

Библиографический список

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. — 7-е изд., М. : Высш. шк., 2001. — 447 с.
2. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А.Е. Шейнблит. — 2-е изд., — Калининград : Янтарный сказ, 2002. — 454 с.
3. Иванов, М.Н. Детали машин: учеб. для студентов втузов / М.Н. Иванов / под ред. В.А. Финогенова. — М. : Высш.шк., 2000. — 383 с.
4. Чекмарев, А.А. Справочник по машиностроительному черчению / А.А. Чекмарев, В.К. Осипов. — 3-е изд., М. : Высш. Шк., 2002. — 493 с.
5. Анурьев, В.И. Справочник конструктора—машиностроителя / В.И. Анурьев. — 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. Жестковой И.Н. / в 3-х. т. / М. : Машиностроение, 2001. — 912 с.

**Государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования Московской области
«Университет «Дубна»
Филиал «Протвино»
Кафедра «Автоматизация технологических процессов и
производств»**

А.А. Евсиков, П.В. Маков, А.М. Сасов

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

ЭЛЕКТРОННОЕ МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Рекомендовано
кафедрой автоматизации технологических
процессов и производств
филиала «Протвино» государственного
университета «Дубна»
в качестве методического пособия для студентов,
обучающихся по направлению
«Автоматизация технологических процессов и производств»

Протвино
2016

ББК 32965я7
Е25

Рецензент:

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
«Транспортные средства и бортовые информационно-управляющие системы»
ФГБОУ ВО «Московский технологический университет»
А.В. Меркулов

Евсиков, А.А

Е25 Курсовой проект по дисциплине «Прикладная механика»: электронное методическое пособие / А.А. Евсиков, П.В. Маков, А.М. Сасов. — Протвино, 2016. — 88 с.

В методическом пособии изложен теоретический материал, необходимый для выполнения курсового проекта по дисциплине «Прикладная механика», а также приводится методика выполнения курсового проекта.

Методическое пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств».

ББК 32965я7

© Государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования Московской области
«Университет «Дубна», филиал «Протвино», 2016
© Евсиков А.А., Маков П.В., Сасов А.М., 2016

8.3 Разработка рабочих чертежей деталей редуктора

Рабочие чертежи деталей [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 299—305) разрабатываются в соответствии с ГОСТ 2.109—73 и в совокупности с техническими указаниями должны содержать все данные, определяющие форму, размеры, точность, шероховатость поверхностей, материал термообработку, отделку и другие сведения, необходимые для изготовления деталей нужного качества и для проведения контроля. Качество изготовления чертежей деталей влияет на сроки, стоимость и качество изготовления деталей и машины в целом.

Рабочие чертежи деталей выполняют на чертежной бумаге необходимого формата в масштабе 1:1 карандашом. Они содержат: изображение детали с нанесенными размерами, предельные отклонения размеров, допуски формы и расположения, параметры шероховатости поверхностей, технические требования, основную надпись.

$$n = \left(\frac{d_m}{K} \right)^{\frac{n}{d_m}}$$

где $d_m n$ — скоростной параметр;

K — коэффициент, учитывающий влияние воспринимаемой под-шипником нагрузки по величине долговечности.

Посадка внутреннего кольца подшипника на вал производится по системе отверстия, а наружного кольца в корпус — по системе вала.

8 Разработка рабочей документации

8.1 Разработка сборочного чертежа редуктора

Разработка сборочного чертежа редуктора [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 282—287) производится в соответствии с ГОСТ 2.109—73. Сборочный чертеж выполняется на чертежной бумаге формата А1 карандашом в масштабе 1:1 и должен содержать: две проекции редуктора с элементами открытых передач и полумуфтой; размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу; номера позиций составных частей, входящих в редуктор; текстовую часть; основную надпись.

8.2 Спецификация сборочного чертежа

Спецификация сборочного чертежа [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 291—297) составляется в соответствии с ГОСТ 2.106—68, определяет состав редуктора и необходима для его изготовления, комплектования конструкторских документов и планирования запуска в производство. Выполняется на чертежной бумаге формата А4. На первом листе спецификации ставят основную надпись по форме 2; на последующих листах — по форме 2а.

Спецификация сборочного чертежа приводного устройства состоит из четырех разделов: документация; сборочные единицы; детали; стандартные изделия.

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают. После каждого раздела рекомендуется оставить свободными две—три строчки для дополнительных записей.

Оглавление

Введение	5
Техническое задание	12
1 Разработка кинематической схемы машинного агрегата	17
1.1 Чертеж кинематической схемы	17
1.2 Условия эксплуатации машинного агрегата	17
1.3 Срок службы приводного устройства	17
2 Выбор двигателя и кинематический расчет привода	18
2.1 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя	19
2.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней	20
2.3 Определение силовых и кинематических параметров привода	23
3 Выбор материала зубчатых и червячных передач	24
3.1 Цилиндрическая зубчатая передача	25
3.2 Коническая зубчатая передача	27
3.3 Червячная зубчатая передача	29
4 Расчет зубчатых (червячных) передач редукторов	31
4.1 Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи	32
4.1.1 Определение межосевого расстояния	33
4.1.2 Определение модуля зацепления	33
4.1.3 Определение числа зубьев шестерни и колеса	33
4.1.4 Определение делительных диаметров шестерни и колеса	34
4.1.5 Определение окружной скорости	34
4.1.6 Определение ширины зубчатого венца	34
4.1.7 Проверочный расчет зубчатой передачи на контактную выносливость	35
4.1.8 Проверочный расчет зубчатой цилиндрической передачи на выносливость при изгибе	36
4.2 Расчет закрытой конической зубчатой передачи	37
4.2.1 Определение геометрических параметров конической зубчатой передачи	38
4.2.2 Число зубьев колеса и внешний окружной (торцовый) модуль передачи	39
4.2.3 Определение геометрических размеров колес	39
4.3 Расчет закрытой червячной передачи	40
4.3.1 Определение основных параметров передачи	41
4.3.2 Геометрические размеры червяка и колеса	42
4.3.3 КПД передачи	43
4.3.4 Силы в зацеплении	43
4.3.5 Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба	44
5 Разработка эскизного проекта	45

5.1 Расчет диаметров валов	45
5.2 Расстояния между деталями передач	46
5.3 Предварительный выбор подшипников качения	46
5.4 Разработка чертежа общего вида редуктора	47
6 Расчет валов редуктора	54
6.1 Определение реакций в опорах подшипников	55
7 Проверочный расчет подшипников	74
7.1 Расчет динамической грузоподъемности	74
7.2 Расчет эквивалентной динамической нагрузки	76
7.3 Расчет долговечности	77
7.4 Определение сил нагружающих подшипники	78
7.4.1 Определение радиальных реакций	78
7.5 Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки	83
7.5.1 Базовая статическая радиальная C_{0r} (осевая C_{0a}) грузоподъемности	84
7.5.2 Статическая эквивалентная радиальная P_{0r} (осевая P_{0a}) нагрузки	85
7.6 Расчет предельной частоты вращения	85
8 Разработка рабочей документации	86
8.1 Разработка сборочного чертежа редуктора	86
8.2 Спецификация сборочного чертежа	86
8.3 Разработка рабочих чертежей деталей редуктора	87
Библиографический список	88

7.5.2 Статическая эквивалентная радиальная P_{0r} (осевая P_{0a}) нагрузки

Шариковые радиальные и радиально-упорные, роликовые радиально-упорные ($\alpha \neq 0$)

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a; P_{0r} = F_r,$$

где F_r и F_a — соответственно радиальная и осевая нагрузка на подшипник, Н;

X_0 и Y_0 — соответственно коэффициент статической радиальной и статической осевой нагрузки (Анурьев В.И. Справочник конструктора—машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, табл. 59 С. 111);

Роликовые радиальные подшипники ($\alpha = 0^\circ$), которые воспринимают только радиальную нагрузку

$$P_{0r} = F_r.$$

Шариковые и роликовые упорно-радиальные подшипники ($\alpha \neq 90^\circ$)

$$P_{0a} = F_a + 2,3F_r \operatorname{tg} \alpha.$$

Формула действительна для двойных подшипников при всех соотношениях радиальной и осевой нагрузок.

Для одинарных подшипников, воспринимающих нагрузку в одном направлении, формула действительна в том случае, если значения

$$\frac{F_r}{F_a} \leq 0,44 \operatorname{ctg} \alpha$$

и дает вполне приемлемые значения P_{0a} при $\frac{F_r}{F_a}$ до 0,67 $\operatorname{ctg} \alpha$.

Для шариковых и роликовых упорных подшипников с $\alpha = 90^\circ$

$$P_{0a} = F_a.$$

7.6 Расчет предельной частоты вращения

Расчет используется для шариковых и роликовых подшипников качения общего применения, со стальным штампованным сепаратором, работающие при температуре не выше 100°C .

Предельную частоту вращения в мин^{-1} определяют по формуле

качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

7.5.1 Базовая статическая радиальная C_{0r} (осевая C_{0a}) грузоподъемности

1. Шариковые подшипники

- радиальные и радиально-упорные

$$C_{0r} = f_0 i Z D_w^2 \cos \alpha;$$

- одинарные или двойные упорные и упорно-радиальные

$$C_{0a} = f_0 Z D_w^2 \sin \alpha,$$

где f_0 — коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника и от принятого уровня напряжения (Анурьев В.И. Справочник конструктора — машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, табл. 58 С. 110);

i — число рядов тел качения в подшипнике;

Z — число шариков, воспринимающих нагрузку в одном направлении;

D_w — диаметр шарика, мм.

2. Роликовые подшипники

- радиальные и радиально-упорные

$$C_{0r} = 44 \left(1 - \frac{D \cos \alpha}{L_{we}} \right) \left(\frac{Z L_{we}}{D_{pw}} \right)^{1/3} \frac{D \cos \alpha}{L_{we}};$$

- упорные и упорно-радиальные

$$C_{0a} = 220 \left(1 - \frac{D \cos \alpha}{L_{we}} \right) \left(\frac{Z L_{we}}{D_{pw}} \right)^{1/3} \frac{D \sin \alpha}{L_{we}},$$

где D_{we} — диаметр ролика, мм;

L_{we} — длина ролика, мм;

Z — число роликов, воспринимающих нагрузку в одном направлении.

Если ролики имеют различную длину, вместо $Z L_{we}$ подставляют сумму длин L_{we} всех роликов, воспринимающих нагрузку в одном направлении.

Введение

Целевое назначение курсового проекта

Курсовой проект по деталям машин является первой конструкторской работой студента, выполненной на основе знаний общеобразовательных, общетехнических и общеспециальных дисциплин. Он содержит анализ назначения и условий работы проектируемых деталей, наиболее рациональные конструктивные решения с учетом технологических, монтажных, эксплуатационных и экономических требований, кинематические расчеты, определение сил, действующих на детали и узлы, расчеты конструкций на прочность, выбор материалов, процесс сборки и разборки конструкций и т. д.

Таким образом, достигаются основные цели этого проекта:

- овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования;
- приобрести навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач и умения анализировать полученные результаты;
- научиться работать со стандартами, различной инженерной, учебной и справочной литературой (каталогами, атласами, Классификатором ЕСКД);
- уметь обоснованно защитить проект.

В результате приобретенные навыки и опыт проектирования машин и механизмов общего назначения станут базой для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

Общие сведения о проектировании и конструировании. Стадии проектирования

Создание машин должно предусматривать их наибольший экономический эффект и высокие тактико-технические и эксплуатационные показатели.

Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надежность, технологичность, ремонтопригодность, минимальные габариты и масса, удобство эксплуатации, экономичность, техническая эстетика. Все эти требования учитывают в процессе проектирования и конструирования.

Проектирование — это разработка общей конструкции изделия.

Конструирование — это дальнейшая детальная разработка всех вопросов, связанных с воплощением принципиальной схемы в реальную конструкцию.

Проект — это техническая документация, полученная в результате проектирования и конструирования.

Техническая документация делится на исходную, проектную, рабочую.

К исходной документации относится **техническое задание** (код ТЗ, ГОСТ 15.001—73), которое устанавливает общие сведения о назначении создаваемого изделия, предъявляемых к нему эксплуатационных требованиях и его основных характеристиках: геометрических, силовых, кинематических. Техническое задание регламентирует стадии разработки конструкторской документации и сроки выполнения этапов работ (см. табл. 0.1).

ГОСТ 2.103—68 устанавливает стадии разработки проектной и рабочей конструкторской документации на изделия всех отраслей промышленности с присвоением документам литеры соответствующей стадии: техническое предложение (литера П); эскизный проект (литера Э); технический проект (литера Т); рабочая документация (литера И — для разового изготовления одного или нескольких изделий). Здесь же регламентированы этапы работ на стадиях.

Техническое предложение (ГОСТ 2.118—73) содержит технико-экономическое обоснование целесообразности разработки изделия и уточняет требования к изделию, полученные на основании анализа технического задания и проработки вариантов возможных технических решений изделия с учетом его конструктивных и эксплуатационных особенностей.

Эскизный проект (ГОСТ 2.119—73) — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры. Эскизный проект разрабатывается обычно в нескольких (или одном) вариантах и сопровождается постоянным расчетным анализом, в результате которого выбирается вариант для последующей разработки в техническом проекте.

Технический проект (ГОСТ 2.120—73) охватывает подробную конструктивную разработку всех элементов оптимального эскизного варианта с внесением необходимых поправок и изменений, рекомендо-

7.5 Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки

Методы расчета базовой статической грузоподъемности и статической эквивалентной нагрузки для подшипников качения установлены ГОСТ 18854—94 (ИСО 76—87).

При статическом нагружении повреждения подшипников проявляются в виде смятия рабочих поверхностей.

Статическая нагрузка — нагрузка, действующая на подшипник, кольца которого не вращаются относительно друг друга.

Базовая статическая радиальная грузоподъемность C_{0r} — статическая радиальная нагрузка, которая соответствует расчетным контактным напряжениям в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения подшипника, равным:

4600 МПа — для радиальных шариковых самоустанавливающихся подшипников;

4200 МПа — для всех других типов радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников;

4000 МПа — для всех типов радиальных и радиально-упорных роликовых подшипников.

Базовая статическая осевая грузоподъемность C_{0a} — статическая центральная осевая нагрузка, которая соответствует расчетным контактным напряжениям в центре наиболее тяжело нагруженной зоны контакта тела качения и дорожки качения подшипника, равным:

4200 — для упорных и упорно-радиальных шариковых подшипников;

4000 — для всех упорных и упорно-радиальных роликовых подшипников.

Статическая эквивалентная радиальная нагрузка P_{0r} — статическая радиальная нагрузка, которая должна вызвать такие контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела качения и дорожки качения подшипника, как и в условиях действительного нагружения.

Статическая эквивалентная осевая нагрузка P_{0a} — статическая центральная осевая нагрузка, которая должна вызвать такие контактные напряжения в наиболее тяжело нагруженной зоне контакта тела

C_0 — статическая грузоподъемность, Н;
 n — наибольшая частота вращения, мин.⁻¹;
 D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника, мм.

Таблица 7.3. Значения коэффициента K_B

Размерная серия подшипника	K_B
100, 200, 500	$8,5 \times 10^{-3}$
300, 600	7×10^{-3}
400	6×10^{-5}

При малых частотах вращения могут быть случайные кратковременные осевые нагрузки и большей величины, но не выше 40 % от допускаемой статической грузоподъемности подшипника.

Таблица 7.4. Значения коэффициента K_a

Условия работы подшипника и примеры применения	Смазка	K_a
Постоянная осевая нагрузка при большой частоте вращения и высокой температуре (не рекомендуется применять роликоподшипники с цилиндрическими роликами)	—	0
Переменная осевая нагрузка и умеренная температура, например, тяговые электродвигатели	Пластичная	0,22
Непродолжительная осевая нагрузка и низкая температура, например: - главная передача в коробках передач автомобиля; - вал-шестерня заднего хода в коробках передач автомобиля	Жидкая	0,1 0,2
Случайная осевая нагрузка и низкая температура, например: блоки, электротали, кранбалки	Пластичная	0,2

ванных при утверждении эскизного проекта. Конструкторская документация технического проекта содержит окончательные технические решения о конструктивном устройстве изделия и исходные данные для разработки рабочей документации.

