная муфта	—	0,99

Для схемы, представленной на рис.1, общий КПД будет равен

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рн}} \eta_{\text{зп}}^2 \eta_{\text{п}}^3 \eta_{\text{ш}} = 0,98 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,99 = 0,904, \quad (2.1)$$

где  $\eta_{\text{рн}} = 0,98$  – КПД клиноременной передачи;  
 $\eta_{\text{зп}} = 0,99$  – КПД закрытой зубчатой передачи (две ступени);  
 $\eta_{\text{п}} = 0,98$  – КПД подшипников качения (3 пары);  
 $\eta_{\text{ш}} = 0,99$  – КПД соединительной муфты.

Потребная мощность электродвигателя будет равна

$$N_{\text{эл}} = \frac{N_{\text{рм}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{4,9}{0,904} = 5,42 \text{ кВт}. \quad (2.2)$$

Для заданной синхронной частоты вращения выбираем по таблице 2 электродвигатель типа 4А112М4, имеющий мощность  $N_{\text{эл}} = 5,5$  кВт и частоту вращения  $n_{\text{эл}} = 1445 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 2 Электродвигатели серии 4А (выборка из ГОСТ 19523-81)

Тип	N, кВт	n <sub>ном</sub> , мин <sup>-1</sup>	D, мм
4АА56В2	0,25	2735	11
4АА64А4		1380	14
4АА63В6		890	14
4АА71В8		680	19
4АА63А2	0,37	2720	14
4АА63В4		1365	14
4АА71В8		910	19
4АА80А8		675	22
4АА63В2	0,55	2745	14
4АА71А4		1390	19
4АА71В6		900	19
4АА80В8		680	22
4А71А2	0,75	2820	19
4А71В4		1390	19
4А80А6		915	22
4А90ЛА8		705	24
4А71В2	1,1	2810	19
4А80А4		1420	22
4А80В6		920	22
4А90ЛВ8		700	24
4А80А2	1,5	2875	22
4А80В4		1415	22
4А90Л6		935	24
4А100Л8		700	28
4А80В2	2,2	2870	22
4А90Л4		1425	24
4А100Л6		950	28
4А112МА8		705	32
4А90Л2	3,0	2870	24
4А100С4		1435	28
4А112МА6		955	32
4А112МВ8		705	32
4А100С2	4,0	2900	28
4А100Л4		1430	28
4А112МВ6		950	32
4А132С8		720	38
4А100Л2	5,5	2900	28
4А112М4		1455	32
4А132С6		965	38
4А132М8		720	38

Окончание табл. 2

Тип	N, кВт	$n_{ном}$ , мин <sup>-1</sup>	D, мм
4A112M2	7,5	2925	32
4A132S4		1455	38
4A132M6		970	38
4A160S8		730	38
4A132M2	11,0	2930	38
4A132M4		1460	38
4A160S6		970	42
4A160M8		730	42
$n_{синх} = 3000 / 1500 / 1000 / 750 \text{ мин}^{-1}$			

Номинальная частота вращения  $n_{ном}$  меньше  $n_{синх}$  вследствие явления проскальзывания ротора электродвигателя относительно вращающегося магнитного поля, создаваемого статорной обмоткой. Эта разница выражается величиной проскальзывания  $S$ , вследствие чего:

$$n_{ном} = n_{синх} \left(1 - \frac{S}{100}\right), \quad (2.2)$$

где  $n_{синх}$  – синхронная частота вращения электродвигателя, мин<sup>-1</sup>;  
 $S$  – величина проскальзывания, %.

## 2.2. Определение общего передаточного числа привода, его ступеней и частот вращения валов

Простейший зубчатый механизм состоит из двух подвижно соединенных между собой зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо называют *шестерней*, а большее – *зубчатым колесом*.

Общее передаточное число привода машины определяется по зависимости

$$U_{общ} = \frac{n_{нов}}{n_{рм}} = \frac{1445}{38} = 38,026, \quad (2.3)$$

где  $n_{нов}$  – частота вращения вала двигателя;

$n_{рм}$  – частота вращения вала рабочей машины.

Разбивка общего передаточного числа привода между его ступенями, наряду с принятым материалом и относительной шириной зубчатого венца колес, существенно влияет на габариты и массу зубчатых передач,

Для определения оптимальной массы и габаритов зубчатых передач расчет ведется методом последовательного приближения при варьировании вышеуказанными данными. Такой расчет является трудоемким и обычно выполняется с использованием средств вычислительной техники.

Под передаточным числом зубчатой передачи понимают отношение чисел зубьев зубчатого колеса к числу зубьев шестерни.

$$U = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.4)$$

Для предварительной разбивки общего передаточного числа могут быть использованы данные табл.3 и 4. При этом для редуктора передаточные числа необходимо выбирать из стандартного ряда.

Таблица 3. Рекомендуемые значения передаточных чисел U для механических передач

Тип передачи	Значение передаточного числа	
	Рекомендуемые	Предельные
Зубчатая цилиндрическая:		
тихоходная ступень во всех редукторах $U_n$	2,5...5,0	6,3
быстроходная ступень в редукторах с развернутой схемой $U_b$	3,15...5,0	7,1
быстроходная ступень в соосных редукторах $U_b$	4,0... 6,3	9,0
планетарная редукторная	2,8... 8,0	16,0
открытая передача	2,5... 5,0	6,3
Зубчатая коническая	1,0... 3,0	4,0
Червячная	16,0...50,0	80,0
Плоскоременная	2,0... 3,0	5,0
Клиноременная	2,0... 4,0	6,0
Цепная	1,5... 5,0	10,0

Стандартные значения передаточных чисел редукторов:

(1,00; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 6,30; 7,10; 8,00; 9,00; 10,00; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0; 31,5; 40,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100,0) [2, с.51].



