

**Министерство образования и науки Российской Федерации**

---

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

---

**ДЕТАЛИ МАШИН  
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Учебное пособие по курсовому проектированию

Санкт-Петербург  
Издательство Политехнического университета  
2012

УДК 620.1:621.81(075.8)  
ББК 30.12:34.44я73

*В.А. Жуков, Тарасенко Е.А. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие по курсовому проектированию/ В.А. Жуков Е.А., Тарасенко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 45с.*

Учебное пособие в части практической подготовки соответствует содержанию дисциплины «Детали машин и основы конструирования», входящей в состав специальных дисциплин Федерального государственного образовательного стандарта подготовки бакалавров по направлениям 150400 – Metallургия. Данное пособие может быть использовано также при подготовке бакалавров по направлениям: 141100 – Энергетическое машиностроение, 150700 – Машиностроение, 151000 – Технология машиностроения и оборудование, 151600 – Прикладная механика, 151900 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительного производства, 190100 – Наземные транспортно-технологические комплексы.

Согласно рабочему учебному плану направления 150400 выполнение курсового проекта предусмотрено в одном семестре с чтением лекционного курса. Это обусловило специфику представления учебного материала в данном пособии – от частных задач определения энергетических и кинематических параметров привода, для решения которых достаточно знаний и умений, сформированных при изучении дисциплин «Теоретическая механика» и «Соппротивление материалов», к определению геометрических параметров зубчатых передач и редуктора с последующим оценкой прочности деталей и узлов редуктора.

Расчёт передач и подшипников качения может выполняться с помощью компьютерной программы, разработанной на кафедре «Машиноведение и детали машин».

Учебное пособие может быть рекомендовано студентам, обучающихся по указанным выше направлениям подготовки бакалавров и специалистов очной и других форм обучения.

Табл. 2. Илл. 23. Библиогр. 5 названий.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета

© Жуков В.А., Тарасенко Е.А., 2012  
© Санкт-Петербургский государственный  
Политехнический университет, 2012

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Введение</b> .....	4
<b>1. Определение параметров агрегатов и передач в составе привода</b> .....	6
1.1. Определение мощности и выбор электродвигателя .....	6
1.2. Определение передаточного отношения передач .....	7
1.3. Мощность, частота вращения и крутящий момент элементов в составе привода .....	8
1.4. Проектировочный расчёт валов и выбор подшипников качения .....	9
1.5. Определение межосевых расстояний .....	14
1.6. Определение геометрических параметров зубчатых передач .....	15
<b>2. Компоновка редуктора</b> .....	19
<b>3. Проверочный расчёт валов и подшипников</b> .....	22
3.1. Определение реакций опор .....	22
3.2. Проверочный расчёт валов .....	23
3.3. Определение ресурса подшипников по динамической грузоподъёмности .....	27
<b>4. Расчёт зубчатых передач</b> .....	29
4.1. Определение расчётного контактного напряжения .....	29
4.2. Выбор материала зубчатых колёс и вида упрочнения .....	33
4.3. Проверочный расчёт зубчатой передачи по критерию изгибной прочности зубьев .....	36
<b>ЛИТЕРАТУРА</b> .....	38
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ</b> .....	39

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование является важнейшей составной частью становления компетентности будущих специалистов. В процессе курсового проектирования формируется целостное представление об объекте проектирования как результате научного и технического знания, а также индивидуального опыта и творчества разработчика проекта.

Процесс становления проективных умений обучающихся по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» направления 150400 – Металлургия состоит из следующих этапов:

- анализ соответствия работоспособности простейшего механизма (ручного винтового домкрата) техническому заданию (2 недели);
- определение энергетических и кинематических параметров электро-механического привода и цилиндрического двухступенчатого редуктора в составе привода (2 недели);
- определение геометрических параметров передач и разработка эскиза редуктора (компоновки) (2 недели);
- оценка прочности деталей и узлов редуктора (2 недели);
- разработка конструкции редуктора и привода с учётом рекомендаций *стандартов*, конструктивных и технологических *ограничений* (4 недели)
- подготовка к защите и защита курсового проекта (2 недели).

В данном пособии представлены учебные материалы, необходимые для выполнения курсового проекта «Электромеханический привод с двухступенчатым цилиндрическим редуктором». Редуктор является частью электромеханического привода (рис. 1), в состав которого входят электродвигатель (1), клиноременная передача (2), двухступенчатый редуктор (3) и зубчатая муфта (4).

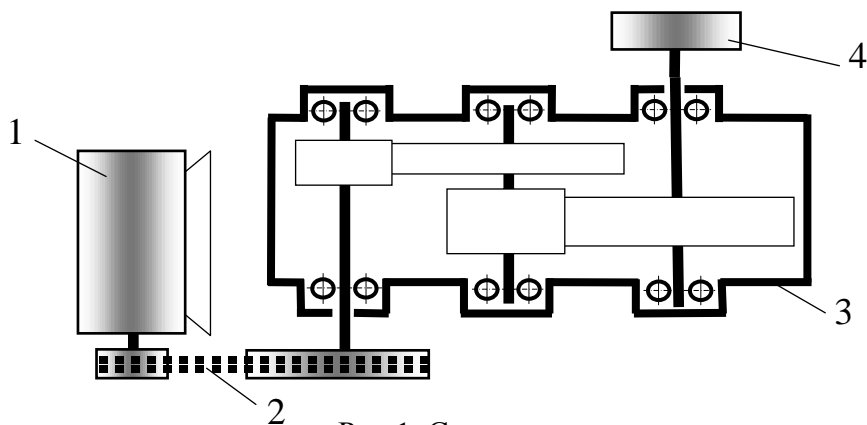


Рис.1. Схема электромеханического привода

Проектирование выполняется согласно данным, представленным в техническом задании (ТЗ), и с учётом требований минимизации габаритов зубчатой передачи и редуктора.

## СОДЕРЖАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ (см. Приложение)

1. Схема привода.
2. Параметры условий работы привода:
  - номинальный момент на валу исполнительного механизма (ИМ)  $T_{\text{ИМ}}$  в Нм;
  - частота вращения вала ИМ  $n_{\text{ИМ}}$  в об/мин;
  - ресурс привода  $L_h$  в часах.
  - привод реверсивный (нереверсивный).
3. Дополнительные условия и ограничения:
  - синхронная частота вращения вала электродвигателя (ЭД)  $n_c$  в об/мин;
  - производство серийное.

### ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТЫ

Результаты работы оформляются в виде пояснительной записки (ПЗ), эскизов на миллиметровой бумаге и чертежей.

Оформление титульного листа ПЗ, технического задания и текста ПЗ представлено в Приложении.

ПЗ выполняется *только* в текстовом редакторе Word, *результаты вычислений могут быть внесены вручную.*

1. Содержание ПЗ соответствует обычно типовому (см. ниже).
2. Любому расчёту должны предшествовать краткое описание, *расчётная схема*, критерии работоспособности, *определение каждого параметра, впервые используемого в ПЗ.*
3. На эпюрах *с соблюдением масштабов* указываются символы и значения сил и моментов в характерных точках, а также расстояния между опорами и точками приложения расчётных усилий.
4. При необходимости в ПЗ приводятся эскизы деталей и узлов.
5. В пояснительной записке должны быть *ссылки на книги или иные материалы*, на основании которых принимается данное стандартное или рекомендуемое решение.
6. Руководитель даёт *качественную оценку* всем результатам расчёта. *Ответственность за ошибки вычислений, выявленные во время защиты проекта, возлагается на студента.*
7. *Нарушение «Правил оформления студенческих выпускных работ и отчётов» [1] является основанием для отклонения курсовой работы.*

# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТОВ И ПЕРЕДАЧ В СОСТАВЕ ПРИВОДА

Основные параметры агрегатов в составе привода определяют, рассматривая привод как техническую систему:

- назначение каждой части привода обусловлено назначением и требованиями к приводу в целом, представленными в ТЗ на проектирование;
- свойства привода зависят от взаимодействия его частей.

## 1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ (энергетическое согласование привода и исполнительного механизма)

Момент  $T_{им}$ , передаваемый валу ИМ, и угловая скорость вала  $\omega_{им}$  определены требованиями производственного процесса.

Мощность, которая должна быть передана исполнительному механизму, равна:

$$P_{им} = T_{им} \omega_{им} = \dots\dots\dots = \dots\dots \text{ Вт}, \quad (1)$$

где  $\omega_{им} = \pi n_{им} / 30 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ рад/с}$

Расчётное значение мощности определим, принимая коэффициент полезного действия (КПД) привода на основе опыта проектирования и эксплуатации аналогичных технических объектов:

$$P_{эд-р} = P_{им} / \eta_{пр} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ Вт}. \quad (2)$$

где КПД привода  $\eta_{пр}$  определяется на основе последовательного учёта потерь мощности при работе каждой кинематической пары:

$$\eta_{пр} = (\eta_{рп} \eta_{п}) (\eta_{зп} \eta_{п}) (\eta_{зп} \eta_{п} \eta_{м}). \quad (3)$$

В соотношении (3) множитель  $(\eta_{рп} \eta_{п})$  учитывает потери при передаче мощности с вала ЭД на шестерню входного вала;

$\eta_{рп} \approx 0,94 \dots 0,96$  – коэффициент, учитывающий потери мощности в ременной передаче; принят  $\eta_{рп} = \dots$  ;

$\eta_{п} \approx 0,99 \dots 0,995$  – коэффициент, учитывающий потери мощности в подшипниковых узлах одного вала (на подшипниках качения); принят  $\eta_{п} = \dots\dots\dots$

Второй множитель  $(\eta_{зп} \eta_{п})$  учитывает потери при передаче мощности с входного вала на промежуточный вал;

$\eta_{зп} \approx 0,98 \dots 0,99$  – коэффициент, учитывающий потери мощности в закрытой зубчатой паре редуктора; принят  $\eta_{зп} = \dots\dots\dots$

Третий множитель  $(\eta_{зп} \eta_{п} \eta_{м})$  учитывает потери при передаче мощности от промежуточного вала к ИМ;

$\eta_{м} \approx 0,98 \dots 0,99$  – коэффициент, учитывающий потери мощности в муфте; принят  $\eta_{м} = \dots\dots\dots$

Принимая  $\eta_{\text{п}}$  и  $\eta_{\text{зп}}$  одинаковым для всех валов и зубчатых передач, получим КПД привода равным

$$\eta_{\text{др}} = \eta_{\text{рп}} \eta_{\text{п}}^3 \eta_{\text{зп}}^2 \eta_{\text{м}} = \dots = \dots \quad (4)$$

Расчётное значение мощности электродвигателя равно

$$P_{\text{эд-р}} = P_{\text{им}} / \eta_{\text{пр}} = \dots = \dots \text{ Вт.} \quad (5)$$

Выбираем асинхронный ЭД (см. Приложение) согласно условию

$$P_{\text{эд}} \geq 0,95 P_{\text{эд-р}}$$

Выбран электродвигатель марки .....

- паспортная мощность  $P_{\text{эд}} = \dots$  кВт;
- синхронная частота  $n_{\text{с}} = \dots$  об/мин,
- частота вращения вала ЭД  $n_{\text{эд}} = \dots$  об/мин,
- диаметр присоединительного участка вала ЭД  $d_1 = \dots$  мм,
- длина присоединительного участка вала ЭД  $l_1 = \dots$  мм.

## 1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ПЕРЕДАЧ (кинематическое согласование привода и исполнительного механизма)

Передачное отношение привода  $i_{\text{пр}} = \omega_{\text{эд}} / \omega_{\text{им}} = n_{\text{эд}} / n_{\text{им}} = \dots$

Представим его как произведение передаточных отношений отдельных передач в составе привода:

$$i_{\text{пр}} = i_{\text{рп}} i_{\text{рд}} = i_{\text{р}} i_{\text{б}} i_{\text{т}}, \quad (6)$$

где  $i_{\text{р}}$  – передаточное отношение ременной передачи; в данном проекте примем предварительно  $i_{\text{рп}} \approx 1,5 \dots 2$ ; принято  $i_{\text{рп}} = \dots$ ;

$i_{\text{рд}}$  – передаточное редуктора;  $i_{\text{рд}} = i_{\text{пр}} / i_{\text{р}} = \dots$

Передачное отношение двухступенчатого редуктора  $i_{\text{рд}} = i_{\text{б}} i_{\text{т}}$ , где  $i_{\text{б}}$  и  $i_{\text{т}}$  – соответственно передаточное отношение быстроходной (1) и тихоходной (2) зубчатых передач редуктора (рис. 2).

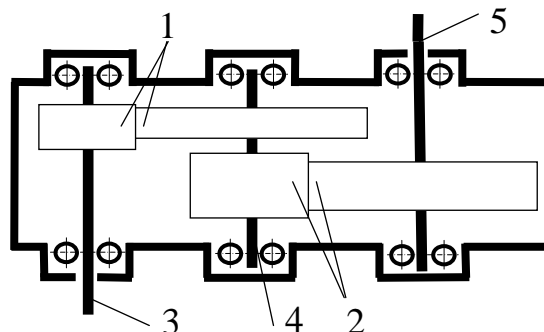


Рис.2. Схема двухступенчатого цилиндрического редуктора

При назначении передаточных отношений зубчатых передач необходимо соблюдать неравенство  $i_{\text{б}} > i_{\text{т}}$ . Рациональным для схемы редуктора, представленной на рис.1, считается отношение  $i_{\text{б}} / i_{\text{т}} \approx 1,2 \dots 1,3$ .

Предварительное значение  $i_T = (i_{рд} / 1,25)^{1/2} = \dots = \dots$ ;  
 $i_6 = i_{рд} / i_T = \dots$

Учитывая соотношение  $i_6 / i_T \approx 1,2 \dots 1,3$ , принимаем стандартные значения  $i_T$  и  $i_6$  из ряда передаточных отношений, рекомендуемых для цилиндрических передач:

1-й ряд – 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;  
 2-й ряд – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Окончательно принято

$i_T = \dots$ ;  $i_6 = \dots$ ; отношение  $i_6 / i_T = \dots$ ;  
 $i_{рд} = i_T i_6 = \dots = \dots$ ;  
 $i_p = i_{пр} / i_{рд} = \dots = \dots$

### 1.3. МОЩНОСТЬ, ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ И КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ ЭЛЕМЕНТОВ В СОСТАВЕ ПРИВОДА

Результаты Вашего расчёта представьте в виде таблицы 1:

Таблица 1

**Энерго-кинематические параметры элементов привода**

	$\eta_i$	Мощность $P_i$ , Вт	Частота вращения, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Момент, Нм	Передаточное отношение
Исполнительный механизм		$P_{им} =$	$n_{им} =$	$\omega_{им} =$	$T_{им} =$	
...	...					
Муфта выходного (5, рис. 2) вала						
...	...					
Зубчатое колесо выходного вала						
...	...					$i_T =$
Шестерня промежуточного (4, рис. 2) вала						
...	...					
Зубчатое колесо промежуточного вала						
...	...					$i_6 =$
Шестерня входного (3, рис. 2) вала						
...	...					
Входной вал редуктора						
...	...					$i_{пр} =$
Вал электродвигателя		$P_{эд-р} =$	$n_{эд} =$	$\omega_{эд} =$	$T_{эд-р} =$	
...	...					