Рабочая документация (рабочий проект) — заключительная стадия проектирования конструкторской документации, необходимой для изготовления всех ненормализованных деталей (чертежей деталей, сборочных чертежей, спецификаций).

Виды изделий

ГОСТ 2.101—68 определяет изделие, как любой предмет или набор предметов производства, подлежащие изготовлению на предприятии. Устанавливаются следующие виды изделий: *деталь*; *сборочные единицы*; *комплексы*; *комплекты* (при курсовом проектировании рассматриваются детали и сборочные единицы).

Деталь — это изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций (например, вал, зубчатое колесо, литой корпус и т. п.).

Сборочная единица — это изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии—изготовителе сборочными операциями (например, автомобиль, станок, редуктор и т. п. или электромеханический привод к станку, к лебедке и т. п.).

Изделия, в зависимости от наличия или отсутствия в них составных частей, делятся на: *неспецифицированные* (детали) — не имеющие составных частей; *специфицированные* (сборочные единицы) — состоящие из двух и более частей.

Виды и комплектность конструкторских документов

ГОСТ 2.102—68 относит к конструкторским документам графические и текстовые документы, которые в отдельности или в совокупности определяют состав и устройство изделия и содержат необходимые данные для его разработки или изготовления.

Документы подразделяются на виды (даны в части их применения при курсовом проектировании):

Чертеж детали содержит изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля.

Сборочный чертеж содержит изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки и контроля.

Чертеж общего вида определяет конструкцию изделия, взаимодействие его основных составных частей и поясняет принцип работы изделия.

Схема — документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними.

Спецификация определяет состав сборочной единицы.

Ведомость технического предложения, эскизного и технического проектов содержит перечень конструкторских документов, вошедших, соответственно, в техническое предложение, эскизный и технический проекты.

Пояснительная записка соответствующей стадии проекта включает описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, обоснование принятых при его разработке технических решений, а также расчеты параметров, расчеты на прочность и пр.

Перечисленные конструкторские документы в зависимости от стадии разработки подразделяются на *проектные*, выполненные в техническом предложении, эскизном и техническом проектах; и *рабочие*, выполненные в рабочем проекте.

В числе проектных и рабочих документов основной конструкторский документ изделия в отдельности или в совокупности с другими записанными в нем конструкторскими документами полностью и однозначно определяет данное изделие и его состав.

За основные конструкторские документы принимают: для деталей — чертеж детали; для сборочной единицы — спецификацию.

Конструкторские документы в зависимости от способа их выполнения и характера использования делятся на четыре вида:

Оригиналы — документы, выполненные на любом материале и предназначенные для изготовления по ним подлинников.

Подлинники — документы, оформленные подлинными установленными подписями и выполненные на любом материале, позволяющем многократное воспроизведение с них копий. Допускается в качестве подлинника использовать оригинал, репрографическую копию или экземпляр документа, изданного типографским способом, завизированные подлинными подписями лиц, разработавших данный документ и ответственных за нормоконтроль.

Дубликаты — копии подлинников, обеспечивающие идентичность воспроизведения подлинника, выполненные на любом материале, позволяющем снятие с них копий.

Окончание табл. 7.2

Схема установки	Случаи нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка F_a	
			в опоре II	в опоре I
	V	$\frac{F_1}{Y_1} > \frac{F_2}{Y_2}$ $A < \left(\frac{F_1}{2Y_1} - \frac{F_2}{2Y_2} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_2}{2Y_2} + A$	$F_{a2} = \frac{F_2}{2Y_2}$
	VI	$\frac{F_1}{Y_1} > \frac{F_2}{Y_2}$ $A < \left(\frac{F_1}{2Y_1} - \frac{F_2}{2Y_2} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_1}{2Y_1}$	$F_{a2} = \frac{F_1}{2Y_1} - A$
	VII	$\frac{F_1}{Y_1} > \frac{F_2}{Y_2}$ $A < \left(\frac{F_1}{2Y_1} - \frac{F_2}{2Y_2} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_1}{2Y_1}$	$F_{a2} = \frac{F_1}{2Y_1} - A$

Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами, как правило, применяют только для восприятия радиальных усилий. Но подшипники типов 12000, 42000, 62000 и 92000 могут также воспринимать относительно небольшие осевые нагрузки бортиками колец и торцами роликов. При этом важную роль имеют характер нагрузки, частота вращения и смазка подшипника.

Допустимую осевую нагрузку для подшипников серий 2100, 2200 и 2400 можно определить по формуле

$$F_{aA0} = K_C \left[1,75 - 0,125nK_B \left(\frac{D-d}{B} \right) \right]$$

Для подшипников серий 2500 и 2600 — по формуле

$$F_{aA0} = K_C \left[1,16 - 0,08nK_B \left(\frac{D-d}{B} \right) \right]$$

где K_A и K_B — коэффициенты, приведенные в табл. 7.3 и 7.4;

Таблица 7.2. Общая осевая нагрузка на подшипник F_a

Схема установки	Случай нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка F_a	
			в опоре II	в опоре I
	VI	$e F_{r1} > e F_{r2}$ $A < e_1 F_{r1} - e_2 F_{r2}$	$F_{a1} = e F_{r1}$	$F_{a2} = e_1 F_{r1} - A$
Конические роликотподшипники	I	$\frac{r_1}{Y_1} \geq \frac{r_2}{Y_2}$ $A \geq 0$	$F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$	$F_{a2} = \frac{F_{r1}}{2Y_1} + A$
	II	$\frac{r_1}{Y_1} < \frac{r_2}{Y_2}$ $A \geq \left(\frac{F_{r2}}{2Y_2} - \frac{r_1}{2Y_1} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$	$F_{a2} = \frac{F_{r1}}{2Y_1} + A$
	III	$\frac{r_1}{Y_1} < \frac{r_2}{Y_2}$ $A > \left(\frac{F_{r2}}{2Y_2} - \frac{r_1}{2Y_1} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_{r2}}{2Y_2} - A$	$F_{a2} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$
	IV	$\frac{r_1}{Y_1} \leq \frac{r_2}{Y_2}$ $A \geq 0$	$F_{a1} = \frac{F_{r2}}{2Y_2} + A$	$F_{a2} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$

Копии — документы, выполненные способом, обеспечивающим их идентичность с подлинником (дубликатом) и предназначенные для непосредственного использования при разработке, в производстве, эксплуатации и ремонте изделий.

Остальные конструкторские документы, относящиеся ко всему изделию, являются *неосновными* (ГОСТ 2.113—75) и их обозначения записываются с определенным кодом, соответствующим их содержанию. Основные конструкторские документы в обозначении кода не имеют (см. 14.1, п. 4).

Ниже приводится комплект конструкторских документов, разрабатываемых на стадиях при курсовом проектировании (см. 14.1, 14.2; табл. 14.1, 14.2).

Техническое предложение (литера П):

- титульный лист технического предложения;
- ведомость технического предложения (код ПТ);
- кинематическая схема привода (код КЗ);
- пояснительная записка технического предложения (код ПЗ).

Эскизный проект (литера Э):

- титульный лист эскизного проекта;
- ведомость эскизного проекта (код ЭП);
- чертеж общего вида редуктора (код ВО);
- пояснительная записка эскизного проекта (код ПЗ).

Технический проект (литера Т):

- титульный лист технического проекта;
- ведомость технического проекта (код ТП);
- чертеж общего вида привода (код ВО);
- пояснительная записка технического проекта (код

ПЗ). Рабочий проект (литера И):

- титульный лист рабочего проекта;
- спецификация сборочного чертежа редуктора;
- сборочный чертеж редуктора (код СБ);
- рабочие чертежи деталей редуктора.

Организация курсового проектирования

Техническое задание на курсовой проект (ТЗ) определяет стадии и этапы (задачи) разработки конструкторской документации (см. табл. О), а также исходные данные на проектирование привода, со-

стоящего из двигателя, муфты, одноступенчатого редуктора и открытой передачи (см. п. 4).

Работа по выполнению проекта в четырех стадиях проектирования состоит из 14 последовательно решаемых задач. Содержание задач однотипно: условие (цепь) задачи; ход ее решения; табличный ответ. В конце каждой задачи дан анализ характерных ошибок, возможных в процессе ее выполнения; справочные материалы приводятся по ходу решения задачи.

Все задачи проекта по их содержанию и характеру выполнения делятся на три категории: расчетные (р), графические (г) и расчетно-графические (рг). Бланк технического задания на курсовой проект с выполнением всех четырех стадий (см. п. 1) разрабатываемых конструкторских документов см. в табл. 0.1.

В то же время ГОСТ 103—68 устанавливает возможность выполнения проекта в различных сочетаниях стадий проектирования в зависимости от сложности проектируемого изделия и требований производства.

Самостоятельная работа над проектом

Самостоятельная работа над проектом определяет качественное и своевременное выполнение отдельных задач и проекта в целом. Рекомендуется следующий порядок ее выполнения:

- в соответствии с содержанием задачи тщательно проработать теоретический материал по учебнику и конспекту;
- осмыслить цель задачи и изучить последовательность ее выполнения;
- заготовить все необходимое для работы (тетрадь, карандаши, микрокалькулятор, миллиметровую, чертежную бумагу и т. п.).

Консультации преподавателя

Самостоятельная работа студента над проектом систематически контролируется и направляется преподавателем. Студенту рекомендуется приходить на консультации, имея при себе расчетные и графические работы. Преподаватель проверяет работу студента, помогая ему разобраться в неясных вопросах по расчетам; дает советы и указания по улучшению конструкции и графическому оформлению чертежей, а также оценивает законченные задачи проекта. Критический разбор самостоятельной работы студента на консультации, непосредственная,

Таблица 7.1. Определение радиальных реакций.

Схема установки	Случай нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка F_a	
			в опоре II	в опоре I
Шарикоподшипники	I	$e F_{r1} \geq e_2 F_{r2}$ $A \geq 0$	$F_{a1} = e F_{r1}$	$F_{a2} = e_1 F_{r1} + A$
	II	$e F_{r1} < e_2 F_{r2}$ $A \geq e_2 F_{r2} - e_1 F_{r1}$	$F_{a1} = e F_{r1}$	$F_{a2} = e_1 F_{r1} + A$
	III	$e F_{r1} < e_2 F_{r2}$ $A < e_2 F_{r2} - e_1 F_{r1}$	$F_{a1} = e_2 F_{r2} - A$	$F_{a2} = e_2 F_{r2} - A$
	IV	$e F_{r1} < e_2 F_{r2}$ $A > 0$	$F_{a1} = e F_{r1} + A$	$F_{a2} = e_2 F_{r2}$
	V	$e F_{r1} > e_2 F_{r2}$ $A \geq e_1 F_{r1} - e_2 F_{r2}$	$F_{a1} = e_2 F_{r2} + A$	$F_{a2} = e_1 F_{r1}$

- подшипники шариковые радиально-упорные однорядные

$$a = 0,5 [B + 0,5 (d + D) \operatorname{tg} \alpha]$$



- подшипники роликовые конические однорядные

$$a = 0,5 \left[T + 0,5 (d + D) e^{\frac{\alpha}{3}} \right]$$

Ширину B кольца, монтажную высоту T , коэффициент e осевого нагружения, угол α контакта, а также диаметры d и D принимают по каталогу.

Осевые составляющие, возникающие в однорядных радиально-упорных шариковых и конических подшипниках при восприятии им радиальных и комбинированных нагрузок могут быть определены по формулам табл. 7.2.

При отличии свойств материала или условий эксплуатации от обычных, а также при повышенных требованиях к надежности определяют скорректированный расчетный ресурс L_{sa} в миллионах оборотов

$$L_{sa} = a_1 a_2 a_3 L_{10},$$

где a_1 — коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности (Анурьев В.И. Справочник конструктора — машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, табл. 68 С. 122);

a_2 — коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника (значение устанавливает изготовитель подшипника);

a_3 — коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника (значение устанавливает изготовитель подшипника).

Обычно значения a_2 и a_3 принимают равными единице. Применение значений $a_2 > 1$ и $a_3 > 1$ должно быть строго обосновано.

Скорректированный расчетный ресурс подшипника в часах

$$L_{sa} = \frac{10^6 L}{60 n},$$

где n — частота вращения подшипника, мин⁻¹.

7.4 Определение сил нагружающих подшипники

7.4.1 Определение радиальных реакций

Радиальную реакцию F_r подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей проведенных через середины контактных площадок.

Для радиальных подшипников эта точка расположена на середине ширины подшипника.

Для радиально-упорных подшипников расстояние между этой точкой и торцом подшипника может быть определено графически или аналитически.

живая беседа с преподавателем являются для студента очень эффективным способом освоения методики и опыта проектирования. При этом полезно слушать консультации не только по своему проекту, но и по проектам других студентов.

Защита проекта

Выполненный курсовой проект — итог коллективной работы автора проекта (студента), преподавателя, ведущего проектирование, а также преподавателей других дисциплин, заложивших основу технических знаний и умений студента.

Цель защиты — показать глубину понимания студентом проделанной проектной работы, уровень знаний и умений, приобретенных им в процессе разработки проекта от технического задания до рабочей документации.

Рекомендуется следующая форма защиты проекта: студент развешивает на доске чертежи и в течение 8—10 минут делает заранее подготовленный доклад о результатах разработки конструкторской документации на всех стадиях проектирования в соответствии с техническим заданием, дает анализ проделанной проектной работы; а затем отвечает на вопросы. Желательно присутствие на защите преподавателей смежных дисциплин.

Оценка защиты проекта отражает качество разработанной проектной и рабочей документации в ее графической и расчетной части, краткость и четкость доклада и ответов на вопросы. Защищая проект, студент неизбежно показывает свои знания не только в области деталей машин, но и по другим дисциплинам: сопротивлению материалов, теоретической механике, технологии материалов, допускам и посадкам и др. Эти знания также учитываются при оценке защиты проекта.

Курсовой проект выполняется студентами в соответствии с учебным планом по специальности 220301 «Автоматизация технологических процессов и производств в машиностроении» в рамках «Прикладной механики» по дисциплине «Детали машин».

Оформление чертежей и пояснительной записки должно выполняться в соответствии с требованиями ЕСКД и «Методическими указаниями по оформлению дипломных и курсовых проектов (работ)» для студентов специальности «Автоматизация технологических процессов и производств в машиностроении» (2102).

Для удобства пользования настоящими методическими указаниями по всему тексту приведены ссылки на литературные источники информации с указанием страниц. При выполнении расчетов следует обратить внимание на размерность единиц измерения, например: м (метр) и мм (миллиметр), Нм и Нмм, ч (час) и с (секунда), n об/мин и ω рад s^{-1} , твердость HB и HRC и др.

Техническое задание

В методическом пособии представлены технические задания на проектирование приводных устройств подвешного и скребкового конвейеров и междуэтажного подъемника.

Приводные устройства включают нестандартные одноступенчатые редукторы различных типов (цилиндрический, конический и червячный), открытые передачи (ременные и цепные) и муфты. В проектируемых приводах принят двигатель серии 4А общепромышленного применения. При этом проектируются приводы индивидуального производства малой $P \leq 2$ кВт и средней $P < 7,5$ кВт мощности, имеющие постоянную или мало меняющуюся рабочую нагрузку.

Каждое из заданий содержит 10 вариантов и включает описание и кинематическую схему машинного агрегата (совокупность приводного устройства (привода), состоящего из двигателя и передаточного механизма, и рабочей машины).

- шариковые и роликовые упорно-радиальные подшипники с углом $\alpha \neq 90$ при постоянных радиальной и осевой нагрузках

$$P_a = XF_r + YF_a.$$

- шариковые и роликовые упорные подшипники с углом $\alpha = 90$ при чисто осевой нагрузке

$$P_a = F_a.$$

Значения коэффициентов X динамической радиальной нагрузки и Y динамической осевой нагрузки даны в табл. 64—67 (Анурьев В. И. Справочник конструктора—машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, С. 119—121).

7.3 Расчет долговечности

Расчетным показателем долговечности подшипника служит базовый ресурс L_{10} , соответствующий 90 % надежности. Однако во многих случаях желательно вычислить ресурс для более высоких уровней надежности или с учетом специальных свойств подшипников и условий эксплуатации. В таких случаях выполняют расчет скорректированного ресурса.