Таблица 4. Рекомендуемые значения передаточных чисел в редукторах [1, с.7]

Тип редуктора	Кинематическая схема редуктора	Передаточное число		
		$U_{ред}$	$U_{вн}$	$U_{тп}$
Одноступенчатый цилиндрический		2,5...8 max=12,5		
Двухступенчатый с развернутой схемой		12,5...25	$\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$	$0,88 \cdot \sqrt{U_{ред}}$
Двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью		8...40	$\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$	$0,88 \cdot \sqrt{U_{ред}}$
Двухступенчатый соосный		8...16	$\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$	$0,95 \cdot \sqrt{U_{ред}}$

Продолжение табл. 3

Тип редуктора	Кинематическая схема редуктора	Передаточное число	Тип редуктора	Кинематическая схема редуктора
Конический		3,15...5		
Червячный		8...80		
Двухступенчатый коническо-цилиндрический		12,5...20	$\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$	$1,1 \cdot \sqrt{U_{ред}}$

В нашем случае общее передаточное число привода машины определяется как произведение частных передаточных чисел

$$U_{общ} = U_{рп} U_{ред} \quad (2.5)$$

Так как редуктор имеет две ступени: быстроходную и тихоходную, то  $U_{ред} = U_{вн} U_{тп}$  – передаточное число редуктора;

$$U_{общ} = U_{рп} U_{ред} = U_{рп} U_{вн} U_{тп}$$

Здесь  $U_{рп}$  – передаточное число ременной передачи;

$U_{вн}$  – передаточное число быстроходной передачи;

$U_{тп}$  – передаточное число тихоходной передачи;

По таблице 3 принимаем предварительно передаточное число клиноременной передачи  $U_{рп} = 3$ . Тогда, передаточное число редуктора равно

$$U_{\text{ред}} = \frac{U_{\text{общ}}}{U_{\text{рп}}} = \frac{38,026}{3} = 12,675 \quad (2.6)$$

Определяем передаточное число тихоходной ступени редуктора

$$U_{\text{тп}} = 0,88 \sqrt{U_{\text{ред}}} = 0,88 \sqrt{12,675} = 3,13 \quad (2.7)$$

Принимаем передаточное число из стандартного ряда  $U_{\text{тп}} = 3,15$ .

Тогда

$$U_{\text{бп}} = \frac{U_{\text{ред}}}{U_{\text{тп}}} = \frac{12,675}{3,15} = 4,023 \quad (2.8)$$

Принимаем  $U_{\text{бп}} = 4,0$ ,

тогда  $U_{\text{ред}} = U_{\text{бп}} \cdot U_{\text{тп}} = 4,0 \cdot 3,15 = 12,6$ .

Уточняем передаточное число ременной передачи

$$U_{\text{рп}} = \frac{U_{\text{общ}}}{U_{\text{ред}}} = \frac{38,026}{12,6} = 3,017 \quad (2.9)$$

Для уточнения передаточных чисел привода определяем числа зубьев зубчатых колес ступеней редуктора и диаметры шкивов ременной передачи.

#### 2.2.1 Определение чисел зубьев колес редуктора

Минимальное число зубьев шестерни при условии неподрезания зуба для некоррегированного профиля зуба равно  $Z_{\text{мин}} = 17$ .

Принимаем число зубьев шестерни быстроходной передачи

$$Z_1 = Z'_1 = 20.$$

Принимаем число зубьев шестерни тихоходной передачи  $Z_3 = 20$ .

Тогда число зубьев зубчатых колес равно

$$Z_2 = Z'_2 = Z_1 \cdot U_{\text{бп}} = 20 \cdot 4 = 80$$

$$Z_4 = Z_3 \cdot U_{\text{тп}} = 20 \cdot 3,15 = 63$$

При уточнении числа зубьев колеса необходимо варьировать числом зубьев шестерни, обычно в пределах от 17 до 24, чтобы получить целое число зубьев на колесе. Если этого не удалось добиться подбором зубьев шестерни, то необходимо число зубьев колеса получить близким к целому числу и округлить до целого числа и уточнить передаточное число.

#### 2.2.2 Определение диаметров шкивов ременной передачи

При выборе диаметра шкива и типа ремня ориентируемся на мощность, передаваемую одним ремнем [2, с.265]. Выбираем клиновой ремень типа А и минимальный диаметр шкива

$$D_1 = 140 \text{ мм.}$$

$$D_2 = D_1 \cdot U_{\text{рп}} (1-\varepsilon) = 140 \cdot 3,017 \cdot (1-0,02) = 413,93 \text{ мм,} \quad (2.10)$$

где  $\varepsilon = 0,02$  - коэффициент, учитывающий упругое скольжение ремня.

Принимаем  $D_2 = 414$  мм и уточняем  $U_{\text{рп}}$ .

$$U_{\text{рп}} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{414}{140(1-0,02)} = 3,017 \text{ мм.} \quad (2.11)$$

#### 2.2.3. Определение частоты вращения валов

$$n_1 = \frac{n_{\text{эл}}}{U_{\text{рп}}} = \frac{1445}{3,017} = 478,95 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.12)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{бп}}} = \frac{478,95}{4} = 119,73 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.13)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{тп}}} = \frac{119,73}{3,15} = 38,01 \text{ мин}^{-1}. \quad (2.14)$$

#### 2.2.4. Определение погрешности частоты вращения рабочего вала машины

$$\Delta n_{\text{рп}} = \frac{n_3 - n_{\text{рп}}}{n_{\text{рп}}} \cdot 100\% = \frac{38,01 - 38}{38} \cdot 100\% = 0,026 \%, < 5\%. \quad (2.15)$$

#### 2.2.5. Определение мощностей и крутящих моментов на валах привода машины

$$N_1 = N_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 5,42 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 5,2 \text{ кВт,} \quad (2.16)$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 5,2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 5,04 \text{ кВт,} \quad (2.17)$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot \eta_{\text{м}} = 5,04 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 4,94 \text{ кВт.} \quad (2.18)$$

$$T_{\text{кр1}} = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{5,2}{478,95} = 103,68 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (2.19)$$

$$T_{\text{кр2}} = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \frac{5,04}{119,73} = 402,0 \text{ Н} \cdot \text{м,} \quad (2.20)$$

$$T_{\text{кр3}} = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 9550 \frac{4,94}{38,01} = 1241,17 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.21)$$

### 3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

#### 3.1. Выбор материалов зубчатых колес, способов термической обработки и определение допускаемых напряжений

Основным материалом зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали, так как по сравнению с другими материалами они в наибольшей степени обеспечивают высокую контактную и изгибную прочность зубьев. Известно, что из двух зацепляющихся элементов зубчатой передачи, зуб шестерни подвержен большему числу циклов нагружений по сравнению с колесом. Поэтому для создания равнопрочности шестерня выполняется из материала с более высокими прочностными характеристиками.