- заполните первую строку согласно данным ТЗ;
- заполните нижнюю строку по данным расчёта и выбора электродвигателя;
- впишите значения  $i_T$ ,  $i_6$  и  $i_{рп}$ ;
- рассчитайте и запишите в 4-ом столбце частоту вращения валов;  
*проверка* – отношение  $n_{эд}$  электродвигателя к частоте вращения входного вала редуктора  $n_{вх}$  должна быть равно  $i_{рп}$ ;
- вычислите и запишите в 5-ом столбце значения угловых скоростей:  
входного вала  $\omega_{вх} = \omega_{им} i_T i_6 = \dots = \dots = 1/с$ ;  
промежуточного вала  $\omega_{пр} = \omega_{им} i_T = \dots = \dots = 1/с$ ;
- впишите во второй столбец принятые Вами значения коэффициентов потерь мощности в формуле (3), начиная с  $\eta_m$  и заканчивая  $\eta_{рп}$  в последней строке;
- рассчитайте мощность  $P_i$ , передаваемую каждым валом, каждым зубчатым колесом и шестерней:

$$P_i = P_{им} / \Pi(\eta_i), \quad (7)$$

здесь  $\Pi(\eta_i)$  – произведение коэффициентов потерь от данного элемента привод вала до вала исполнительного механизма;

*проверка* – расчётное значение мощности электродвигателя, определяемой делением значения мощности  $P_{им}$  последовательно на произведение коэффициентов потерь на всех составляющих привода, должно быть равно полученному ранее значению  $P_{эд-р}$ ;

– вычислить значения моментов на каждом валу, на зубчатых колёсах и шестернях; крутящие моменты  $T_i$  определяются по значению передаваемой мощности  $P_i$  и угловой скорости данного вала  $\omega_i$ :

$$T_i = P_i / \omega_i; \quad (8)$$

*проверка* –  $T_{им} = T_{эд} (i_T i_6 i_{рп} \eta_{пр})$ .

## 1.4. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ, ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

### 1.4.1. Проектировочный расчёт валов

Валы находятся под действием крутящих и изгибающих моментов. На данном этапе разработки проекта Вам известны только крутящие моменты на валах. При проектировочном расчёте значение диаметра вала в местах установки зубчатых колёс предварительно определим, исходя из условия

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2[\tau]_i}}, \quad (9)$$

где  $d_i$  – расчётное значение диаметра данного вала;

$T_i$  – крутящий момент на данном валу;

$[\tau]_i$  – допускаемое напряжение для материала вала;

при проектировочном расчёте принимается  $[\tau] = (0,026...0,036)\sigma_B$  (наименьшие значения – для быстроходных, средние – для промежуточных, наибольшие – для тихоходных валов).

Обычно в качестве материала валов при положительных климатических температурах используют сталь 40 нормализованную, временное сопротивление которой равно  $\sigma_B = 580$  МПа для заготовок диаметром до 100 мм.

Значения диаметров валов по (9) являются предварительными. В дальнейшем они должны быть согласованы со значениями диаметров валов, полученных с учётом требований установки муфты, шкива ременной и подшипников.

Если это не противоречит требованиям согласования, то диаметр вала в *местах установки зубчатых колёс* принимается равным расчётному по (9) для коротких валов (отношение длины вала между опорами к его максимальному диаметру не более 5) и на 7... 10% больше расчётного для длинных валов согласно ряду стандартных линейных размеров R40:

... 18; 20; 22; 25; 26; 28; 30; 32; 34/35; 36; 38; 40; 42; 45/47; 48; 50; 53; 56; 60/62; 63/65; 67/70; 71/72; 75; 80; 85; 90; 95; 100 мм ...

#### 1.4.2. Определение диаметральных размеров ступенчатых валов

Редуктор является составной частью привода. Выходной вал редуктора соединён с исполнительным механизмом зубчатой муфтой, а на входной вал редуктора установлен ведомый шкив ременной передачи.

Диаметр *выходного вала* редуктора должен соответствовать диаметру присоединительного отверстия муфты. Параметры муфт, в том числе допускаемый момент  $T_{кр}$  и максимальный диаметр вала  $d_m$ , на который устанавливается муфта, указаны в соответствующих сортаментах муфт. Выбрав муфту, можно предварительно определить диаметр участка выходного вала, на котором будет установлена эта муфта.

Зубчатая муфта выбирается так, чтобы наибольший расчётный момент на выходном валу  $K T_{им}$  не превышал допускаемый для данного номера муфты момент  $T_{кр}$  (таблица 2):

$$K T_{им} \leq T_{кр}, \quad (10)$$

где  $K$  – коэффициент нагрузки привода;  $K = K_1 K_2 K_3$

$K_1$  – коэффициент степени ответственности передачи; в случае останова машины  $K_1 = 1$ , в случае аварии машины  $K_1 = 1,2$ , ряда машин  $K_1 = 1,5$ , гибели людей  $K_1 = 1,8$ ;

$K_2$  – коэффициент режима работы механизма; от  $K_2 = 1$  при спокойной работе до  $K_2 = 1,3 \dots 1,5$  для тяжёлой работы с ударами и реверсивных механизмов;

$K_3$  – коэффициент учитывает угловое смещение соединяемых валов, принимается от 1,0 при  $0,25^\circ$  до 1,75 при  $1,5^\circ$ .

С учётом условий работы, указанных в ТЗ на курсовой проект, и малом угловом смещении значение коэффициента  $K = 1 \dots 1,55$ .

Параметры зубчатых муфт

№ муфты	$T_{кр}$ , Нм	Частота вращения не более, об/с	Диаметр отверстия для валов $d_M$	Длина присоединительного участка муфты $l$	Диаметр ступицы $D_M$	Максимальный диаметр
1	1000	90	$\leq 50$	$\leq 82$	$\leq 60$	145
2	1600	80	$\leq 55$	$\leq 82$	$\leq 80$	170
3	2500	75	$\leq 60$	$\leq 105$	$\leq 85$	185
4	4000	62	$\leq 65$	$\leq 105$	$\leq 95$	200
5...10	...					

**Пример 1**

Определить диаметры выходного вала двухступенчатого редуктора, выполненного по схеме на рис.2 и 4. Крутящий момент на выходном валу  $T_{им} = 1000$  Нм.

В случае реверсивной работы привода, безаварийной остановки при отказе муфты и малом угловом смещении  $K = 1,3$ ; наибольший момент  $K T_{им} = 1300$  Нм.

Выбираем муфту №2, для которой  $T_{кр} = 1600$  Нм, а максимальный  $d_M = 55$  мм. Момент  $K T_{им}$  меньше момента  $T_{кр}$ , поэтому диаметр отверстия в муфте для вала  $d_{вых}$  (рис.3) примем меньше диаметра  $d_M$  (из ряда нормальных линейных размеров). При одном и том же  $[\tau]$  допускаемый крутящий момент  $T$  пропорционален  $d^3$ , следовательно, расчётное значение диаметра  $d_{вых} = d_M (K T_{им} / T_{кр})^{1/3} = 51,4$  мм; принимаем  $d_{вых} = 53$  мм.

Значение диаметра вала  $d_{п3}$ , на котором будет установлен подшипник качения, должно быть **кратно пяти** (при диаметре внутреннего кольца подшипника  $d \geq 20$  мм). Из условия сборки деталей на валу, очевидно, что диаметра вала  $d_{п3}$  должен быть больше  $d_{вых} = 53$  мм, поэтому  $d_{п3}$  выбирается из ряда значений 55, 60, 65 ... мм.

Высота буртика, фиксирующего муфту в осевом направлении, принимается в пределах  $t = (1,4 \dots 1,6)r$ . Для диаметра вала от 20 до 28 мм принимается радиус  $r = 1,6$  мм; для диаметра вала от 32 до 45 мм радиус  $r = 2$  мм; для диаметра вала от 50 до 70 мм радиус  $r = 2,5$  мм и для диаметра вала от 80 до 110 мм радиус  $r = 3,0$  мм. В данном случае при  $d_{вых} = 53$  мм высота буртика  $t = 3,5 \dots 4$  мм, а диаметр буртика равен 60 ... 61 мм. Следовательно, минимальный внутренний диаметр подшипника выходного вала равен  $d_{п3} = 60$  мм.

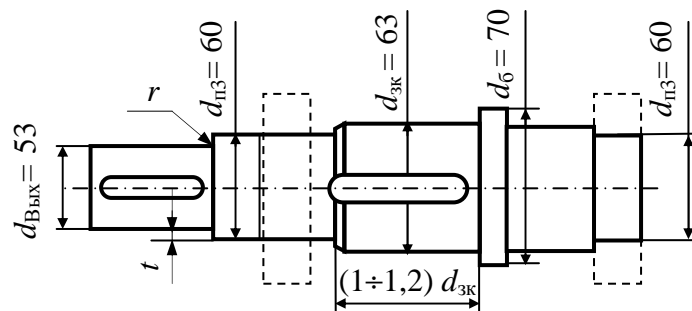


Рис.3. Эскиз выходного вала редуктора

Диаметр участка вала  $d_{зк}$ , на котором устанавливается зубчатое колесо, должен быть несколько больше диаметра  $d_{п3} = 60$  мм. Примем из ряда нормальных линейных размеров R40 ближайшее значение  $d_{зк} = 63$  мм. Соответственно, диаметр буртика  $d_б$ , фиксирующего зубчатое колесо в осевом направлении, примем равным 70 мм.

*Примечание.* Согласно (9) при  $[\tau] = 0,036\sigma_v = 0,036 \cdot 580 = 21$  МПа расчётный диаметр выходного вала равен 62 мм.

Диаметр входного вала  $d_{Вх}$  серийного редуктора обычно согласуется с диаметром присоединительного участка вала. Такое согласование необходимо, так как возможно использование серийного редуктора в составе другого привода при соединении вала ЭД и входного вала редуктора муфтой. В этом случае обычно применяются муфты втулочно-пальцевые (таблица 3), а также муфты упругие с торообразной оболочкой (таблица 4).

Муфта выбирается по номинальному моменту на входном валу редуктора и с учётом перегрузки (таблица 1). Муфта состоит из двух полумуфт. Диаметр отверстия одной полумуфты равен диаметру  $d_1$  вала ЭД; диаметр отверстия второй полумуфты для установки на входном валу редуктора принимается по таблице 3 и 4 с учётом расчётного по (9) значения диаметра входного вала  $d_{Вх}$ .

Таблица 3

**Муфты втулочно-пальцевые (по ГОСТ 21424-93)**

Номинальный момент, Нм	Диаметр отверстия для валов, Н8 и Н9		Наибольший диаметр муфты	Длина муфты для концов валов		Частота вращения не более, об/с	Угловое смещение
	1-й ряд	2-й ряд		длинных	коротких		
6,3	9, 10, 11	-	71	43	-	147	1°30'
16	12, 14, 16	-	75	63	53	127	
31,5	16, 18	19	90	84	60	106	
63	20, 22	24	100	104	76	95	
125	25, 28	30	120	125	89	77	
250	32, 36,	35, 38	140	165	121	63	1°00'
	40, 45	42		225	169		
500	40, 45	42	170			60	

Таблица 4

**Муфты упругие с торообразной оболочкой (по ГОСТ Р 50892-96)**

Номинальный момент /максимальный при перегрузках, Нм	Диаметр отверстия для валов, Н7 и Н9		Наибольший диаметр муфты	Длина муфты для концов валов		Частота вращения не более, об/с**	Угол закручивания при номинальном моменте, не менее
	1-й ряд	2-й ряд		длинных	коротких		
25/80	14, 16, 18	19	105	110	95	50	5°30'
40/125	18	19	125	115	110		
	20, 22, 25	24		130	110		
63/200	20, 22	24	155	140	115	48	
	25, 28	30		150	120		
				180	145		
100/315	22, 25, 28	24	175	155	125	42	
	30, 32, 36	35		185	150		
160/500	28, 30, 32, 36	35, 38	195	195	160	41	
250/800	32, 36	35, 38	220	205	170	34	
	40, 45	42		255	210		
400/1250	36	38	265	215	180	33	
	40, 45, 50	42, 48		265	220		

### Пример 2

Момент на входном валу редуктора 75 Нм. Диаметр  $d_1 = 38$  мм. Расчётный диаметр по (9) равен 29,2 мм. Определить диаметр присоединительного участка входного вала редуктора.

Варианты решения:

– выбрана муфта втулочно-пальцевая с номинальным моментом 250 Нм; диаметром отверстия в полумуфте, устанавливаемой на вал ЭД, равен  $d_1 = 38$  мм; диаметром отверстия в полумуфте, устанавливаемой на входной вал редуктора, может быть от 32 мм до 45 мм; примем  $d_{Вх} = 32$  мм;

при коническом конце входного вала можно установить подшипник с внутренним диаметром  $d_{П1} = 35$  мм и более; а при цилиндрическом –  $d_{П1} = 40$  мм и более;

– выбрана муфта упругая с торообразной оболочкой и номинальным моментом 160 Нм;

диаметром отверстия в полумуфте, устанавливаемой на вал ЭД, равен  $d_1 = 38$  мм; диаметром отверстия в полумуфте, устанавливаемой на входной вал редуктора, может быть от 28 мм до 38 мм; примем  $d_{Вх} = 30$  мм;

при коническом конце входного вала можно установить подшипник с внутренним диаметром  $d_{П1} = 30$  мм и более, а при цилиндрическом –  $d_{П1} = 35$  мм и более.

Диаметр *промежуточного вала* определим по формуле (.9). Диаметр под подшипник этого вала  $d_{П2}$  можно принять несколько меньше расчётного диаметра, так как на этот участок вала не нагружен крутящим моментом, а изгибающий момент незначителен.

### Пример 3

Крутящий момент на промежуточном валу 301 Нм. Определить диаметр  $d_{П2}$  промежуточного вала редуктора, проектируемого по схеме на рис.1. и 3.

Согласно (1.9) при  $[\tau] = 0,030\sigma_{в} = 17,5$  МПа расчётный диаметр промежуточного вала  $d_{Вп} = 44$  мм. Соответственно, диаметр  $d_{П2} = 35$  или 40 мм и более.

**Примечание.** Если допустимо применение на входном и промежуточном валах подшипников одного типа, то рационально устанавливать подшипники одного размера ( $d_{П2} = d_{П1}$  и  $D_{П2} = D_{П1}$ ).

#### 1.4.3. Предварительный выбор подшипников качения

На данном этапе разработки проекта, определив диаметры валов в местах установки подшипников качения, можно предварительно *назначить* тип подшипника.

Последние две цифры в обозначении типоразмера подшипников качения – это шифр внутреннего диаметра. Чтобы узнать значение внутреннего диаметра данного подшипника в миллиметрах, умножьте это двузначное число на 5. Данное правило применимо для подшипников, начиная с внутреннего диаметра 20 мм. Так, внутренний диаметр подшипника 208 равен 40 мм, а 2212 равен 60 мм.

Третья справа цифра в обозначении – шифр серии подшипника:

1 – особолегкая, 2 – лёгкая, 3 – средняя, 4 – тяжёлая серия и т.д.

При назначении подшипников руководствуйтесь следующими рекомендациями:

1. Предварительно назначьте подшипники выходного вала *лёгкой серии*, а входного и промежуточного валов – *средней серии*.

2. Для опор, не воспринимающих или воспринимающих незначительные осевые нагрузки, выбирают шариковые радиальные подшипники или радиально-упорные подшипники.

4. Для промежуточных валов (наиболее нагруженных) предварительно выбрать шариковые радиально – упорные подшипники, в дальнейшем их можно заменить на роликовые конические подшипники.

По сортаменту подшипников укажите стандартное обозначение и параметры предварительно принятых подшипников качения в таблице 5.

Таблица 5

Параметры подшипников

Вал	Обозначение подшипника	$d_{п}$	$D_{п}$	$T$ или $B$	$C$ кН	$C_0$ кН	$e$	$Y$	$Y_0$
Тихоходный									
Промежуточный									
Быстроходный									

### 1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖОСЕВЫХ РАССТОЯНИЙ

Габариты редуктора существенно зависят от размеров зубчатых передач и размеров подшипников качения (рис.4).

1. Соединение крышки редуктора с корпусом производится болтами или шпильками. Для установки болтов необходимо, чтобы расстояние минимальное расстояние между внешними кольцами подшипников было не менее  $2g$ . Соответственно, межосевое расстояние  $a$  зубчатой передачи не должно быть меньше значения, принимаемого конструктивно по условиям сборки редуктора.

