

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАМИ)**

Н.П. Баловнев, Е.С. Иванина

**ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ**  
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов  
заочной формы обучения по направлению подготовки 190100.62  
«Наземные транспортно-технологические комплексы»

Одобрено методической комиссией  
по направлению 190000 «Транспортные средства»

МОСКВА 2013

*Разработано в соответствии с ФГОС ВПО для студентов заочной формы обучения по направлению подготовки 190100.62 «Наземные транспортно-технологические комплексы» на основе рабочей программы дисциплины «Детали машин и основы конструирования»*

Рецензенты:

Профессор кафедры «Автомобили и тракторы»  
Университета машиностроения Ю.С. Щетинин

Заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин»  
Университета машиностроения, профессор А.Н. Мамаев

Работа подготовлена на кафедре «Детали машин и ПТУ»

Общие методические указания и примеры расчетов: методические указания / Н.П. Баловнев, Е.С. Иванина. – М.: Университета машиностроения, 2013. – 26с.

В методических указаниях приведено содержание дисциплины «Детали машин и основы конструирования», рекомендуемая литература. Даны примеры выполнения расчетно-графических работ.

© Н.П. Баловнев, Е.С. Иванина, 2013

© Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ), 2013

## СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
1. Общие положения.....	3
2. Содержание теоретического курса.....	4
3. Расчетно-графические работы.....	6
4. Курсовой проект.....	6
5. Рекомендуемая литература.....	9
6. Примеры выполнения расчетно-графических работ.....	11
Использованная литература.....	32

### 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Целью дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является изучение студентами заочной формы обучения расчета и конструирования деталей и узлов машин общемашиностроительного применения. Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» завершает цикл общетехнических дисциплин и должна обеспечить практическое приложение знаний, полученных студентами в предшествующих курсах: «Начертательная геометрия и инженерная графика», «Теоретическая механика», «Сопротивление материалов», «Теория механизмов и машин», «Технология конструкционных материалов», «Материаловедение», «Метрология, стандартизация и сертификация».

Изучение дисциплины рассчитано на два семестра и три сессии, в течение которых студенты должны выполнить три расчетно-графические работы и курсовой проект, сдать зачет и экзамен по теоретическому курсу.

#### 1.1. Пятый семестр

Во время 5-ой установочной сессии (сентябрь) студенты прослушивают цикл установочных лекций по теоретическому курсу, выполняют и защищают расчетно-графические работы №1. На семинарских занятиях рассматривают примеры расчета и конструирования некоторых деталей и узлов и получают задание на семестр (расчетно-графическую работу №2). В дальнейшем теоретический курс и расчетно-графическую работу №2 изучают и выполняют самостоятельно с использованием рекомендуемой литературы.

Прием расчетно-графических работ, а также консультации по их выполнению проводятся в течение 5-го семестра во время еженедельных консультаций.

Иногородные студенты высылают выполненные расчетно-графические работы почтой в деканат или на кафедру или сдают их во время 5-ой лабораторно-экзаменационной сессии.

Во время 5-й лабораторно-экзаменационной сессии (январь) студенты прослушивают цикл обзорных лекций по самостоятельно изученным разделам теоретического курса, а также цикл установочных лекций по теоретическому курсу, изучаемому на 6-м семестре. Получают задание на 6-й семестр (задание на расчетно-графическую работу №3 и курсовой проект), защищают расчетно-графические работы, выполненные в течение 5-го семестра и сдают зачет по теоретическому курсу.

Допущенными к зачету считаются студенты, сдавшие и защитившие расчетно-графические работы. Зачет проводится по билетам, содержащим два теоретических вопроса.

### **1.2. Шестой семестр**

Во время 6-й экзаменационной сессии (июнь) студенты прослушивают цикл обзорных лекций по самостоятельно изученным разделам теоретического курса, защищают расчетно-графическую работу №3 и курсовой проект, сдают экзамен по теоретическому курсу. Экзамен проводится по билетам, содержащим два теоретических вопроса.

## **2. СОДЕРЖАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО КУРСА**

Значение и содержание раздела курса. Определения: деталь, сборочная единица, узел. Стандартизация и унификация узлов и деталей. Стандартизация методов расчетов. Виды стандартов, нормальные ряды размеров и параметров.

### **2.1. Основы расчета и конструирования деталей и узлов машин**

Критерии работоспособности и требования, предъявляемые к узлам и деталям машин. Виды нагрузок и напряжений. Расчеты на прочность. Факторы, влияющие на прочность и сопротивление усталости. Пути повышения сопротивления усталости. Расчет по допускаемым напряжениям и по запасам прочности. Расчет на долговечность по сопротивлению усталости при постоянном и переменном режимах нагружения. Различные виды эквивалентных режимов. Трение и изнашивание в машинах. Виды пар трения. Расчет на износостойкость.

### **2.2. Передачи**

Классификация передач. Сравнение передач зацеплением и трением. Общие кинематические и силовые зависимости для передач. Фрикционные передачи и вариаторы.

**2.2.1. Зубчатые передачи.** Достоинства и недостатки. Классификация. Материалы и термообработка зубчатых колес. Виды разрушений и виды расчетов закрытых и открытых зубчатых передач. Силы в зацеплении. Расчет цилиндрических зубчатых передач по

контактным напряжениям и на излом зуба. Конические зубчатые передачи. Основные сведения об изготовлении и геометрии. Особенности расчета конических зубчатых передач по контактным напряжениям и на излом зуба.

**2.2.2. Червячные передачи.** Общая характеристика. Достоинства и недостатки. Классификация. Критерии работоспособности и виды расчетов червячных передач. Материалы червячной пары. Силы в зацеплении. КПД червячной передачи. Расчет по контактным напряжениям и на излом зуба. Расчет тела червяка на прочность и жесткость. Тепловой расчет червячного редуктора.

**2.2.3. Цепные передачи.** Общие сведения. Достоинства и недостатки. Виды цепей. Звездочки цепных передач. Геометрия цепной передачи. Кинематика и динамика цепной передачи. Критерии работоспособности цепных передач и их расчет. Смазка цепных передач

**2.2.4. Ременные передачи.** Достоинства и недостатки. Виды ремней. Способы натяжения ремней. Геометрия ременной передачи. Силы и напряжения в ремне. Критерии работоспособности. Плоскоременные передачи. Расчет по тяговой способности. Клиноременные передачи и их расчет. Шкивы ременных передач.

### **2.3. Оси и валы**

Общие сведения. Критерии работоспособности и виды расчетов. Материалы валов и осей. Приближенный расчет вала. Конструирование валов и осей. Расчет вала на прочность и сопротивление усталости.

### **2.4. Подшипники**

**2.4.1. Подшипники качения.** Достоинства и недостатки. Классификация подшипников, типы, серии. Точность подшипников. Обозначение. Критерии работоспособности и виды расчетов. Материалы. Подбор стандартных подшипников по динамической и статической грузоподъемности.

**2.4.2. Подшипники скольжения.** Общие сведения и классификация. Достоинства и недостатки. Материалы. Критерии работоспособности и расчета. Расчет подшипников смешанного трения. Тепловой расчет.

### **2.5. Соединения**

Классификация и области применения. Достоинства и недостатки. Сварные соединения. Резьбовые соединения. Шпоночные, шлицевые и профильные соединения. Соединения деталей с натягом.

### **2.6. Муфты**

Основные понятия и классификация механических муфт. Глухие муфты. Подвижные муфты. Муфты сцепные управляемые и самоуправляемые. Фрикционные муфты. Комбинированные муфты.

### 3. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

#### 3.1. Работа № 1. Силовой и кинематический расчет привода.

Работу выполняют и защищают во время 5-й установочной сессии. Исходные данные берут из технического задания на курсовой проект.

Расчет содержит: подбор электродвигателя привода цепного или ленточного конвейера; определение и разбивку общего передаточного отношения привода по передачам; определение частот вращения, моментов и мощностей для всех валов привода. Результаты расчета сводят в таблицу.

***Внимание!** Для исключения ошибок в исходных данных для последующих заданий их выполнение следует начинать только после того, как будет проверено и зачтено первое задание. Иногородным студентам, не выполнившим работу №1 во время сессии, следует в обязательном порядке прислать ее в университет.*

#### 3.2. Работа № 2. Передачи зацеплением.

Содержит полный расчет зубчатой (конической или цилиндрической) или червячной пары редуктора привода. По результатам расчета выполняют эскиз компоновки редуктора.

#### 3.3. Работа №3. Резьбовые соединения и винтовые механизмы.

Расчет группы болтов или винтового механизма. По результатам расчета выполняют эскиз болтового соединения или винтового механизма.

### 4. КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Задание на курсовой проект выдается преподавателем во время 5-ой лабораторно- экзаменационной сессии с указанием фамилии студента и содержания курсового проекта.

Объем курсового проекта - четыре листа графической части и пояснительная записка.

#### 4.1. Лист № 1. Сборочный чертеж редуктора

Сборочный чертеж редуктора выполняют в двух - трех проекциях с разрезами, сечениями, дополнительными видами и надписями, необходимыми для понимания конструкции и принципа работы. Чертеж должен содержать изображение всех входящих в редуктор деталей, давать полное представление о конструкции каждой детали. Чертеж выполняют на листе ватмана формата А1 в масштабе 1:1. Некоторые дополнительные виды и разрезы допускается изображать в уменьшенном масштабе (М 1:2 или М 1:2,5).