По табл. 3.1.[2,с.90] выбираем для шестерни сталь 40ХН, а для колеса – 40Х. Изделия подвергаем закалке при нагреве ТВЧ по всему контуру для обеспечения поверхностной твердости зубьев HRC 50...55.

#### 3.2.1. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения определяем по зависимости

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{1050 \cdot 1,0}{1,2} = 875 \text{ МПа}, \quad (3.1)$$

где  $\sigma_{HO} = 17 \cdot \text{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$  – контактная выносливость;  
 $K_{HL} = 1,0$  – коэффициент долговечности;  
 $S_H = 1,2$  – коэффициент безопасности.

#### 3.2.2. Определение допускаемых напряжений изгибной выносливости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{420 \cdot 1,0}{1,75} = 240 \text{ МПа}, \quad (3.2)$$

где  $\sigma_{FO} = 420 \text{ МПа}$  – напряжения изгибной выносливости;  
 $K_{FL} = 1,0$  – коэффициент безопасности;  
 $S_F = 1,75$  – коэффициент долговечности.

#### 3.3 Расчет параметров цилиндрической зубчатой передачи

При расчете параметров зубчатой пары определяются:  
- межосевое расстояние;  
- модуль зубчатой передачи;

- геометрические размеры зубчатых колес,  
3.3.1. Определение межосевого расстояния быстроходной зубчатой передачи (между валами 1 и 2) и модуля зубчатой передачи

Межосевое расстояние быстроходной косозубой зубчатой передачи определяется из условия *контактной прочности зубьев*.

$$a_{w1} = K_a (U_{\text{вн}} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_{\text{кр}2}}{2 U_{\text{вн}}^2 \cdot \Psi_{ba} [\sigma_H]^2}} = \quad (3.3)$$
$$= 430(4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 402}{2 \cdot 4^2 \cdot 0,2 \cdot 875^2}} = 101,95 \text{ мм},$$

где  $K_a = 430$  – числовой коэффициент для косозубых передач;  
 $K_H = 1,3$  – коэффициент нагрузки (задается или определяется расчетом);  
 $T_{\text{кр}2} = 402 \text{ Н·м}$  – крутящий момент на валу колеса (для раздвоенной передачи делится на два);

$\Psi_{ba} = \frac{b}{a_{w1}} = 0,2$  – коэффициент относительной ширины зубчатого венца колеса (принимается в пределах  $\Psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$ ).

При отсутствии в задании данных по коэффициенту нагрузки  $K_H$  он определяется как произведение трех множителей:

$$K_H = K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma},$$

где  $K_{Ha} = 1,0 \dots 1,2$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta} = 1,0 \dots 1,5$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

$K_{H\gamma} = 1,0 \dots 1,1$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Конкретные значения величин коэффициентов могут быть определены из справочников по таблицам и графикам.

#### Расчет модуля быстроходной зубчатой передачи

Исходя из полученного межосевого расстояния  $a_{w1}$  определяем нормальный модуль быстроходной передачи:

$$m_{n1} = \frac{2a_{\text{вн1}} \cdot \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 101,95 \cdot 0,966}{20 + 80} = 1,97 \text{ мм}, \quad (3.4)$$

где  $\beta = 15^\circ$  – угол наклона зубьев косозубой передачи.

Угол  $\beta$  может находиться в пределах от  $8$  до  $16^\circ$ .

Проверим величину выбранного модуля из условия изгибной прочности зуба.

$$m_{n1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{\text{кр2}} \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot \cos \beta}{2 \cdot z_2 \cdot \psi_{\text{вн1}} [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 402 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 3,6 \cdot 0,966}{2 \cdot 80 \cdot 12,5 \cdot 240}} = 1,96 \text{ мм}, \quad (3.5)$$

где  $Y_F = 3,6$  – коэффициент прочности зуба [2, с.101, табл. 4.13] для фиктивного числа зубьев  $z_\beta = z_2 / \cos^3 \beta = 80 / 0,966^3 = 88$ ;

Таблица 5

Z	17	20	30	40	50	60	70	80	100
$Y_F$	4.28	4.07	3.80	3.70	3.68	3.62	3.61	3.60	3.60

$$\psi_{\text{вн1}} = \frac{b_2}{m_{n1}} = \frac{25}{2,0} = 12,5 \text{ – коэффициент ширины зубчатого колеса по модулю};$$

модулю;

Для определения коэффициента  $\psi_{\text{вн1}}$  можно использовать формулу:

$$\psi_{\text{вн1}} = \psi_{\text{вн}} \frac{z_1(u+1)}{2},$$

$K_F = 1,4$  – коэффициент нагрузки при расчете изгибной прочности зуба.

В связи с тем, что крутящий момент идет на раздвоенную передачу, он делится на два.

При отсутствии в задании данных по коэффициенту нагрузки  $K_F$  при расчете изгибной прочности зуба, он определяется как произведение трех сомножителей:

$$K_F = K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

где  $K_{Fa} = 1,0 \dots 1,4$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

$K_{F\beta} = 1,0 \dots 1,6$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределение нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

$K_{Fv} = 1,1 \dots 1,1$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчете на выносливость зуба при изгибе.

Модули эвольвентных зубчатых колес стандартизованы по ГОСТ 9563-80 (СТ СЭВ 310-76). Стандарт распространяется на нормальные модули для цилиндрических колес в диапазоне  $0,05 - 100$  мм. Ниже приведен наиболее употребительный диапазон (1-й ряд предпочтителен).

Ряд	Модуль
1-й	1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
2-й	1,125; 1,375; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

Принимаем стандартный модуль  $m_{n1} = 2,0$  мм.