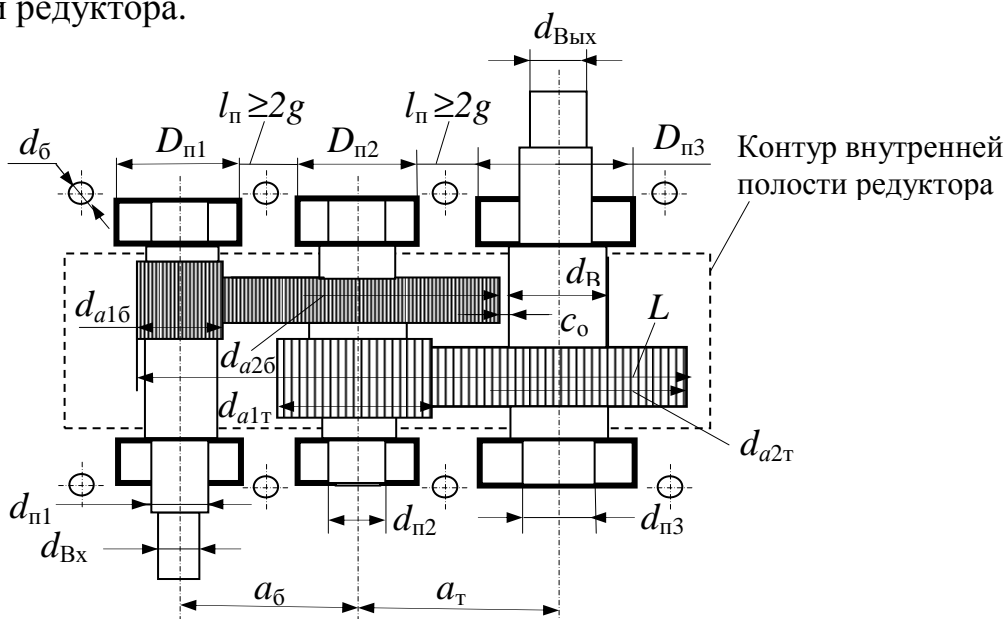


Рис.4. Схема определения межосевых расстояний зубчатых передач

Для схемы на рис.3 должны соблюдаться следующие условия сборки:

- для тихоходной передачи  $a_T \geq 0,5(D_{n3}+D_{n2}) + 2g$ ,
- для быстроходной передачи  $a_B \geq 0,5(D_{n2}+ D_{n1}) + 2g$ ,

где  $D_{n1}$ ,  $D_{n2}$  и  $D_{n3}$  – наружные диаметры подшипников качения соответственно входного вала, промежуточного и выходного вала.

Минимальное расстояние между внешними кольцами подшипников  $l_{\text{п}} = 2g$  принимается в зависимости от диаметра болтов, соединяющих верхнюю крышку и корпус редуктора:

Болт	M10	M12	M14	M16	M20
$2g$	32	40	44	48	56 мм.

Диаметр болта должен быть  $d \geq 1,25 T_{\text{им}}^{1/3} \geq 10$  мм, где  $T_{\text{им}}$  в Нм.

Полученные конструктивно значения межосевых расстояний  $a_T$  и  $a_B$  округлите по ряду R40: ... 50; 55; 60; 63; 70; 72; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 мм до 260 и через 20 мм до 420.

2. Согласно условию сборки двухступенчатого редуктора межосевое расстояние тихоходной зубчатой передачи должно быть таким, чтобы обеспечивался зазор  $c_0$  между зубчатым колесом быстроходной пары (диаметр вершин зубьев  $d_{a2б}$ ) и тихоходным валом (на рис.4 диаметр  $d_B$ ):

$$a_T \geq 0,5d_{a2б} + 0,5d_B + c_0,$$

где  $c_0 = (3 \dots 5)$  мм;  $c_0 \approx (0,3 \dots 0,5)c$ , а  $c = L^{1/3} + 3$  мм;  $L$  – расстояние между внешними поверхностями передач.

В курсовом проекте обычно  $L \leq 500$  мм и  $c = 10 \dots 12$  мм.

$d_B$  – диаметр вала принимается согласно эскизу выходного вала редуктора (рис. 3);

диаметр окружности вершин зубьев колеса быстроходной зубчатой передачи равен

$$d_{a2б} = d_{2б} + 2m_б = 2a_б u_б / (u_б + 1) + 2m_б,$$

где  $d_{2б}$  – делительный диаметр зубчатого колеса,  $m_б$  – модуль зацепления быстроходной передачи;

В курсовом проекте согласно ТЗ значение модуля  $m_б = (1,5 \dots 3)$  мм.

Если принятое ранее значение  $a_T$  не удовлетворяет условию сборки  $a_T \geq 0,5d_{a2б} + 0,5 d_B + c_0$ , примите новое значение  $a_T$  по ряду R40.

## 1.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Межосевые расстояния могут быть приняты на основе предварительного расчёта передач при известных значениях допускаемых контактных напряжений или конструктивно (см. п. 1.5). При проектировании многоступенчатых редукторов рационально использовать оба подхода.

Принятые значения  $a_T$  и  $a_6$  используем для определения геометрических параметров шестерни и колеса тихоходной и быстроходной передач. Выбор параметров связан с соблюдением ряда ограничений технологических и конструктивных:

– значение модуль зацепления  $m$  стандартизовано:

1-й ряд – 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25 .... мм;

2-й ряд – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22 .... мм;

– числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  должны быть целыми числами;

– по условию отсутствия подрезания зубьев принимают  $z_1 \geq 17 \cos^3 \beta$ , где угол наклона зубьев косозубых колёс  $\beta = 7^\circ \dots 22^\circ$ ,  $\cos \beta = 0,993 \dots 0,927$ .

Остальные ограничения, связанные с определением ширины венца колеса  $b$  и модуля зацепления  $m$ , будут рассмотрены в процессе определения геометрических параметров зубчатых передач.

**Внимание.** При выполнении данной курсовой работы *предварительно* примем, что твёрдость зубьев шестерни и колеса  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ.

### 1.6.1. Определение геометрических параметров прямозубой передачи

1. Принять значение  $\psi_{bd} = b/d_1 \leq \psi_{bd \max}$  (таблица 6).

Таблица 6

**Максимальные рекомендуемые значения коэффициента  $\psi_{bd \max}$**

Расположение колёс относительно опор вала	$H_2 \leq 350$ НВ или $H_1$ и $H_2 \leq 350$ НВ	$H_1$ и $H_2 > 350$ НВ
Симметричное	1,2 ... 1,6	0,9 ... 1,0
Несимметричное	1,0 ... 1,25	0,65 ... 0,80
Консольное	0,6 ... 0,7	0,45 ... 0,55

**Примечание.** 1. Большие значения рекомендуются в случае практически постоянных нагрузок и неререверсивных передач. 2. В многоступенчатых цилиндрических редукторах  $\psi_{bd}$  каждой последующей ступени значения можно принимать на 20 ... 30% больше, чем  $\psi_{bd}$  предыдущей, более быстроходной.

2. Определить делительный диаметр шестерни  $d_1 = 2a/(u \pm 1)$ , где  $u = z_2/z_1$  – передаточное число данной зубчатой пары.

В данной курсовом проекте  $u_6$  по модулю равно  $i_6$ , а  $u_T$  по модулю равно  $i_T$ .

3. Предварительно определить  $b = \psi_{bd} d_1$  и рассчитать отношение ширины венца колеса к межосевому расстоянию  $\psi_{ba} = b/a$ . Принять  $\psi_{ba}$  (меньшее или практически равное расчётному) из ряда рекомендуемых значений:

0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

4. Определить новое значение  $b = \psi_{ba} a$ .

5. Принять значение коэффициента ширины венца колеса по отношению к стандартному модулю зацепления  $\psi_m = b/m$  согласно рекомендациям таблицы 7.



Значения коэффициента  $\psi_m$ 

Характеристика передач	$\psi_m = b/m$
Высоко нагруженные точные передачи, повышенная жёсткость деталей и корпуса	
$H \leq 350$ НВ	$\leq 45 \dots 30$
$H > 350$ НВ	$\leq 30 \dots 20$
Передачи редукторного типа в отдельном корпусе с жёсткими валами и опорами	
$H \leq 350$ НВ	$\leq 30 \dots 20$
$H > 350$ НВ	$\leq 20 \dots 15$
Открытые передачи, передачи невысокой степени точности, передачи с консольным расположением колёс, подвижные колёса коробок передач	$\leq 15 \dots 10$

**Примечание.** Большие значения рекомендуются в случае практически постоянных нагрузок, нереверсивных передач.

6. По известным значениям  $b$  и  $\psi_m$  определить расчётное значение модуля  $m \geq b/\psi_m$  и, приняв одно или несколько стандартных значений модуля, определить число зубьев шестерни  $z_1 = d_1/m$ .

Приняв целое  $z_1$ , определить  $z_2$  и новое значение  $u$  (если расчётное  $z_2$  окажется нецелым числом). Для принятого значения модуля  $m$  определить новые значения  $d_1$  и  $d_2$ . Рассчитать суммарное смещение при нарезании зубьев передачи  $x_\Sigma = [a - 0,5(d_1 + d_2)]/m = a/m - 0,5(z_1 + z_2) \leq 0,5$ . Если условие  $x_\Sigma \leq 0,5$  не выполняется, принять другие значения  $z_2$ , затем  $z_1$  и  $m$ .

**Пример 4**

Определить параметры прямозубой передачи (рис.4) при  $a = 170$  мм и  $u = 3,15$ .

1. При  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ и несимметричном расположении колёс относительно опор для реверсивной передачи  $\psi_{bd \max} = 0,65$ .

2. Диаметр  $d_1 = 2a/(u + 1) = 81,928$  мм.

3. Расчётная ширина венца колеса  $b = \psi_{bd} d_1 \approx 53$  мм, отношение  $\psi_{ba} = 0,313$ .

4. Так как расчётное значение  $\psi_{ba}$  практически равно рекомендуемому  $\psi_{ba} = 0,315$ , примем ширину венца колеса  $b = 53$  мм.

5. Для передач редукторного типа реверсивных при  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ коэффициент  $\psi_m \leq 15$ .

6. Расчётное значение модуля  $m \geq b/\psi_m = 3,533$ .

При стандартном значении  $m = 4$  мм число зубьев  $z_1 = d_1/m = 20,5$ ;  $\psi_m = 13,25$ .

При нарезании зубьев без смещения межосевое расстояние  $a = 0,5 m (z_1 + z_2)$ , соответственно,  $z_1 + z_2 = 2a / m$ . В данном случае  $z_1 + z_2 = 2 \cdot 170 / 4 = 85$  и расчётное значение  $z_1 = (z_1 + z_2) / (u + 1) = 85 / (3,15 + 1) = 20,48$ . Примем  $z_1 = 21$ , тогда  $z_2 = 64$  и  $u = 3,04762$ . При  $z_1 = 20$  значение  $z_2 = 65$ , а  $u = 3,25$ . Для первого варианта отклонение передаточного числа от стандартного значения составляет  $-3,25\%$ ; для второго варианта отклонение равно  $+3,17\%$ .

При  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 63$  и  $u = 3,15$  смещение  $x_\Sigma = +1$ , что недопустимо. При  $z_1 = 21$ ,  $z_2 = 65$  и  $u = 3,0952$ , отклонение передаточного отношения составляет  $1,74\%$ , смещение  $x_\Sigma = -0,5$  в пределах допустимого.

Возможны и другие варианты.

### 1.6.2. Определение геометрических параметров косозубой передачи при нарезании зубьев без смещения

1. Определить значение  $d_1 = 2a/(u \pm 1)$  и, приняв  $\psi_{bd}$  согласно рекомендациям таблицы 6, определить значение  $b$ .

2. Определить значение  $\psi_{ba} = b/a$  и, приняв для дальнейшего расчёта ближайшее рекомендуемое стандартом значение  $\psi_{ba}$ , определить новые значения  $b$  и  $\psi_{bd} = b/d_1$  (принятое значение  $\psi_{ba}$  может отличаться от рекомендуемого стандартом);

3. По таблице 7 принять рекомендуемое значение  $\psi_m$ , затем определить расчётное значение модуля  $m \geq b/\psi_m$  и принять стандартное значение модуля  $m$ .

4. Определить минимальное значение угла наклона зубьев  $\beta_{min}$  по формуле  $\sin\beta_{min} = 1,03\pi/\psi_m$ .

5. Вычислить отношение  $d_1/m$ . Для косозубых колёс  $mz_1 = d_1 \cos\beta$  и всегда  $z_1 < d_1/m$ , поэтому принять целое число  $z_1 \geq 17$ , но несколько меньше отношения  $d_1/m$  (но  $z_1 \geq 17/\cos^3\beta$ ); затем вычислить значение  $z_2$ , округлить его до целого числа и определить новое значение передаточного числа  $u$  (если расчётное  $z_2$  окажется нецелым числом).

6. Определить  $\cos\beta = 0,5mz_1(u + 1)/a$  и убедиться в том, что значение угла  $\beta \geq \beta_{min}$ , но не превышает  $20^\circ \dots 22^\circ$ .

#### Пример 5

Определить параметры косозубой передачи (рис.4) при  $a = 170$  мм и  $u = 3,15$ .

1) Диаметр  $d_1 = 2a/(u + 1) = 81,928$  мм. При  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ и несимметричном расположении колёс относительно опор для реверсивной передачи  $\psi_{bd \max} = 0,65$  (таблица 6). Получим значение  $b = 53,25$  мм.

2) Значение  $\psi_{ba} = b/a = 0,313$ . Ближайшее стандартное значение  $\psi_{ba} = 0,315$ . Примем  $b = 53$  мм и значение  $\psi_{bd} \approx 0,65$ .

3) Для реверсивной передачи при  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ коэффициент  $\psi_m \leq 15$  (таблица 7). Соответственно,  $m \geq b/\psi_m = 3,533$ . Примем  $m = 4$  мм, тогда  $\psi_m = b/m = 13,25$ .

4) Значение  $\sin\beta_{min} = 1,03\pi/\psi_m = 0,2440905$ ,  $\beta_{min} = 14,128091^\circ$ .

5) Отношение  $d_1/m \approx 20,5$ . Примем  $z_1 = 20$ . Тогда  $z_2 = 63$

6) Значение  $\cos\beta = 0,5mz_1(u + 1)/a = 0,9764705$ , а угол  $\beta = 12,453740^\circ$ . Следовательно,  $\beta < \beta_{min}$  и данный вариант не обеспечивает  $\epsilon_\beta \geq 1,1$ .

Примем  $z_1 = 19$  и  $z_2 = 60$ , тогда  $u = 3,1578947$ , отклонение от стандартного значения 0,3%. Значение  $\cos\beta = 0,5mz_1(u + 1)/a = 0,9294117$ , а а угол  $\beta = 21,656753^\circ < 22^\circ$ . Условие  $\beta \geq \beta_{min}$  выполняется.

При  $z_1 = 19$  и  $z_2 = 61$  передаточное число  $u = 3,210526$ , отклонение 1,9%, это допустимо. Значение  $\cos\beta = 0,5mz_1(u + 1)/a = 0,9411764$ , а а угол  $\beta = 19,749935^\circ < 20^\circ$ . Условие  $\beta \geq \beta_{min}$  выполняется. Этот вариант также приемлем.

Проверка первого варианта. Диаметр  $d_1 = 2a/(u + 1) = 2 \cdot 170 / (3,1578947 + 1) = 81,772$  мм и  $d_1 = mz_1/\cos\beta = 81,772$  мм;  $d_2 = 258,228$  мм,  $a = 0,5(d_1 + d_2) = 170$  мм.

Результаты геометрического расчёта зубчатых передач оформите в виде таблицы 8.

Таблица 8

**Геометрические параметры зубчатых передач**

Передача	$a$ , мм	$m$ , мм	$z_1$	$z_2$	$u$	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$b$ , мм	$\cos\beta$  $\beta^\circ$
Быстро- ходная	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Тихо- ходная	170	4	19	60	3,1579	81, 772	258, 228	53	0,929412 21,6568°

## 2. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

При выполнении геометрических расчётов передач были использованы некоторые ограничения, обусловленные взаимодействием деталей редуктора как целостной системы. Например, условия сборки передач, соотношения геометрических характеристик шестерни и зубчатого колеса, требования технологии сборки деталей, устанавливаемых на валах, влияние схемы размещения передач относительно опор валов и т.п. Значения размеров деталей, полученные предварительно в результате расчётов, должны быть взаимно согласованы так, чтобы обеспечивались функционирование объекта и возможность его изготовления. Процесс «создания целого из частей» называют *компоновкой*. Заметим, что основные характеристик этих частей определяли исходя из представления о том, что они являются частью будущего целого.