Не допускается изображать детали резьбовых соединений упрощенно. При их вычерчивании обязательно показывают зазоры между болтом (винтом) и отверстием детали, запасы резьбы и глубину сверления. Крепежные изделия одного типоразмера допускается изображать один раз,

показывая положение остальных осевыми линиями. Подшипники качения вычерчивают упрощенно: одну сторону в разрезе, другую - условно.

Изображения деталей зубчатых и червячных пар выполняют в соответствии с ГОСТ 2.402-68.

На чертеже проставляют следующие размеры:

- габаритные (длину, ширину, высоту);
- сопряженные (посадочные), указывающие посадки подшипников, зубчатых колес, шкивов, муфт, крышек, колец и т.д. (посадки одинаковых деталей допускается проставлять один раз);
- установочные и присоединительные (размеры основания редуктора, размеры между осями отверстий под крепежные болты и диаметры этих отверстий, диаметры и длины выступающих концов валов и т.п.);
- основные, характеризующие редуктор (межосевые расстояния передач, начальные диаметры зубчатых колес, числа и углы наклона зубьев, модули зацеплений);
- регулировочные с предельными отклонениями, необходимые для нормальной работы редуктора;
- определяющие минимальный и максимальный уровень масла.

Кроме того, на листе приводят технические требования, техническую характеристику и номера позиций всех деталей и сборочных единиц, основную надпись.

Технические требования должны отражать дополнительные данные о сборке, регулировке, изготовлению и эксплуатации редуктора (регулировку подшипников и зацеплений, способ герметизации плоскости разъема корпуса, объем заливаемого масла и периодичность его замены, режим обкатки и др.).

В технической характеристике редуктора приводят: передаточное число, момент на выходном валу, частоту вращения тихоходного (быстроходного) вала редуктора и т.п.

Номера позиций располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения, сгруппированные в колонки и строчки.

Основная надпись выполняется и заполняется в соответствии с ГОСТ 2.104-2006.

Для листа № 1 составляют спецификацию в соответствии с ГОСТ 2.108-68, в которую записывают все документы курсового проекта.

#### **4.2. Лист №2. Сборочный чертеж муфты**

Сборочный чертеж предохранительной, центробежной или комбинированной муфты выполняют в двух проекциях в масштабе 1:1. Требования к оформлению чертежа аналогичны п. 5.1. Спецификацию к листу №2 не разрабатывают.

#### **4.3. Лист №3. Рабочие чертежи деталей**

Рабочие чертежи деталей выполняют на листе ватмана формата А1, разбитом на форматы по ГОСТ 2.301-88, достаточные для изображения деталей в масштабе 1:1. Дополнительные сечения, виды и разрезы допускается изображать в уменьшенном масштабе (М 1:2 или М 1:2,5). Перечень и количество деталей назначает преподаватель при выдаче задания на курсовой проект.

Деталь изображают в том положении, в котором производят обработку основных ее поверхностей.

Чертеж детали должен содержать все данные, определяющие ее форму размеры, предельные отклонения размеров и формы, шероховатость поверхностей, марку материала, вид термообработки с указанием предельных значений твердости и другие сведения, необходимые для изготовления и контроля детали.

#### **4.4. Лист № 4. Монтажный чертеж привода**

Монтажный чертеж привода выполняют в масштабе, предусмотренном ГОСТ 2.302-68, в двух - трех проекциях. Чертеж должен давать полное представление о конструкции привода, его эксплуатационных характеристиках, основных размерах, присоединительных поверхностях узлов, сборочных единиц и деталей, составляющих привод.

Узлы, сборочные единицы и детали привода изображают на чертеже упрощенно, опуская мелкие конструктивные элементы деталей (фаски, радиусы закруглений, проточки и т.п.). Крепежные изделия (кроме фундаментных болтов) показывают осевыми линиями.

На чертеже привода должны быть приведены:

- изображения всех элементов привода и приводного вала конвейера с барабаном или звездочками;
- габаритные, присоединительные и монтажные размеры;
- технические требования к монтажу привода;
- техническая характеристика привода;
- план фундамента;
- обозначения узлов привода в виде выносок.

#### **4.5. Расчетно-пояснительная записка**

Расчетно-пояснительную записку выполняют чернилами одного цвета на стандартных листах формата А4. Текст следует располагать на одной стороне листа. Записка должна содержать: титульный лист, техническое задание, необходимые расчеты, список использованной литературы, оглавление и приложение (бланки спецификации).

Записку разбивают на разделы и пункты, которые нумеруют арабскими цифрами (1.; 1.1.; и т.д.). Наименование разделов и пунктов записывают в виде заголовков. Каждый расчет раздела или пункта также должен содержать заголовок, указывающий рассчитываемый параметр.



Запись расчетов должна состоять из формулы, численных значений параметров, в нее входящих, результата и его размерности. Ниже дают расшифровку параметров, входящих в формулу, с указанием литературного источника и номера страницы.

#### Содержание расчетно-пояснительной записки

1. Титульный лист.
2. Введение.
3. Техническое задание.
4. Силовой и кинематический расчет привода.
5. Расчет зацеплений.
6. Расчет ременной или цепной передачи.
7. Расчет валов (приближенный для всех, уточненный - одного, тихоходного).
8. Подбор подшипников качения (для всех валов).
9. Расчет соединений (шпоночных, шлицевых и т.д.).
10. Подбор стандартной компенсирующей муфты.
11. Расчет комбинированной, предохранительной или центробежной муфты.
12. Расчет группы болтов.
13. Список использованной литературы.
14. Приложение - спецификация (выполняют только для 1-го листа).

### 5. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

#### 5.1. По теоретическому курсу

1. Решетов Д.Н. Детали машин. 4-е издание. М.: Машиностроение, 1989 г.
2. Пронин Б.А., Баловнев Н.П. Зубчатые передачи. МАМИ, 1997 г.

#### 5.2. По расчетно-графическим работам

1. Чихачева О.А., Рябов В.А. Общий расчет привода. Методические указания к курсовому проектированию для студентов всех машиностроительных специальностей. МАМИ, 1998 г.
2. Баловнев Н.П., Пронин Б.А. Расчет цилиндрических зубчатых передач: учебн. пособие по дисц. «Детали машин и основы конструирования» для студ. машиностроительных спец. - М., МГТУ «МАМИ» 2006.
3. Пустынцев Е.Н., Петров М.С. Расчет червячных цилиндрических передач. Методические указания по курсовому проектированию к разделу для студентов всех специальностей. М., МГТУ «МАМИ» 2006.
4. Баловнев Н.П. Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов: методические указания. М., МГТУ «МАМИ», 2000.

#### 5.3. По курсовому проекту

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб.- 8-е изд., перераб. и доп. - М., 2008.

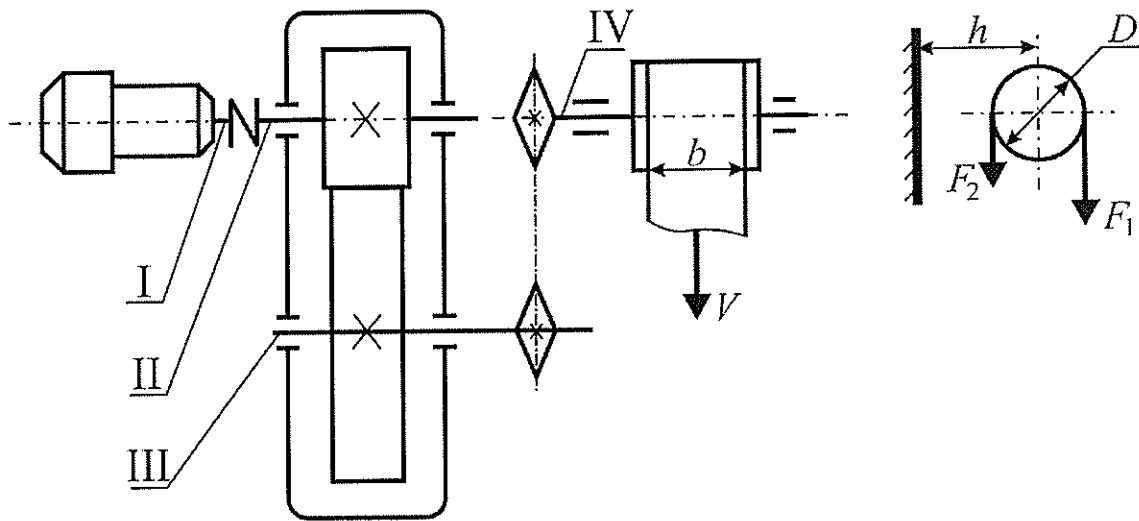
2. Белоглазов В.Г., Баловнев Н.П., Лукьянов А.С. Силовой и кинематический расчет привода, расчеты цилиндрических зубчатых и червячных передач, проектирование валов, зубчатых колес, червяков и червячных колес, подшипниковых узлов и эскизное конструирование редуктора: Методические указания.- М., МГТУ «МАМИ» 2002.
3. Мартынов В.К., Лукьянов А.С., Подрубалов В.К. Передачи с поликлиновым ремнем. Методические указания по курсовому проектированию к разделу «Детали машин и основы конструирования». Москва: МГТУ «МАМИ» 2006.
4. Петров М.С. Конструирование и расчет соединений вал-ступица, работающих зацеплением. Методические указания по курсовому проектированию к разделу для студентов всех специальностей. М., МГТУ «МАМИ» 2006.
5. Петров М.С. Соединения вал-ступица, работающие трением. Методические указания по курсовому проектированию к разделу для студентов всех специальностей. М., МГТУ «МАМИ» 2006.
6. Петров М.С., Рябов В.А., Чихачева О.А. Пружины в узлах приводов: методические указания к курсовому проектированию.- М., МГТУ «МАМИ» 2002.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 1, 2, 3. М.: Машиностроение, 1982 г.
8. Детали машин. Атлас конструкций под редакцией Д.Н Решетова. М.: Машиностроение, 1979 г.
9. Пустынцев Е.Н. Подбор стандартных подшипников качения. МАМИ, 1987 г.