**Геометрические параметры бистроходной зубчатой передачи**

Исходя из принятого стандартного модуля, определяем параметры зубчатых колес  $z_1$  и  $z_2$ .

Диаметры делительных окружностей шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ :

$$d_1 = \frac{m_{n1} \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 20}{0,966} = 41,4 \text{ мм}, \quad (3.6)$$

$$d_2 = \frac{m_{n1} \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2,0 \cdot 80}{0,966} = 165,63 \text{ мм}. \quad (3.7)$$

Диаметры вершин зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{n1} = 41,4 + 2 \cdot 2,0 = 45,4 \text{ мм}, \quad (3.8)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{n1} = 165,63 + 2 \cdot 2,0 = 169,63 \text{ мм}. \quad (3.9)$$

Диаметры впадин зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ :

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_{n1} = 41,4 - 2,5 \cdot 2,0 = 36,4 \text{ мм}, \quad (3.10)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_{n1} = 165,63 - 2,5 \cdot 2,0 = 160,63 \text{ мм}. \quad (3.11)$$

Межосевое расстояние уточняем по рассчитанным диаметрам делительных окружностей

$$a_{\text{вн1}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{41,4 + 165,63}{2} = 103,5 \text{ мм} \quad (3.12)$$

Сначала определяем ширину зубчатого венца колеса  $z_2$

$$b_2 = \psi_{\text{вн}} \cdot a_{\text{вн1}} = 0,2 \cdot 103,5 = 20,7 \text{ мм}. \quad (3.13)$$

Принимаем  $b_2 = 25$  мм.

Ширина зубчатого венца шестерни  $z_1$

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 25 + 5 = 30 \text{ мм}. \quad (3.14)$$



### 3.3.2. Определение межосевого расстояния тихоходной зубчатой передачи (между валами 2 и 3) и модуля зубчатой передачи

Определение межосевого расстояния тихоходной прямозубой зубчатой передачи из условия *контактной прочности зубьев*:

$$a_{w2} = K_a (U_{тн} + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_{кр3}}{U_{тн}^2 \cdot \psi_{ba} [\sigma_H]}} = \quad (3.15)$$

$$= 495(3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 1241,17}{3,15^2 \cdot 0,21 \cdot 875^2}} = 206,2 \text{ мм},$$

где  $K_a = 495$  – числовой коэффициент для прямозубых передач;  
 $K_H = 1,3$  – коэффициент нагрузки;  
 $T_{кр3} = 1241,17$  Нм – крутящий момент на валу колеса тихоходной пары;

$\psi_{ba} = \frac{b}{a_{w2}} = 0,21$  – коэффициент ширины зубчатого колеса по межосевому расстоянию.

Исходя из полученного межосевого расстояния определяем модуль тихоходной передачи:

$$m_{n2} = \frac{2a_{w2}}{z_3 + z_4} = \frac{2 \cdot 206,2}{20 + 63} = 4,97 \text{ мм}. \quad (3.16)$$

*Проверяем величину выбранного модуля из условия изгибной прочности зуба.*

$$m_{n2} = \sqrt[3]{\frac{2T_{кр3} \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot Y_F}{z_4 \cdot \psi_{bm} [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1241,17 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 3,6}{63 \cdot 9 \cdot 240}} = 4,4 \text{ мм}, \quad (3.17)$$

где  $K_F = 1,3$  – коэффициент учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$Y_F = 3,6$  – коэффициент прочности зуба [2, с.101, табл. 4.13];

$\psi_{bm} = \frac{b_4}{m_{n2}} = \frac{45}{9} = 5$  – коэффициент ширины венца зубчатого колеса по модулю.

Принимаем стандартный модуль  $m_2 = 5,0$  мм.

### Геометрические параметры тихоходной зубчатой передачи

Исходя из принятого стандартного модуля определяем параметры зубчатых колес  $z_3$  и  $z_4$ .

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:  
 $d_3 = m_{n2} \cdot z_3 = 5,0 \cdot 20 = 100 \text{ мм}, \quad (3.18)$

$$d_4 = m_{n2} \cdot z_4 = 5,0 \cdot 63 = 315 \text{ мм}. \quad (3.19)$$

Диаметры вершин зубьев шестерни  $z_3$  и колеса  $z_4$ :  
 $d_{a3} = d_3 + 2m_{n2} = 100 + 2 \cdot 5,0 = 110 \text{ мм}, \quad (3.20)$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_{n2} = 315 + 2 \cdot 5,0 = 325 \text{ мм}. \quad (3.21)$$

Диаметры впадин зубьев шестерни  $z_3$  и колеса  $z_4$ .  
 $d_{f3} = d_3 - 2,5m_{n2} = 100 - 2,5 \cdot 5,0 = 87,5 \text{ мм}, \quad (3.22)$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m_{n2} = 315 - 2,5 \cdot 5,0 = 302,5 \text{ мм}. \quad (3.23)$$

Межосевое расстояние уточняем по рассчитанным диаметрам делительных окружностей

$$a_{w2} = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{100 + 315}{2} = 207,5 \text{ мм} \quad (3.24)$$

Ширина зубчатого венца колеса  $z_4$   
 $b_4 = \psi_{ba} \cdot a_{w2} = 0,21 \cdot 207,5 = 43,5 \text{ мм}. \quad (3.25)$

Принимаем  $b_4 = 45$  мм.

Ширина зубчатого венца шестерни  $z_3$   
 $b_3 = b_4 + (5 \dots 10) = 45 + 5 = 50 \text{ мм}. \quad (3.26)$

### 3.4 Конструктивные размеры зубчатого колеса

Обычно зубчатые колеса состоят из обода, ступицы и диска, соединяющего обод со ступицей. Колесо в зависимости от диаметра и принятого материала может быть изготовлено методами штамповки, литья или механической обработки.

Основные размеры и соотношения приведены на рис.2 и в табл.6.