*Геометрическое согласование* размеров деталей является основной задачей разработки компоновки. Без указания частных компоновка должен быть достаточной для представления о размерах проектируемого объекта и размещении его частей. В результате разработки компоновки редуктора уточняются диаметры валов, определяются расстояния между опорами и зубчатыми колёсами, необходимые для проверочных расчётов подшипников и валов редуктора, проверяется возможность сборки деталей, устанавливаемых на валах. Основным способ геометрического согласования является построение и анализ размерных цепей.

*Размерные цепи* – это ряд линейных (или угловых) размеров, расположенных в определённой последовательности по замкнутому контуру и определяющих взаимное расположение поверхностей детали, деталей в узле или узлов в механизме. Так, рассмотренные ранее условия сборки отражают требование замкнутости размерной цепи, составленной из конкретных значений размеров  $a_T = 0,5D_{n3} + 0,5D_{n2} + l_{п1}$  (рис. 5, а), или размеров  $a_T = 0,5d_{a2б} + 0,5d_{в} + c_0$ , или размеров  $0,5d_{1т} + 0,5d_{2т} = 0,5D_{n3} + 0,5D_{n2} + l_{п1}$ . (Здесь контуры размерной цепи – это прямоугольники, составленные из указанных размеров и осей зубчатых колёс).

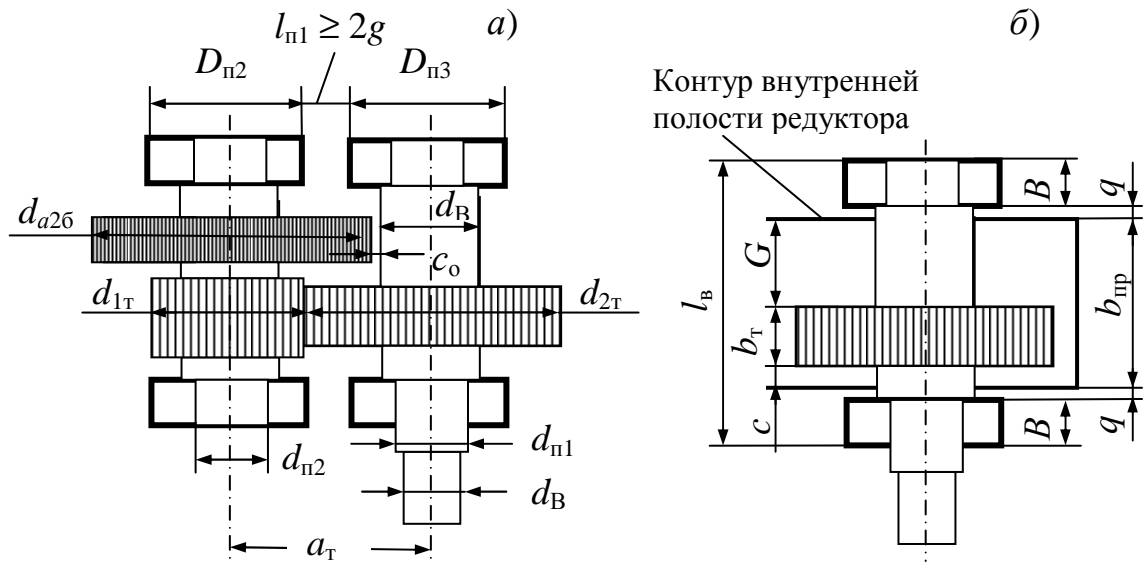


Рис.5. К определению размерных цепей

В качестве примера укажем также некоторые размерные цепи проектируемого узла редуктора (рис.5, б):

- 1)  $l_{в} = 2B + 2q + b_{пр}$ ; 2)  $l_{в} = 2q + G + b_{т} + c + 2B$ ; 3)  $G = b_{пр} - b_{т} - c$ .
- Значения неизвестных величин  $b_{пр}$ ,  $q$ ,  $G$  и  $c$  определяются при компоновке.

Рекомендуется по чертежу редуктора-прототипа определить, в состав какой размерной цепи должен включаться данный размер детали, и в дальнейшем учитывать это при разработке компоновки.

#### *Рекомендуемая последовательность компоновки*

(см. также файл Power Point электронной версии данного пособия)

1) разработайте эскиз выходного вала (рис. 3), назначив произвольно длины всех участков вала, кроме участка для установки зубчатого колеса тихоходной передачи, длина которого принимается предварительно равной  $l_{ст} = (1,0 \dots 1,2)d_{зк}$  – диаметра вала под ступицей зубчатого колеса; внешний диаметр ступицы  $d_{ст} = (1,5 \dots 1,55)d_{зк}$ ;

2) на миллиметровой бумаге формата А2 в масштабе М1:1 начертите контур ступицы зубчатого колеса тихоходной передачи и контур венца этого зубчатого колеса согласно размерам  $d_{2т}$  и  $b_{т}$  (контур венца зубчатого колеса размещают обычно симметрично относительно плоскости, проходящей через середины длины ступицы);

3) на расстоянии  $c \approx 10$  мм от торца ступицы проведите прямую линию параллельно торцу ступицы; эта линия – граница внутренней полости корпуса редуктора;

4) на расстоянии  $q = (3 \dots 5)$  мм от границы внутренней полости корпуса редуктора начертите внешний контур подшипника выходного вала согласно его размерам;

5) на расстоянии  $a_{т}$  от оси выходного вала проведите ось промежуточного вала;

б) на расстоянии  $q = (3 \dots 5)$  мм от границы внутренней полости корпуса редуктора начертите контур подшипника промежуточного вала;

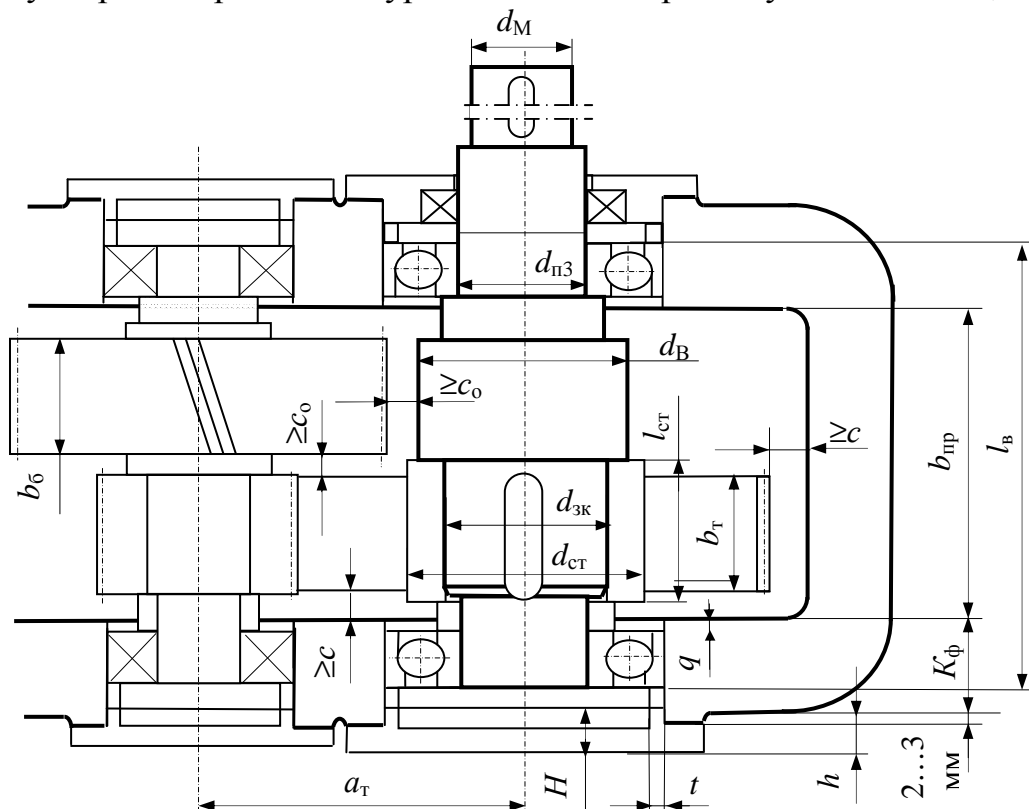


Рис. 6. К компоновке узла редуктора

7) нанесите контур шестерни тихоходной передачи согласно размерам  $d_{1т}$  и  $b_{1т} \geq 1,07b_т$  и симметрично относительно контура зубчатого венца колеса тихоходной передачи;

8) начертите контур венца зубчатого колеса быстроходной пары согласно размерам  $d_{a2т}$  и  $b_6$  так, чтобы расстояние от этого контура до выходного вала в любом направлении было не менее  $c_0 = (0,3 \dots 0,5)c$ ;

9) зная внутренний диаметр подшипника промежуточного вала  $d_{н2}$ , примите значение диаметра участка промежуточного вала для установки зубчатого колеса быстроходной передачи, назначьте длину и диаметр ступицы этого колеса аналогично позиции 1;

10) на расстоянии  $c \approx 10$  мм от торца ступицы колеса быстроходной передачи проведите прямую линию параллельно торцу ступицы; эта линия – граница внутренней полости корпуса редуктора; так определится размер  $b_{пр}$  (рис. 5, б и рис.6);

11) укажите контур подшипника промежуточного вала, затем контур подшипника выходного вала; в результате определится размер вала  $l_B$ .

Ширина фланца корпуса редуктора для соединения с фланцем крышки редуктора принимается равной  $K_ф \approx 2,5d_6 + \delta + (2 \dots 3)$  мм, где  $\delta$  – тол-

щица стенки корпуса из чугуна принимается в зависимости от момента на выходном валу:

$$\delta \approx 1,2 T_{\text{им}}^{1/4} \text{ мм} \geq 6 \text{ мм, где } T_{\text{им}} \text{ в Нм.}$$

Поверхность установки крышек подшипников находится на расстоянии, равном  $K_{\phi} + (2...3)$  мм от поверхности внутренней полости корпуса редуктора. Буртик, фиксирующий осевое положение ступицы муфты на выходном валу, расположен на расстоянии от плоскости установки крышек, равном или больше  $c + h$ , где  $h$  – толщина фланца крышки подшипника (таблица 9).

Таблица 9

<b>Параметры накладных крышек подшипниковых узлов</b>			
Внешний диаметр подшипника $D_{\text{п}}$	45 ... 65	70 ... 105	110 ... 150
Толщина стенки крышки $t$ , мм	3...4	4...5	5...6
Диаметр винта соединения крышки с корпусом редуктора	M8	M10	M10
Толщина фланца крышки $h$ , мм	8	10	10
Число винтов $z$	4	4	6
Полная высота крышки $H$ , мм	17	19	20

Аналогично компоуется остальная часть редуктора.

В процессе компоновки разработчик проекта формирует информацию, необходимую для проверочных расчётов деталей и узлов проектируемого объекта.

### 3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ

#### 3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ ОПОР

*Рекомендуемая последовательность определения реакций опор вала:*

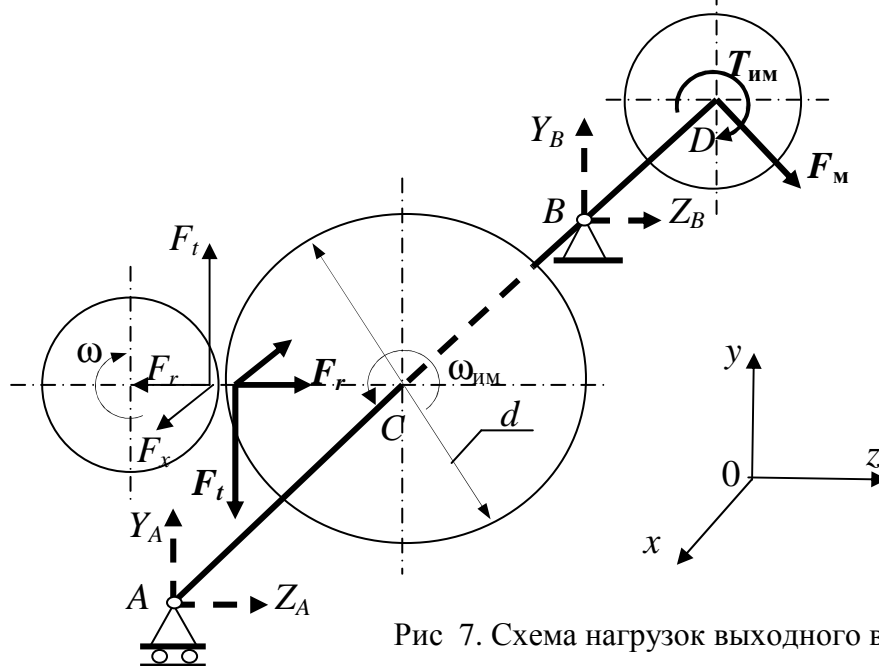


Рис 7. Схема нагрузок выходного вала

– нарисуйте в аксонометрии схему нагрузок вала с указанием направления моментов и сил, действующих в зубчатой передаче и муфте (рис. 7):

- тангенциальная (окружная) сила  $F_t = T / (0,5d)$ ;
- осевая сила  $F_x = F_t \operatorname{tg} \beta$ ;
- радиальная силы  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ .
- для выходных валов силы  $F_M = 125T^{1/2}$ , размерность силы – Н, размерность момента, передаваемого муфтой – Нм;
- направление силы  $F_M$  и  $F_x$  принимается по указанию преподавателя.

– рассчитайте смещение  $a$  точки приложения внешних сил и реакций опор в случае применения радиально-упорных подшипников (рис. 8):

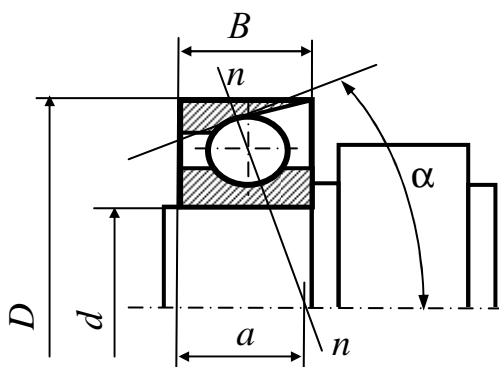


Рис. 8. К определению смещения  $a$

- $a = B/2 + 1/4 (d+D) \operatorname{tg} \alpha$  – для радиально-упорных шарикоподшипников;
- $a = T/2 + 1/6 (d+D)e$  – для конических роликоподшипников, где параметр  $e$  и угол  $\alpha$  указаны в каталоге подшипников;

– по компоновке определите расстояние  $l_B$  (рис. 6) и рассчитайте расстояние между опорами вала  $AB = l_B - 2a$ ;

– определите расстояние  $AC$  от опоры  $A$  до середины зубчатого колеса, расстояние  $CB$  от середины зубчатого колеса до опоры  $B$  и от опоры  $B$  до середины участка вала, на котором установлена муфта;

- укажите направления составляющих реакций опор  $Y_A, Z_A, Y_B, Z_B$ ;
- составьте расчётные схемы вала в плоскости  $xOy$  и в плоскости  $xOz$ ;
- составьте уравнения равновесия для каждой из этих схем и определите составляющие  $Y_A, Z_A, Y_B, Z_B$  реакций опор;
- определите радиальную реакции опоры  $A$  и опоры  $B$ :

$$F_{rA} = (Y_A^2 + Z_A^2)^{1/2}, F_{rB} = (Y_B^2 + Z_B^2)^{1/2}.$$

### 3.2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ

Отказ вала возможен из-за усталостного повреждения или пластической деформации при кратковременных перегрузках.

Постройте с соблюдением масштабов эпюры перерезывающих сил  $Q_y$  и  $Q_z$ , изгибающих моментов  $M_y$  и  $M_z$ , суммарного изгибающего момента  $M_\Sigma = (M_y^2 + M_z^2)^{1/2}$ , крутящего момента  $M_x$ .

Определите значения моментов в наиболее нагруженных сечениях вала. Рассчитайте запасы прочности вала.