Базовый расчетный ресурс L_{10} в миллионах оборотов определяют при 90 % надежности (отсюда в обозначении индекс 10 = 100 - 90)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k,$$

где k — степенной показатель (для шариковых подшипников $k = 3$, для роликовых $k = 10/3$);

C — базовая динамическая грузоподъемность (радиальная C_r или осевая C_a), Н;

P — эквивалентная динамическая нагрузка (радиальная P_r или осевая P_a), Н.

По приведенной формуле вычисляют базовый расчетный ресурс L_{10} для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей и эксплуатируемых при нормальных условиях.

значения f_c приведены в табл. 62 (Анурьев В.И. Справочник конструктора—машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, С. 117).

- упорные и упорно-радиальные однорядные одинарные и двойные при $\alpha \neq 90$

$$C_a = b_m f_c (L_{we} \cos \alpha)^{7/9} \operatorname{tg} \alpha Z^{3/4} D_{we}^{29/27};$$

при $\alpha = 90$

$$C_a = b_m f_c L_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27},$$

где Z — число роликов, передающих нагрузку в одном направлении; b_m

= 1,0 для роликовых, цилиндрических и игольчатых; $b_m = 1,1$

для конических роликовых; $b_m = 1,15$ для роликовых сферических;

значения f_c приведены в табл. 63 (Анурьев В.И. Справочник конструктора — машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, С. 117—118);

- упорные и упорно-радиальные многорядные (воспринимающие нагрузку в одном направлении)

$$C_a = \left(Z_1 L_{we1} + Z_2 L_{we2} + \dots + Z_n L_{wen} \right) \times \left[\left(\frac{Z_1 L_{we1}}{C_{a1}} \right)^{9/2} + \left(\frac{Z_2 L_{we2}}{C_{a2}} \right)^{9/2} + \dots + \left(\frac{Z_n L_{wen}}{C_{an}} \right)^{9/2} \right]^{-2/9},$$

где грузоподъемности $C_{a1}, C_{a2}, \dots, C_{an}$ для рядов с количеством роликов $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$ имеющих длины $L_{we1}, L_{we2}, \dots, L_{wen}$, вычисляются по формулам для однорядных подшипников.

7.2 Расчет эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

- шариковые радиальные, шариковые и роликовые-упорные подшипники при постоянных радиальной F_r и осевой нагрузках F_a

$$P_k = XF_r + YF_a.$$

- роликовые радиальные подшипники с углом $\alpha = 0$ при чисто радиальной нагрузке

$$P = F_r.$$

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка:

Техническое задание № 1

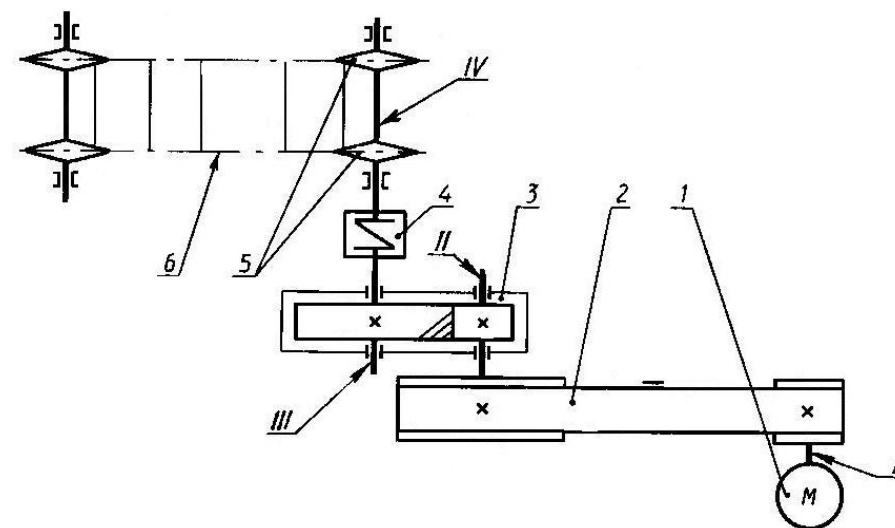


Рис. 1. Привод к скребковому конвейеру:

1 — двигатель; 2 — плоскоременная передача; 3 — цилиндрический редуктор; 4 — упругая муфта с торообразной оболочкой; 5 — ведущие звездочки конвейера; 6 — тяговая цепь.

I, II, III, IV — валы, соответственно, — двигателя, быстроходный и тихоходный редуктора, рабочей машины

Таблица 1. Исходные данные для проектирования по вариантам

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	2,0	2,4	2,6	2,8	3,0	3,5	3,7	4,0	4,4	4,8
Скорость грузовой цепи v , м/с	0,50	0,60	0,65	0,55	0,55	0,60	0,60	0,50	0,65	0,65
Шаг грузовой цепи p , мм	80	100	100	80	80	100	80	80	100	80

Окончание табл. 1

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число зубьев звездочки Z	7	8	7	8	9	7	9	7	7	8
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи $\delta, \%$	4	5	6	5	6	5	4	6	6	5
Срок службы привода $L, \text{ лет}$	5	7	4	6	3	4	7	5	6	4

Техническое задание № 2

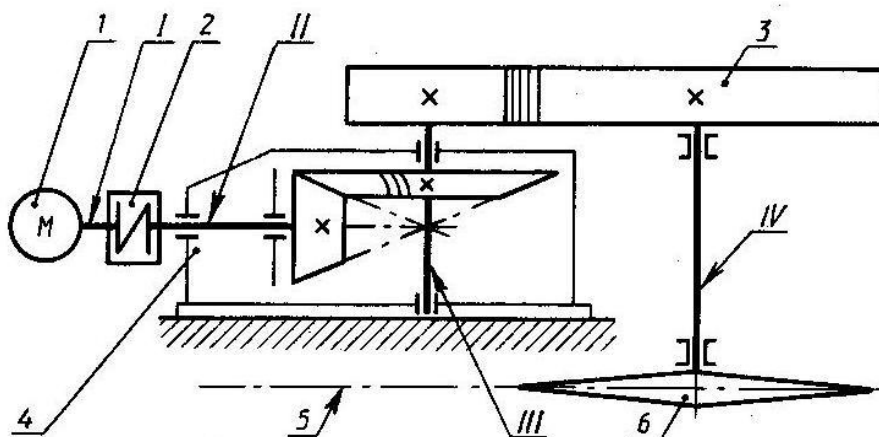


Рис. 2. Приводная станция подвесного конвейера:

- 1 — двигатель; 2 — упругая муфта со звездочкой; 3 — цилиндрическая зубчатая передача; 4 — конический редуктор; 5 — грузовая цепь; 6 — звездочка цепи.
I, II, III, IV — валы, соответственно, —двигателя, быстроходный и тихоходный редуктора, рабочей машины

Z — число шариков или роликов в однорядном подшипнике; число тел качения в одном ряду многорядного подшипника при одинаковом числе их в каждом ряду.

- упорные и упорно-радиальные однорядные одинарные и двойные при $D_w \leq 25,4 \text{ мм}$ и $\alpha = 90$

$$C_a = b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1,8};$$

при $D_w \leq 25,4 \text{ мм}$ и $\alpha \neq 90$

$$C_a = b_m f_c (\cos \alpha)^{0,7} \operatorname{tg} \alpha Z^{2/3} D_T^{1,8};$$

при $D_w > 25,4 \text{ мм}$ и $\alpha = 90$

$$C_a = 3,647 b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1,4}$$

при $D_w \leq 25,4 \text{ мм}$ и $\alpha \neq 90$

$$C_a = 3,647 b_m f_c (\cos \alpha)^{0,7} \operatorname{tg} \alpha Z^{2/3} D_w^{1,4}$$

где Z — число шариков, воспринимающих нагрузку в одном направлении;

$$b_m = 1,3;$$

значения f_c приведены в табл. 61 (Анурьев В. И. Справочник конструктора—машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, С. 116);

- упорные и упорно-радиальные многорядные

$$C_a = (Z_1 + Z_2 + \dots + Z_n) \left[\left(\frac{Z_1}{C} \right)^{10/3} + \left(\frac{Z_2}{C} \right)^{10/3} + \dots + \left(\frac{Z_n}{C} \right)^{10/3} \right]^{-3/10},$$

где грузоподъемности $C_{a1}, C_{a2}, \dots, C_{an}$ для рядов с числами шариков Z_1, Z_2, Z_n вычисляют по формулам для однорядных подшипников.

2. Роликовые подшипники

- радиальные и радиально-упорные

$$C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27},$$

где $b_m = 1,0$ для игольчатых подшипников со штампованным наружным кольцом; $b_m = 1,1$ для роликовых цилиндрических, конических и игольчатых с кольцами, подвергнутыми обработке резанием; $b_m = 1,15$ для роликовых сферических;

2.5. Определение суммарных изгибающих моментов в наиболее нагруженных сечениях

$$M_{u2} = \sqrt{M_{u2(l)_{on}}^B{}^2 + M_{u2(l)_{on}}^G{}^2}; M_3 = M_{u2(l)_6}^B$$

7 Проверочный расчет подшипников

Проверочный расчет предварительно выбранных в п. 5.3 подшипников выполняется отдельно для быстроходного и тихоходного валов. Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности с базовой.

Базовая динамическая грузоподъемность подшипника представляет собой постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник может воспринять при базовой долговечности составляющей 10^6 оборотов внутреннего кольца.

Значения базовой динамической грузоподъемности указаны в каталоге для каждого типоразмера подшипника (Анурьев В. И. Справочник конструктора—машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, С. 204—249).

7.1 Расчет динамической грузоподъемности

1. Шариковые подшипники

- радиальные и радиально-упорные при $D_w \leq 25,4$ мм

$$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,8};$$

при $D_w > 25,4$ мм

$$C_r = 3,647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_T^{1,4},$$

где i — число рядов тел качения в подшипнике;

b_m — коэффициент характеризующий свойство стали с учетом способа ее обработки; значение коэффициента зависит от типа и конструкции подшипника; $b_m = 1$ для вкладышных подшипников; $b_m = 1,1$ для подшипников с канавкой для ввода шариков; $b_m = 1,3$ для всех остальных подшипников;

значения f_c приведены в табл. 60 (Анурьев В. И. Справочник конструктора—машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2, 2001, С. 115);

D_w — диаметр шарика, мм;

Таблица 2. Исходные данные для проектирования по вариантам

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	3,0	3,4	3,8	4,0	4,2	4,6	4,8	5,0	5,2	5,5
Скорость грузовой цепи v , м/с	0,55	0,60	0,65	0,60	0,65	0,65	0,60	0,65	0,55	0,63
Шаг грузовой цепи p , мм	80	80	100	80	100	80	80	100	80	100
Число зубьев звездочки z	7	9	8	7	9	8	8	9	7	8
Допускаемое отклонение скорости грузовой цепи δ , %	6	5	4	7	8	5	4	7	6	4
Срок службы привода L , лет	5	5	7	6	7	7	5	4	4	6

Техническое задание № 3

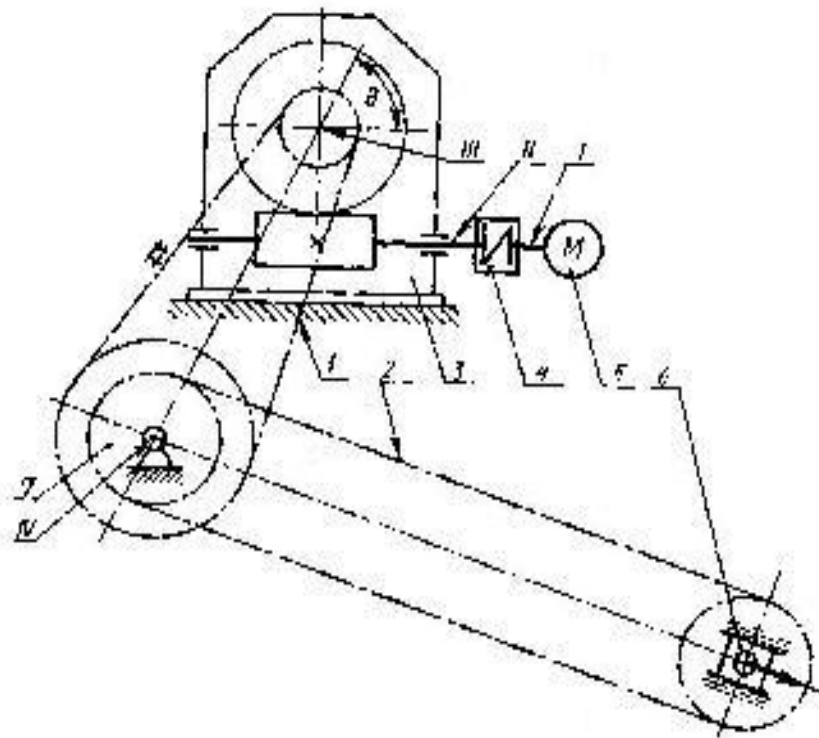


Рис. 3. Привод к многоэтажному подъемнику 1 — цепная передача; 2 — грузовая цепь; 3 — червячный редуктор; 4 — упругая втулочно-пальцевая муфта; 5 — двигатель; 6 — натяжное устройство; 7 — звездочка грузовой цепи.

I, II, III, IV — валы, соответственно, — двигателя, быстроходный и тихоходный редуктора, рабочей машины

Таблица 3. Исходные данные для проектирования по вариантам

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	3,0	3,4	3,8	4,0	4,2	4,6	4,8	5,0	5,2	5,5
Скорость грузовой цепи V , м/с	0,55	0,60	0,65	0,60	0,65	0,65	0,60	0,65	0,55	0,63

$$M_{u3}^B = F_y z_3; M_{u3(0)}^B = 0; M_{3(l_y)}^B = F_y l_y$$

2.2. Горизонтальная плоскость

2.2.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q^I = 0; R^I + F_{I2} + R_{II}^I + F_x = 0; \Sigma M^I = 0;$$

$$R^I l + F_{I2} \frac{l}{2} - F l_{xy} = 0; R^I = \frac{2F_x l_y - F_{I2} l_T}{2l};$$

$$R_{II}^I = -F_{I2} - R^I - F_x = -F_{I2} - F_x - \frac{2F_x l_y - F_{I2} l_T}{2l} = \frac{-F_{I2} l_T - 2F_x(l_T + l_y)}{2l_T};$$

2.2.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно

оси y

участок 1: $0 \leq z_1 \leq l_T$

$$M^I = -R^I z; M^I_{u1(0)} = 0; M^I_{u1(l_T)} = -R^I \frac{l_T}{2};$$

участок 2: $\frac{l_T}{2} \leq z \leq l_T$

$$M^B = -R^I z - F_{I2} \left(z - \frac{l_T}{2} \right); M^I_{u2(l_T)} = -R^I \frac{l_T}{2};$$

$$M^I_{u2(l_T)} = -R^I l - F_{I2} \frac{l}{2} = \frac{-2F_x l_y + F_{I2} l_T}{2} - F_{I2} \frac{l}{2} = -F l_{xy};$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_y$

$$M_{u3}^B = -F_x z_3; M_{u3(0)}^B = 0; M_{u3(l_y)}^B = -F_x l_y$$

2.3. Построение эпюры крутящих моментов

$$M_k = M_z = F_{I2} \frac{d_2}{2}$$

2.4. Определение суммарных радиальных реакций

$$R_{II} = \sqrt{(R_{II}^I)^2 + (R_{II}^B)^2}; R = \sqrt{R_I^I^2 + R_B^2};$$

2. Расчет тихоходного вала

2.1. Вертикальная плоскость

2.1.1. Определение опорных реакций

$$\sum Q^B = 0; R_I^B - F_{r2} + R_{IIy}^B - F = 0;$$

$$\sum M_{II}^B = 0;$$

$$-R_I^B l + F_{r2} \frac{l_T}{2} + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_y l = 0;$$

$$R_I^B = \frac{F_{r2} l_T + F_{a2} d_2 + 2F_y l_y}{2l_T};$$

$$R_{II}^B = F + F_{r1} - R_{onI}^B = F + F_{r2} - \frac{F_{r2} l_T + F_{a2} d_2 + 2F_y l_y}{2l_T} =$$

$$= \frac{F_{r2} l_T - F_{a2} d_2 + 2F_y (l_T - l_y)}{2l_T}$$

2.1.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси х

участок 1: $0 \leq z_1 \leq \frac{l}{2}$

$$M_{u1}^B = R_I^B z_1; M_{u1(0)}^B = 0;$$

$$M_{u1(\frac{l}{2})}^B = R_I^B \frac{l}{2}$$

участок 2: $\frac{l}{2} \leq z_2 \leq l_T$

$$M_{u2}^B = R_I^B z_2 - F_{r2} \left(z_2 - \frac{l_T}{2} \right) - F_{a2} \frac{a}{2};$$

$$M_{u2(\frac{l_T}{2})}^B = R_I^B \frac{l_T}{2} - F_{r2} \frac{d_2}{2}; R_{II}^B = \frac{F_{r2} l_T + 2F_y l_y - F_{a2} d_2}{4}$$

$$M_{u2(l_T)}^B = \frac{F_{r2} l_T + F_{a2} d_2 + 2F_y l_y}{2} - F_{r2} \frac{l}{2} - F_{a2} \frac{d_2}{2} = F_y l$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_y$

Окончание табл. 3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Шаг грузовой цепи p , мм	80	80	100	80	100	80	80	100	80	100
Число зубьев звездочки z	7	9	8	7	9	8	8	9	7	8
Допускаемое отклонение скорости грузовой цепи δ , %	6	5	4	7	8	5	4	7	6	4
Срок службы привода L , лет	5	5	7	6	7	7	5	4	4	6

1 Разработка кинематической схемы машинного агрегата

1.1 Чертеж кинематической схемы

Графическую часть выполнить на бумаге формата А4. Работа должна содержать: кинематическую схему машинного агрегата в соответствии с техническим заданием; перечень элементов схемы; исходные данные для проектирования в соответствии с вариантом.