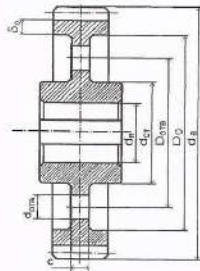


Рис. 2. зубчатое колесо с облегченной ступицей

Таблица 6

Параметр	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$d_{cm} \approx 1,6 d_g$
Диаметр ступицы чугунных колес	$d_{cm} \approx 1,6 d_g$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) m_n$ } не менее 8 мм
Толщина обода конических колес	
Толщина диска:	
- колеса кованные, литые	$C = 0,3b$
- колеса штампованные	$C = 0,2 \dots 0,3b$
Толщина диска конических колес	$C_n = (\delta_0 + \delta_{cm})/2$
Диаметр окружности центров отверстий	$D_{om} = (D_0 + d_{cm})/2$
Диаметр отверстий в диске колеса	$d_{om} = (D_0 - d_{cm})/4$
Фаска зубчатого венца	$n = 0,5 \cdot m_n$
Внутренний диаметр обода	$D_0 = d_g - 2\delta_0$

Обозначения:  $d_g$  - диаметр вала в месте посадки зубчатого колеса;  $m_n$  - модуль нормальный;  $b$  - ширина венца;  $D_0$  - внутренний диаметр обода.

Шестерни могут насаживаться на вал, а при диаметрах впадин зубьев, близких к диаметру вала  $d_f/d_B = 1,1 \dots 1,3$  изготавливаться за одно целое с валом. Такая деталь носит название вала-шестерни.

## 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

### 4.1 Предварительный расчет диаметров валов

Расчеты валов редуктора рассмотрим на примере вала 2 (промежуточного). На данном валу расположены зубчатые колеса  $Z_2$ ,  $Z_2'$ , и  $Z_3$ .

Расчет диаметра вала под подшипники определяется по крутящему моменту  $T_{кр2}$  и допускаемому касательному напряжению  $[\tau]$

$$[\tau] = \frac{T_{кр2}}{W_p}, \text{ где}$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3 - \text{полярный момент сопротивления, мм}^3, \text{ тогда}$$

$$[\tau] = \frac{T_{кр2}}{W_p} = \frac{T_{кр2}}{0,2d^3},$$

$$[\tau] = 80 - \text{допускаемые касательные напряжения, МПа.}$$

Определяем диаметр вала  $d_{B2}$ ,

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{T_{кр2}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{402 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 80}} = 29,28 \text{ мм}, \quad (4.1)$$

Принимаем диаметр вала в районе подшипника равным  $d_{п} = 30$  мм и по данному диаметру выбираем подшипники качения, однорядные, радиальные средней серии типа 306 [3, Табл.П.7.1 с.358].

Пользуясь схемой, представленной на рис. 3, определим длину вала  $L$  между опорами и плечи приложения сил  $a$  и  $b$ .

$$a = \frac{B_{fl}}{2} + 5 + 10 + \frac{b_2}{2} = \frac{19}{2} + 5 + 10 + \frac{25}{2} = 37 \text{ мм}. \quad (4.2)$$

Принимаем  $a = 40$  мм.

$$b = \frac{b_2}{2} + 5 + \frac{b_3}{2} = \frac{25}{2} + 5 + \frac{50}{2} = 42,5 \text{ мм}. \quad (4.3)$$

Принимаем  $b = 50$  мм.

$$L = a + b + b + a = 40 + 50 + 50 + 40 = 180 \text{ мм}.$$

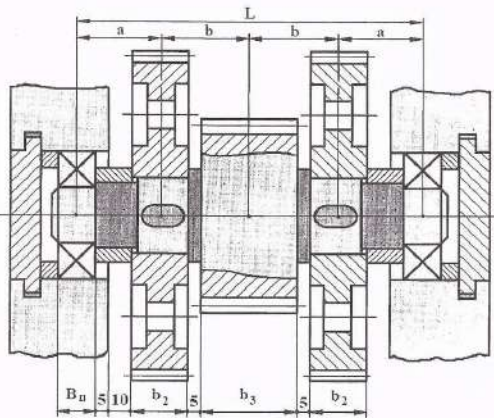


Рис. 3. Схема вала для определения расчетных величин  $a$ ,  $b$ ,  $L$ .

Рассматриваем данный вал как статически определимую балку. Для определения опорных реакций и действующих изгибающих и крутящих моментов используем схему, приведенную на рис. 4.

При этом примем следующие допущения:

вал состоит из однородного материала; силой тяжести зубчатых колес пренебрегаем; вал нагружен только сосредоточенными силами, приложенными по средней линии подшипников и зубчатых колес.

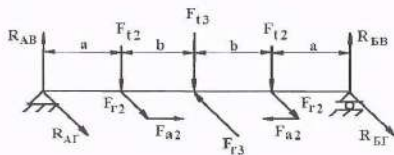


Рис. 4 Расчетная схема вала 2

#### 4.2 Уточненный расчет диаметров валов

При уточненном расчете валов необходимо учесть крутящий и изгибающий моменты. Для составления расчетной схемы необходимо определить силы, действующие в зацеплении, их величины, точки приложения и расстояния от опорных точек.

Определим действующие в зацеплении силы и направления их действия на примере промежуточного вала, где установлены два косозубых цилиндрических колеса и одна прямозубая цилиндрическая шестерня.

В данном зацеплении действуют окружные силы  $F_t$ , радиальные  $F_r$  и осевые  $F_a$  (рис. 5).

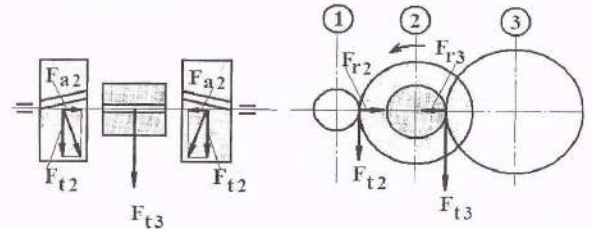


Рис. 5. Направления действующих сил

$F_a$  – осевая сила;  $F_t$  – окружная сила;  $F_r$  – радиальная сила.