1. Расчёт коэффициентов запаса валов при одновременном действии нормальных (от изгиба) и касательных (от кручения) переменных напряжений выполняются по формуле для каждого из концентраторов в сечении с наибольшими значениями напряжений:

$$s = (s_{\sigma} s_{\tau}) / (s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)^{1/2} \geq [s], \quad (11)$$

где коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_a K_{\tau Д} + \psi_{\tau} \tau_m),$$

коэффициент запаса по нормальным напряжениям

$$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_a K_{\sigma Д} + \psi_{\sigma} \sigma_m);$$

[s] – нормативный коэффициент запаса; принимается обычно в пределах в пределах [s] = 1,5 ... 2,5 в зависимости от типа машины, требований к безопасности работы и принятой расчётной схемы.

При определении амплитудных значений  $\tau_a$  и  $\sigma_a$  и средних значений  $\tau_m$  и  $\sigma_m$  принимается цикл нормальных переменных напряжений *симметричным*, а цикл касательных напряжений – *отнулевым*:

$$\begin{aligned} \sigma_m &= 0, \quad \sigma_a = M_{\Sigma} / W_z, \\ \tau_a &= \tau_m = 0,5T / W_P, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $M_{\Sigma} = (M_z^2 + M_y^2)^{1/2}$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении;  $T$  и  $d$  – крутящий момент и диаметр вала в данном сечении.

Коэффициенты  $\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  сталей зависят от материала. В курсовом проекте можно использовать следующие значения:

для среднеуглеродистых нелегированных сталей  $\psi_{\sigma}=0,1, \psi_{\tau} = 0,05$ ;  
для легированных сталей после закалки и отпуска  $\psi_{\sigma}=0,15, \psi_{\tau} = 0,1$ .

Значения предела выносливости принимаются по справочным данным для конкретного материала. В данном проекте для конструкционных сталей можно использовать приближённые соотношения:

$$\sigma_{-1} \approx (0,55 - 0,0001\sigma_b) \sigma_b; \quad \tau_{-1} \approx 0,55 \dots 0,65 \sigma_{-1} \quad (13)$$

Коэффициентами  $K_{\sigma Д}$  и  $K_{\tau Д}$  учитывают влияние конструктивных и технологических факторов на предел выносливости деталей по сравнению с образцами, изготовленными из материалов, сходных по химическому составу и основным прочностным характеристикам:

$$K_{\sigma Д} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_F - 1) / (K_V K_A), \quad (14)$$

$$K_{\tau Д} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_F - 1) / (K_V K_A).$$

$K_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1К} > 1$  – *эффективный коэффициент концентрации* напряжений (таблица 10 и 11);

$K_{d\sigma} = \sigma_{-1Д} / \sigma_{-1} < 1$  – *масштабный коэффициент* учитывает снижение предела выносливости образцов крупных размеров по сравнению с образцами диаметром 7 ... 10 мм (таблица 12). Значения этого коэффициента приводятся в справочниках иногда совместно с коэффициентом  $K_{\sigma}$  в виде отношения  $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$  (таблица 13).

$K_F$  – коэффициент *качества* поверхности детали (таблица 14).



$K_V$  – коэффициент *поверхностного упрочнения* (поверхностный наклёп, поверхностная закалка, цементация, азотирование и др., создающие в поверхностном слое напряжения сжатия при изготовлении детали).

$K_A$  – коэффициент *анизотропии материала и размеров заготовки*. В данной работе коэффициенты  $K_V$  и  $K_A$  принимаем равными единице.

Таблица 10

**Значение эффективных коэффициентов концентрации  $K_\sigma$**

$D/d$	$r/d$	$K_\sigma$ при $\sigma_B$ стали, МПа				$K_\tau$ при $\sigma_B$ стали, МПа			
		600	700	800	900	600	700	800	900
от 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

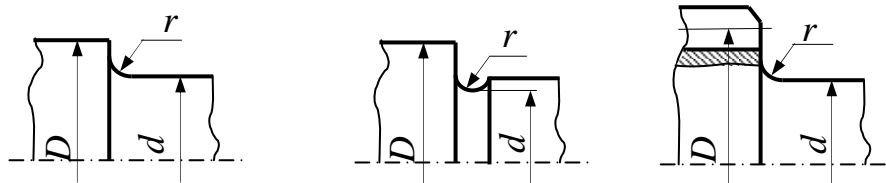
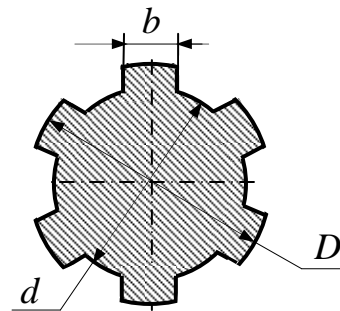
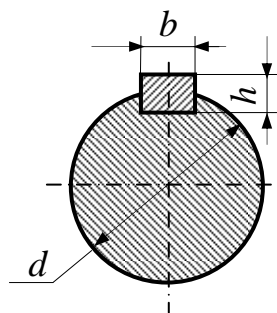


Таблица 11

**Значения  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  для валов со шпоночным пазом, шлицами или резьбой**

Вал		$\sigma_B$ стали, МПа			
		600	700	800	900
со шпоночным пазом	$K_\sigma$	1,9	2,00	2,10	2,20
	$K_\tau$	1,55	1,7	1,9	2,05
с прямоугольными шлицами	$K_\sigma$	1,55	1,60	1,65	1,70
	$K_\tau$	2,35	2,45	2,55	2,65
с метрической резьбой	$K_\sigma$	2,1	2,2	2,32	2,45
	$K_\tau$	1,55	1,7	1,9	2,1



Для вала с одним шпоночным пазом:

$$W_p = \pi d^3/16 - bh(2d - h)^2/(16d);$$

$$W_z = \pi d^3/32 - bh(2d - h)^2/(16d);$$

$$A = \pi d^2/4 - bh/2.$$

Для вала с прямоугольными шлицами:

$$W_p = 2 W_z;$$

$$W_z = [\pi d^4 + bz(D - d)(D + d^2)]/(32 D);$$

$$A = \pi d^2/4 + bz(D - d)/2, z - \text{число шлицов.}$$

Таблица 12

Значения  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$ 

Сталь		Диаметр вала $d$ , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	$K_{d\sigma}$	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	$K_{d\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$K_{d\sigma}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	$K_{d\tau}$							

Таблица 13

Значения  $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$  и  $K_{\tau}/K_{d\tau}$  соединений с натягом

Диаметр вала, мм	$K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ при $\sigma_B$ (МПа)				$K_{\tau}/K_{d\tau}$ при $\sigma_B$ (МПа)			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,4	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

*Примечание.* Для соединений с натягом внутреннего кольца подшипника и вала принимаются значения  $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$  и  $K_{\tau}/K_{d\tau}$ , равные 0,9 от указанных в таблице.

Таблица 14

Значения  $K_{F\sigma}$  и  $K_{F\tau}$ 

Вид механической обработки	$Ra$ , мкм	$K_{F\sigma}$ при $\sigma_B$ (МПа)		$K_{F\tau}$ при $\sigma_B$ (МПа)	
		$\leq 700$	$> 700$	$\leq 700$	$> 700$
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

2. Расчёт коэффициента запаса прочности при *кратковременных* перегрузках определяют согласно критерию

$$s_T = \sigma_T / \sigma_{\text{экв}} \geq [s_T], \quad (15)$$

где  $\sigma_{\text{экв}}$  – эквивалентное напряжение при кратковременной перегрузке;

$[s_T]$  – нормативный коэффициент запаса прочности при кратковременных перегрузках; принимается обычно в пределах от 1,3 до 2.

**Внимание.** 1. В случае несоответствия узла или детали критериям функционирования и надёжности необходимо внести соответствующие изменения в компоновку.

### 3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ

Критерий соответствия подшипника требуемому ресурсу  $L_h$  (в часах) при заданной вероятности  $p$  безотказной работы представляют в виде:

$$L_{sah} = a_1 a_2 a_3 \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{K_\sigma K_T P_r} \right)^m \geq L_h, \quad (16)$$

где  $a_1$  – коэффициент надёжности:

Вероятность $p$ .....	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
Коэффициент $a_1$ .....	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21;

$a_2 a_3$  – коэффициент, учитывающий качество материала и условия эксплуатации подшипника; в обычных условиях принимается для конических роликоподшипников  $a_2 = 0,6 \dots 0,7$  и для шариковых подшипников (кроме сферических)  $a_2 = 0,7 \dots 0,8$ .

$C$  – паспортная динамическая грузоподъёмность в Н;

$n$  – частота вращения вала в об/мин;

$m$  – показатель степени,  $m = 10/3$  для роликовых подшипников и  $m = 3$  для шариковых подшипников;

$L_h$  – требуемый ресурс подшипника в часах;

$P_r$  – эквивалентная нагрузка данного подшипника при номинальном моменте на выходном валу, в Н;

$K_\sigma$  – коэффициент безопасности, при спокойной нагрузке  $K_\sigma = 1$ , при умеренных толчках  $K_\sigma = 1,3 \dots 1,5$ , при ударах  $K_\sigma = 2,5 \dots 3$ ;

$K_T$  – температурный коэффициент (для подшипников из стали ШХ15 примем  $K_T = 1$  при рабочей температуре до  $100^\circ\text{C}$ ).

#### *Определение эквивалентной динамической нагрузки*

Эквивалентная нагрузка рассчитывается для подшипника

опоры  $A$  по формуле  $P_{rA} = (X F_{rA} + Y F_{xA}) K_\sigma K_T$ , (17, а)

опоры  $B$  по формуле  $P_{rB} = (X F_{rB} + Y F_{xB}) K_\sigma K_T$ , (17, б)

где  $F_{rA}$  и  $F_{rB}$  – радиальные силы, действующие на  $A$  – опору и  $B$  – опору;

$F_{xA}$  и  $F_{xB}$  – осевые силы, действующие на  $A$  – опору и  $B$  – опору (способ определения осевых сил смотрите ниже);

$X$  и  $Y$  – коэффициенты, учитывающие влияние соответственно радиальной и осевой составляющих реакции в данной опоре (определяются по каталогу подшипников отдельно для каждой опоры);

В каталоге подшипников указан также *параметр осевой нагрузки  $e$* .

Если отношение  $F_{xA}/F_{rA} \leq e$ , то влияние осевой силы  $F_{xA}$  на работоспособность подшипника  $A$  – опоры не учитывается и в (17, а)  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

Если  $F_{xA}/F_{rA} > e$ , то влияние осевой нагрузки становится больше, чем радиальной ( $X < 1$  и  $X < Y$ , см. каталог подшипников).

Аналогично решается вопрос с назначением коэффициентов  $X$  и  $Y$  для подшипника  $B$  - опоры.

Особенности расчёта радиально-упорных (в том числе роликовых конических) подшипников связаны с тем, что при действии радиальных нагрузок  $F_{rA}$  и  $F_{rB}$  (рис. 9, а) в подшипниках возникают осевые силы, соответственно,  $S_A$  и  $S_B$  (рис. 9, б). Появление этих сил обусловлено наклоном контактных линий по отношению к направлению действия радиальной нагрузки на угол  $\alpha$  (рис. 8).

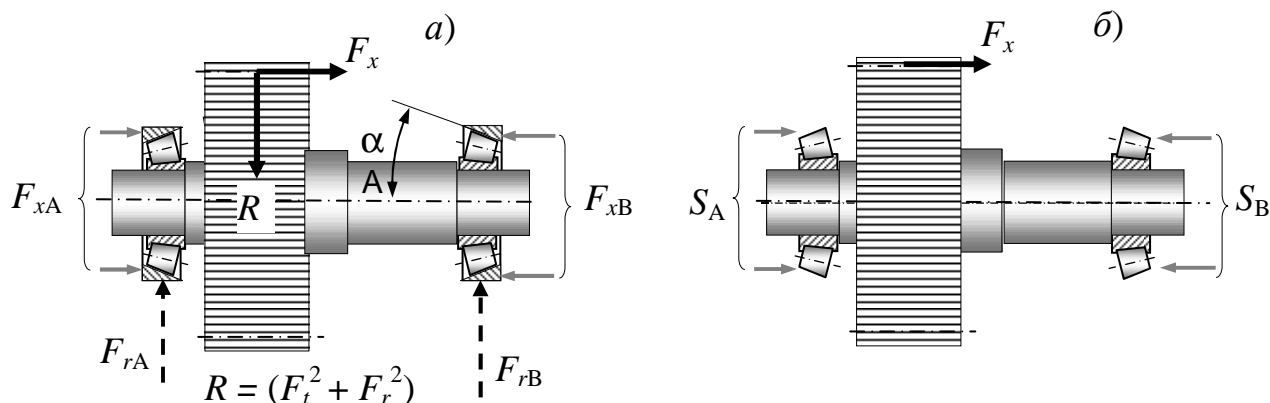


Рис. 9. Схема сил, действующих на опоры с радиально-упорными и коническими подшипниками

Значение *внутренних осевых сил*  $S$  зависит от типа подшипника, угла  $\alpha$ , условий сборки и регулировки подшипника. Если при монтаже не создаётся осевой натяг подшипников, то принимается

$$S_A = 0,83eF_{rA} \text{ и } S_B = 0,83 eF_{rB} \text{ – для конических роликоподшипников,}$$

$$S_A = eF_{rA} \text{ и } S_B = eF_{rB} \text{ – для шарикоподшипников.}$$

При наличии осевого люфта вал с внутренними кольцами подшипников под действием сил  $F_x$ ,  $S_A$  и  $S_B$  сместится в сторону одной из опор.

Если сумма  $\Sigma = S_A + F_x - S_B > 0$ , то вал сместится в сторону правой опоры; следовательно, на левую опору действует только внутренняя сила  $S_A$  и поэтому  $F_{xA} = S_A$ . Из уравнения равновесия  $F_x + F_{xA} - F_{xB} = 0$  определим силу  $F_{xB} = F_x + F_{xA} = F_x + S_A$ .

Если сумма  $\Sigma < 0$ , то вал сместится в сторону левой опоры, на правую опору в осевом направлении будет действовать только внутренняя сила  $S_B$ , соответственно,  $F_{xB} = S_B$ . Из уравнения  $F_x + F_{xA} - F_{xB} = 0$  следует, что сила  $F_{xA} = S_B - F_x$ .

#### Последовательность определения эквивалентной нагрузки

1. Определить значение параметра осевой нагрузки  $e$  по каталогу.
2. Вычислить значения внутренних осевых сил  $S_A$  и  $S_B$ .
3. Вычислить сумму сил  $\Sigma = S_A + F_x - S_B$ ; определить  $F_{xA}$  и  $F_{xB}$ .
4. Определить отношения  $F_{xA}/F_{rA}$  и  $F_{xB}/F_{rB}$  и сравнить их с величиной  $e$ ; назначить коэффициенты  $X$  и  $Y$  для каждого из подшипников вала

## 5. Рассчитать эквивалентную нагрузку

для  $A$  - опоры значение  $P_A = (X F_{rA} + Y F_{xA}) K_\beta K_T$ ,  
 для  $B$  - опоры значение  $P_B = (X F_{rB} + Y F_{xB}) K_\beta K_T$ .

## 4. РАСЧЁТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

### 4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЁТНОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ

Основная причина ограничения ресурса закрытых зубчатых передач – усталостное повреждение поверхностей контакта, или *усталостное выкрашивание*. Критерий контактной усталостной прочности зубьев

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (18)$$

где  $\sigma_H$ ,  $[\sigma_H]$  – соответственно расчётное контактное напряжение и допускаемое контактное напряжение, принятое по условию отсутствия усталостного повреждения поверхности зубьев.

При выполнении расчётов рекомендуется заполнять таблицу 15, внося все данные для одной, а затем для другой передачи.