## 6. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИХ РАБОТ

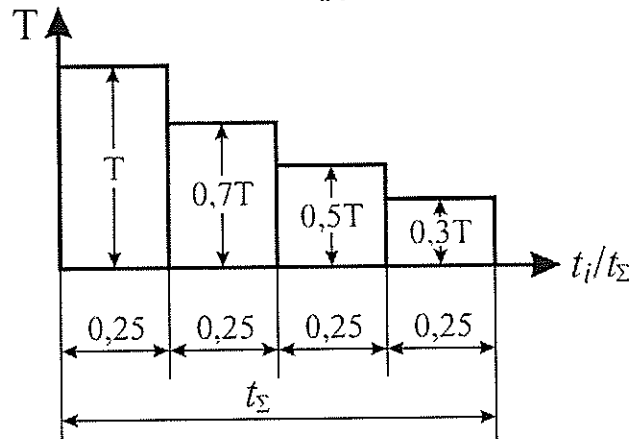
### 6.1. Пример №1. Силовой и кинематический расчет привода [1]

#### 1. Исходные данные

Схема привода



Блок нагружения



Натяжение ветвей ленты конвейера:

ведущей -  $F_1 = 5,1$  кН;

ведомой -  $F_2 = 1,8$  кН.

Скорость ленты -  $V = 1,45$  м/с.

Диаметр барабана -  $D = 0,3$  м.

Ширина ленты -  $b = 0,6$  м.

Ресурс работы редуктора  $L_h = 14$  тыс. часов.

**Примечание.** Если конвейер цепной, то вместо диаметра барабана  $D$  заданы число зубьев приводной звездочки конвейера  $z$  и шаг цепи  $t$ . В этом случае находят делительный диаметр приводной звездочки конвейера по формуле  $d_o = t / (\sin(180^\circ / z))$ , который используют далее так же, как диаметр барабана  $D$ .

#### 2. Подбор электродвигателя

2.1. Мощность на приводном валу (валу IV) конвейера

$$P_{пр.в.} = \frac{F_1 V}{\eta_n} = \frac{(F_1 - F_2) V}{\eta_n} = \frac{(5,1 - 1,8) \cdot 1,45}{0,99} = 4,83 \text{ кВт},$$

где  $\eta_n = 0,99$  - коэффициент полезного действия опор (на подшипниках качения) приводного вала конвейера (стр. 6).

## 2.2. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{з.д.}^T = \frac{P_{пр.в.}}{\eta_{общ}} = \frac{4,83}{0,884} = 5,46 \text{ кВт},$$

где  $\eta_{общ.} = \eta_m \eta_{з.н.} \eta_{ц.н.} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,93 = 0,884$  - коэффициент полезного действия всего привода;  $\eta_m = 0,98$ ,  $\eta_{з.н.} = 0,97$ ,  $\eta_{ц.н.} = 0,93$  - коэффициенты полезного действия муфты, зубчатой и цепной передач соответственно (стр. 6, табл. 1).

## 2.3. Частота вращения приводного вала конвейера

$$n_{пр.в.} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,45}{\pi \cdot 0,3} = 92,3 \text{ мин}^{-1}, \text{ (стр.6).}$$

## 2.4. Требуемая частота вращения электродвигателя

$$n_{з.д.}^* = n_{пр.в.} \cdot u_{общ.}^* = 92,3 \cdot 10 = 923 \text{ мин}^{-1},$$

где  $u_{общ.}^* = u_{з.н.}^* \cdot u_{ц.н.}^* = 5 \cdot 2 = 10$  - ориентировочное общее передаточное число привода;  $u_{з.н.}^* = (2...6,3) = 5$  - ориентировочное передаточное число зубчатой передачи (стр.11);  $u_{ц.н.}^* = 2$  - ориентировочное передаточное число цепной передачи (стр. 10, табл.4).

**Примечание.** Во избежание получения больших размеров ведомой звездочки цепной передачи целесообразно принимать  $u_{ц.н.}^*$  в пределах 1,5...3. Ориентировочно его величину можно найти по формуле  $u_{ц.н.}^* \approx 8D / \sqrt{F_t}$ . Если задание содержит конический редуктор, то передаточное число конической передачи следует брать в пределах  $u_{з.н.}^* = 3...5$ . Если редуктор червячный,  $u_{ц.н.}^* = 15...30$ .

## 2.5. Выбор электродвигателя по каталогу

Выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А, марки 132S6/965 с параметрами:  $P_{з.д.} = 5,5$  кВт;  $n_{з.д.} = 965 \text{ мин}^{-1}$ ;  $T_{max}/T_{ном} = 2,5$ . Диаметр вала этого электродвигателя  $d_{з.д.} = d_1 = 38$  мм (стр. 7, табл. 2 и стр.9, табл. 3).

**Примечание.** При выборе двигателя следует учитывать, что установленная, т.е. номинальная мощность электродвигателя  $P_{з.д.}$ , должна быть больше или равна требуемой  $P_{з.д.}^T$  (допускаемая перегрузка асинхронных электродвигателей до 8%), а действительная (синхронная) частота вращения электродвигателя как можно более близкой к ориентировочной требуемой  $n_{з.д.}^*$ . Это позволит не выйти из рекомендуемого диапазона передаточных чисел, входящих в привод.

Следует иметь в виду, что электродвигатели с синхронными частотами вращения (частотами вращения магнитного поля) 1000 и 1500 мин<sup>-1</sup> предпочтительнее, чем с частотами 750 и 3000 мин<sup>-1</sup>.

### 3. Разбивка общего передаточного числа привода по передачам

#### 3.1. Фактическое общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ.}} = \frac{n_{\text{з.д.}}}{n_{\text{пр.в.}}} = \frac{965}{92,3} = 10,46.$$

#### 3.2. Передаточное число редуктора

Принимаем стандартное значение передаточного числа редуктора  $u_{\text{ред.}} = u_{\text{з.н.}} = 5$ . Тогда передаточное число цепной передачи будет

$$u_{\text{ц.н.}} = \frac{u_{\text{общ.}}}{u_{\text{з.н.}}} = \frac{10,46}{5} = 2,09.$$

**Примечание.** Если предполагается серийное или крупносерийное производство редукторов или в перспективе возможна модернизация конвейера с использованием серийных редукторов, то полученные значения передаточных чисел зубчатых передач следует округлить до стандартных и уточнить передаточное число цепной передачи.

### 4. Подготовка исходных данных для расчета элементов привода (стр.22)

#### 4.1. Частоты вращения валов привода

$$\begin{aligned} n_I &= n_{\text{з.д.}} = 965 \text{ мин}^{-1}; \\ n_{II} &= n_I = 965 \text{ мин}^{-1} \text{ (соединены через муфту);} \\ n_{III} &= \frac{n_{II}}{u_{\text{з.н.}}} = \frac{965}{5} = 193 \text{ мин}^{-1}; \\ n_{IV} &= \frac{n_{III}}{u_{\text{з.н.}}} = \frac{193}{2,09} = 92,3 \text{ мин}^{-1} = n_{\text{пр.в.}} - \text{проверка.} \end{aligned}$$

#### 4.2. Мощность на валах привода (расчет по потребляемой мощности)

$$\begin{aligned} P_{IV} &= P_{\text{пр.в.}} = 4,83 \text{ кВт}; \quad P_{III} = \frac{P_{IV}}{\eta_{\text{ц.н.}}} = \frac{4,83}{0,93} = 5,19 \text{ кВт}; \\ P_{II} &= \frac{P_{III}}{\eta_{\text{з.н.}}} = \frac{5,19}{0,97} = 5,35 \text{ кВт}; \quad P_I = \frac{P_{II}}{\eta_M} = \frac{5,35}{0,98} = 5,46 \text{ кВт} = P_{\text{з.д.}} - \text{проверка.} \end{aligned}$$

**Примечание.** Расчет редуктора и входящих в привод передач производят по потребляемой (требуемой) или установленной мощности. Первый случай предпочтительней, поскольку позволяет получить меньшие габариты привода. Он применяется при известных технологических нагрузках (нагрузках на конвейер), если в приводе имеется предохранительное устройство, исключающее перегрузку, и если в

будущем не предполагается модернизация конвейера с увеличением его производительности. В противном случае расчет ведут по установленной мощности.