Находим величины этих сил по нижеприведенным формулам:

$$F_{t2} = \frac{2T_{кп2}}{2d_2} = \frac{T_{кп2}}{d_2} = \frac{402 \cdot 10^3}{165,63} = 2427,1 \text{ Н}; \quad (4.4)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2427,1 \cdot \frac{0,364}{0,966} = 914,6 \text{ Н}; \quad (4.5)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 2427,1 \cdot 0,268 = 650,5 \text{ Н}; \quad (4.6)$$

$$F_{t3} = \frac{2T_{кп2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 402 \cdot 10^3}{100,0} = 8040,0 \text{ Н}; \quad (4.7)$$

$$F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha = 8040 \cdot 0,364 = 2926,6 \text{ Н} \quad (4.8)$$

Здесь  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления в эвольвентных зубчатых передачах;

$\beta = 15^\circ$  – угол наклона зуба косозубой передачи.  
 $F_{t2}, F_{r2}, F_{a2}$  – силы, действующие в зацеплении косозубых зубчатых колес;

$F_{t3}, F_{r3}$  – силы, действующие в зацеплении прямозубых зубчатых колес.

Для определения реакций в опорах А и Б и построения эпюр моментов рассмотрим отдельно горизонтальную и вертикальную плоскости.

#### Горизонтальная плоскость (рис. 6, а)

Из схемы видно, опорные реакции  $R_{AГ}$  и  $R_{БГ}$  равны между собой:

$$\begin{aligned} \sum R_{Г1} &= 0; \quad -R_{AГ} - F_{r2} + F_{r3} - F_{r2} - R_{БГ} = 0, \\ R_{AГ} + R_{БГ} &= F_{r3} - 2F_{r2} = 2926,6 - 2 \cdot 914,6 = 1097,4 \text{ Н}, \\ R_{AГ} = R_{БГ} &= \frac{1097,4}{2} = 548,7 \text{ Н}. \end{aligned}$$

#### Вертикальная плоскость (рис.6, в)

В этой плоскости опорные реакции  $R_{AB}$  и  $R_{BB}$  также равны между собой:

$$\begin{aligned} \sum R_{B1} &= 0; \quad R_{AB} - F_{t2} - F_{t3} - F_{t2} + R_{BB} = 0, \\ R_{AB} + R_{BB} &= 2F_{t2} + F_{t3} = 2 \cdot 2427,1 + 8040 = 12894,2 \text{ Н}, \\ R_{AB} = R_{BB} &= \frac{12894,2}{2} = 6447,1 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Находим изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях 1 и 2 вала (рис.6, б):

$$\begin{aligned} M_{Г1} &= R_{AГ} \cdot a = 548,7 \cdot 40 = 21948 \text{ Н} \cdot \text{мм} \\ M'_{Г1} &= R_{AГ} \cdot a - F_{a2} \frac{d2}{2} = 548,7 \cdot 40 - 650,5 \frac{165,63}{2} = -31923,2 \text{ Н} \cdot \text{мм} \\ M_{Г2} &= R_{AГ} \cdot (a + b) - F_{a2} \frac{d2}{2} + F_{r2} \cdot b = \\ &= 548,7 \cdot (40 + 50) - 650,5 \frac{165,63}{2} + 914,6 \cdot 50 = -41241,8 \text{ Н} \cdot \text{мм} \end{aligned}$$

Находим изгибающие моменты в вертикальной плоскости в сечениях 1 и 2 вала (рис. 6, г):

$$M_{B1} = -R_{AB} \cdot a = -6447,1 \cdot 40 = -257884 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\begin{aligned} M_{B2} &= -R_{AB} \cdot (a + b) + F_{t2} \cdot b = \\ &= -6447,1 \cdot (40 + 50) + 2427,1 \cdot 50 = -458884 \text{ Н} \cdot \text{мм} \end{aligned}$$

Суммарные изгибающие моменты в сечениях 1 и 2 вала (рис.6, д):

$$M_{z1} = \sqrt{(M_{Г1})^2 + (M_{B1})^2} = \sqrt{(21948)^2 + (-257884)^2} = 258816 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M'_{z1} = \sqrt{(M'_{Г1})^2 + (M_{B1})^2} = \sqrt{(-31923,2)^2 + (-257884)^2} = 259852 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{z2} = \sqrt{(M_{Г2})^2 + (M_{B2})^2} = \sqrt{(-41241,8)^2 + (-458884)^2} = 460733 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Эпюра крутящего момента на втором валу  $T_{кp2}$  приведена на рис.6,

е.

Эквивалентные моменты в сечениях 1 и 2 приведены на рис.6 ж:

$$\begin{aligned} M_{z1} &= M_{z1} = 258816 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \\ M'_{z1} &= \sqrt{(M'_{z1})^2 + \left(\frac{T_{кp2}}{2}\right)^2} = \sqrt{(259852)^2 + \left(\frac{402 \cdot 10^3}{2}\right)^2} = 327699,1 \text{ Н} \cdot \text{мм} \end{aligned}$$

$$M_{z2} = \sqrt{(M_{z2})^2 + (T_{кp2})^2} = \sqrt{(460733)^2 + (402 \cdot 10^3)^2} = 611456,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определяем диаметры вала в сечениях 1 и 2

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{z1}}{0,1[\sigma]_{изг}}} = \sqrt[3]{\frac{3276699,1}{0,1 \cdot 100}} = 32,0 \text{ мм}. \quad (4.9)$$

Учитывая ослабление сечения вала шпоночным пазом, увеличиваем расчетную величину диаметра вала на 10% и полученный результат округляем до ближайшего большего числа из нормального ряда:

$$d_1 = d'_1 \cdot 1,1 = 32 \cdot 1,1 = 35,2 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_1 = 40 \text{ мм}$ .

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{z2}}{0,1[\sigma]_{изг}}} = \sqrt[3]{\frac{611456,4}{0,1 \cdot 100}} = 39,4 \text{ мм}; \quad (4.10)$$

$$d_2 = d'_2 \cdot 1,1 = 39,4 \cdot 1,1 = 43,34 \text{ мм}.$$



Принимаем  $d_2 = 45$  мм.

Диаметр вала в районе опоры, т.е. там, где устанавливается подшипник качения, должен быть меньше диаметров  $d_1$  и  $d_2$ , а также соответствовать диаметру отверстия внутреннего кольца подшипника.

Предварительно выбираем радиальный однорядный подшипник средней серии типа 307 для диаметра вала  $d_{\text{п}} = 35$  мм.