Таблица 15

**Параметры проектируемых зубчатых передач**

Параметр	Тихоходная передача	Быстроходная передача
Межосевое расстояние	$a_T =$	$a_6 =$
Передаточное отношение	$i_T =$	$i_6 =$
Момент $T_1$	$T_1 =$	$T_1 =$
Модуль зацепления	$m =$	$m =$
Число зубьев шестерни	$z_1 =$	$z_1 =$
Число зубьев колеса	$z_2 =$	$z_2 =$
Диаметр $d_1$	$d_1 =$	$d_1 =$
Ширина венца зубчатого колеса $b$	$b =$	$b =$
Коэффициент $\Psi_{bd}$	$\Psi_{bd} =$	$\Psi_{bd} =$
$\cos\beta$	$\cos\beta =$	$\cos\beta =$
Коэффициент $\epsilon_\alpha$	$\epsilon_\alpha =$	$\epsilon_\alpha =$
Расчётная длина линии контакта зубьев $l_\Sigma$	$l_\Sigma =$	$l_\Sigma =$
Коэффициент $K_{H\beta}$	$K_{H\beta} =$	$K_{H\beta} =$
Окружная скорость $v$ , м/с	$v =$	$v =$
Коэффициент $K_{Hv}$	$K_{Hv} =$	$K_{Hv} =$
Коэффициент $K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha} =$	$K_{H\alpha} =$
Расчётное значение $\sigma_H$ , МПа	$\sigma_H =$	$\sigma_H =$

Расчётное значение  $\sigma_H$  для зубчатой передачи с внешним зацеплением определяют по формуле

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{пр} T_1 K_H \cos\beta}{d_1^2 l_\Sigma \sin 2\alpha} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \quad (19)$$

где  $E_{пр}$  – приведенный модуль упругости материалов контактирующих зубьев; в данном случае шестерни и колёса изготавливаются из сталей, поэтому  $E_{пр} \approx E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$T_1$  – момент, передаваемый шестерней *рассчитываемой* зубчатой пары;

$d_1$  – делительный диаметр этой шестерни;

$l_{\Sigma}$  – расчётная (суммарная) длина линии контакта зубьев передачи.

Зависимость  $l_{\Sigma}$  от  $\epsilon_{\alpha}$  принимают в виде:

– для прямозубых передач  $l_{\Sigma} = 3b/(4 - \epsilon_{\alpha})$ , где  $b$  – ширина венца колеса; где  $\epsilon_{\alpha} \approx [1,88 - 3,2 (1/z_1 \pm 1/z_2)]$ ;

– для косозубых передач при  $\epsilon_{\beta} \geq 1$  расчётная длина контактной линии  $l_{\Sigma} = b\epsilon_{\alpha}/\cos\beta_b$  или  $l_{\Sigma} \approx b\epsilon_{\alpha}/\cos\beta$ ; где  $\epsilon_{\alpha} \approx [1,88 - 3,2 (1/z_1 \pm 1/z_2)]\cos\beta$ ;

$K_H$  – коэффициент расчётной нагрузки вводится в виде произведения коэффициентов, учитывающих влияние ряда факторов условий изготовления и работы зубчатой передачи, а также особенностей её конструкции:

$$K_H = K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} \quad (20)$$

Коэффициент  $K_A$  учитывает *внешнюю динамическую нагрузку*, если она не учитывалась при определении коэффициента долговечности  $Z_H$  (см. ниже). В данном курсовом проекте примем  $K_A = K_2$  так же, как в (10).

Коэффициент *динамической нагрузки*  $K_{H\alpha}$  учитывает повышение нагрузки зубьев из-за непостоянства передаточного отношения, обусловленного только *погрешностями изготовления колёс*.

Значение  $K_{H\alpha}$  зависит от скорости, твёрдости поверхности зубьев и степени точности зубчатых передач. Степень точности зубчатых колёс принимается в зависимости от назначения и условий работы (таблица 16). Значения  $K_{H\alpha}$ , приведенные в таблице 17, можно использовать в учебных целях и для предварительных расчётов передач.

Таблица 16

**Рекомендуемая степень точности цилиндрических зубчатых передач**

Степень точности	Окружная скорость, м/с		Примечание
	прямозубой передачи	косозубой передачи	
6	$\leq 20$	$\leq 30$	Высокоточные передачи, механизмы делительные, отсчётные и т.п.
7	$\leq 12$	$\leq 20$	Точные передачи (повышенные нагрузки при умеренных скоростях, умеренные нагрузки при высоких скоростях)
8	$\leq 6$	$\leq 10$	Передачи общемашиностроительного назначения средней точности
9	$\leq 2$	$\leq 4$	Тихоходные передачи пониженной точности

Значение коэффициента  $K_{H\beta}$  прямозубых (п) и косозубых (к) колёс

Степень точности	Твёрдость поверхности зубьев	Наклон зубьев	Окружная скорость $v = \omega d/2$ , м/с				
			1	3	5	8	10
6	$\leq 350\text{HB}$	п	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
		к	1,01	1,03	1,06	1,09	1,13
	$> 350\text{HB}$	п	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20
		к	1,01	1,03	1,04	1,06	1,08
7	$\leq 350\text{HB}$	п	1,04	1,12	1,20	1,32	1,40
		к	1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
	$> 350\text{HB}$	п	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
		к	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
8	$\leq 350\text{HB}$	п	1,05	1,15	1,24	1,38	1,48
		к	1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
	$> 350\text{HB}$	п	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
		к	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12

Коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (по ширине венца зубчатого колеса), возникающую из-за деформации валов и опор передачи под действием сил в зацеплении.

Коэффициент  $K_{H\beta}$  определяют по формуле:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1)K_{Hw},$$

где  $K_{H\beta}^0$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы (без учёта приработки);

$K_{Hw}$  – коэффициент, учитывающий приработку зубьев;

**Внимание.** В курсовом проекте принимаем  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$  без учёта приработки.

Значение  $K_{H\beta}^0$  зависит от твёрдости поверхности зубьев, от отношения  $\psi_{bd} = b/d_1$  ширины  $b$  венца колеса к делительному диаметру шестерни  $d_1$ , от схемы расположения зубчатых колёс (рис. 10 и таблица 18).

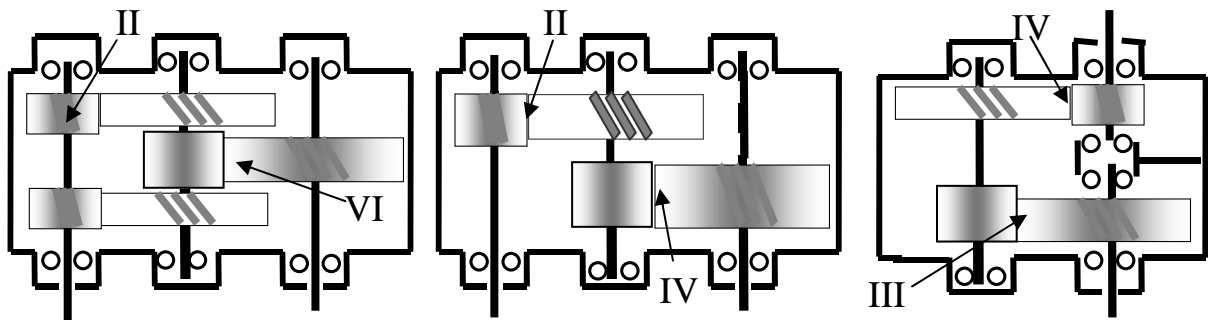


Рис.10. Схемы расположения зубчатых передач

Значение коэффициента  $K_{H\beta}^0$  (для схем передач рис.7)

$\Psi_{bd}$	Твёрдость поверхности зубьев	Схема передачи II	Схема передачи III	Схема передачи IV	Схема передачи VI
0,4	$\leq 350\text{HB}$	1,05	1,03	1,02	1,01
	$> 350\text{HB}$	1,11	1,08	1,05	1,01
0,6	$\leq 350\text{HB}$	1,08	1,05	1,04	1,02
	$> 350\text{HB}$	1,20	1,13	1,08	1,02
0,8	$\leq 350\text{HB}$	1,12	1,08	1,05	1,02
	$> 350\text{HB}$	1,28	1,20	1,13	1,04
1,0	$\leq 350\text{HB}$	1,15	1,10	1,07	1,02
	$> 350\text{HB}$	1,38	1,27	1,18	1,06
1,2	$\leq 350\text{HB}$	1,18	1,13	1,08	1,03
	$> 350\text{HB}$	1,48	1,34	1,25	1,08
1,4	$\leq 350\text{HB}$	1,23	1,17	1,12	1,04
	$> 350\text{HB}$	-	1,42	1,31	1,12
1,6	$\leq 350\text{HB}$	1,28	1,20	1,15	1,06
	$> 350\text{HB}$	-	-	-	1,16

Коэффициент  $K_{H\alpha}$  неравномерности нагрузки между парами зубьев в связи с погрешностью изготовления определяют в зависимости от степени точности по нормам плавности ( $n_{ст} = 5, 6, 7, 8, 9$ ), используя формулу:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{Hw},$$

где для прямозубых передач значение коэффициента  $K_{H\alpha}^0$  в начальный период работы

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(n_{ст} - 5) \text{ при } 1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,25;$$

а для косозубых передач

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + C(n_{ст} - 5) \text{ при } 1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,6,$$

$C = 0,15$  при твёрдости поверхности зубьев  $H_1$  и  $H_2 > 350 \text{ HB}$ ,

$C = 0,25$  при других значениях твёрдости.

**Внимание.** В данной курсовом проекте принимаем  $K_{H\alpha} = K_{H\alpha}^0$  без учёта  $K_{Hw}$ .

### Пример 6

Определить значение коэффициента  $K_H$  косозубой передачи редуктора, выполненного по развёрнутой схеме без раздвоения мощности. Частота вращения входного вала  $n = 1000$  об/мин. Диаметр шестерни  $d_1 = 60$  мм, ширина венца  $b = 48$  мм. Твёрдость зубьев шестерни 280 HB, зубьев колеса 250 HB. Степень точности 7.

Коэффициент  $K_H = K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}$ . Примем для условий работы в сборочном цехе  $K_A = 1,25$ .

Коэффициент  $K_{Hv}$  зависит от скорости, степени точности и твёрдости на поверхности зубьев. Скорость  $v = \omega_1 d_1/2 = \pi n d_1/60 = 3,14$  м/с. Примем значение  $K_{Hv} = 1,07$  (таблица 17).



Коэффициент  $K_{H\beta}$  зависит от  $\psi_{bd} = b/d_1$  и схемы расположения зубчатых колёс (таблица 18). При  $\psi_{bd} = 0,8$  и схеме 3 значение  $K_{H\beta}^0 = 1,12..$

Коэффициент  $K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{H\alpha}$ , где  $K_{H\alpha}^0 = 1 + C(n_{сн} - 5) = 1 + 0,25(7 - 5) = 1,5$  при  $H_1$  и  $H_2 \leq 350$ .

Получим значение  $K_H = K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,25 \cdot 1,07 \cdot 1,12 \cdot 1,5 = 2,25$ . Таким образом, согласно (19) учёт коэффициента нагрузки  $K_H$  в рассматриваемом случае приводит к увеличению расчётного значения  $\sigma_H$  в 1,5 раза.

## 4.2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС И ВИДА УПРОЧНЕНИЯ

Расчётные значения  $\sigma_H$  используем для выбора поверхностного и объёмного упрочнения зубьев шестерен и колёс, учитывая условие (18) и соотношение

$$[\sigma_{H \lim}] = \sigma_{H \lim} Z_H Z_N / [S_H], \quad (21)$$

где  $[S_H]$  – коэффициент запаса; рекомендуется  $[S_H] \geq 1,1$  для зубчатых колёс с однородной структурой материала зубьев и  $[S_H] \geq 1,2$  для зубчатых колёс с поверхностным упрочнением зубьев; в особо ответственных случаях принимается соответственно  $[S_H] \geq 1,25$  и  $[S_H] \geq 1,35$ ;

$\sigma_{H \lim} Z_H Z_N$  – расчётный предел контактной выносливости зубьев данной передачи;

$Z_H$  – комплексный коэффициент, учитывающий отличие условий от регламентированных при испытании;  $Z_N$  – коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности  $Z_N$  определяют, учитывая, что

$$\sigma_{HN \lim}^m N_H = \sigma_{H \lim}^m N_{GH} :$$

– при  $N_H \leq N_{GH}$  показатель степени  $m = 6$  и  $Z_N = (N_{GH}/N_H)^{1/6}$ ; принимается расчётное значение не более  $Z_N = 1,8$  для поверхностного упрочнения и не более  $Z_N = 2,6$  без поверхностного упрочнения;

– при  $N_H > N_{GH}$  показатель степени  $m = 20$  и  $Z_N = (N_{GH}/N_H)^{1/20}$ ; принимается расчётное значение не менее  $Z_N = 0,75$ .

При постоянном режиме работы значение  $N_H = 60 n c L_h$ ,

где  $n$  – частота вращения зубчатого колеса в об/мин;

$c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса;

$L_h$  – расчётный ресурс передачи в часах.

Значение  $N_{GH}$  зависит от твёрдости поверхности зубьев (таблица 19).

Таблица 19

**Значение  $N_{GH}$  контактной прочности зубьев передач**

Твёрдость поверхности зубьев	$\leq 220$ HB	250 HB	300 HB	350 HB	40 HRC	45 HRC	50 HRC	55 HRC	60 HRC
$N_{GH}$ , млн. циклов	10	17,0	26,4	38,3	52,7	70	90	113	140

Комплексный коэффициент  $Z_H$  определяют как произведение коэффициентов, учитывающих влияние на предел выносливости  $\sigma_{H \text{ lim}}$  ряда факторов технологии изготовления и условий работы зубчатой передачи:

$$Z_H = Z_L Z_R Z_v Z_w Z_X.$$

В данном курсовом проекте при условиях, указанных в ТЗ, при рациональном выборе вязкости смазочного материала и точности изготовления принимаем  $Z_H = 1$ .

Целесообразно увеличить твёрдость поверхности зубьев шестерни (и соответственно, допускаемого контактного напряжения) по сравнению с зубьями колеса, так как число циклов нагружения зуба шестерни в  $u$  раз больше. В этом случае допускаемые напряжения  $[\sigma_{H1}]$  для зубьев шестерни и  $[\sigma_{H2}]$  для зубьев колес могут существенно различаются. В этом случае допускаемое напряжение  $[\sigma_H]$  такой передачи принимают согласно условию:

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5([\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2)}, \quad (22)$$

где  $[\sigma_{H1}]$  и  $[\sigma_{H2}]$  – допускаемые контактные напряжения для зуба шестерни и зуба колеса; при этом в качестве допускаемого напряжения  $[\sigma_H]$  принимают для косозубых колёс  $[\sigma_H] \leq 1,2$  от наименьшего из значений  $[\sigma_{H1}]$  или  $[\sigma_{H2}]$ , а для прямозубых колёс – наименьшее из значений  $[\sigma_{H1}]$  или  $[\sigma_{H2}]$ .

*Рекомендуемая последовательность выбора материала зубчатых колёс*

- 1) определить  $\sigma_H$  и оценить необходимость назначения поверхностного упрочнения зубьев;
- 2) определить требуемое значение предела выносливости  $[\sigma_{H \text{ lim}}] = \sigma_H [s_H]$ , предварительно приняв  $Z_N = 1$ ;
- 3) по полученному значению  $[\sigma_{H \text{ lim}}]$ , используя данные таблицы 15, подобрать вид упрочнения зубьев, чтобы  $\sigma_{H \text{ lim}} \approx [\sigma_{H \text{ lim}}]$ ;
- 4) для принятого вида упрочнения и ресурса передачи рассчитать значения коэффициентов  $Z_N$  шестерни и колеса;
- 5) определить значение допускаемого контактного напряжения, используя соотношение (21) и (22).

Если полученное значение  $[\sigma_H]$  существенно превосходит расчётное значение  $\sigma_H$ , можно либо уменьшить ширину венца зубчатого колеса  $b$  при соблюдении условия  $\beta > \beta_{\text{min}}$ , либо использовать экономически более рациональный вид упрочнения;

Если полученное значение  $[\sigma_H]$  меньше расчётного значение  $\sigma_H$ , можно либо увеличить ширину венца зубчатого колеса  $b$  (при выполнении рекомендаций таблицы 7), либо использовать поверхностное упрочнение с более высоким значением  $\sigma_{H \text{ lim}}$  или с учётом (22) применить разные виды упрочнения для зубьев колеса и шестерни.