#### 4.3. Моменты на валах

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \cdot \frac{5,46}{965} = 54,03 \text{ Н.м};$$

$$T_{II} = T_I \eta_m = 54,03 \cdot 0,98 = 52,95 \text{ Н.м};$$

$$T_{III} = T_{II} \eta_{з.н.} u_{з.н.} = 52,95 \cdot 0,97 \cdot 5,0 = 256,8 \text{ Н.м};$$

$$T_{IV} = T_{III} \eta_{ц.н.} u_{ц.н.} = 256,8 \cdot 0,93 \cdot 2,09 = 501,1 \text{ Н.м}.$$

#### 4.4. Минимальные диаметры валов

$$d_I = d_{до} = 38 \text{ мм};$$

$$d_{II} = (0,8...1,0) d_{до} = (0,8...1,0) \cdot 38 = 30,4...38 \text{ мм, принимаем } d_{II} = 38 \text{ мм};$$

$$d_{III} = 5 \sqrt[3]{T_{III}} = 5 \sqrt[3]{256,8} = 31,8 \text{ мм};$$

$$d_{IV} = 4,5 \sqrt[3]{T_{IV}} = 4,5 \sqrt[3]{501,1} = 35,7 \text{ мм}.$$

#### 4.5. Результаты силового и кинематического расчета привода

Таблица 1

Валы	Разм.	I	II	III	IV
Передачи		Муфта		Зубчатая	
КПД		0,98		0,97	
$u$		1		2,09	
$n$	мин <sup>-1</sup>	965	965	193	92,3
$P$	кВт	5,46	5,35	5,19	4,83
$T$	Н.м	54,03	52,95	256,8	501,1
$d_{min}$	мм	38	38	31,8	35,7

## 6.2. Пример № 2. Расчет цилиндрической косозубой зубчатой передачи [2]

### 1. Исходные данные

Исходные данные для расчета берут в табл. 7.1:

$T_1 = (T_{II}) = 59,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$  - вращающий момент на валу шестерни;

$T_2 = (T_{III}) = 256,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$  - вращающий момент на валу колеса;

$n_1 = (n_{II}) = 965 \text{ мин}^{-1}$  частота вращения вала шестерни;

$n_2 = (n_{III}) = 193 \text{ мин}^{-1}$  - частота вращения вала колеса;

$u = (u_{з.н.}) = 5$  - передаточное число зубчатой передачи.

**Примечание.** В скобках даны обозначения, соответствующие подразделу 7.1.

### 2. Проектировочный расчет

#### 2.1. Материал зубчатых колес и их термообработка

В соответствии с рекомендациями п. 2.1. по табл. ([2], с.5) выбираем материал зубчатых колес и вид термообработки:

шестерня - **сталь 40X** со сквозной закалкой при нагреве ТВЧ до твердости **48...55 HRC<sub>Э</sub>**; колесо - **сталь 45**, улучшенная до твердости **235...265 HB** с пределом текучести  $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$  (рис. 8).

**Примечание.** В дальнейшем при изложении материалов настоящего подраздела ссылки на источник [2] не приводятся.

Расчет будем вести по средней твердости: шестерни - **50 HRC<sub>Э</sub>**, колеса - **250 HB<sub>2</sub>**.

## 2.2. Степень точности по контакту (по п. 2.1.)

Ожидаемая окружная скорость

$$V \approx \frac{n_1 \cdot \sqrt[3]{T_1}}{2000} = \frac{965 \cdot \sqrt[3]{52,95}}{2000} = 1,81 \text{ м/с}.$$

Принимаем восьмую степень точности зубчатых колес редуктора (по табл.2).

## 2.3. Коэффициент ширины

Принимаем коэффициент ширины  $\psi_d = 0,9$  в соответствии с п. 2.3. (табл.3), т.к. твердость колеса - **HB<sub>2</sub> < 350**, степень точности - восьмая.

## 2.4. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

При  $\psi_d = 0,9$ , **HB<sub>2</sub> < 350 HB** и схеме передачи № 6, согласно рис.1

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,05.$$

## Примечание

1. Приняты следующие основные и дополнительные индексы для буквенных обозначений расчётных параметров: *F* - относящиеся к изгибной прочности; *H* - относящиеся к контактной прочности; 1 - относящиеся к шестерне; 2 - относящиеся к колесу.

2. Согласно ГОСТ 16530-70 под «шестерней» понимают - меньшее, под «колесом» - большее из двух колёс пары. В общем случае термин «колёса» относится к обоим элементам пары.

## 2.5. Допускаемые контактные напряжения при расчете на сопротивление усталости

### 2.5.1. Предел контактной выносливости

При расчете по средней твердости согласно табл.1 находим

$$\sigma_{H\lim 1} = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim 2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}.$$

### 2.5.2. Коэффициенты запаса (п. 2.5.2.):

$$\text{шестерни} - S_{H1} = 1,1,$$

$$\text{колеса} - S_{H2} = 1,1.$$

### 2.5.3. Коэффициенты долговечности

#### 2.5.3.1. Базовые числа циклов, формула (5)

$$N_{HG1} = 340 \cdot HRC^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 340 \cdot 50^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 8,44 \cdot 10^7;$$

$$N_{HG2} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,71 \cdot 10^7.$$

2.5.3.2. Суммарные числа циклов, формула (6б)

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_{защ} \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 945 \cdot 14000 = 8,11 \cdot 10^8;$$

$$N_{\Sigma 2} = N_{\Sigma 1} / u = 8,11 \cdot 10^8 / 5 = 1,62 \cdot 10^8.$$

2.5.3.3. Коэффициент режима работы, формула (7а)

$$\mu_3 = \sum \frac{t_i}{t_{\Sigma}} \cdot \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 = 0,25 + 0,25 \cdot 0,7^3 + 0,25 \cdot 0,5^3 + 0,25 \cdot 0,3^3 = 0,374.$$

2.5.3.4. Эквивалентные числа циклов, формула (8)

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_3 = 8,11 \cdot 10^8 \cdot 0,374 = 3,03 \cdot 10^8;$$

$$N_{HE2} = N_{HE1} / u = (3,03 \cdot 10^8) / 5 = 6,06 \cdot 10^7.$$

2.5.3.5. Коэффициенты долговечности

Поскольку  $N_{HE1} > N_{HG1}$ , а  $N_{HE2} > N_{HG2}$ , то по формуле (4а)

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{8,44 \cdot 10^7}{3,03 \cdot 10^8}} = 0,938 > 0,75, \text{ а}$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{1,71 \cdot 10^7}{6,06 \cdot 10^7}} = 0,939 > 0,75.$$

2.5.4. Допускаемые напряжения шестерни и колеса, формула (2)

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim 1} \cdot Z_{N1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = \frac{1050 \cdot 0,938}{1,1} \cdot 0,9 = 806 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} \cdot Z_{N2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = \frac{570 \cdot 0,939}{1,1} \cdot 0,9 = 438 \text{ МПа},$$

где принято  $Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = 0,9$ .

2.5.5. Расчетное допускаемое напряжение, формула (3)

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (806 + 438) = 560 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_H = 1,25 \cdot [\sigma]_{H \min} = 1,25 \cdot 438 = 548 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем меньшее, т.е.  $[\sigma]_H = 548 \text{ МПа}$ .

## 2.6. Определение основных размеров зубчатой пары

2.6.1. Начальный диаметр шестерни, формула (9)

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot [\sigma]_H^2} \cdot \frac{u+1}{u^2}} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{256,8 \cdot 1,0}{0,9 \cdot 548^2} \cdot \frac{5+1}{5^2}} = 41,24 \text{ мм},$$

$K_d = 675$  — для косозубых колес.

2.6.2. Расчетная ширина колеса, формула (10)

$$b_w^{расч.} = \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 0,9 \cdot 41,24 = 37,12 \text{ мм}.$$

2.6.3. Расчетное межосевое расстояние, формула (11)

$$a_w^{расч.} = \frac{d_{w1} \cdot (u+1)}{2} = \frac{41,24 \cdot (5+1)}{2} = 123,72 \text{ мм}.$$



Принимаем стандартное межосевое расстояние  $a_w = 125 \text{ мм}$ . Поскольку расчетное межосевое расстояние отличается от стандартного, уточняем ширину колеса по формуле (12)

$$b_w^{\text{тр.б.}} = b_w^{\text{расч.}} \cdot \left( \frac{a_w^{\text{расч.}}}{a_w} \right)^2 = 37,12 \cdot \left( \frac{123,72}{125} \right)^2 = 36,36 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину колеса  $b_{w2} = 36 \text{ мм}$ ,

ширину шестерни  $b_{w1} = b_{w2} + 5 = 36 + 5 = 41 \text{ мм}$ .

#### 2.6.4. Определение геометрии зацепления

Модуль (п. 2.6.3.1.)

$$m \approx (0,01...0,02) \cdot a_w = (0,01...0,02) \cdot 125 = 1,25...2,5 \text{ мм}.$$

Согласно табл.5 в указанном диапазоне находятся модули: 1,5; 1,75; 2,0; 2,25 и 2,5. Выбираем модули, соответствующие первому предпочтительному ряду: 1,5; 2,0 и 2,5.

Расчет ведем для трех вариантов (формулы (18)...(22)).

Ориентировочно принимаем  $\beta = 12^\circ$ . Результаты сведем в таблицу.

Сводная таблица расчетных параметров.

Табл. 7.2.