1.2 Условия эксплуатации машинного агрегата

Проанализировать элементы кинематической схемы машинного агрегата (рис. 1—3) и изучить конструкцию механического привода [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 354—355, 368—369, 374—375). Определить количество рабочих смен, продолжительность смены, периодичность включения, характер рабочей нагрузки (постоянная, с малыми колебаниями), реверсивность.

1.3 Срок службы приводного устройства

Срок службы (ресурс) L_h [ч], определяется по формуле

$$L_h = 365 L_r K_r t_c L_c K_c , ,$$

где L_r — срок службы привода, лет;

K_r — коэффициент годового использования,

$$K_r = \frac{\text{Число дней работы в году}}{365} ;$$

t_c — продолжительность смены, ч;

L_c — число смен;

K_c — коэффициент сменного использования.

$$K_r = \frac{\text{Число часов работы в смену}}{t_c} .$$

В некоторых случаях, если исходных данных недостаточно, ресурс можно определить так

$$L_h = 365 L_r t_c L_c .$$

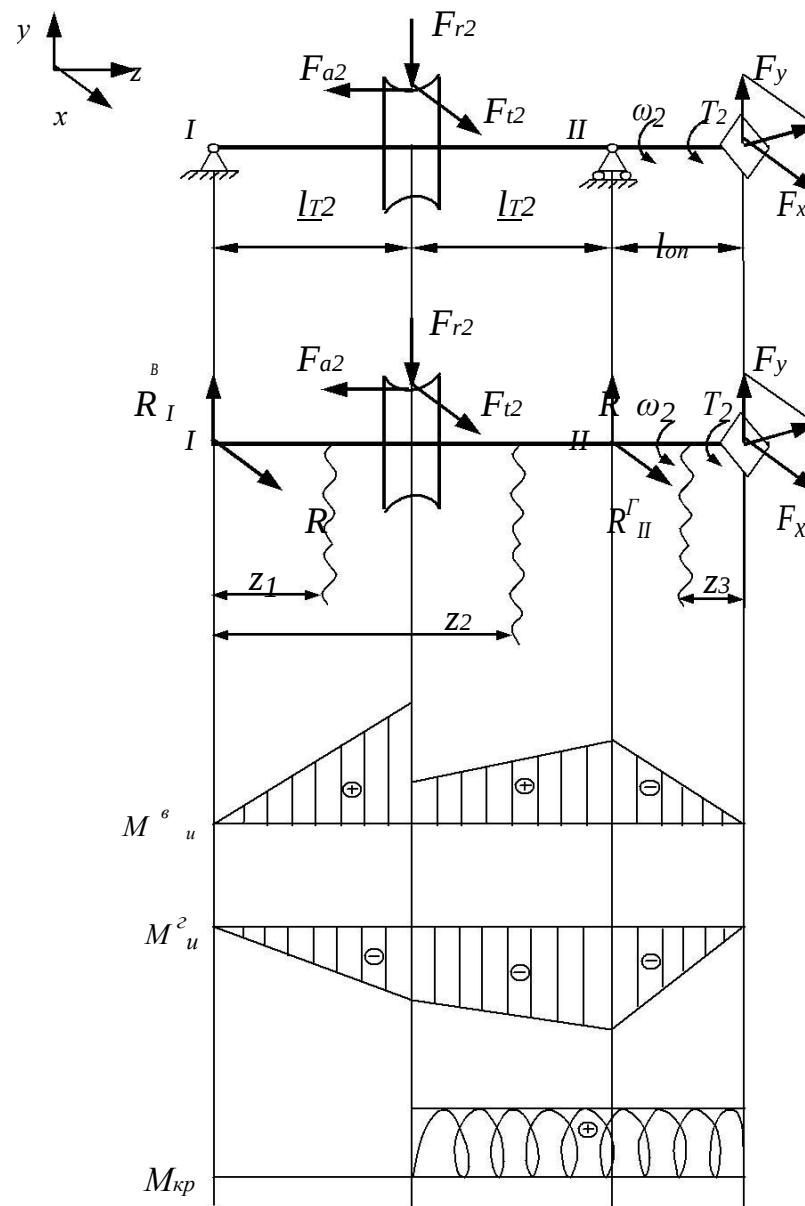
Из полученного значения L_h следует вычесть примерно 10...25 % часов (в зависимости от характера производства) на профилактику, текущий ремонт, нерабочие дни.

2 Выбор двигателя и кинематический расчет привода

Двигатель является одним из основных элементов машинного агрегата. От типа двигателя, его мощности, частоты вращения и прочего зависят конструктивные и эксплуатационные характеристики рабочей машины и ее привода.

Для проектируемых машинных агрегатов рекомендуются трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А. Эти двигатели наиболее универсальны. Закрытое и обдуваемое исполнение позволяет применить эти двигатели для работы в загрязненных условиях, в открытых помещениях и т. п.

Двигатели серии 4А применяют для приводов механизмов, имеющих постоянную или мало меняющуюся нагрузку при длительном режиме работы и больших инерционных масс, например конвейеров, шнеков, смесителей, грузоподъемников и т. п. Эти двигатели работают



участок 2: $\frac{l_6}{2} \leq z_2 \leq l_6$

$$M_{u2}^B = -R_I^G z_2 + F_{t1} \left(z_2 - \frac{l_6}{2} \right); M_{u2(l_6)}^G = -R_I^G \frac{l_6}{2}; M_{u2(l_6)}^B = -R_{I61}^G l + F \frac{l_6}{2} = 0$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_{оп}$

$$M_{u3}^B = 0;$$

1.3. Построение эпюры крутящих моментов

$$M_K = M_Z = \frac{F_{t2} d_2}{2}$$

1.4. Определение суммарных радиальных реакций

$$R_I = \sqrt{R_I^{G^2} + R_I^{B^2}};$$

$$R_{II} = \sqrt{(R_{II}^G)^2 + (R_{II}^B)^2}$$

1.5. Определение суммарных изгибающих моментов в наиболее нагруженных сечениях

$$M_{u2} = \sqrt{(M_{u2(l_{оп})}^B)^2 + (M_{u2(l_{оп})}^G)^2}; M_3 = M_{u2(l_6)}^B$$

при любом направлении вращения, обеспечивая при необходимости реверсивность машинного агрегата.

Исходными данными технических заданий на курсовое проектирование предусмотрено применение двигателей серии 4А с диапазоном мощностей от 0,25 до 7,5 кВт [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 41, табл. 2.1, С. 406, табл. К9).

Кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя и его номинальной частоты вращения при установившемся режиме.

2.1 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения — от частоты вращения приводного вала рабочей машины.

Требуемая мощность рабочей машины $P_{рм}$ [кВт]

$$P_{рм} = Fv,$$

если в исходных данных на проектирование указано значение тяговой силы F [кН] и линейной скорости v [м/с] тягового органа рабочей машины.

$$P_{рм} = T\omega,$$

если указано значение вращающего момента T [кН×м] и угловой скорости ω [рад/с] тягового органа рабочей машины.

Общий коэффициент полезного действия (КПД) привода

$$\eta = \eta_{зп} \eta_{оп} \eta_{м} \eta_{пк} \eta_{пс},$$

где $\eta_{зп}$, $\eta_{оп}$, $\eta_{м}$, $\eta_{пк}$, $\eta_{пс}$ — коэффициенты полезного действия закрытой передачи, открытой передачи, муфты, подшипников качения и скольжения [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 42—43, табл. 2.2).

Требуемая мощность двигателя $P_{дв}$ [кВт]

$$P_{дв} = \frac{P}{\eta^{рм}}.$$

Значение номинальной мощности двигателя $P_{\text{ном}}$ [кВт] выбрать по величине, большей, но ближайшей к требуемой мощности $P_{\text{дв}}$ [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 41, табл. 2.1)

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{дв}}$$

Выбрать тип двигателя [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 406, табл. К9).

Каждому значению номинальной мощности $P_{\text{ном}}$ соответствует в большинстве не одно, а несколько типов двигателей с различными частотами вращения, синхронными 3000, 1500, 1000, 750 об/мин.

Выбор оптимального типа двигателя зависит от типов передач, входящих в привод, кинематических характеристик рабочей машины (см. исходные данные), и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней. При этом надо учесть, что двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 об/мин) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами (синхронными 750 об/мин) весьма металлоемки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности.

2.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{\text{ном}}$ к частоте вращения приводного вала рабочей машины $n_{\text{рм}}$ при номинальной нагрузке и равно произведению передаточных чисел закрытой $u_{\text{зп}}$ и открытой $u_{\text{оп}}$ передач

$$u = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{рм}}} = n_{\text{зп}} n_{\text{оп}}$$

Частота вращения приводного вала рабочей машины $n_{\text{рм}}$ [мин⁻¹]:

а) для ленточных конвейеров, грузоподъемных и прочих машин

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \times 1000 v}{\pi D}$$

где v — скорость тягового органа, м/с;

D — диаметр барабана, мм.

1.1.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси х

$$\begin{aligned} \text{участок 1: } 0 \leq z \leq \frac{l_6}{2} \\ M_{u1}^B = -R_{I1}^B z; M_{u1(0)}^B = 0; \\ M_{u1(\frac{l_6}{2})}^B = -R_{I1}^B \frac{l_6}{2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{участок 2: } \frac{l_6}{2} \leq z \leq l_6 \\ M_{u2}^B = -R_{I2}^B z - F_{r1} \left(z - \frac{l_6}{2} \right) + F_{a1} \frac{d_1}{2}; \\ M_{u2(\frac{l_6}{2})}^B = -R_{I2}^B \frac{l_6}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2}; \\ M_{u2(l_6)}^B = -R_{I6}^B l_6 - F_{r1} \frac{l_6}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2} = 0 \end{aligned}$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_M$

$$M_{u3}^B = 0;$$

1.2. Горизонтальная плоскость

1.2.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q^F = 0; R_I^F - F_{t1} + R_{II}^F = 0;$$

$$\Sigma M_{II}^F = 0;$$

$$R_I^F l_6 - F_{t1} \frac{l}{2} = 0; R_I^F = \frac{F_{t1}}{2};$$

$$R_{II}^F = F_{t1} - R_I^F = F_{t1} - \frac{F_{t1}}{2} = \frac{F_{t1}}{2}$$

1.1.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси у

$$\begin{aligned} \text{участок 1: } 0 \leq z_1 \leq \frac{l}{2} \\ M_{u1}^F = -R_{I1}^F z; M_{u1(0)}^F = 0; M_{u1(\frac{l}{2})}^F = -R_{I1}^F \frac{l}{2} \end{aligned}$$

для второго варианта $K_2 = \sqrt{\frac{u^2}{u_1}}$;

для третьего варианта $K_3 = \sqrt{\frac{u_3}{u^2}}$ и т. д.

Тогда:

для второго варианта $u_{зп2} = u_{зп1} K_2$; $u_{оп2} = u_{оп1} K_2$;

для третьего варианта $u_{зп3} = u_{зп2} K_3$; $u_{оп3} = u_{оп2} K_3$; и т. д.

Разбивка передаточного числа привода должна обеспечить компактность каждой ступени передачи и соразмерность ее элементов. Например, если колеса открытых зубчатых передач связаны с колонной поворотного крана или с тарелкой питателя больших диаметров, то передаточные числа этих зубчатых передач должны быть достаточного большими. В других случаях, передаточное число ременной и цепной передач должно быть небольшим, иначе получатся большие диаметры ведомых шкива и звездочки, что скажется на соразмерности элементов передач всех ступеней, и т. п.

Для того чтобы габариты передач не были чрезмерно большими, необходимо придерживаться некоторых средних значений передаточных чисел, по возможности не доводя их до наибольших, допускаемых лишь в отдельных случаях.

Максимальное допускаемое отклонение частоты вращения приводного вала рабочей машины $\Delta n_{рм}$ [мин⁻¹]

$$\Delta n_{рм} = \frac{n}{100} \delta$$

где δ [%] — допускаемое отклонение скорости приводного вала рабочей машины (см. техническое задание).

Допускаемая частота вращения приводного вала рабочей машины с учетом отклонения $[n_{рм}]$ [мин⁻¹]

$$[n_{рм}] = n_{рм} \pm \Delta n_{рм}.$$

При этом $[n_{рм}]$ может существенно повлиять на предварительную разбивку передаточного числа привода u . Поэтому оптимальные передаточные числа $u_{зп}$ и $u_{оп}$ можно получить подбором необходимого

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_{3n}$

$$M_{u3}^r = -F_{t3n} z_3 ; M_{u3(0)}^r = 0 ; M_{u3(l_M)}^r = -F_{t3n} l_{3n}$$

2.3. Построение эпюры крутящих моментов

$$M_k = M_z = \frac{F_a}{2}$$

2.4. Определение суммарных радиальных реакций

$$R_I = \sqrt{(R_I^r)^2 + (R_I^B)^2} ;$$

$$R_{II} = \sqrt{R_{II}^r^2 + R_{II}^B^2}$$

2.5. Определение суммарных изгибающих моментов в наиболее нагруженных сечениях

$$M_{u2} = \sqrt{M_{u2(l_1)}^B^2 + M_{u2(l_1)}^r^2} ; M_{u3} = M_{u3(l_M)}^r$$

в) Червячный одноступенчатый редуктор

1. Расчет быстроходного вала

1.1. Вертикальная плоскость

1.1.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q^B = 0 ; -R_I^B - F_{r1} + R_{II}^B = 0 ;$$

$$\Sigma M_{II}^B = 0 ;$$

$$R_I^B l_6 + F_{l_6} - F_{d1} = 0 ;$$

$$R_I^B = \frac{F_{r1}^2 a - F_{l_6}^2}{a l_1 r_{16}} ;$$

$$R_{II}^B = R_I^B + F_{r1} = \frac{F_{r1}^2 a - F_{l_6}^2}{2 l_6} + F_{r1} = \frac{F_{r1}^2 a + F_{l_6}^2}{2 l_6}$$

2.1.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси х

участок 1: $0 \leq z_1 \leq l_T$

$$M_{u1}^B = R_I^B z_1;$$

$$M_{u1(0)}^B = 0;$$

$$M_{u1(l_T)}^B = R_I^B l_T$$

участок 2: $l_T \leq z_2 \leq l_T + l_2$

$$M_{u2}^B = R_I^B z_2 + F_{a2} \frac{d}{2} - F_{r2} (z_2 - l_T);$$

$$M_{u2(l_T)}^B = R_I^B l_T + F_{a2} \frac{d}{2};$$

$$M_{u2(l_T+l_2)}^B = R_I^B (l_T + l_2) + F_{a2} \frac{d}{2} - F_{r2} l_2 = -F_{r3n} l_{3n}$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_{r3n}$

$$M_{u3}^B = -F_{r3n} z_3;$$

$$M_{u3(0)}^B = 0; M_{u3(l_{r3n})}^B = -F_{r3n} l_{r3n}$$

2.2. Горизонтальная плоскость

2.2.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q^I = 0; R_I^I - F_{t2} + R_{II}^I + F_{t3n} = 0;$$

$$\Sigma M_{II}^I = 0; R_I^I (l_T + l_2) - F_{t2} l_2 - F_{t3n} l_{3n} = 0;$$

$$R_I^I = \frac{F_{t2} l_2 + F_{t3n} l_{3n}}{(l_T + l_2)}; R_{II}^I = F_{t2} - R_I^I - F_{t3n};$$

2.2.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси х

участок 1: $0 \leq z_1 \leq l_T$

$$M_{u1}^I = -R_I^I z_1; M_{u1(0)}^I = 0; M_{u1(l_T)}^I = -R_I^I l_T$$

участок 2: $l_T \leq z_2 \leq l_T + l_2$

$$M_{u2}^I = -R_I^I z_2 + F_{t2} (z_2 - l_T);$$

$$M_{u2(l_T)}^I = -R_I^I l_T;$$

$$M_{u2(l_T+l_2)}^I = -R_I^I (l_T + l_2) + F_{t2} l_2 = -F_{t3n} l_{3n}$$

значения допускаемого отклонения частоты вращения в пределах максимального: от $-\Delta n_{pm}$ до $+\Delta n_{pm}$ (в том числе $\Delta n_{pm} = 0$).