Диаметры остальных участков вала могут в случае необходимости, например для удобства посадки на вал подшипников качения, зубчатых колес, назначаться по конструктивным и технологическим соображениям по нормальному ряду, перепад диаметров не должен превышать 5 мм.

Ряд R40 по ГОСТ 6636-69:

10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160 и далее через 10 мм.

Примечание. В случае необходимости допускаются диаметры: в интервале от 12 до 26 мм – кратные 0,5; в интервале 26 – 30 – целые числа; в интервале 50 – 110 – размеры, оканчивающиеся на 2 и 8, далее – размеры, кратные 5.

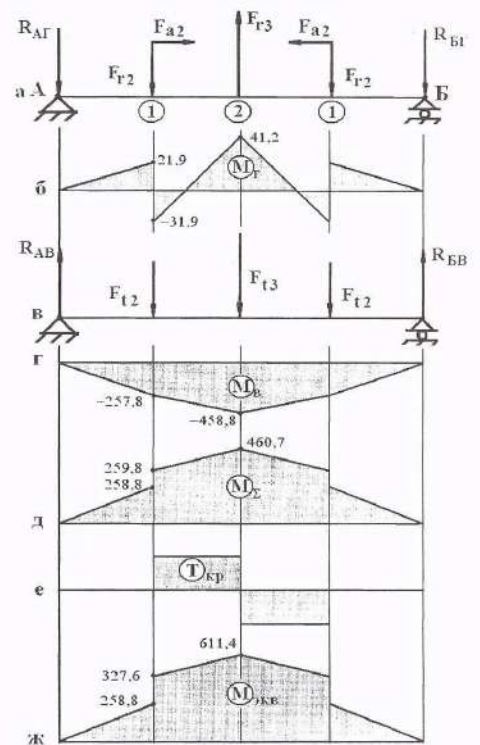
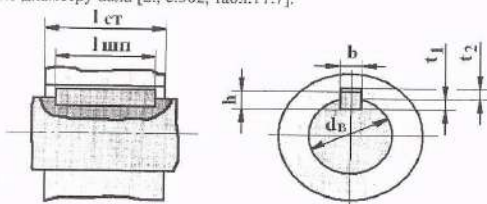


Рис. 6. Силы, действующие на вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюры изгибающих  $M_B$  и  $M_\Sigma$ , суммарного  $M_\Sigma$ , крутящего  $T_{\text{кр}}$  и эквивалентного  $M_{\text{ЭКВ}}$  моментов

### 4.3. Выбор шпонок и проверка их на прочность

Для крепления на валу колес  $z_2$  и  $z_2'$  и шестерни  $z_3$  используем призматические шпонки ГОСТ 23360-78. Поперечное сечение шпонки выбираем по диаметру вала [2., с.302, табл.11.7].



Диаметр вала $d$	Размеры сечений шпонок		Глубина паза	
	$b$	$h$	Вала $t_1$	Втулки $t_2$
Св. 12 до 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	9	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
85 - 95	25	14	9	5,4
95 - 110	28	16	10	6,4

Примечания. 1. Длины шпонок выбирают из ряда: 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; 160; 180;  
2. Таблица дана с сокращениями: в ГОСТ 23360-78 диапазон диаметров вала  $d = 6 - 500$  мм, длины шпонок – до 500 мм.

1. Пример условного обозначения шпонки при  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 80$  мм, торцы скругленные:  
Шпонка 16x10x80 ГОСТ 23360-78

Для диаметра вала 40 мм выбираем шпонку сечением  $b \times h = 12 \times 8$  мм, а для диаметра 45 мм соответственно  $b \times h = 14 \times 9$  мм. Принимаем шпонку со скругленными краями.

Определяем ее рабочую длину  $l_{\text{раб}}$  из условия работы шпонки на смятие для валов диаметрами соответственно  $d_B = 40$  мм и  $d_H = 45$  мм:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{A_{\text{см}}} = \frac{K \cdot T_{\text{кр}}}{\left(\frac{d_B}{2} + \frac{t_1}{2}\right) t_1 \cdot l_{\text{раб}}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (4.11)$$

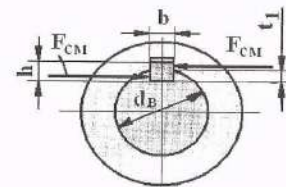


Рис. 7. Схема действия сил на шпонку

Отсюда рабочая длина шпонки на валу  $d_B = 40$  мм, где закреплено зубчатое колесо, будет равна

$$l_{\text{раб}} = \frac{K \cdot T_{\text{кр}2}}{\left(\frac{d_{\text{ал}}}{2} - \frac{t_1}{2}\right) t_1 \cdot [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{1,3 \cdot 402 \cdot 10^3}{\left(\frac{40}{2} - \frac{5}{2}\right) \cdot 5 \cdot 160} = 18,66 \text{ мм} \quad (4.12)$$

где  $[\sigma]_{\text{см}} = 160$  МПа – допускаемое напряжение смятия для шпонки, изготовленной из стали 20;

$F_{\text{см}}$  – усилие смятия, действующее на шпонку;

$A_{\text{см}}$  – площадь поверхности смятия шпонки;

$K = 1,3$  – коэффициент безопасности, учитывающий условия работы;

$T_{\text{кр}2} = 402 \cdot 10^3$  Н·мм – крутящий момент, действующий на валу;

$d_{\text{ал}} = 40$  мм – диаметр вала;

$t_1 = 5$  мм – глубина шпоночного паза на валу;

$l_p$  – расчетная рабочая длина шпонки, мм.

Принимаем рабочую длину шпонки  $l_p = 20$  мм.