Параметры, формулы, размерность	Значения параметров		
Модуль зуба $m$ , мм	1,5	2,0	2,5
Число зубьев шестерни с округлением до целого числа $z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m \cdot (u + 1)}$ , формула (13)	27	20	16
Число зубьев колеса с округлением до целого числа $z_2 = z_1 \cdot u$ , формула (14)	135	100	80
Фактическое передаточное число $u = \frac{z_2}{z_1}$ , формула (19)	5	5	5
Угол наклона зуба (с точностью до секунд или 4-го знака после запятой) $\beta = \arccos \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}$ , формула (20)	13,5905°	16,2602°	16,2602°
Осевой шаг $p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$ , мм, формула (21)	20,05	22,44	28,05
Коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = b_{w2} / p_x$ , формула (22)	1,80	1,60	1,28

**Примечание.** Если число зубьев  $z_1 < 17$  (как в нашем случае при  $m = 2,5$ ), то следует выполнить проверку на возможность подрезания зуба по формуле (15)

$$z_{\min} = 2 \cdot (\cos^2 \beta / \operatorname{tg}^2 \alpha_w + 1) \cdot \cos \beta = 2 \cdot (\cos^2 16,2606^\circ / \operatorname{tg}^2 20^\circ + 1) = 15,28.$$

Так как  $z_{\min} < 16$ , подрезания зуба не будет.

Передаточные числа во всех вариантах одинаковы и равны заданному, а  $\varepsilon_\beta > 1$ , т.е. варианты примерно равнозначны. Выбираем  $m = 1,5$  мм, так как в этом случае  $\beta$  меньше, чем при  $m = 2$  и  $m = 2,5$ , следовательно, осевая сила в зацеплении также будет меньше, а коэффициент осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$  наибольший. Это значит, что передача будет работать плавней.

#### 2.6.5. Диаметры зубчатых колес

##### 2.6.5.1. Делительные диаметры, формула (23)

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 27}{\cos 13,5905^\circ} = 41,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 135}{\cos 13,5905^\circ} = 208,5 \text{ мм}.$$

##### 2.6.5.2. Диаметры вершин зубьев, формула (24)

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 41,5 + 2 \cdot 1,5 = 44,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 208,5 + 2 \cdot 1,5 = 211,5 \text{ мм}.$$

##### 2.6.5.3. Диаметры впадин, формула (25)

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot 1,25 = 41,5 - 2 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 37,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot 1,25 = 208,5 - 2 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 204,75 \text{ мм}.$$

2.6.5.4. Начальные диаметры совпадают с делительными, так как колеса выполнены без смещения

$$d_{w1} = d_1 = 41,5 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2 = 208,5 \text{ мм}.$$

$$d_1 + d_2 = 41,5 + 208,5 = 250 = 2 \cdot a_w - \text{проверка}.$$

2.6.5.5. Уточнение коэффициента относительной ширины зубчатого венца, формула (27)

$$\psi_{bd} = \frac{b_{w2}}{d_{w1}} = \frac{36}{41,5} = 0,87.$$

Т.к.  $0,75 < \psi_{bd} < 1$  (табл.3), то оставляем окончательно восьмую степень точности.

##### 2.6.6. Коэффициент торцового перекрытия, формула (28а)

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{27} \pm \frac{1}{135} \right) \right] = 1,69.$$

##### 2.6.7. Суммарный коэффициент перекрытия, формула (29)

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,69 + 1,55 = 3,24.$$

## 2.7. Размеры для контроля взаимного положения разноименных профилей

2.7.1. Постоянная хорда, выраженная в долях модуля, формула (30)

$$\bar{s}_c^* = \frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha + x \cdot \sin \alpha = \frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 20^\circ = 1,3863$$

2.7.2. Постоянная хорда, формула (31)

$$\bar{s}_c = \bar{s}_c^* \cdot m = 1,3863 \cdot 1,5 = 2,0795 \text{ мм.}$$

2.7.3. Высота до постоянной хорды, формула (32)

$$\bar{h}_c = 0,5 \cdot [(d_{a1} - d_1) - m \cdot \bar{s}_c^* \cdot \operatorname{tg} \alpha] = 0,5 \cdot [(44,5 - 41,5) - 1,5 \cdot 1,3863 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ] = 1,12 \text{ мм.}$$

## 2.8. Скорость и силы в зацеплении

2.8.1. Окружная скорость, формула (33)

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 41,5 \cdot 965}{60000} = 2,09 \text{ м/с.}$$

2.8.2. Окружная сила, формула (34)

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 256,8}{208,5} = 2463 \text{ Н.}$$

2.8.3. Радиальная сила, формула (35)

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 2463 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,5905^\circ} = 922 \text{ Н.}$$

2.8.4. Осевая сила, формула (36)

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2463 \cdot \operatorname{tg} 13,5905^\circ = 596 \text{ Н.}$$

## 2.9. Проверка заготовок колес на прокаливаемость (п. 2.9.)

Для колеса по рис.8

$$S_2 = (5...6) \cdot m = 6 \cdot 1,5 = 9 \text{ мм; } S_2 = (0,4...0,5) \cdot b = 0,5 \cdot 31 = 15,5.$$

Выбираем большее значение:  $S_2 = 15,5$ .

Кривая прокаливаемости для **стали 45** (рис. 7) подтверждает возможность получения у выбранного материала колеса необходимой твердости.

## 3. Проверочный расчет по контактным напряжениям

### 3.1. Проверочный расчет на сопротивление усталости для стальных колес

3.1.1. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, по рис.9

$$Z_H = 2,44$$

3.1.2. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий для косозубых колес при  $\varepsilon_\beta \geq 1$ , формула (40а)

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,69}} = 0,769.$$

3.1.3. Коэффициент нагрузки

3.1.3.1. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку

Согласно табл.6 принимаем  $K_A = 1$ .

3.1.3.2. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

$K_{H\beta} = 1,04$  при  $V \approx 2$  м/с, твердости одного из колес меньше 350НВ и 8-й степени точности (табл. 7).

3.1.3.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при  $\psi_{bd} = 0,83$  (рис. 1).

$$K_{H\beta} = 1,04$$

3.1.3.4. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев, формула (42)

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) \cdot K_{H\psi} = 1 + (2,04 - 1) \cdot 0,28 = 1,29,$$

где  $K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,5 \cdot (n_{CT} - 5) \cdot (1/Z_\varepsilon^2 - 1) = 1 + 0,5 \cdot (8 - 5) \cdot (1/0,769^2 - 1) = 2,04,$

формула (43а), где  $Z_\varepsilon^2 = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,69}} = 0,769$  при  $\varepsilon_\alpha \geq 1$ ;

$K_{H\psi} = 0,28$  - коэффициент, учитывающий приработку зубьев (по рис. 10).

3.1.3.5. Коэффициент нагрузки, формула (41)

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\psi} \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,04 \cdot 1,29 = 1,4$$

3.1.4. Уточнение допускаемого контактного напряжения

3.1.4.1. Коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости поверхностей зубьев. При  $R_a = 1,25$   $Z_R = 1$  (п. 2.5.4.).

3.1.4.2. Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости. При  $V < 5$  м/с -  $Z_V = 1$  (п. 2.5.5.).

3.1.4.3. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса. При  $d_w \leq 700$  мм -  $Z_X = 1$  (п. 2.5.6.).

3.1.4.4. Допускаемые напряжения шестерни и колеса, формула (2)

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_{N1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = \frac{1050 \cdot 0,938}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 895 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_{N2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = \frac{570 \cdot 0,939}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 487 \text{ МПа}.$$

Расчетное допускаемое напряжение, формула (3)

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (895 + 487) = 622 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_H = 1,25 \cdot [\sigma]_{Hmin} = 1,25 \cdot 487 = 609 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем меньшее, т.е.  $[\sigma]_H = 609 \text{ МПа}$ .

### 3.2. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки, формула (44)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 609 \cdot \sqrt{2,5} = 963 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 1510 \text{ МПа},$$

где  $[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1510 \text{ МПа}$  - допускаемые контактные напряжения по табл. 1;  $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$  - предел текучести материала колеса по рис. 11;  $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$  - из табл.2 [1] для выбранного электродвигателя.

Условие прочности выполняется.

## 4. Проверочный расчет по напряжениям изгиба

### 4.1. Расчет на сопротивление усталости

#### 4.1.1. Коэффициент нагрузки

4.1.1.1. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку

Принимаем  $K_A = 1$ , табл.6

4.1.1.2. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении  $K_{FV} = 1,08$  при  $V \approx 2 \text{ м/с}$ , твердости одного из колес меньше **350НВ** и 8-й степени точности, табл. 8.

4.1.1.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{F\beta} = 1,07$  при  $\psi_{bd} = 0,83$ , твердости одного из колес меньше **350НВ** и 6-й схеме расположения колес, рис. 12.

4.1.1.4. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев, формула (47)

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 2,04.$$

#### 4.1.1.5. Коэффициент нагрузки, формула (46)

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,07 \cdot 2,04 = 2,36.$$

4.1.2. Коэффициенты, учитывающие форму зуба и концентрацию напряжений, для колес с наружным зацеплением при  $x_1 = x_2 = 0$ ,

$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 13,5905^\circ} = 29$  и  $z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{135}{\cos^3 13,5905^\circ} = 147$ , формула (17), -  $Y_{FS1} = 3,82$  и  $Y_{FS2} = 3,59$ , рис. 13.