Фактическое передаточное число привода u_ϕ

$$u_\phi = \frac{n_{ном}}{[n_{pm}]}$$

Передаточные числа закрытой и открытой передач уточняются в соответствии с выбранным вариантом разбивки передаточного числа привода

$$u_{оп} = \frac{u_\phi}{u_{зп}} \text{ или } u_{зп} = \frac{u_\phi}{u_{оп}};$$

при этом предпочтительнее уточнить $u_{оп}$, оставив неизменным стандартное значение $u_{зп}$.

2.3 Определение силовых и кинематических параметров привода

Вал электродвигателя:

$$T_0 = \frac{P \times 30}{\pi n_0}, \text{ Нм}$$

Входной вал:

$$P_1 = P_0 \eta_m, \text{ кВт}$$

$$T_1 = \frac{P_1 \times 30}{\pi n_1}, \text{ Нм, } n_1 = n_0, \text{ мин}^{-1}$$

Промежуточный вал:

$$P_2 = P_1 \eta_{зп}, \text{ кВт}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U}, \text{ мин}^{-1}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \times 30}{\pi n_2}, \text{ Нм}$$

Выходной вал:

$$P_3 = P_2 \eta_{чп}, \text{ кВт}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{чп}}, \text{ мин}^{-1}$$

$$T_3 = \frac{P_3 \times 30}{\pi n_3}, \text{ Нм.}$$

3 Выбор материала зубчатых и червячных передач

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Применение высоко-твердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач.

В свою очередь, в связи с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

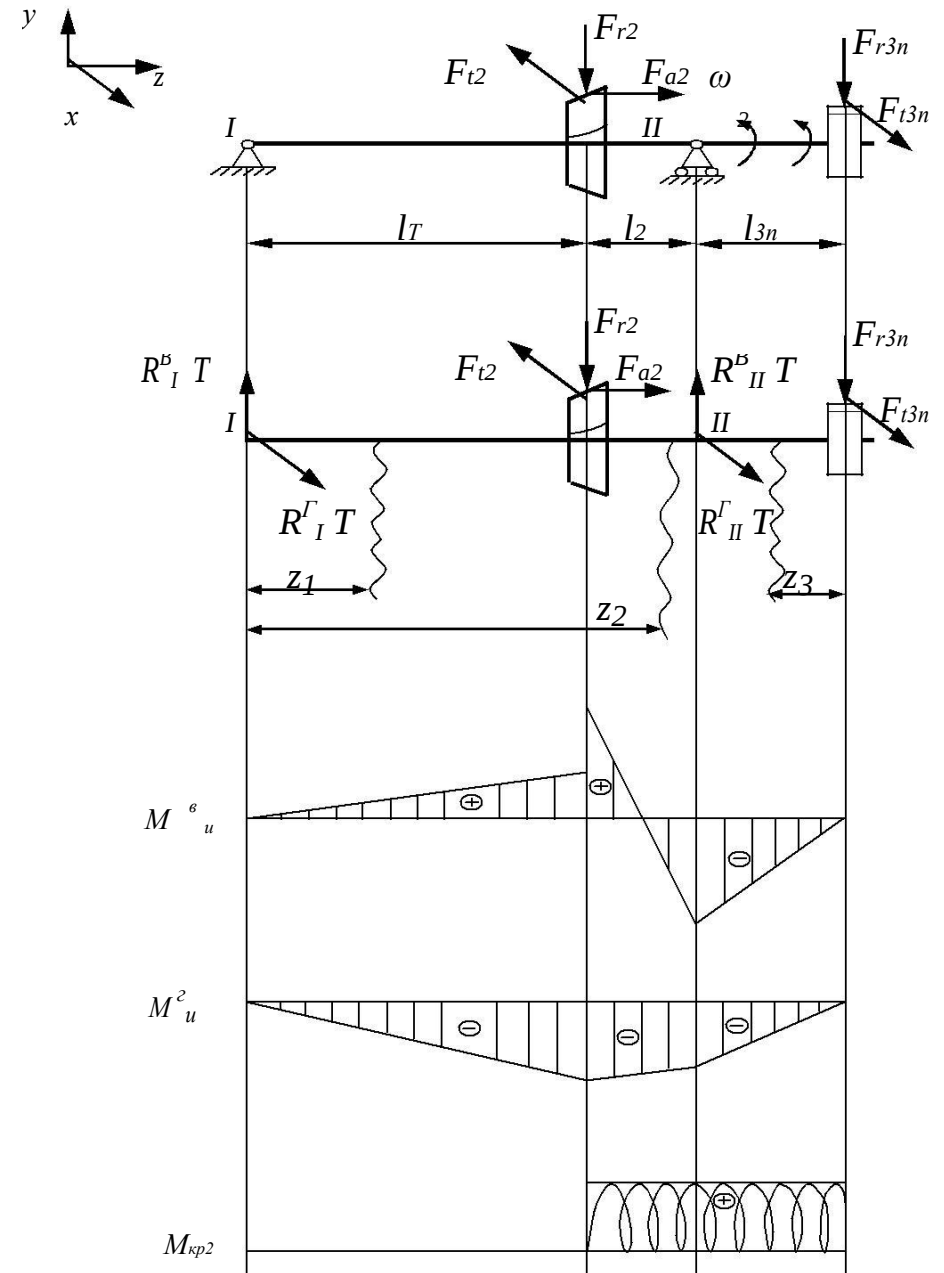
Зубчатые передачи

Основным материалом для изготовления зубчатых колес является сталь. В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в открытых передачах с большими колесами применяют зубчатые колеса с твердостью материала $H \leq 350$ HB. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прирабатываемость зубьев.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HB₁ назначается больше твердости колеса HB₂. Разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса при твердости материала $H \leq 350$ HB в передачах с прямыми и непрямыми зубьями составляет HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20...50.

Материал и его характеристики выбираются в зависимости от расположения зубьев на ободе колес пары (прямые или не прямые) и номинальной мощности двигателя.

Допускаемые контактные напряжения при расчетах на прочность определяются отдельно для зубьев шестерни и колеса.



участок 1: $0 \leq z_1 \leq l_1$

$$M_{u1}^r = F_{t1} z_1; M_{u1(0)}^r = 0; M_{u1(l_1)}^r = F_{t1} l_1$$

участок 2: $l_1 \leq z_2 \leq l_1 + l_6$

$$M_{u2}^r = F_{t1} z_2 - R_I^r (z_2 - l_1);$$

$$M_{u2(l_1)}^r = F_{t1} l_1;$$

$$M_{u2(l_6)}^r = F_{t1} (l_1 + l_6) - R_I^r l_6 = -F_M l_M$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_M$

$$M_{u3}^r = -F_M z_3; M_{u3(0)}^r = 0; M_{u3(l_M)}^r = -F_M l_M$$

1.3. Построение эпюры крутящих моментов

$$M_k = \frac{M_z}{\bar{F}_t \times d_1}$$

1.4. Определение суммарных радиальных реакций

$$R_I = \sqrt{R_I^{r2} + R_I^{B2}};$$

$$R_{II} = \sqrt{(R_{II}^r)^2 + (R_{II}^B)^2}$$

1.5. Определение суммарных изгибающих моментов в наиболее нагруженных сечениях

$$M_{u2} = \sqrt{(M_{u2(l_1)}^B)^2 + (M_{u2(l_1)}^r)^2}; M_{u3} = M_{u3(l_M)}^r$$

2. Расчет тихоходного вала

2.1. Вертикальная плоскость

2.1.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q^B = 0; R_I^B - F_{r2} + R_{II}^B - F_{r3n} = 0;$$

$$\Sigma M_{II}^B = 0;$$

$$-R_I^B (l_T + l_2) + F_{r2} l_2 - F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r3n} l_{3n} = 0;$$

$$R_I^B = \frac{F_{r2} l - F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r3n} l}{(l_T + l_2)};$$

$$R_{II}^B = F_{r2} + F_{r3n} - R_I^B;$$

Червячные передачи

Червяки изготавливают из тех же марок сталей, что и шестерни зубчатых передач (сталь 40, 45, 40X, 40 ХН). Выбор марки стали червяка и определение ее механических характеристик (σ_B , σ_T , σ_{-1}) производят по табл. 3.1 и 3.2 [2] (А.Е.Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 52—53). При этом для передач малой мощности ($P \leq 1$ кВт) применяют термообработку — улучшение с твердостью $H \leq 350$ НВ, а для передач большей мощности с целью повышения КПД — закалку ТВЧ до твердости $H \geq 45$ HRC₃, шлифование и полирование витков червяка.

Выбираем сталь 40X. С целью повышения качества передачи применяем закалку до твердости ≥ 45 HRC.

Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения и производится по табл. 3.5 [2] (А.Е.Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 57). Скорость скольжения v_S [м/с], определяется по эмпирической формуле

$$V_{ck} = 0,45 \times 10^{-3} n_2 U_{\text{шп}}^3 / T_2.$$

Материалы для изготовления зубчатых венцов червячных колес условно делят на три группы: группа I — оловянные бронзы ($v_{ck} > 5$ м/с); группа II — безоловянные бронзы и латуни ($v_{ck} = 2—5$ м/с); III — серые чугуны ($v_{ck} < 2$ м/с).

Допускаемые контактные напряжения

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения двух тел в случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т. п.). Если значение контактных напряжений больше допускаемого, то на поверхности деталей появляются вмятины, борозды, трещины или мелкие раковины. Подобные повреждения наблюдаются у зубчатых, червячных, фрикционных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

3.1. Цилиндрическая зубчатая передача

Исходные данные:

- частота вращения валов шестерни и колеса: n_1, n_2 . мин⁻¹;

- вращающие моменты на валах шестерни и колеса: $T_1 = \text{Нм}$,

$T_2 = \text{Нм}$;

- передаточное число $U_{3п}$;
- расчетная долговечность L_h , ч;
- вид передачи: косозубая цилиндрическая.

Марку стали берем одинаковой для колеса и шестерни. Выбранные материалы для изготовления зубчатых колес и их термообработка:

- шестерня: сталь 40X; термообработка: улучшение до $HB_1 = 260$;
- колесо: сталь 40X; термообработка: нормализация до $HB_2 = 220$.

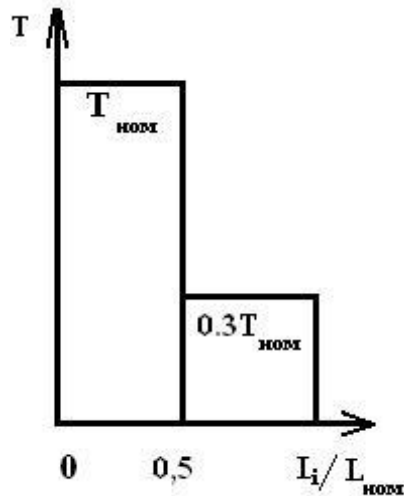


Рис. 3.1. График нагрузки

Определение допускаемого напряжения на контактную выносливость

$$[\sigma]_{H1,2} = \left(\frac{\sigma_{HGI,2}}{S_{H1,2}} \cdot \frac{K_{HL1,2}}{K_{HL}} \right), \text{ МПа}$$

где $\sigma_{HGI,2}$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{HGI,2} = 2 HB + 70,$$

где $S_{H1} = S_{H2} = 1,1$ — коэффициент безопасности;

K_{HL} — коэффициент долговечности.

$$F_{r1} (l_1 + l_6) - F_{a1} \frac{d_1}{2} + R_I^B l_6 = 0;$$

$$K_I^B = \frac{F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1} (l_1 + l_6)}{l_6};$$

$$R_{II}^B = F_{r1} + R_I^B = \frac{F \frac{d_1}{2} - F l}{l_6};$$

1.1.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси x

участок 1: $0 \leq z_1 \leq l_1$

$$M_{u1}^B = -F_{r1} z + \frac{F_{a1} a}{2};$$

$$M_{u1(0)}^B = \frac{F_{a1} a}{2};$$

$$M_{u1(l_1)}^B = -F_{r1} l_1 + \frac{F_{a1} a}{2};$$

участок 2: $l_1 \leq z_2 \leq l_1 + l_6$

$$M_{u2}^B = -F_{r1} z + F_{a1} \frac{d_1}{2} - R_I^B (z - l_1);$$

$$M_{u2(l_1)}^B = -F_{r1} l_1 + F_{a1} \frac{d_1}{2};$$

$$M_{u2(l_1+l_6)}^B = -F_{r1} (l_1 + l_6) + F_{a1} \frac{d_1}{2} - R_I^B l_6 = 0$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_M$

$$M_{u3}^B = 0$$

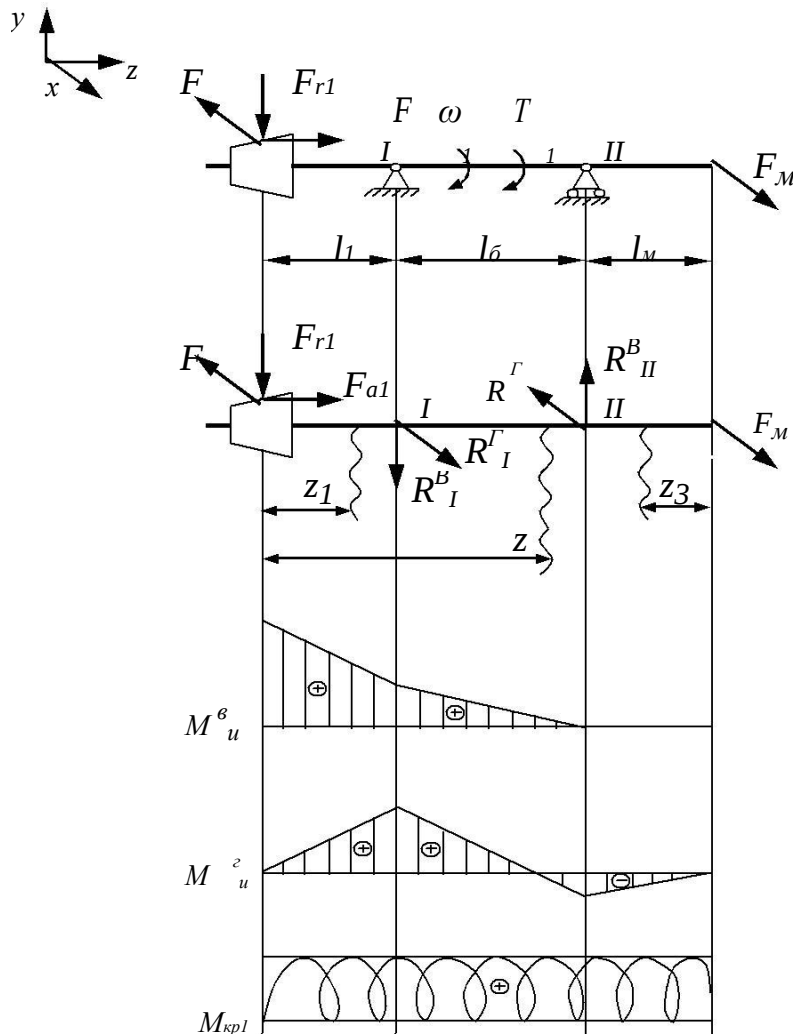
1.2. Горизонтальная плоскость

1.2.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q^F = 0; -F_{t1} + R_I^F - R_{II}^F + F_M = 0; -F_{t1} (l_1 + l_6) + R_I^F l_6 - F_M l_M = 0;$$

$$R_I^F = \frac{F_{t1} (l_1 + l_6) + F_M l_M}{l_6}; R_{II}^F = -F_{t1} + R_I^F + F_M = \frac{F_{t1} l_1 + F_M (l_6 + l_M)}{l_6};$$

1.2.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси x



1. Расчет быстроходного вала

1.1. Вертикальная плоскость

1.1.1. Определение опорных реакций

$$\sum Q^B = 0; -F_{r1} - R_I^B + R_{II}^B = 0;$$

$$\sum M_{II}^B = 0;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N}{N_{HG} N_{HE}}}$$

где N_{HG} — базовое число циклов;

N_{HE} — эквивалентное число циклов при заданном переменном графике нагрузок.