### *Пример 7*

Назначить вид поверхностного упрочнения зубьев, если момент  $T_2 = 4000$  Нм, частота вращения  $n_2 = 60$  об/мин. Ресурс  $L_h = 5000$  часов. Нагрузка неререверсивная. Параметры передачи:  $a = 180$  мм;  $m = 4$  мм;  $z_1 = 21$ ;  $z_2 = 66$ ;  $u = 3,143$ ;  $\cos\beta = 0,967$ ;  $\beta = 14^\circ 40'$ ;  $d_1 = 86,895$  мм;  $d_2 = 273,105$ ;  $b = 52$  мм. Передача 8-ой степени точности. Значение коэффициента  $K_H = 1,57$ .

1. Условие контактной усталостной прочности  $\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} \leq [\sigma_H]$ .  
 При  $T_1 = 1273$  Нм и  $l_\Sigma \approx b\varepsilon_\alpha / \cos\beta = 52 \cdot 1,62 / 0,967 = 87$  мм.

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{пр} T_1 K_H \cos\beta}{d_1^2 l_\Sigma \sin 2\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 1273 \cdot 1,57 \cdot 0,967}{0,087^2 \cdot 0,087 \cdot 0,643} \frac{3,143 + 1}{3,143}}$$

Расчётное значение  $\sigma_H = 1059 \cdot 1,57^{1/2} = 1327$  МПа.

При  $[s_H] = 1,25$  требуемое значение предела выносливости  $[\sigma_{H \text{ lim}}] = 1630$  МПа. Предел контактной выносливости зубьев после нитроцементации (таблица 20) определим при значении твёрдости поверхности зубьев 58HRC, близком к наименьшему, в этом случае  $\sigma_{H \text{ lim}} = 23 \cdot 58 = 1334$  МПа.

Определим коэффициент  $Z_N = (N_{GH} / N_H)^{1/6}$ , где  $N_{GH} = 125$  млн. (таблица 19). При  $N_{H1} = 56,6$  млн. и  $N_{H2} = 18$  млн. циклов получим значения  $Z_{N1} = 1,15$  и  $Z_{N2} = 1,35$ . Соответственно,  $[\sigma_H]_1 = (1334/1,25)1,15 = 1227$  МПа;  $[\sigma_H]_2 = (1334/1,25)1,35 = 1441$  МПа.

По (22)  $[\sigma_H] = 1338$  МПа. Условие контактной прочности выполнено.

Таблица 20

**Значение пределов  $\sigma_{H \text{ lim}}$  и  $\sigma_{F \text{ lim}}$  стальных зубчатых колёс**

Термическая обработка	Твёрдость зубьев на поверхности	Твёрдость сердцевины зуба	Марки сталей	$\sigma_{H \text{ lim}}$ , МПа	$\sigma_{F \text{ lim}}$ , МПа	$[s_F]$
Нормализация	$\leq 220$ HB		40, 45	2 HB + 70	1,8 HB	$\geq$
Улучшение	$\leq 320$ HB		40X, 40XH, 45X и т.п.			$\geq 1,7$
Объёмная закалка (при спокойном характере нагрузки)	35 ... 45 HRC		40, 45, 40X, 40XГ, 45X и т.п.	18 HRC + 150	550	$\geq 1,7$
Улучшение и закалка ТВЧ по контуру зуба (при $m \geq 3$ мм)	54 ... 56 HRC	24 ... 36 HRC	40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ; 35XM, 40 XHMA и т.п.	17 HRC* + 200	900	
Улучшение и сквозная закалка зубьев ТВЧ (при $m < 3$ мм)	45 ... 50 HRC	-			550	
Цементация с последующей закалкой и низким отпуском	57 ... 62 HRC	30 ... 40 HRC	20X, 20XH, 18XГТ, 20XHM и т.п.	23 HRC*	750	
Нитроцементация с последующей закалкой и низким отпуском	57 ... 63 HRC	30 ... 40 HRC	25XГМ, 25XГНМ и др стали с Мо	23 HRC*	1000	$\geq 1,55$
			25XГТ, 30XГТ, 35X		750	
Азотирование	550 ... 750 HV	24 ... 36 HRC	35XM, 40XHMA, 40XHBA	1050	12HRC + 300	$\geq$
Азотирование (при спокойном характере нагрузки)	850 ... 1000 HV		35XЮ, 38XMЮА и др. стали с Al			$\geq 1,7$

Примечание. HRC\* – твёрдость поверхности зуба.

### 4.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО КРИТЕРИЮ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

Проверочный расчёт зубьев косозубых передач выполняется по критерию изгибной усталостной прочности зубьев:

$$\sigma_F = 2T Y_{FS} (K_F Y_\beta Y_\epsilon) / (m d b) \leq [\sigma_F], \quad (23)$$

где  $T$  – момент, передаваемый данным зубчатым колесом;

$Y_{FS}$  – коэффициент формы зуба (рис. 11); назначается по эквивалентному числу зубьев данного зубчатого колеса  $z_v = z / \cos^3 \beta$ ;

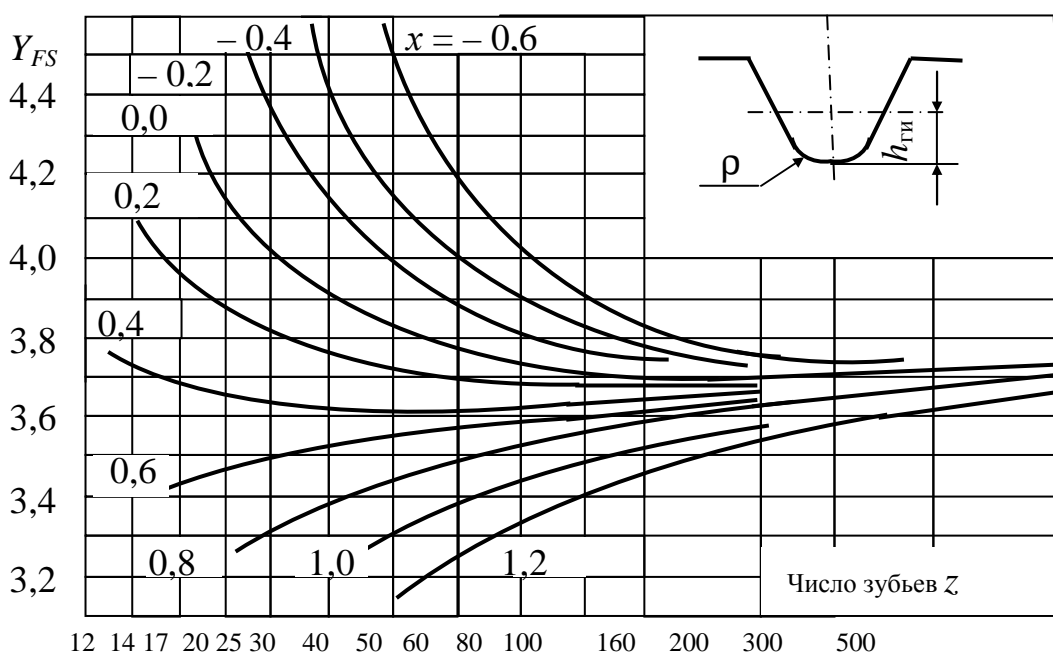


Рис. 11. Значение  $Y_{FS}$  зубьев колёс внешнего зацепления при высоте головки зуба инструментальной рейки  $h_{гн} = 1,25m$ , радиусе  $\rho = 0,38m$  и  $\alpha = 20^\circ$

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} - \text{коэффициент расчётной нагрузки}; \quad (24)$$

Коэффициент  $K_{Fv}$  учитывает влияние динамических перегрузок, возникающих из-за неточности зубчатых колёс (таблица 21).

Коэффициент  $K_{F\beta}$  учитывает влияние неравномерности распределения напряжений по ширине зубчатого венца. Подобно коэффициенту  $K_{H\beta}$  коэффициент  $K_{F\beta}$  зависит от схемы расположения зубчатых колёс редуктора. Значение этого коэффициента можно определить по формуле:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 K_{H\beta}^0.$$

Для предотвращения поломки зубьев из-за неравномерного распределения нагрузки по длине зуба применяют колёса со срезанными углами зубьев. Срез с обеих сторон зуба выполняется в форме фаски высотой  $(0,5 \dots 0,6)m$  и с углом  $\alpha_\phi = 45^\circ$  при твёрдости зуба до 350 НВ или  $\alpha_\phi = 15 \dots 20^\circ$  при твёрдости свыше 350 НВ.

Коэффициент  $K_{F\alpha}$  учитывает влияние погрешностей изготовления зубчатой пары на распределение нагрузки между зубьями. Принимается,

что  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0$ . Таким образом, значения  $K_{F\beta}$  и  $K_{F\alpha}$  определяют без учёта приработки зубьев.

Таблица 21

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твёрдость зубьев колеса	Значение коэффициента $K_{F\beta}$ при $v$ , м/с				
		1	3	5	8	10
Цилиндрических – 6 Конических прямозубых – 5	>350 НВ	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20
	≤ 350 НВ	1,01	1,03	1,06	1,06	1,08
Цилиндрических – 7 Конических прямозубых – 6	> 350 НВ	1,06	1,18	1,32	1,50	1,64
	≤350 НВ	1,03	1,09	1,13	1,20	1,26
Цилиндрических – 7 Конических прямозубых – 6	> 350 НВ	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
	≤350 НВ	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
Цилиндрических – 8 Конических прямозубых – 7	> 350 НВ	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80
	≤350 НВ	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
Цилиндрических – 8 Конических прямозубых – 7	> 350 НВ	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
	≤350 НВ	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
Цилиндрических – 9 Конических прямозубых – 8	> 350 НВ	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
	≤350 НВ	1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
Цилиндрических – 9 Конических прямозубых – 8	> 350 НВ	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35
	≤350 НВ	1,01	1,03	1,07	1,11	1,14
	> 350 НВ	1,11	1,33	1,56	1,90	-
	≤350 НВ	1,04	1,12	1,22	1,36	1,45

*Примечание.* В числителе приведены значения для прямозубых, а в знаменателе – для цилиндрических косозубых и для конических передач с круговыми зубьями.

Коэффициент  $Y_\beta$  учитывает влияние наклона зубьев и определяется по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \geq 0,7.$$

Коэффициент  $Y_\epsilon$  учитывает влияние перекрытия зубьев. В предварительных расчётах прямозубых передач принимается  $Y_\epsilon = 1$ . Для косозубых передач при  $\epsilon_\beta \geq 1$  значение  $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ .

Допускаемое напряжение при расчёте зубьев на усталость;

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim} Y_F Y_N / [s_F], \quad (25)$$

где  $\sigma_{F \lim}$  – предел выносливости зубьев;

$[s_F]$  – нормативный коэффициент запаса усталостной прочности зубьев (таблица 20).

Коэффициент долговечности  $Y_N = (N_{GF} / N_F)^{1/m}$  учитывает режим работы; принимается для всех сталей  $N_F = 4 \cdot 10^6$ ; при  $H \leq 350$ НВ значение  $m = 6$  и  $Y_N \leq 4$ , а при  $H > 350$ НВ значение  $m = 9$  и  $Y_N \leq 2,6$ .

Комплексный коэффициент

$$Y_F = Y_T Y_z Y_g Y_d Y_A, \quad (26)$$

где  $Y_z$  – коэффициент способа получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок  $Y_z = 1$ ; для проката  $Y_z = 0,9$ ; для литых  $Y_z = 0,8$ ;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; принимается  $Y_A = 1$  при одностороннем приложении нагрузки и  $Y_A = 0,7 \dots 0,8$  при реверсивной нагрузке (большие значения при твёрдости более 350 НВ). В курсовом проекте принимаем  $Y_F = Y_z Y_A$ , остальные коэффициенты в (26) считаем равными единице.

$Y_g$  – коэффициент влияния шлифования переходной поверхности между смежными зубьями; для колёс с нешлифованной переходной поверхностью  $Y_g = 1$ ;

$Y_T$  – коэффициент влияния технологии обычно принимается  $Y_T \leq 1$ ;

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения (поверхностного наклёпа) или электрохимической обработки переходной поверхности; для колёс без поверхностного упрочнения или электрохимической обработки принимается  $Y_d = 1$ ; при поверхностном наклёпе  $Y_d$  находится в пределах от 1 до 1,2;

### Пример 8

Выполним оценку изгибной прочности зубьев передачи редуктора, изготовленного по развёрнутой схеме без раздвоения мощности. Момент на выходном валу  $T_2 = 4000$  Нм, частота вращения выходного вала 60 об/мин; ресурс  $L_h = 5000$  часов. Зубчатые колёса изготовлены из стали 25ХГТ нитроцементованной. Заготовка зубчатых колёс – поковка. Нагрузка нереверсивная. Передача 8-ой степени точности.

Параметры передачи:  $a = 180$  мм;  $m = 4$  мм;  $z_1 = 21$ ;  $z_2 = 66$ ;  $u = 3,143$ ;  $\cos \beta = 0,967$ ;  $\beta = 14^\circ 40'$ ;  $b = 52$  мм  $d_1 = 86,895$  мм;  $d_2 = 273,105$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,69$ .

Допускаемое напряжение  $[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} Y_F Y_N / [s_F]$ . В данном случае  $N_{F2} = 60n cL_h = 60 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 5000 = 18 \cdot 10^6 > N_{GF}$ . Поэтому коэффициент  $Y_N = 1$  для зубьев колеса и шестерни. Примем при нереверсивной нагрузке  $Y_{F1} = Y_{F2} = Y_z = Y_A = 1$ .

Предел изгибной выносливости зубьев  $\sigma_{F \text{ lim}} = 750$  МПа (таблица 20); тогда при  $[s_F] = 1,55$  допускаемое напряжение  $[\sigma_F] = 483$  МПа.

Расчётное напряжение  $\sigma_F = 2T Y_{FS} (K_F Y_\beta Y_\varepsilon) / (m d b)$ .

При  $\psi_{bd} = 0,60$  коэффициент  $K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,08 = 1,07$ .

Коэффициент  $K_{Fv} = 1,06$  (таблица 21).

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0$ , где  $K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,15(n_{ст} - 5) = 1 + 0,15(8 - 5) = 1,45$ .

Коэффициент нагрузки  $K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,07 \cdot 1,06 \cdot 1,45 = 1,64$ .

Коэффициент  $Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \beta / 120 = 1 - 1,12 \cdot 14,7^\circ / 120^\circ = 0,86$ ,

где согласно  $\varepsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m \cos \alpha) = 0,052 \cdot \sin 14^\circ 40' / (3,14 \cdot 0,004 \cdot \cos 20^\circ) = 1,12$ .

При  $\varepsilon_\beta \geq 1$  коэффициент  $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 0,59$ .

Для шестерни при  $z_1 = 21$  и  $x = 0$  коэффициент  $Y_{FS} = 4,1$ .

Значение  $\sigma_{F1} = 2 \cdot (4000/3,143) \cdot 4,1 \cdot 1,64 \cdot 0,86 \cdot 0,59 / (0,0869 \cdot 0,052 \cdot 0,004) = 480$  МПа  $\approx [\sigma_F] = 483$  МПа. Условие изгибной усталостной прочности зубьев выполняется.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов – М.: Высш. шк., 2005. – 408 с.

2. Жуков В.А. Детали машин и основы конструирования: Основы расчёта и проектирования соединений и передач: Учеб.пособие – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – 417 с.

3. Детали машин. Справочные материалы по проектированию /Сост. Ю.Н. Макаров, В.И. Егоров, А.А. Ашейчик, Р.Д. Макарова – СПб.: Изд-во Гос. техн.ун-та, 1995. – 76 с. (находится в зале курсового проектирования кафедры МиДМ).