4.1.3. Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зуба, формула (48)

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1,55 \cdot \frac{13,5905^\circ}{120^\circ} = 0,824 > 0,7.$$

4.1.4. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, формула (49а), так как  $\varepsilon_\beta > 1$

$$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha = 1 / 1,69 = 0,592.$$

4.1.5. Допускаемые напряжения при расчете на сопротивление усталости при изгибе для шестерни и колеса

4.1.5.1. Предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов по табл. 1:  $\sigma_{F \lim 1}^0 = 480 \text{ МПа}$  для *стали 40Х* при сквозной закалке *ТВЧ*;  $\sigma_{F \lim 2}^0 = 1,75 \cdot HB_2 = 1,75 \cdot 250 = 438 \text{ МПа}$  для улучшенной *стали 45*.

4.1.5.2. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки, п.

4.1.5.3.

При штампованной заготовке  $Y_Z = 1$ .

4.1.5.3. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности, п. 4.1.5.4.

При шлифованной поверхности  $Y_{g1} = 1$ ,  $Y_{g2} = 1,1$ , табл.1.

4.1.5.4. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения, п. 4.1.5.5.

При отсутствии упрочнения  $Y_d = 1$ .

4.1.5.5. Коэффициент, учитывающий влияние характера приложения нагрузки, п. 4.1.5.6.

При односторонней нагрузке  $Y_A = 1$ .

4.1.5.6. Предел выносливости при изгибе, формула (51)

$$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim 1}^0 \cdot Y_Z \cdot Y_{g1} \cdot Y_d \cdot Y_A = 480 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 480 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim 2}^0 \cdot Y_Z \cdot Y_{g2} \cdot Y_d \cdot Y_A = 438 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 482 \text{ МПа}.$$

4.1.6. Коэффициент запаса при изгибе, табл. 1

$$S_{F1} = 1,7; S_{F2} = 1,7.$$

4.1.7. Коэффициенты долговечности

4.1.7.1. Коэффициенты режима работы, формула (54а).

Для нашего случая  $q_{F1} = q_{F2} = 6$ , так как колесо и шестерня шлифованные и имеют однородную структуру зубьев.

$$\mu_{F1} = \mu_{F2} = \mu_6 = \sum \frac{t_i}{t_\Sigma} \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6 = 0,25 + 0,25 \cdot 0,7^6 + 0,25 \cdot 0,5^6 + 0,25 \cdot 0,3^6 = 0,283.$$

4.1.7.2. Суммарные числа циклов нагружения за период службы, формула (6б)

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_{\text{защ}} \cdot n \cdot L_n = 60 \cdot 1 \cdot 945 \cdot 14000 = 8,11 \cdot 10^8;$$

$$N_{\Sigma 2} = N_{\Sigma 1} / u = 8,11 \cdot 10^8 / 5 = 1,62 \cdot 10^8.$$

4.1.7.3. Эквивалентные числа циклов при изгибе за срок службы, формула (53)

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_{F1} = 8,11 \cdot 10^8 \cdot 0,283 = 2,29 \cdot 10^8;$$

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_{F2} = 1,62 \cdot 10^8 \cdot 0,283 = 4,58 \cdot 10^7.$$

4.1.7.4. Коэффициенты долговечности, п. 4.1.7.

Поскольку  $N_{FE1} > N_{FG1} = 4 \cdot 10^6$  и  $N_{FE2} > N_{FG2} = 4 \cdot 10^6$ , то  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ .

4.1.8. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений, формула (55)

$$Y_{\delta} = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 1,5 = 1,05.$$

4.1.9. Коэффициент  $Y_R$ , учитывающий шероховатость переходной поверхности по п. 4.1.9.

При шлифовании и зубофрезеровании с шероховатостью не более  $R_a = 40 \text{ мкм}$   $Y_R = 1$ .

4.1.10. Коэффициенты, учитывающие размеры зубчатого колеса, формула (56)

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 41,5 = 1,045;$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 208,5 = 1,024.$$

4.1.11. Допускаемые напряжения при расчете на сопротивление усталости при изгибе для шестерни и колеса, формула (50)

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1} \cdot Y_{N1}}{S_{F1}} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_{X1} = \frac{480 \cdot 1}{1,7} \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,045 = 310 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim 2} \cdot Y_{N2}}{S_{F2}} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_{X2} = \frac{482 \cdot 1}{1,7} \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,024 = 305 \text{ МПа}.$$

4.1.12. Поскольку  $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} = \frac{310}{3,82} = 81,2 > \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{305}{3,59} = 84,9$ , то проверку ведем по шестерне, как более слабой. Для нее

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} = \frac{2463 \cdot 2,36}{36 \cdot 1,5} \cdot 3,82 \cdot 0,824 \cdot 0,592 = 200,6 \text{ МПа}$$

<

$< [\sigma]_{F1} = 310 \text{ МПа}$ , формула (45).

Условие прочности выполняется.

## 4.2. Расчет на прочность при максимальной нагрузке

4.2.1. Коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность по максимальной нагрузке по табл. 9.

Для приводов с асинхронным электродвигателем при пуске –  $K_{AS} = 2,5$

4.2.2. Допускаемые напряжения изгиба при максимальной нагрузке, формула (58)

$$[\sigma]_{F1 \max} = \frac{\sigma_{FS1}^0}{S_{FS1}} \cdot Y_{gSt1} \cdot Y_{dSt} \cdot Y_{X1} = \frac{2250}{1,75} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,045 = 1478 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{FS1}^0 = 2250 \text{ МПа}$  – базовое предельное напряжение по табл. 1;  $S_{FS1} = 1,75 / Y_{Z1} = 1,75 / 1 = 1,75$  – коэффициент запаса;  $Y_{Z1} = 1$  – коэффициент, учитывающий вид заготовки;  $Y_{gSt1} = 1,1$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев, для шлифованных колес сквозной закалки с нагревом ТВЧ;  $Y_{dSt1} = 1$  – коэффициент,

учитывающий влияние деформационного упрочнения, при шлифованной переходной поверхности зубьев.

4.2.3. Расчет на прочность при максимальной нагрузке, формула (57)

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{K_{AS}}{K_A} = 203,9 \cdot \frac{2,5}{1} = 509,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1max} = 1478 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

### 6.3. Пример №3. Расчет червячной передачи [3]

#### 1. Проектировочный расчет закрытой цилиндрической червячной передачи

1.1. Исходные данные:

$T_2 = 475$  Н·м - момент на валу червячного колеса;

$n_1 = 975$  мин<sup>-1</sup> - частота вращения вала червяка;

$n_2 = 54$  мин<sup>-1</sup> - частота вращения вала колеса;

$u = 18,1$  - передаточное число червячной передачи;

$L_h = 12$  тыс. часов – ресурс редуктора;

Расположение червяка – нижнее.

1.2. Выбор числа заходов червяка

При  $u = 18,1$  число заходов червяка  $Z_1 = 2$  (по п. 1.2. [3]).

**Примечание.** В дальнейшем при изложении материалов настоящего подраздела ссылки на источник [3] не приводятся.

1.3. Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 18,1 = 36,2, \text{ формула (1)}$$

Полученное  $Z_2$  округлим до ближайшего целого числа:

$$z_2 = 36.$$

Уточним передаточное число:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{2} = 18, \text{ формула (2).}$$

1.4. Частота вращения колеса

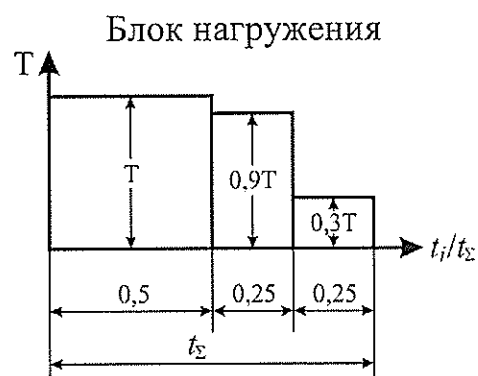
$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{975}{18} = 54,2 \text{ мин}^{-1}, \text{ формула (3).}$$

1.5. Ориентировочная скорость скольжения в зацеплении

$$V_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 975 \cdot \sqrt[3]{475} = 3,4 \text{ м/с, формула (4).}$$

1.6. Выбор профиля червяка

Принимаем архимедов червяк ZA (по п. 1.6.).





### 1.7. Предварительный выбор материалов колеса и червяка (по п. 1.7.)

Т.к.  $V_{\text{ск}} < 4$  м/с, принимаем в качестве материала венца червячного колеса безоловянную бронзу **БрА9ЖЗЛ** (отливка в кокиль) с характеристиками:

$$E_2 = (0,88...1,14) \cdot 10^5 \text{ МПа}; \nu_2 = 0,35; \sigma_{T2} = 196...343 \text{ МПа}; \sigma_{B2} = 490...588 \text{ МПа},$$

табл.1.

В качестве материала червяка принимаем **сталь 20Х** с цементацией, объемной закалкой и отпуском и характеристиками:

$$H = 56...60 \text{ HRC}; \sigma_B = 650 \text{ МПа}; \sigma_T = 400 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 300 \text{ МПа}, \text{ табл.2};$$

витки шлифованные и полированные.

### 1.8. Выбор степени точности передачи

Т.к.  $V_{\text{ск}} = 3,4$  м/с, принимаем 8-ю степень точности, табл.3.

### 1.9. Предварительное определение КПД передачи и мощности на червяке

$$\eta = \frac{0,98}{1 + 0,25 f' \cdot u}, \text{ формула (5)},$$

где  $f' = \text{tg} \varphi'$  - приведенный коэффициент трения в зацеплении;  
 $\varphi'$  - приведенный угол трения.