Из табл. 3.3 «Значение числа циклов» [2] (Шейнблит А.Е., «Курсовое проектирование деталей машин», С. 55) определяем N_{HG1} , N_{HG2} .

Находим эквивалентное число циклов по формуле

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i,$$

где c — количество колес зацепления;

n_i — количество оборотов цикла;

t_i — время цикла;

T_i — вращающие моменты, которые учитывают при расчете на усталость;

$T_{\max}$ — максимальный из моментов, учитываемых при расчете на усталость.

Так как получившиеся значения $K_{HL1,2}$ меньше 1, то принимаем их равными 1.

Определяем допустимые напряжения для шестерни $[\sigma_H]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$.

В косозубых передачах зубья шестерни целесообразно выполнять с твердостью, значительно превышающей твердость зубьев колеса. При этом за расчетное принимают среднее арифметическое из $[\sigma_H]$ и $[\sigma_{H2}]$, но не более 1,23.

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]).$$

Если условие $[\sigma_H] \leq [\sigma_{H2}] \times 1,23$ выполняется, передача работоспособна.

3.2 Коническая зубчатая передача

Исходные данные:

- частота вращения валов шестерни и колеса: n_1 [об/мин], n_2 [об/мин];

- вращающие моменты на валах шестерни и колеса: T_1 [Нм], T_2 [Нм];

- передаточное число: $U_{3П}$;

- расчетная долговечность: L_h [ч];

- вид передачи: коническая.

Марку стали берем одинаковой для колеса и шестерни. Выбранные материалы для изготовления зубчатых колес и их термообработка:

- шестерня: сталь 40X; термообработка: улучшение до HB1 = 260;

- колесо: сталь 40X; термообработка: нормализация до HB2 = 220.

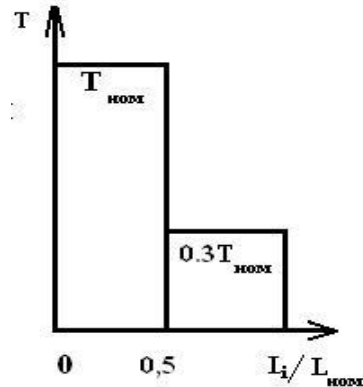


Рис. 3.2. График нагрузки

Допускаемые напряжения на контактную выносливость

$$\left[\sigma_{H1,2} \right] = \frac{\left(\sigma_{HG1,2} K_{HL1,2} \right)}{S_{H1,2}}, \text{ МПа}$$

где $\sigma_{HG1,2} = 2 HB + 70$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев;

$S_{H1} = S_{H2} = 1,1$ — коэффициент безопасности;

K_{HL} — коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

где N_{HG} — базовое число циклов;

N_{HE} — эквивалентное число циклов при заданном переменном графике нагрузок.

Из табл. 3.3 «Значение числа циклов» [2] (Шейнблит А.Е., «Курсовое проектирование деталей машин», С. 55) определяем N_{HG1} , N_{HG2} .

Находим эквивалентное число циклов по формуле

2.2.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси у

участок 1: $0 \leq z_1 \leq l_{on}$

$$M_{u1}^I = -F_x z_1; M_{u1(0)}^I = 0; M_{u1(l_{on})}^I = -F_x l_{on}$$

участок 2: $l_{on} \leq z_2 \leq l_{on} + \frac{l_T}{2}$

$$M_{u2}^I = -F_x z_2 + R_1^I (z_2 - l_{on}); M_{u2(l_{on})}^I = -F_x l_{on};$$

$$M_{u2(l_{on} + \frac{l_T}{2})}^I = -F_x \left(l_{on} + \frac{l_T}{2} \right) + R_1^I \frac{l_T}{2}$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq \frac{l_T}{2}$

$$M_{u3}^I = -R_{II}^I z_3; M_{u3(0)}^I = 0; M_{u3(\frac{l_T}{2})}^I = -R_{II}^I \frac{l_T}{2}$$

2.3. Построение эпюры крутящих моментов

$$M_K = M_z = \frac{F_{t2} d_2}{2}$$

2.4. Определение суммарных радиальных реакций

$$R_I = \sqrt{\left(R_I^I \right)^2 + \left(R_I^B \right)^2};$$

$$R_{II} = \sqrt{R_{II}^B^2 + R_{II}^I^2}$$

2.5. Определение суммарных изгибающих моментов в наиболее нагруженных сечениях

$$M_{u2} = \sqrt{M_{u2(l_{on})}^B^2 + M_{u2(l_{on})}^I^2};$$

$$M_{u3} = \sqrt{\left(M_{u3(\frac{l_T}{2})}^B \right)^2 + \left(M_{u3(\frac{l_T}{2})}^I \right)^2}$$

б) Конический одноступенчатый редуктор

$$-F_y(l_{on} + l_T) + F_{r2} \frac{l_T}{2} - F_{a2} \frac{d_2}{2} + R_I^B l_T = 0;$$

$$R_I^B = \frac{2F_y(l_{on} + l_T) - F_{r2} l_T + F_{a2} d_2}{2l_T};$$

$$R_{III}^B = R_{r2}^B + F_y - F = \frac{2F_{y on} l + F_{r2} l_T + F_{a2} d}{2l_T}$$

2.1.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси х

участок 1: $0 \leq z_1 \leq l_{on}$

$$M_{u1}^B = F_{yI} z_1; M_{u1(0)}^B = 0;$$

$$M_{u1(l_{on})}^B = F_{y on} l$$

участок 2: $l_{on} \leq z_2 \leq l_{on} + \frac{l_T}{2}$

$$M_{u2}^B = F_{y2} z_2 - R_I^B (z_2 - l_{on});$$

$$M_{u2(l_{on})}^B = F_{y on} l; M_{u2(l_{on} + \frac{l_T}{2})}^B = F_{y on} (l_{on} + \frac{l_T}{2}) - R_I^B \frac{l_T}{2}$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq \frac{l_T}{2}$

$$M_{u3}^B = R_{II3}^B z_3; M_{u3(0)}^B = 0; M_{u3(\frac{l_T}{2})}^B = R_{II2}^B \frac{l_T}{2}$$

2.2. Горизонтальная плоскость

2.2.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q_x^I = 0; F_x - R_I^I - F_{t2} + R_{II}^I = 0;$$

$$\Sigma M_{II}^I = 0;$$

$$F_x(l_{on} + l_T) - R_I^I l_T - F_{t2} \frac{l}{2} = 0; R_I^I = \frac{2F_x(l_{on} + l_T) - F_{t2} l_T}{2l_T};$$

$$R_{II}^I = R_I^I + F_{t2} - F_x = \frac{2F_x l_{on} + F_{t2} l_T - 2F_x l_T}{2l_T}$$

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{iV_{max}} \right)^3 n_i t_i,$$

где c — количество колес зацепления;

n_i — количество оборотов цикла;

t_i — время цикла;

T_i — вращающие моменты, которые учитывают при расчете на усталость;

T_{max} — максимальный из моментов, учитываемых при расчете на усталость.

Так как получившиеся значения K_{HL1} и K_{HL2} меньше 1, то принимаем их равными 1.

Среднее допускаемое контактное напряжение определяется по формуле

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \text{ МПа}$$

причем в расчетную формулу вместо $[\sigma_H]$ подставляем меньшее из $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

Допускаемое напряжение не должно превышать $1,15 \times [\sigma_{H2}]$.

Если условие $[\sigma_H] \leq [\sigma_{H2}] \times 1,15$ выполняется, передача работоспособна.

3.3 Червячная зубчатая передача

Исходные данные:

- частота вращения вала червяка n_2 [об/мин], червячного колеса n_3 [об/мин];

- вращающие моменты на валу червяка T_2 [Нм], червячного колеса T_3 [Нм];

- расчетная долговечность передачи (ресурс) L_h [ч];

- передаточное число червячной передачи $U_{чп}$.

Допускаемые контактные напряжения зависят от свойств материалов и для 1 группы материалов вычисляются по формуле

$$[\sigma_H] = K_{HL} C_V [\sigma_{Ho}],$$

где K_{HL} — коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}}$$

где N — общее число циклов перемены напряжений: $N = 573 \omega^2 L_h$.

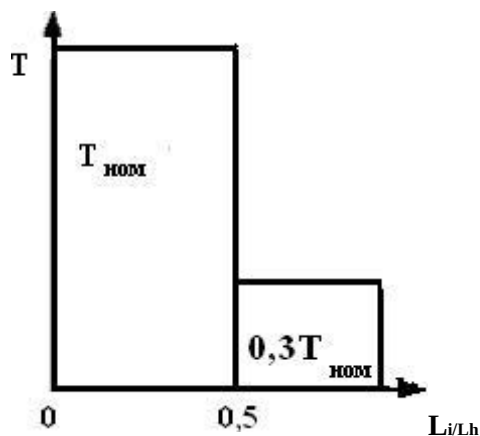


Рис. 3.3. График нагрузки

Если по расчету $N \geq 25 \times 10^7$, то принимают $N = 25 \times 10^7$.

Коэффициент интенсивности износа зубьев C_v принимают в зависимости от скорости скольжения:

$v_{ск}$, м/с 5; 6; 7 $\geq$ 8.

C_v 0,95; 0,88; 0,83; 0,8.

$[\sigma_{H0}]$ — допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном 10^7

$$[\sigma_{H0}] = Q \sigma_B.$$

Коэффициент $Q = 0,9$ для червяков с твердостью ≥ 45 HRC, для червяков с твердостью материала ≤ 350 HB $Q = 0,75$.

σ_B и материалы для изготовления венца колеса выбирают с учетом значения $v_{ск}$ по табл. 2.14 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин», С. 31).

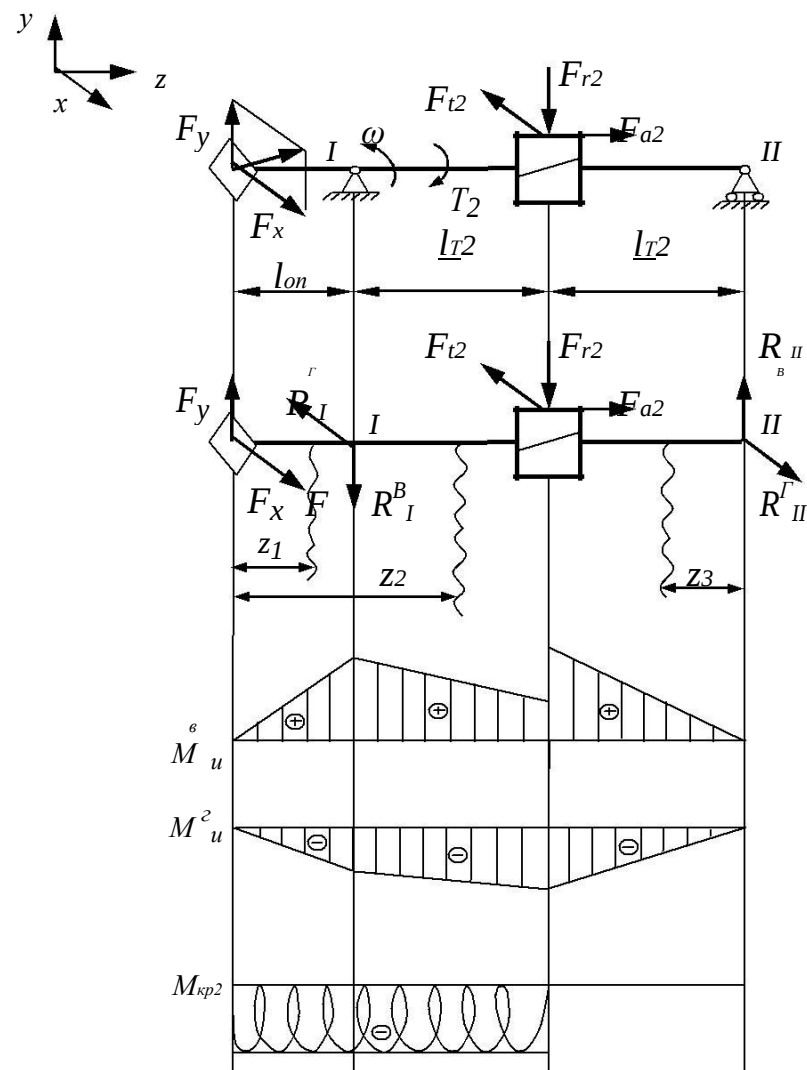
Допускаемые контактные напряжения для II группы материалов рассчитываются по формуле

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] - 25V_{ck},$$

где $[\sigma_{H0}] = 300$ МПа для червяков с твердостью на поверхности витков $[\sigma_{H0}] \geq 45$ HRC;

$[\sigma_{H0}] = 250$ МПа для червяков при твердости ≤ 350 HB.

2.1. Вертикальная плоскость



2.1.1. Определение опорных реакций

$$\sum Q^B = 0; F_y - R_y^B - F_{r2} + R_{r2}^B = 0;$$

$$\sum M_{II}^B = 0;$$

$$R_{II}^I = F - R_{I1}^I = F - \frac{F}{2} = \frac{F}{2}$$

1.2.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси у

участок 1: $0 \leq z \leq \frac{l}{2}$

$$M_{u1}^I = -R_{I1}^I z; M_{u1(0)}^I = 0; M_{u1(\frac{l}{2})}^I = -R_{I2}^I \frac{l}{2}$$

участок 2: $\frac{l}{2} \leq z \leq l$

$$M_{u2}^B = -R_{I2}^I z + F \left(z - \frac{l}{2} \right); M_{u2(\frac{l}{2})}^I = -R_{I2}^I \frac{l}{2}; M_{u2(l)}^I = -R_{I61}^I l + F \frac{l}{2} = 0$$

участок 3: $0 \leq z_3 \leq l_{оп}$

$$M_{u3}^B = 0;$$

1.3. Построение эпюры крутящих моментов

$$M_k = M_z = \frac{F a}{2}$$

1.4. Определение суммарных радиальных реакций

$$R_I = \sqrt{(R_I^I)^2 + (R_I^B)^2};$$

$$R_{II} = \sqrt{R_{II}^I^2 + R_{II}^B^2}$$

1.5. Определение суммарных изгибающих моментов в наиболее нагруженных сечениях

$$M_{u2} = \sqrt{M_{u2(l_{он})}^B^2 + M_{u2(l_{он})}^I^2}; M_3 = M_{u2(l_{он})}^B$$

2. Расчет тихоходного вала

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_F] = K_{FL} [\sigma_{F0}],$$

где K_{FL} — коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}}$,

где N — общее число циклов перемены напряжений;

$[\sigma_{F0}]$ — исходное допускаемое напряжение изгиба. Для материалов 1 и 11 групп:

$$[\sigma_{F0}] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B,$$

σ_T и σ_B определяются по табл. 2.14 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин», С. 31).