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### Технические данные двигателей серии АИР (тип/асинхронная частота вращения, мин<sup>-1</sup>)

Мощность P, кВт	Синхронная частота, мин <sup>-1</sup>			
	3000	1500	1000	750
0,37	—	—	71A6/915	—
0,55	—	71A4/1357	71B6/915	—
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/920	90LA8/705
1,1	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/715
1,5	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,2	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716
5,5	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,5	112M2/2895	132S4/1440	132M6/960	160S8/727 <sup>3</sup>
11	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970 <sup>4</sup>	160M8/727 <sup>3</sup>
15	160S2/2910 <sup>1</sup>	160S4/1455 <sup>2</sup>	160M6/970 <sup>5</sup>	180M8/731
18,5	160M2/2910 <sup>1</sup>	160M4/1455 <sup>2</sup>	180M6/980 <sup>3</sup>	—
22	180S2/2919 <sup>1</sup>	180S4/1462 <sup>3</sup>	—	—
30	180M2/2925 <sup>1</sup>	180M4/1470 <sup>1</sup>	—	—

Примечания: 1. Отношение максимального вращающего момента к номинальному  $T_{\max}/T = 2,2$ ; для отмеченных знаками: <sup>1</sup> —  $T_{\max}/T = 2,7$ ; <sup>2</sup> —  $T_{\max}/T = 2,9$ ; <sup>3</sup> —  $T_{\max}/T = 2,4$ ; <sup>4</sup> —  $T_{\max}/T = 2,5$ ; <sup>5</sup> —  $T_{\max}/T = 2,6$ .

2. Пример обозначения двигателя: «Двигатель АИР100L2 ТУ 16-525.564-84».

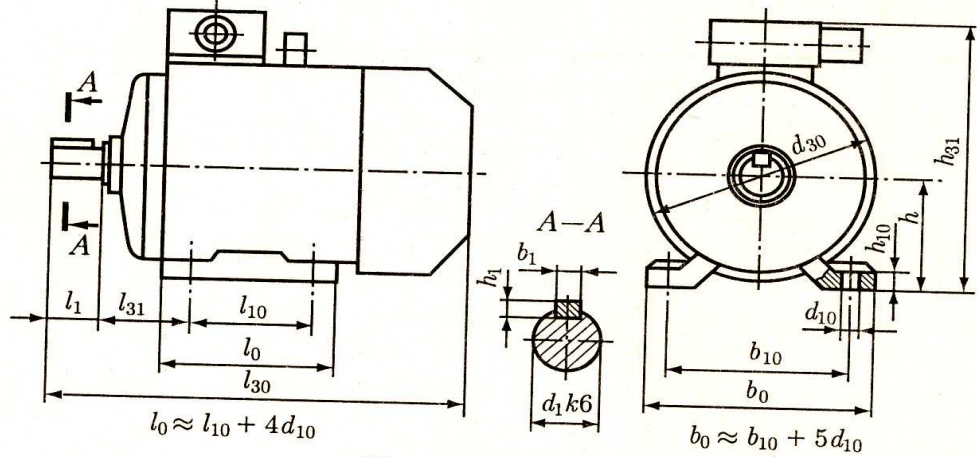
Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																			
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081 и IM2081						IM2081 и IM3081					IM3081		
		$d_1$	$l_1$	$l_{90}$	$b_1$	$h_1$	$d_{30}$	$l_{10}$	$l_{31}$	$d_{10}$	$b_{10}$	$h$	$h_{10}$	$h_{31}$	$l_{20}$	$l_{21}$	$d_{20}$	$d_{22}$	$d_{24}$	$d_{25}$	$h_{37}$
71A,B	2, 4, 6, 8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117
80A		22	50	297			190	100	50	10	125	80	10	205							4
80B		24		321	210	125	56	160	100		12	247	285	16	265	300	230	135			
90L			337	240						63								190	112	285	18
100S		28	360	8	7	240	112	63	12	190	112	285	16	265	300	230	173				
100L			391															240	63	190	112
112M		32	80	435	10	8	246	140	70	12	190	112	285	16	265	300	230	173			
132S		38	460	288			89	216	132	13	325	15	254						160	18	385
132M		498	240	63	190	112	285	18	325	15	254			160	18	385	18	350			
160S		2	42	630	12	9	334	178	108			15	254						160	18	385
160M	2	42	660	12	8	210				108	15			254	160	18	385	5			
180S	2	48	630	14	9	375	203	121	15	279	180	20	448	18	350	400	300	260			
180M	4	55		16	10														241	121	279
180M	2	48	680	14	9	375	203	121	15	279	180	20	448	18	350	400	300	260			
180M	4, 6, 8	55		16	10														241	121	279

Примечания: 1. Фланцы изготовляют с отверстиями  $d_{22}$  гладкими или резьбовыми. Размеры фланца с резьбовыми отверстиями — см. ГОСТ 28330-89. 2. Выступающие концы валов двигателей изготовляют следующих исполнений:

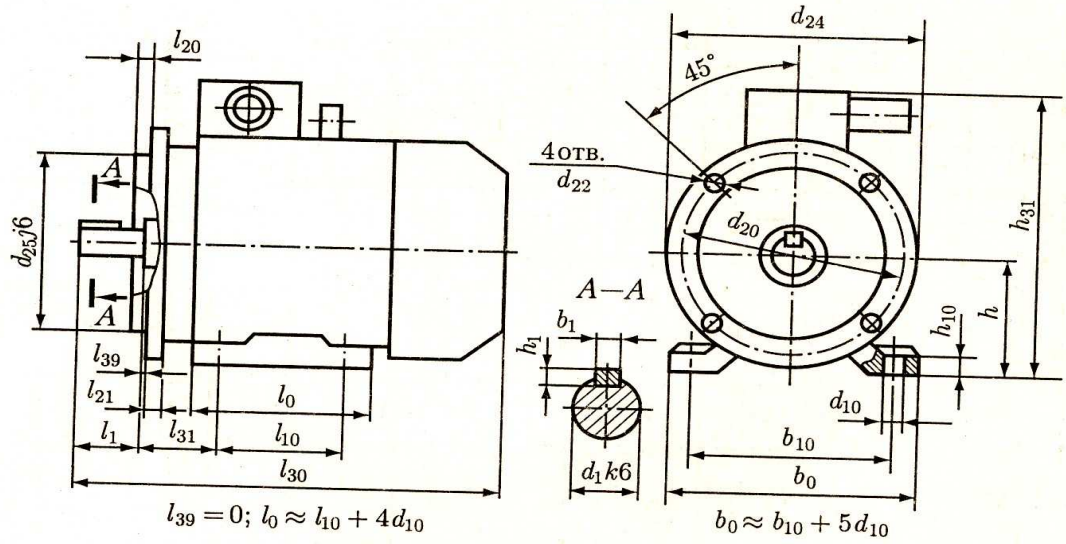
- цилиндрические со шпонкой;
- цилиндрические без шпонки с резьбовым концом;
- цилиндрические со шпонкой с резьбовым концом;
- конические без шпонки с резьбовым концом;
- конические со шпонкой с резьбовым концом;
- конические со шпонкой и внутренней резьбой.



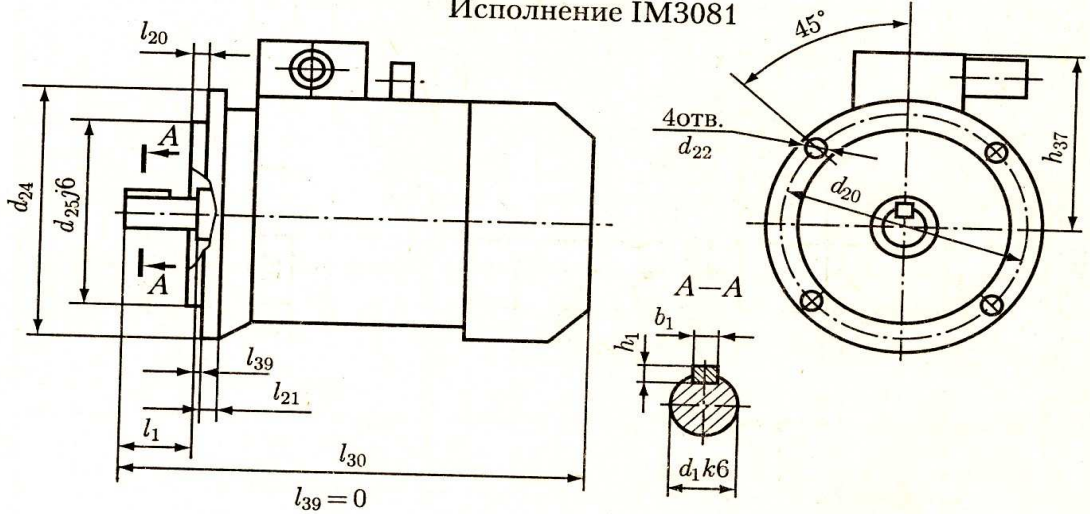
Исполнение IM1081



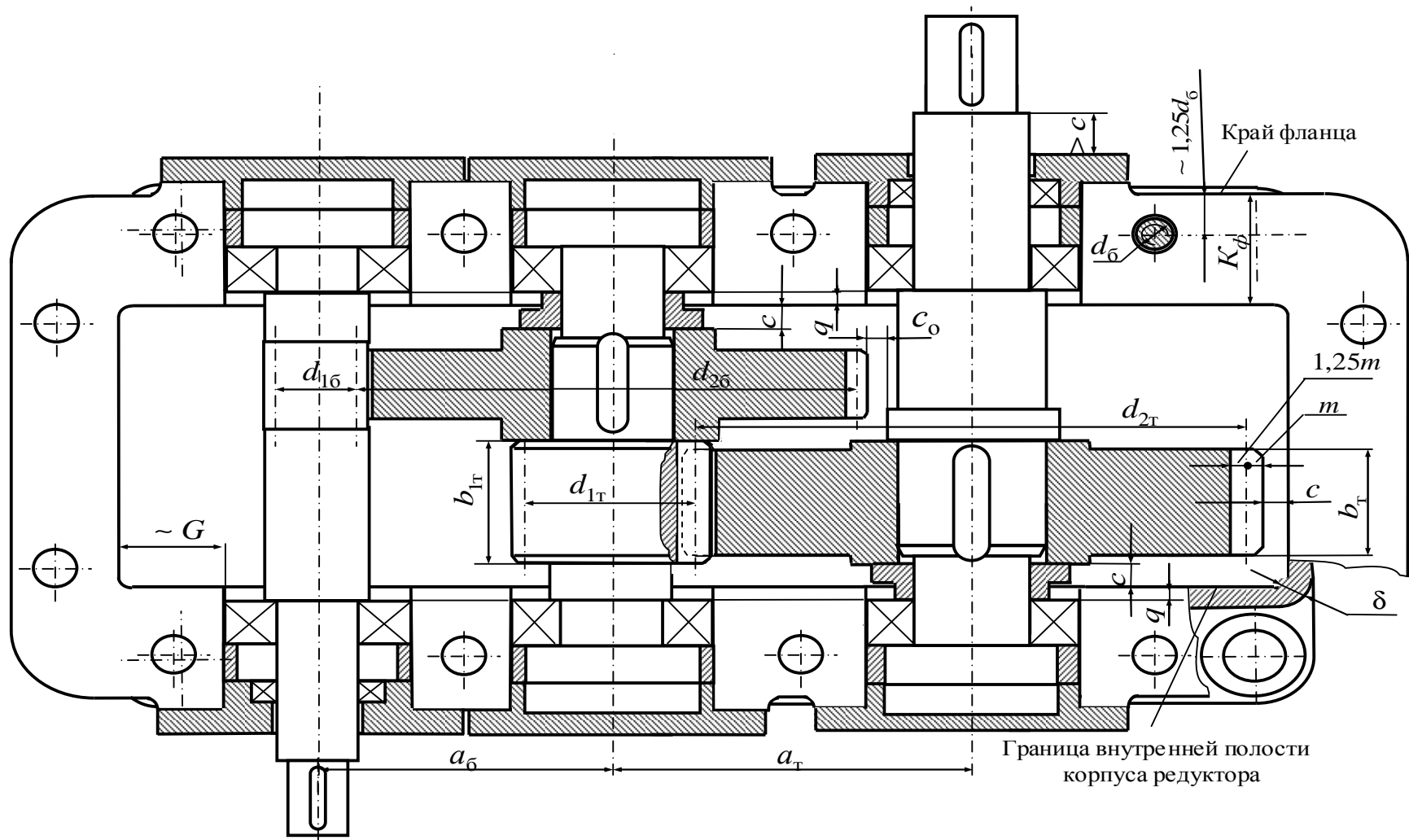
Исполнение IM2081



Исполнение IM3081







$c \approx 10 \text{ мм}$    
  $b_{1T} \approx 1,07b_T \text{ при } 30 \leq b_T \leq 50$    
  $\delta = 1,2 T_{\text{им}}^{1/4} \geq 6 \text{ мм}, T_{\text{им}} \text{ в Нм}$   
 $q = (3 \dots 5) \text{ мм}$    
  $c_0 = (0,3 \dots 0,5) c$    
 $d_6 = 1,25 T_{\text{им}}^{1/3} \geq 10 \text{ мм}, T_{\text{им}} \text{ в Нм}$    
 $K_\phi \approx 2,5d_6 + \delta + (2 \dots 3) \text{ мм}$

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД  
С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ РЕДУКТОРОМ

Пояснительная записка

ДМ 41.00.00.00 ПЗ

Студент \_\_\_\_\_ (Фамилия, И.О.)    Группа \_\_\_\_\_

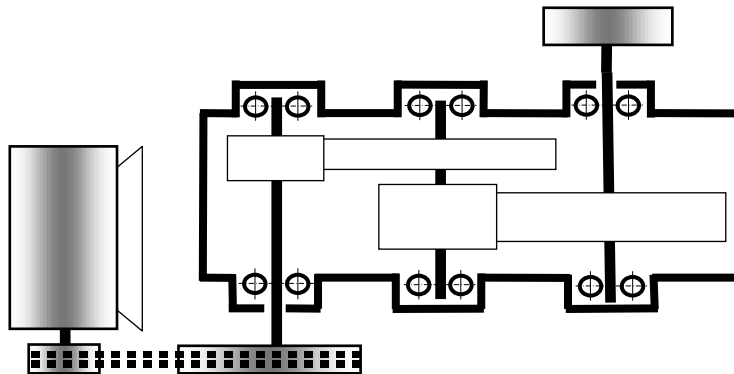
Руководитель проекта \_\_\_\_\_ (Фамилия И.О.)

## ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Разработать технический проект электромеханического привода с учётом требования минимизации габаритов зубчатых передач.

В состав привода входят:

- электродвигатель асинхронный,
- клиноременная передача,
- двухступенчатый цилиндрический редуктор по развёрнутой схеме,
- зубчатая муфта на выходном валу редуктора.



Привод реверсивный (нереверсивный).

Характер производства .....

### Эксплуатационные параметры

Номинальный крутящий момент $T_{им}$ на валу исполнительного механизма (ИМ)	Нм	
Частота вращения $n_{им}$ вала ИМ	об/мин	
Синхронная частота $n_c$ электродвигателя	об/мин	
Ресурс привода $L_h$	час	

Срок выполнения задания \_\_\_\_\_

Задание выдано \_\_\_\_\_

Студент \_\_\_\_\_ (Фамилия, И.О.)    Группа \_\_\_\_\_

Руководитель проекта \_\_\_\_\_ (Фамилия И.О.)

					ДМ 41.00.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ документа	Подп.	Дата	Электромеханический привод	Лит.	Лист	Листов
Разраб.						у		
Провер.						СПбГПУ Кафедра МиДМ Группа _____		



## ВВЕДЕНИЕ

В пояснительной записке представлено обоснование параметров привода и редуктора с учётом требования при данной схеме редуктора и принятом распределении передаточных отношений между тихоходной и быстроходной зубчатой передачей обеспечить минимально возможные габариты зубчатых передач.

В первой части представлены результаты энергетического и кинематического согласования параметров привода и исполнительного механизма. Выполнен проектировочный расчёт валов, выбор типоразмера подшипников, конструктивно определены межосевые расстояния и проведён расчёт геометрических параметров зубчатых передач.

Во второй части .....

В третьей части .....

В четвёртой части .....

						4