Для безоловянной бронзы

$$\varphi' \approx (3,0...3,5) - 0,92 \ln V_{\text{ск}} = 3,5 - 0,92 \ln 3,4 = 2,4^\circ, \text{ формула (6)},$$

тогда

$$f' = \text{tg} 2,4^\circ = 0,042.$$

Подставляя полученные значения в формулу (5), находим

$$\eta = \frac{0,98}{1 + 0,25 \cdot 0,042 \cdot 18} = 0,824.$$

Мощность на червяке:

$$P_1 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} = \frac{475 \cdot 54,2}{9550 \cdot 0,824} = 3,27 \text{ кВт}, \text{ формула (7)}.$$

### 1.10. Выбор коэффициента диаметра червяка (по п. 1.10.)

$$q \approx 0,25 z_2 = 0,25 \cdot 36 = 9$$

Принимаем предпочтительное стандартное значение по ГОСТ 19672-74 (табл.4):

$$q = 8 > q_{\min} = 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 36 = 7,6.$$

### 1.11. Определение коэффициента нагрузки

$$K = K_\beta \cdot K_\nu, \text{ формула (8)},$$

где  $K_\beta$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта вследствие деформации червяка;  $K_\nu$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1 - \nu_{cp}) = 1 + \left(\frac{36}{54}\right)^3 \cdot (1 - 0,8) = 1,06, \text{ формула (9),}$$

где  $\theta$  - коэффициент деформации червяка,

$$\theta = 9(q - 4) \cdot \left(1 + \frac{1}{z_1}\right) = 9(8 - 4) \cdot \left(1 + \frac{1}{2}\right) = 54, \text{ формула (10);}$$

$\nu_{cp}$  - средняя относительная нагрузка,

$$\nu_{cp} = \sum \frac{T_i}{T_{max}} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} = 1 \cdot 0,5 + 0,9 \cdot 0,25 + 0,3 \cdot 0,25 = 0,8, \text{ формула (12).}$$

$$K_V = 0,3 + 0,1 \cdot n_T + 0,02 \cdot V_{ck} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 3,4 = 1,17, \text{ формула (13).}$$

Подставляя полученные значения в формулу (8), находим

$$K = 1,06 \cdot 1,17 = 1,24.$$

### 1.12. Допускаемые контактные напряжения

Т.к. материал венца колеса – безоловянная бронза, по п. 1.12.2.

допускаемое контактное напряжение определяется из условия отсутствия заедания

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C'_V, \text{ формула (20),}$$

где  $[\sigma]_{H0} = 300$  МПа – исходное допускаемое напряжение материала червячного колеса при шлифованных и полированных червяках с твердостью  $H > 45$  HRC;  $C'_V = 1 - 0,085 \cdot V_{ck} = 1 - 0,085 \cdot 3,4 = 0,711$  - коэффициент, учитывающий влияние скорости скольжения на заедание.

Получаем

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C'_V = 300 \cdot 0,711 = 213 \text{ МПа.}$$

### 1.13. Определение размеров передачи

#### 1.13.1. Межосевое расстояние

$$a_w = 625 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot T_2}{[\sigma]_H^2}} = 625 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,24 \cdot 475}{213^2}} = 146,9 \text{ мм, формула (22).}$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем  $a_w = 140$  мм.

#### 1.13.2. Расчетный модуль

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 140}{36 + 8} = 6,36 \text{ мм, формула (23).}$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем  $m = 6,3$  мм, табл.4.

1.13.3. Окончательный выбор коэффициента диаметра червяка и определение коэффициента смещения червяка.

Уточним коэффициент диаметра червяка по формуле (24):

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 140}{6,3} - 36 = 8,44.$$

Из стандартного ряда выбираем сочетание модуля и коэффициента диаметра червяка:  $m = 6,3$ ,  $q = 8$ , табл.4.

Коэффициент смещения червяка равен

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) = \frac{140}{6,3} - 0,5 \cdot (8 + 36) = +0,222, \text{ формула (25),}$$

–  $-1 \leq x \leq 1$  из условия неподрезания и незаострения зубьев колеса.

1.13.4. Расчет геометрических параметров червячной передачи.

Параметры червяка, табл. 6.

Делительный диаметр –  $d_f = m \cdot q = 6,3 \cdot 8 = 50,4 \text{ мм.}$

Начальный диаметр –  $d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 6,3 \cdot (8 + 2 \cdot 0,222) = 53,20 \text{ мм.}$

Диаметр вершин витков –  $d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 6,3 \cdot (8 + 2) = 63 \text{ мм.}$

Диаметр впадин витков –  $d_{f1} = m \cdot (q - 2,4) = 6,3 \cdot (8 - 2,4) = 34,28 \text{ мм.}$

Делительный угол подъема витка –  $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{8} = 14,04^\circ.$

Начальный угол подъема витка –

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} = \arctg \frac{2}{8 + 2 \cdot 0,222} = 13,32^\circ.$$

Угол профиля витка в нормальном сечении червяка на начальном цилиндре –

$$\alpha_{nw} = \arctg ( \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \gamma ) = \arctg ( \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 14,04^\circ ) = 19,45^\circ,$$

где  $\alpha_x = 20^\circ$  – угол профиля в осевом сечении витка червяка ЗА.

Длина нарезанной части червяка –  $b_1 \geq (c_1 + c_2 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,1 \cdot 36) \cdot 6,3 = 92 \text{ мм,}$  где  $c_1 = 11$ ,  $c_2 = 0,1$  коэффициенты по табл. 8.

С учетом выхода шлифовального круга принимаем  $b_1 = 92 + 3 \cdot m = 92 + 3 \cdot 6,3 = 115 \text{ мм.}$

Червячное колесо, табл.9.

Ширина зубчатого венца – при  $z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 63 = 47 \text{ мм.}$$

Условный угол обхвата –

$$2\delta = 2 \cdot \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = 2 \cdot \arcsin \frac{47}{63 - 0,5 \cdot 6,3} = 103^\circ.$$

Делительный диаметр –  $d_2 = m \cdot z_2 = 6,3 \cdot 36 = 226,80 \text{ мм.}$

Начальный диаметр –  $d_{w2} = d_2 = 226,80 \text{ мм.}$

Диаметр вершин зубьев –

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 226,8 + 2 \cdot 6,3 \cdot (1 + 2 \cdot 0,222) = 242,20 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев –

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 226,8 - 2 \cdot 6,3 \cdot (1,2 - 0,222) = 214,48 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр –  $d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 242,2 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 250 \text{ мм.}$

1.13.5. Определение скоростей

Окружная скорость на начальном цилиндре червяка

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 53,2 \cdot 975}{60000} = 2,72 \text{ м/с, формула (26).}$$

Окружная скорость на начальной окружности колеса

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60000} = \frac{\pi \cdot 226,8 \cdot 54,2}{60000} = 0,64 \text{ м/с, формула (27).}$$

Скорость скольжения

$$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \gamma_w} = \frac{2,72}{\cos 13,32^\circ} = 2,8 \text{ м/с, формула (28).}$$

1.13.6. Уточнение КПД передачи, вращающего момента и мощности на червяке.

КПД червячного зацепления при ведущем червяке

$$\eta_{зщ} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 13,32^\circ}{\operatorname{tg}(13,32^\circ + 2,55^\circ)} = 0,833, \text{ формула (29),}$$

где  $\varphi'$  определяется по формуле (6) для уточненной по формуле (28) скорости скольжения:

$$\varphi' \approx (3,0 \dots 3,5) - 0,92 \ln V_{ск} = 3,5 - 0,92 \ln 2,8 = 2,55^\circ.$$

Общий КПД червячного редуктора

$$\eta = \eta_{зщ} \cdot \eta_p = 0,833 \cdot 0,98 = 0,816, \text{ формула (30),}$$

где  $\eta_p = 0,98$  - КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и перемешивание масла.

Используя полученный по формуле (30) КПД, уточняем момент на червяке

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta} = \frac{475}{0,816} = 582,1 \text{ Нм, формула (31).}$$

Мощность на червяке

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{9550} = \frac{582,1 \cdot 975}{9550} = 59,3 \text{ кВт, формула (32).}$$

1.13.7. Определение сил в зацеплении

Окружная сила на колесе (осевая – на червяке)

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 475}{226,8} = 4190 \text{ Н, формула (33).}$$

Окружная сила на червяке (осевая- на колесе)

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot 582,1}{53,2} = 21860 \text{ Н, формула (34).}$$

Радиальная сила на червяке и колесе

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4190 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1525 \text{ Н, формула (35),}$$

где  $\alpha$  - угол профиля, равный  $20^\circ$ .

## 2. Проверочный расчет передачи на усталость при контактных напряжениях

2.1. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженной червячной пары, формула (36)

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(1 - \nu_1^2) \cdot E_2 + (1 - \nu_2^2) \cdot E_1}},$$

где  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов червяка и венца колеса, МПа;  $\nu_1$  и  $\nu_2$  – коэффициенты Пуассона.

Для стали  $E_1 = 2,06 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu_1 = 0,3$ ; для материала венца колеса **БрА9ЖЗЛ**  $E_2 = (0,88...1,14) \cdot 10^5$  МПа;  $\nu_2 = 0,35$ , табл.1.

2.2. Коэффициент, учитывающий форму поверхностей сопряженной червячной пары.