4 Расчет зубчатых (червячных) передач редукторов

Расчет зубчатой (червячной) закрытой передачи производится в два этапа: первый расчет — проектный, второй — проверочный.

Проектный расчет выполняется по допускаемым контактным напряжениям с целью определения геометрических параметров редукторной пары. В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетных величин округляют до целых или стандартных значений; в поиске оптимальных решений приходится неоднократно делать пересчеты. Поэтому после окончательного определения параметров зацепления выполняют **проверочный расчет**. Он должен подтвердить правильность выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете, а также определить соотношения между расчетными и допускаемыми напряжениями изгибной и контактной выносливости. При неудовлетворительных результатах проверочного расчета нужно изменить параметры передачи и повторить проверку.

Проектный и проверочный расчеты нельзя рассматривать как простую арифметическую задачу, сводящуюся к подстановке в определенную формулу тех или иных данных. Для решения этой задачи требуется ее всесторонний анализ, учет специфических факторов работы всего машинного агрегата, а также отдельных деталей и узлов передачи.

Так, при всем конструктивном разнообразии общемашиностроительных редукторов они мало различаются по технико-экономическим

характеристикам и для них типичны средние требования к техническому уровню, критерием которого γ является отношение массы редуктора m [кг], к моменту T_2 [Нм] на тихоходном валу. В эскизном проектировании предварительно можно принять

$$\gamma = \frac{m}{T_2} = 0,1 \dots 0,2, \text{ кг/(Нм)}.$$

Это дает возможность ориентировочно прогнозировать значение главного параметра редуктора (a_w — межосевое расстояние для цилиндрической и червячной передач, d_{e2} — внешний делительный диаметр колеса для конической передачи), который и определит его нагрузочную способность, массу, габариты и технологические особенности изготовления.

Для этого:

а) определить диапазон массы редуктора $m = (0,1 \dots 0,2)T_2$ [кг];

б) по величине массы m интерполированием определить предполагаемый диапазон главного параметра редуктора a_w , d_{e2} (Шейнблит А.Е., «Курсовое проектирование деталей машин», табл. 4.1, С. 60).

При проектном расчете главного параметра на контактную прочность желательно получить его величину в предполагаемом диапазоне, что обеспечит достаточный критерий технического уровня редуктора γ . Для достижения этого можно при необходимости варьировать средней твердостью $H_{B_{cp}}$ материала колеса с менее прочным зубом, т. к. установлено, что существует статическая зависимость $\gamma H_{B_{cp}} = \text{const}$. При небольших значениях момента T_2 возможно получить низкий критерий технического уровня $\gamma > 0,2$ (Шейнблит А.Е., «Курсовое проектирование деталей машин», табл. 12.1, С. 275).

4.1 Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи

Решающее влияние на работоспособность зубьев оказывают два основных напряжения: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу. Время действия σ_F за один оборот колеса равно продолжительности зацепления одного зуба. Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребы-

$$\begin{aligned} -R^B l + F \frac{l}{2} - F \frac{d_1}{2} - F l_{on} &= 0; \\ R^B &= \frac{F_{r1} l_6 - F_{a1} d_1 - 2F_{on} l_{on}}{l}; \\ R^B_{II} &= -R^B_I + F_{r1} + F_{on} = \\ &= \frac{-F_{r1} l_6 + F_{a1} d_1 + 2F_{on} l_{on}}{2l_6} + F_{r1} + F_{on} = \\ &= \frac{F_{r1} l_6 + F_{a1} d_1 + 2F_{on} (l_{on} + l_6)}{2l_6} \end{aligned}$$

1.1.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно оси х

$$\text{участок 1: } 0 \leq z_1 \leq \frac{l}{2}$$

$$M^B_{u1} = R^B_{I1} z; M^B_{u1(0)} = 0; M^B_{u1(\frac{l}{2})} = R^B_{I2} \frac{l}{2}$$

$$\text{участок 2: } \frac{l}{2} \leq z_2 \leq l_6$$

$$\begin{aligned} M^B_{u2} &= R^B_{I2} z_2 - F_{r1} \left(z_2 - \frac{l_6}{2} \right) + F_{a1} \frac{a}{2}; \\ M^B_{u2(\frac{l_6}{2})} &= R^B_{I1} \frac{l}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2}; \\ M^B_{u2(l_6)} &= R^B_{I6} l - F_{r1} \frac{l_6}{2} + F_{a1} \frac{a}{2} \end{aligned}$$

$$\text{участок 3: } 0 \leq z_3 \leq l_{on}$$

$$M^B_{u3} = -F_{on} z_3; M^B_{u3(0)} = 0; M^B_{u3(l_{on})} = -F_{on} l_{on}$$

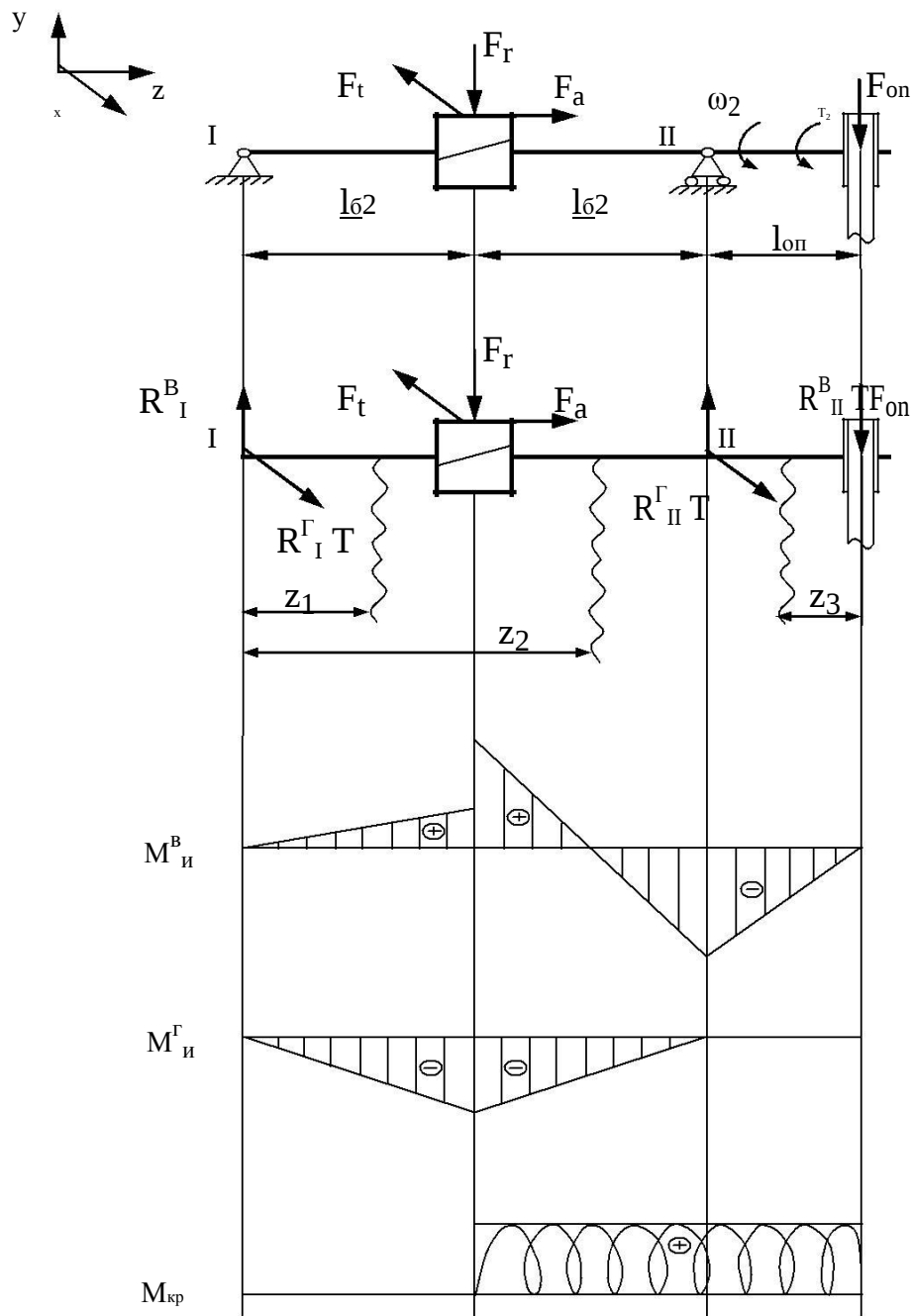
1.2. Горизонтальная плоскость

1.2.1. Определение опорных реакций

$$\Sigma Q^F = 0; R^F_I - F_{t1} + R^F_{II} = 0;$$

$$\Sigma M^F_{II} = 0;$$

$$R^F_I l_6 - F_{t1} \frac{l}{2} = 0; R^F_I = F_{t1} \frac{l}{2 l_6};$$



вания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Исследованиями установлено, что наименьшей контактной усталостью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где наблюдается однопарное зацепление. Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления.

Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений.

Проектный расчет

4.1.1 Определение межосевого расстояния

$$a = K_{\alpha} (U_{зп} + 1) \cdot \sqrt{\frac{T_2 K_H \beta}{\sigma_H^2 U_{зп} \psi_{ba}}},$$

где $K_{\alpha} = 430$ МПа — для косозубой передачи;

$\psi_{ba} = 0,25$ [4] (М.И. Иванов, С. 136, табл. 8.4);

$\psi_{bd} = 5,5 \psi_{ba} (U_{зп} + 1)$ — коэффициент рабочей ширины зубчатого венца по делительному диаметру окружности шестерни;

$K_{H\beta} = 1,08$ [4] (М.Н. Иванов, С. 130, рис. 8.15, график №2).

4.1.2 Определение модуля зацепления

Для косозубой цилиндрической закрытой передачи нормальный модуль определяется по эмпирической формуле

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a.$$

Значения модулей стандартизованы. Выбор типового модуля, исходя из m_n , производим по табл. 8.1 [4] (Иванов М.Н., С. 116, табл. 8.1).

4.1.3 Определение числа зубьев шестерни и колеса

Общее число зубьев шестерни и колеса

$$z_c = \frac{2 a \cos \beta}{m}$$

Прочность косозубых передач растет с увеличением угла β . Вследствие наклона зубьев колесо получается как бы больших размеров. Угол наклона зубьев выбираем из промежутка

$$\beta = 8 \dots 20^\circ.$$

Уточняем угол наклона зубьев колеса

$$\cos \beta = \frac{z}{2^c} \frac{m}{a}, \rightarrow \beta = \arccos \frac{z}{2^c} \frac{m}{a}.$$

Далее при расчетах будем использовать уточненное значение β .

Определяем число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_c}{U_{\phi} + 1}, z_{\min} = 17 \cos^3 \beta.$$

Проверка: $Z_1 \geq Z_{\min}$ условие выполняется.

Число зубьев колеса: $z_2 = z_c - z_1$. Определяем

фактическое передаточное число

$$U_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

4.1.4 Определение делительных диаметров шестерни и колеса

$$d_1 = \frac{m \times z_1 \phi}{\cos \beta}, \text{ мм} \quad d_2 = \frac{m \times z_2 \phi}{\cos \beta}, \text{ мм}.$$

Проверка: межосевое расстояние $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$, что соответствует

расчетным данным.

4.1.5 Определение окружной скорости

$$V = \frac{\pi d_1 n}{60000}.$$

Руководствуясь значением величины V_1 , определяем степень точности из табл. 8.2 [4] (Иванов М.Н., С. 149, табл.8.2).

4.1.6 Определение ширины зубчатого венца

Уточняем величину коэффициента ψ_{ba}

$$\psi_{ba} = \frac{K_a^3 (U_{\phi} + 1)^3 T_2 K_H \beta}{U_{\phi}^2 [\sigma]_H a^3}.$$

3. Самодействующие — срабатывают автоматически при заданном режиме работы.

4. Прочие.

Основная характеристика муфты — передаваемый вращающий момент.

Существенные показатели — габариты, масса, момент инерции.

Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

- прочности при циклических и ударных нагрузках;
- износостойкости;
- жесткости.

На практике муфты подбираются из каталога по величине передаваемого момента $M = M_{\text{вала}} K$, где $M_{\text{вала}}$ — номинальный момент, определенный расчетом динамики механизма; K — коэффициент режима работы: $K = 1 \div 1,5$ — спокойная работа, легкие машины; $K = 1,5 \div 2$ — переменные нагрузки, машины среднего веса (поршневые компрессоры); $K = 2 \div 6$ — ударные нагрузки, большие массы (прессы, молоты). Для двигателей транспортных машин K завышают на 20 ÷ 40 % в зависимости от числа цилиндров.

При расчете валов приближенно можно принимать

$F_M = (0,25 \dots 0,5) F_{tM}$, где F_{tM} — окружная сила на муфте или как

$F_M \approx 125 \sqrt{M_{кр}}$ — для входных валов редукторов и выходных валов одноступенчатых редукторов; $F_M \approx 250 \sqrt{M_{кр}}$ — для выходных валов многоступенчатых редукторов. Здесь $M_{кр}$ — в $[H \times m]$. Последние формулы учитывают, что в общем случае на конце вала может быть установлена не только муфта, а шестерня, звездочка или шкив.

6.1 Определение реакций в опорах подшипников

а) Цилиндрический одноступенчатый редуктор

Расчет быстроходного вала

1.1. Вертикальная плоскость

1.1.1. Определение опорных реакций

$$\sum Q^B = 0; R_I^B - F_{r1} + R_{II}^B - F_{on} = 0;$$

$$\sum M_{II}^B = 0;$$

6 Расчет валов редуктора

Задача выполняется отдельно для быстроходного и тихоходного валов.

Задачу разрабатывают в два этапа:

1-й этап — определение суммарных реакций в опорах предварительно выбранных подшипников для их проверочного расчета и выявления пригодности;

2-й этап — определение суммарных реакций в опорах окончательно принятых подшипников, определение изгибающих и крутящих моментов, построение их эпюр для проверочного расчета валов.

Плоскость смещения валов

Вектор силы F_M (сила, с которой муфта дополнительно нагружает вал вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов) расположен в плоскости смещения рассчитываемого и присоединяемого к нему валов. Положение этой плоскости на стадии расчетов определить невозможно, оно может быть любым, так как зависит от случайных неточностей монтажа.

Муфта представляет собой устройство для соединения валов и передачи между ними вращающего момента.

Муфты могут передавать вращающий момент и валам, и другим деталям (колесам, шкивам и т.д.). Соединяют соосные и несоосные валы. Муфты существуют потому, что всегда есть некоторая несоосность, перекосы, взаимная подвижность валов. Конструкции муфт весьма разнообразны. Простейшая муфта сделана из куска ниппельной трубочки и соединяет вал электромоторчика с крыльчаткой автомобильного омывателя стекла. Муфты турбокомпрессоров реактивных двигателей состоят из сотен деталей и являются сложнейшими саморегулирующимися системами.

Группы муфт различают по их физической природе:

1. Муфты механического действия.
2. Муфты электрического (электромагнитного) действия.
3. Муфты гидравлического или пневматического действия.

Классы муфт различают по режиму соединения валов:

1. Нерасцепляемые (постоянные, соединительные) — соединяют валы постоянно, образуют длинные валы.
2. Управляемые — соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления.

Определяем рабочую ширину зубчатого венца

$$b = \psi_{ba} a, \text{ мм}$$

Полученную величину округляем до целого числа.

Уточняем величину коэффициента ψ_{bd}

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$$

т.е. ширина венца шестерни должна быть больше ширины венца колеса.

Проверочный расчет

4.1.7 Проверочный расчет зубчатой передачи на контактную выносливость

Исходные данные:

- вращающий момент на валу шестерни T_1 , Нм;
- фактическое передаточное число зубчатой передачи U_ϕ ;
- межосевое расстояние a , мм;
- рабочая ширина зубчатого венца b , мм;
- ψ_{bd} ;
- угол наклона зубьев колеса β ;
- число зубьев шестерни и колеса: Z_1 ; Z_2 ;
- допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа;
- окружная скорость V_1 , м/с;
- степень точности передачи $n_{ст}$.