Тогда полная длина шпонки будет равна

$$l_1 = l_p + b = 20 + 12 = 32 \text{ мм.}$$

Определяем длину ступицы зубчатого колеса

$$l_{B_1} = l_1 + (2 \dots 5) = 32 + 3 = 35 \text{ мм.}$$

Таким же образом определяем рабочую длину шпонки на валу  $d_n = 45$  мм, где закреплена шестерня

$$l_{\text{раб2}} = \frac{K \cdot \frac{T_{\text{кр2}}}{2}}{\left(\frac{d_{B2}}{2} - \frac{t_1}{2}\right) t_1 \cdot [\sigma]} = \frac{1,3 \cdot \frac{402 \cdot 10^3}{2}}{\left(\frac{45}{2} - \frac{5,5}{2}\right) \cdot 5,5 \cdot 160} = 30,07 \text{ мм.} \quad (4.13)$$

где  $d_{B2} = 45$  мм – диаметр вала;

$t_1 = 5,5$  мм – глубина шпоночного паза на валу;

$l_{p2}$  – расчетная длина шпонки, мм.

Принимаем рабочую длину шпонки  $l_{p2} = 32$  мм.

Тогда полная длина шпонки будет равна

$$l_2 = l_{p2} + b = 32 + 14 = 46 \text{ мм.}$$

Определяем длину ступицы шестерни

$$l_{B_2} = l_2 + (2 \dots 5) = 46 + 4 = 50 \text{ мм.}$$

В данном случае ширина ступицы и ширина зубчатого венца шестерни оказались равными.

#### 4.4. Расчет подшипников на долговечность.

Выбранный ранее подшипник серии 307, имеющий динамическую грузоподъемность  $C = 25,7$  кН и статическую грузоподъемность  $C_0 = 17,6$  кН, проверяем на долговечность, которая может быть сведена к расчету ресурса в часах  $L_h$  и сравнению его с долговечностью привода  $h = 8000$  ч., т.е.  $L_h \geq h$ .

Ресурс в часах определяем по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha, \quad (4.14)$$

где  $n_2 = 119,73$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения вала;

$C = 25700$  Н – динамическая грузоподъемность;

$Q$  – приведенная нагрузка на опору;

$\alpha = 3$  – показатель степени для шариковых подшипников.

Приведенная нагрузка на опору определяется по формуле

$$Q = (X \cdot K_r \cdot R + Y \cdot F_a) K_s K_T, \quad (4.15)$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки;

$K_r$  – коэффициент, учитывающий вращение кольца;

$R$  – радиальная нагрузка, действующая на опору;

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки;

$F_a$  – осевая нагрузка, действующая на опору;

$K_s$  – коэффициент, учитывающий характер нагрузки на опору;

$K_T$  – термический коэффициент.

В нашем примере  $K_r = 1$ , т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника. Коэффициент, учитывающий характер нагрузки на опору, принимаем равным  $K_s = 1,3$  в соответствии с данными задания. Учитывая нормальные температурные условия работы привода, принимаем  $K_T = 1$ . Радиальную нагрузку на опору определяем как геометрическую сумму горизонтальной и вертикальной составляющих

$$R_A = \sqrt{(R_{AG})^2 + (R_{AB})^2} = \sqrt{(548,7)^2 + (6447,1)^2} = 6470,4 \text{ Н.} \quad (4.16)$$

Суммарная осевая нагрузка на опору  $F_a = 0$ , т.к. эти усилия на зубчатых колесах направлены в разные стороны, равны по величине и взаимно компенсируют друг друга. При наличии только радиального условия на опору коэффициент  $X = 1,0$ , а  $Y = 0$ .

Таким образом, приведенная нагрузка на опору будет равна

$$Q = (X \cdot K_r \cdot R + Y \cdot F_a) K_s K_T = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 6470,4 + 0) 1,3 \cdot 1,0 = 8411,5 \text{ Н.} \quad (4.17)$$

Ресурс работы в часах данного подшипника будет равен

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 119,73} \left( \frac{25700}{8411,5} \right)^3 = 3970,3 \text{ часа.} \quad (4.18)$$

Так как ресурс принятого подшипника не обеспечивает заданную долговечность, принимаем в качестве опоры данного вала подшипник типа 407, который имеет  $C = 42,8$  кН. Тогда ресурс работы будет

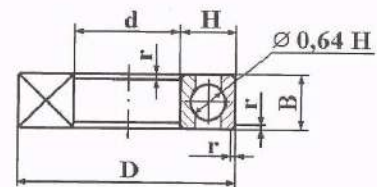
$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 119,73} \left( \frac{42800}{8411,5} \right)^3 = 18338 > 8000 \text{ часов.} \quad (4.19)$$

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1998. – 452 с.
2. Чернавский, С.А. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Кознищев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1984. – 560 с.
3. Тополиди, К.Г. Детали машин и подъемно-транспортные устройства в текстильной и легкой промышленности: Учебник для вузов / К.Г. Тополиди, Г.А. Новоселов, Р.А. Волков. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб: СПГУТД, 2000. – 388 с.
4. Волков, Р.А. Расчеты деталей машин: Учебное пособие для вузов. / Р.А. Волков, Г.А. Новоселов, В.Г. Роот, В.В. Шим. – СПб: СПГУТД, 2004. – 150 с.

### ПРИЛОЖЕНИЕ

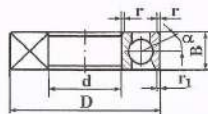
#### 1. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)



Условное обозначение серии	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	Динамическая грузоподъемность С, кН	Статическая грузоподъемность С <sub>0</sub> , кН
Средняя серия 300						
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	80,0



2. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные  
(по ГОСТ 131-75)



ДЛЯ ЗАМЕТОК

Обозначение	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН			
							$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$	
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	d	D	B	r	r <sub>1</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	23,2	36,8	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	2,5	1,2	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	2,5	1,2	—	—	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	3,0	1,5	93,6	65,0	87,9	60,0
Средняя серия										
—	46304	20	52	15	2	1	—	—	17,8	9,0
—	46305	25	62	17	2	1	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	2	1	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	2,5	1,2	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	2,5	1,2	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	3	1,5	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	3	1,5	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	3,5	2	—	—	100,0	65,3
—	46313	65	140	33	3,5	2	—	—	113,0	75,0
—	46314	70	150	35	3,5	2	—	—	127,0	85,3
—	46316	80	170	39	3,5	2	—	—	136,0	99,0

Пример обозначения подшипника 36209:  
Подшипник 36209 ГОСТ 831-75