Для червяка ЗА:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \gamma_w}{\sin 2 \cdot \alpha_{nw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 13,32^\circ}{\sin 2 \cdot 19,45^\circ}} = 1,74, \text{ формула (38).}$$

2.3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha \cdot K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1,84 \cdot 0,75}} = 0,85, \text{ формула (39),}$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия;  $K_\varepsilon$  – коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий.

Для червячных передач

$$\varepsilon_\alpha = 1,95 - \frac{3,9}{z_2} = 1,95 - \frac{3,9}{36} = 1,84; \quad K_\varepsilon = 0,75, \quad \text{формула (40).}$$

2.4. Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{360^\circ}{2 \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{360^\circ}{2 \cdot 103^\circ}} = 1,87, \text{ формула (41).}$$

2.5. Уточнение коэффициента нагрузки

Т.к.  $q$  и  $\theta$  не изменились, то коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта вследствие деформации червяка остался прежним:

$$K_\beta = 1,06.$$

Т.к. скорость скольжения изменилась, по формуле (13) найдем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку:

$$K_V = 0,3 + 0,1 \cdot n_T + 0,02 \cdot V_{\text{нз}} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 2,8 = 1,16.$$

Получим уточненный коэффициент нагрузки:

$$K = K_\beta \cdot K_V = 1,06 \cdot 1,16 = 1,23.$$

2.6. Уточнение допускаемого контактного напряжения

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C'_V = 300 \cdot 0,762 = 229 \text{ МПа, формула (20),}$$

где  $C'_V = 1 - 0,085 \cdot V_{\text{ск}} = 1 - 0,085 \cdot 2,8 = 0,762$  – уточненный коэффициент, учитывающий влияние скорости скольжения, формула (28).

2.7. Действительные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon Z_\delta \frac{25,2}{d_2} \sqrt{\frac{K \cdot T_2}{d_{w1}}} =$$

$$= 219,7 \cdot 1,74 \cdot 0,85 \cdot 1,87 \cdot \frac{25,2}{226,8} \cdot \sqrt{\frac{1,23 \cdot 475}{53,2}} = 224 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 229 \text{ МПа},$$

формула (42).

2.8. Проверка зубьев колеса на прочность по контактным напряжениям.

$$\sigma_{H\text{ник}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}} = 224 \cdot \sqrt{2,5} = 354 \text{ МПа} < [\sigma]_{H\text{см}} = 540 \text{ МПа},$$

где  $[\sigma]_{H\text{см}} = 2 \cdot \sigma_{T2} = 2 \cdot 270 = 540 \text{ МПа}$  – предельно допустимое контактное напряжение по табл. 9.

Условия прочности 2.7. и 2.8. выполняются. Материал колеса оставляем прежний.

### 3. Проверочный расчет зубьев колеса на усталость при изгибе

3.1 Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

$$Y_\varepsilon = \frac{\cos \gamma_w}{\varepsilon_\alpha \cdot K_\varepsilon} = \frac{\cos 13,32^\circ}{1,84 \cdot 0,75} = 0,705, \text{ формула (43),}$$

$\varepsilon_\alpha$  и  $K_\varepsilon$  – см. в п.2.3.

3.2 Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата,

$$Y_\delta = \frac{360^\circ}{2\delta} = \frac{360^\circ}{103^\circ} = 3,50, \text{ формула (44),}$$

где  $2\delta$  в градусах ( табл.9).

3.3. Коэффициент, учитывающий наклон зуба колеса,

$$Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{14,04^\circ}{140^\circ} = 0,90, \text{ формула (45),}$$

где  $\gamma$  в градусах (табл.6).

3.4 Коэффициент формы зуба

В зависимости от коэффициента смещения  $x = +0,222$  и

$$\text{приведенного числа зубьев } z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{36}{\cos^3 14,04^\circ} = 39:$$

$Y_F = 1,8$ , рис.3.

3.5. Коэффициент нагрузки

На основании расчетов в п.2.5  $K = 1,23$ .

3.6. Определение допускаемых напряжений изгиба.

3.6.1. Условный базовый предел изгибной выносливости зубьев колеса для бронз и латуней при нереверсивной нагрузке (по п. 3.6.1.)

$$\sigma_{F0} = 0,14 \cdot \sigma_{\sigma 2} + 0,44 \cdot \sigma_{T2} = 0,14 \cdot 540 + 0,44 \cdot 270 = 194 \text{ МПа}.$$

3.6.2. Коэффициент безопасности (по п. 3.6.2.)

Для бронз  $S_F = 1,75$ .

3.6.3 Коэффициент долговечности формула (46),

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

где  $N_{F0}$  – база испытаний;  $N_{FE}$  – эквивалентное число циклов нагружений зубьев колеса при изгибе.

$$N_{F0} = 10^6;$$

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_9 = 60 \cdot 54,2 \cdot 12000 \cdot 0,597 = 2,33 \cdot 10^7, \text{ формула (47),}$$

где  $\mu_9$  – коэффициент эквивалентного режима;

$$\mu_9 = \sum \frac{t_i}{t_\Sigma} \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 = 0,5 + 0,25 \cdot 0,9^9 + 0,25 \cdot 0,3^9 = 0,597, \text{ формула (49).}$$

Подставив значения  $N_{F0}$  и  $N_{FE}$  в формулу (46), получим

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{2,33 \cdot 10^7}} = 0,705; \quad 0,54 \leq K_{FL} \leq 1,1.$$

3.6.4. Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{s_F} \cdot K_{FL} = \frac{194}{1,75} \cdot 0,705 = 78,2 \text{ МПа, формула (50).}$$

3.7. Напряжения изгиба в зубьях

$$\sigma_F = Y_\varepsilon \cdot Y_\delta \cdot Y_\gamma \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K}{\pi \cdot d_{w1} \cdot m} = 0,705 \cdot 3,5 \cdot 0,9 \cdot 1,8 \cdot \frac{4190 \cdot 1,23}{\pi \cdot 53,2 \cdot 6,3} = 19,6 \text{ МПа}$$

$< [\sigma]_{F0} = 78,2 \text{ МПа, формула (51).}$

3.8. Проверка зубьев колеса на прочность при изгибе

$$\sigma_{F_{ник}} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T_{ном}} = 19,6 \cdot 2,5 = 49 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_{см}} = 216 \text{ МПа, формула (52),}$$

где  $[\sigma]_{F_{см}} = 0,8 \cdot \sigma_{T2} = 0,8 \cdot 270 = 216 \text{ МПа}$  – предельное допустимое напряжение изгиба по табл.10.

Условия пунктов 3.7. и 3.8. выполняются. Материал колеса оставляем прежний.

#### 4. Проверка тела червяка на сопротивление усталости и жесткость

Т.к.  $q = 8 > q_{min} = 0,212 \cdot z_2$ , то проверочные расчеты тела червяка на прочность и жесткость не проводятся.

**Примечание.** Если принято значение  $q \leq 0,212 z_2$ , вал червяка следует проверить на усталость и жесткость согласно п.4.

#### 5. Тепловой расчет

Температура масла при установившемся режиме (п. 5.1.) при нижнем расположении червяка, формула (57),

$$t_{уст} = t_0 + \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{kA(1 + \psi)} = 20^\circ + \frac{1000 \cdot 3,3 \cdot (1 - 0,816)}{15 \cdot 0,53 \cdot (1 + 0,3)} = 78,8^\circ < [t] = 80^\circ \dots 90^\circ$$

где  $t_0 = 20^\circ$  - температура окружающей среды;  $k = 8,5...17,5 \text{ Вт/(м}^2\text{градус)}$   
 - коэффициент теплопередачи, принимаем  $k = 15$ ;  
 $A \approx 20 \cdot a_w^2 = 20 \cdot 0,14^2 = 0,39 \text{ м}^2$  – свободная поверхность охлаждения корпуса  
 редуктора, формула (58), с учетом оребрения  $A = 0,39 \cdot 1,3 = 0,53 \text{ м}^2$ ;  
 $\psi = 0,2...0,3$  - коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную  
 плиту или раму машины, принимаем  $\psi = 0,3$ .

Температурный режим удовлетворительный.

### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Чихачева О.А., Рябов В.А. Общий расчет привода. Методические указания к курсовому проектированию для студентов всех машиностроительных специальностей. МАМИ, 1998 г.
2. Баловнев Н.П., Пронин Б.А. Расчет цилиндрических зубчатых передач: учебн. пособие по дисц. «Детали машин и основы конструирования» для студ. машиностроительных спец. - М., МГТУ «МАМИ» 2006.
3. Пустынцев Е.Н., Петров М.С. Расчет червячных цилиндрических передач. Методические указания по курсовому проектированию к разделу для студентов всех специальностей. М., МГТУ «МАМИ» 2006.



*Учебное издание*

**Баловнев Николай Петрович**  
**Иванина Елизавета Святославна**

## **ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ**

*Под редакцией авторов*

*Оригинал-макет подготовлен редакционно-издательским отделом  
Университета машиностроения*

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы на  
2013 г., доп.

Подписано в печать 18.03.13 Формат 60х90 1/16. Бумага 80 г/м<sup>2</sup>  
Гарнитура «Таймс». Ризография. Усл. Печ. Л. 2  
Тираж 60 экз. Заказ № 149-13

Университета машиностроения  
107023, г. Москва, Б. Семеновская ул., 38.