Уточняем коэффициент $K_{H\beta}$. Зная величину ψ_{bd} по графикам, рекомендованным для передач, жесткость и точность изготовления которых удовлетворяет нормам принятым в машиностроении, находим точное значение коэффициента $K_{H\beta}$. Определяем коэффициенты K_{HV} и K_F .

Зная степень точности передачи n и окружную скорость V_1 м/с, из табл. 8.3 [4] находим величину коэффициентов K_{HV} , K_{FV} (Иванов М.Н., С. 132 табл. 8.3).

Определим контактное напряжение

$$\sigma_H \frac{z}{a} \sqrt{\frac{K_H T_1 U_\phi + 1}{b U_\phi^2}} \leq [\sigma]_H.$$

Значения коэффициента Z_σ ; для цилиндрических стальных прямозубых передач $Z_\sigma = 9600 \text{ МПа}^{1/2}$, косозубых и шевронных $Z_\sigma = 8400 \text{ МПа}^{1/2}$.

Проверка:

$$\Delta\sigma_H = \left[\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} - \sigma_H \right] \times 100\%.$$

Желательно достижение равенства $\sigma_H = [\sigma_H]$, так как при $\sigma_H > [\sigma_H]$ возможно занижение ресурса передачи, а при $\sigma_H < [\sigma_H]$ завышение ее массы. Простейшим способом достижения $\sigma_H = [\sigma_H]$ является изменение ширины зубчатого венца колеса.

Произведенные расчеты показывают, что контактная прочность зубьев колес зависит от материала и размеров передачи и не зависит от модуля и числа зубьев.

Проверочный расчет

4.1.8 Проверочный расчет зубчатой цилиндрической передачи на выносливость при изгибе

Исходные данные:

- частота вращения валов шестерни n_1 , об/мин и колеса n_2 , об/мин;
- вращающие моменты на валах шестерни T_1 , Нмм и колеса T_2 ,

Нмм;

- рабочая ширина зубчатого венца b , мм;
- делительные диаметры шестерни d_1 , мм и колеса d_2 , мм;
- модуль зацепления m ;
- число зубьев шестерни $Z_{1ф}$ и колеса $Z_{2ф}$;
- угол наклона зубьев β ;
- окружная скорость V_1 , м/с;
- степень точности передачи $n_{ст}$;
- расчетная долговечность L_h , ч;
- угол наклона зубьев колеса β ;
- шестерня: сталь 40Х; термообработка: улучшение до $HB_1 = 260$;
- колесо: сталь 40Х; термообработка: нормализация до $HB_2 = 220$.

Расчетная формула:

$$\left[\sigma_{F1,2} \right] = \frac{\sigma_{FG1,2} Y_N}{S_{F1,2}}, \text{ МПа}$$

где $\sigma_{FG1,2} = 1,8HB_{1,2}$ — предел выносливости при изгибе;

Y_N — коэффициент долговечности, учитывает влияние ресурса; для улучшенных зубчатых колес $Y_N = 4$, для закаленных и поверхностно упрочненных зубьев $Y_N = 2,5$;

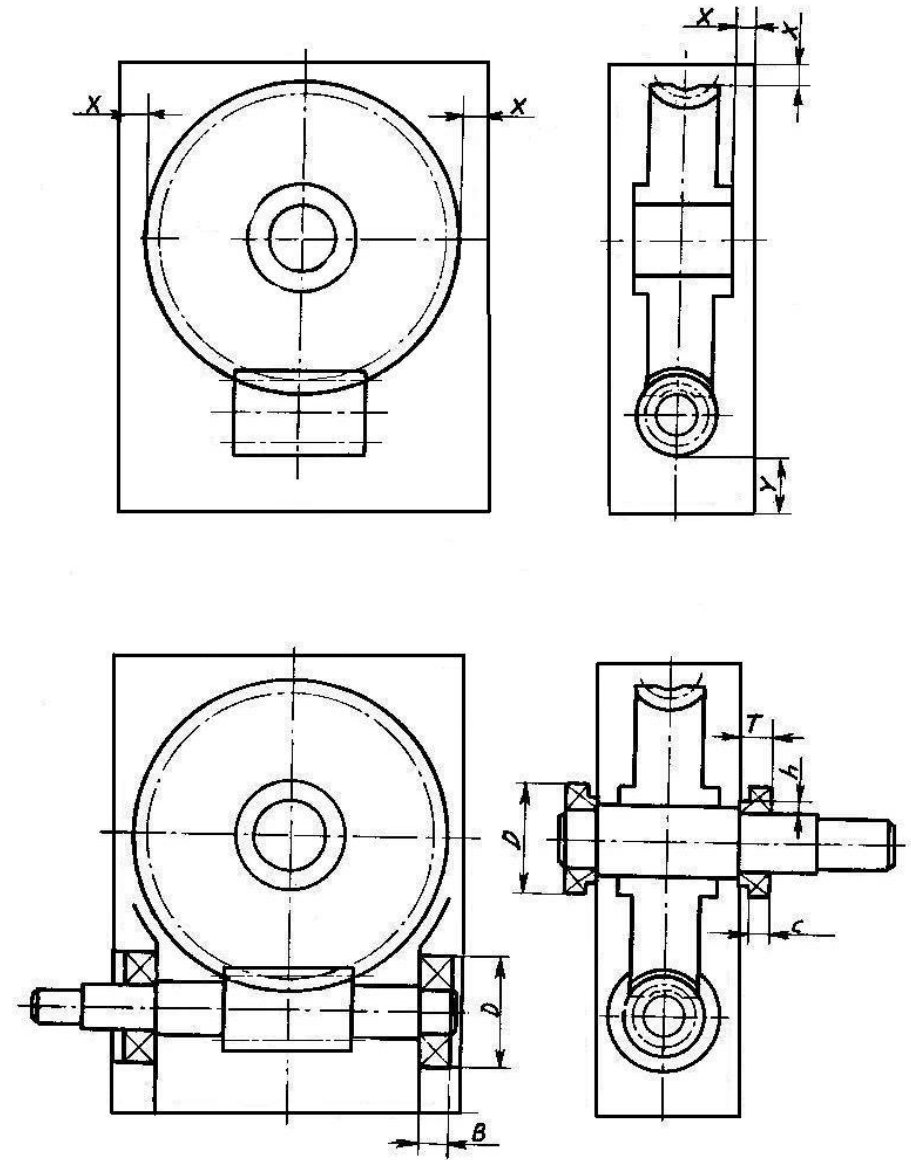


Рис. 5.3. Продолжение

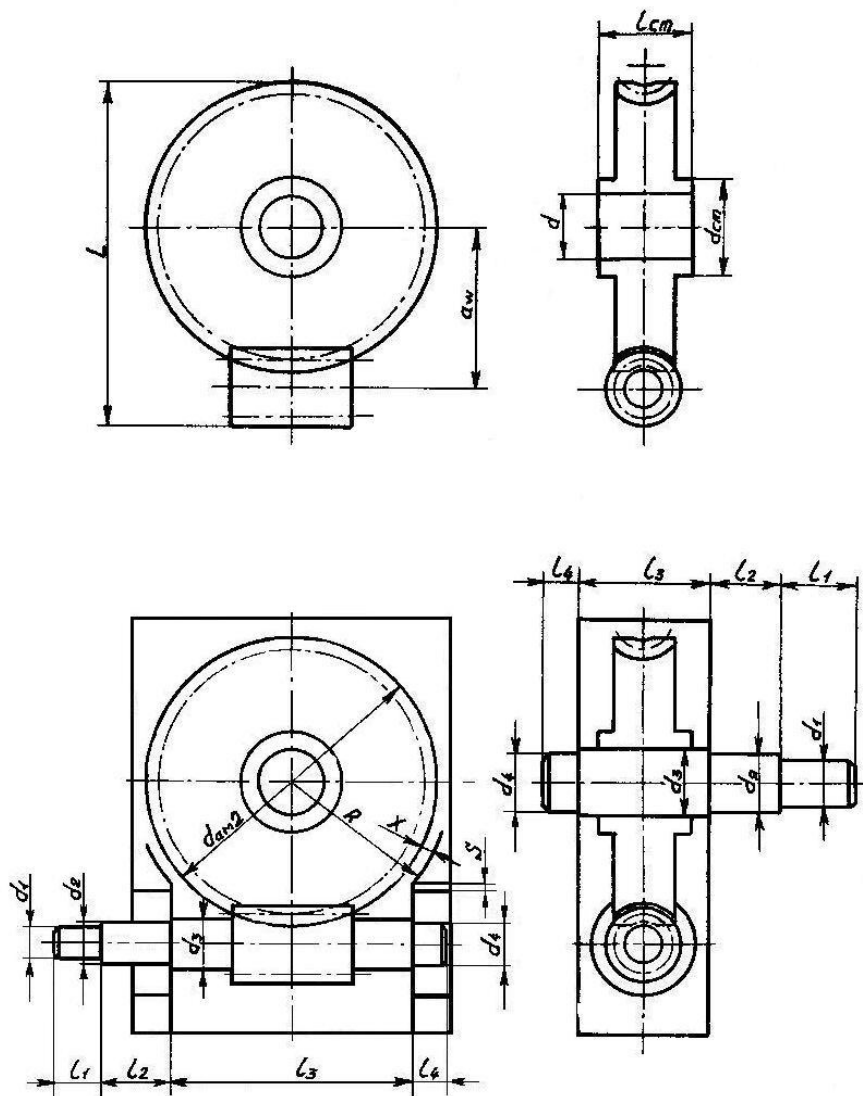


Рис. 5.3. Последовательность разработки чертежа общего вида червячного одноступенчатого редуктора

$S_{F1,2}$ — коэффициент запаса прочности: для цементированных и нитроцементированных зубчатых колес $S_F = 1,55$; для остальных — $S_F = 1,7$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{F2} F_t}{Y_{FS2} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} b m} \leq [\sigma_{F2}]$$

в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_{F2}],$$

где $K_F = K_{FV} K_F \beta K_{F\alpha}$,

где K_{FV} — коэффициент нагрузки, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, связанную с ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Значение K_F выбираем по табл. 2.9 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин», С. 20);

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца.

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

где $K_{H\beta}$ определяется по таблице 2.7 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин», С. 19).

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями.

$$K_{F\alpha} = K_H^0 \alpha.$$

В связи с погрешностью шага зацепления и направления зуба $K_{H\alpha}$ определяют в зависимости от степени точности $n_{ст}$ по нормам плавности хода. Для косозубых передач $K_{H\alpha} = 1 + A(n_{ст} - 5)$ при условии $1 \leq K_{H\alpha} \leq 1,6$, где $A = 0,15$ для пары зубчатых колес с твердостью $> 350\text{HB}$, при твердости колес $\leq 350\text{HB}$, величина $A = 0,25$.

В итоге получаем: $\sigma_{F2} < [\sigma]_{F2}$ следовательно, данная зубчатая передача работоспособна.

4.2 Расчет закрытой конической зубчатой передачи

В конической зубчатой передаче одно из колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

По опытным данным, нагрузочная способность конической прямо-зубой передачи составляет лишь около 0,85 цилиндрической.

Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса. Все поперечные сечения зуба геометрически подобны. При этом удельная нагрузка распределяется неравномерно по длине зуба. Она изменяется в зависимости от деформации и жесткости зуба в различных сечениях.

При геометрическом подобии зубьев в различных сечениях их жесткость, как консольных балок, постоянна по всей ширине колеса. Если модуль зубьев и нагрузка изменяются одинаково, то напряжения изгиба остаются постоянными по всей длине зуба. Это позволяет вести расчет по любому из сечений.

Проектный расчет

4.2.1 Определение геометрических параметров конической зубчатой передачи

Буквенные обозначения параметров и примеры вычерчивания конических шестерен приведены на С. 27 и 44 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин»).

Диаметр внешней делительной окружности колеса

$$d_{e2} \geq 1,65 \times 10^3 \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} u T_2}{v_H [\sigma]_H}},$$

где v_H — для прямозубых колес равно 0,85; для колес с круговым зубом при твердости колеса и шестерни < HB 350 величина $v_H = 1,85$, при твердости $\geq$ HRC $v_H = 1,3$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ принимаем по табл. 2.7 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин», С. 19) в зависимости от коэффициента ψ_d , который определяем по формуле

$$\psi_d = 1,66 \sqrt{u^2 + 1}.$$

Углы делительных конусов: $\delta_2 = \arctg(u)$, $\delta_1 = 90 - \delta_2$.

Вычисляем до пятого знака после запятой.

$$\text{Конусное расстояние } R_e = \frac{u^2}{2 \sin \delta_2}.$$

Ширина колеса $b = 0,285 R_e$.

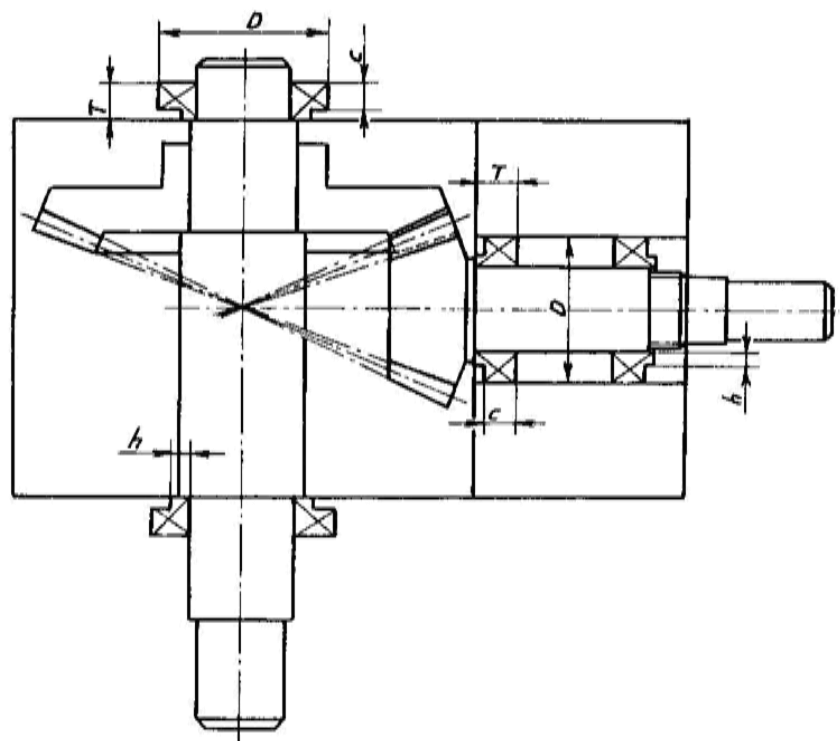
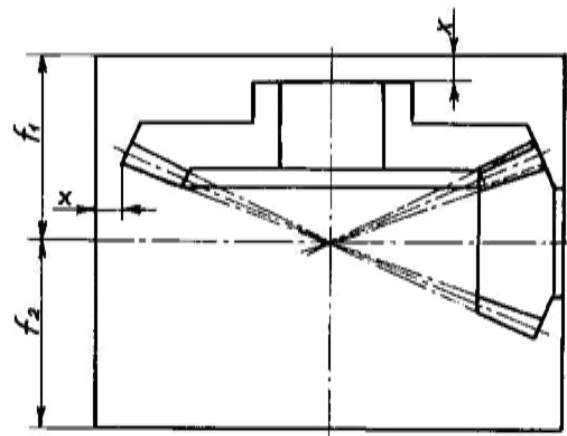


Рис. 5.3. Продолжение

4.2.2 Число зубьев колеса и внешний окружной (торцовый) модуль передачи

Определяем предварительное значение делительной окружности шестерни

$$d = \frac{d_{e2}}{u}$$

По графику на рис. 2.8 для прямозубых конических колес или для колес с круговыми зубьями на рис. 2.9 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин», С. 27 находим число зубьев шестерни Z_1 . Графики построены для колес при твердости зубьев $\geq \text{HRC45}$. Поэтому, если твердость зубьев шестерни $\geq \text{HRC45}$, а колеса меньше HB 350, то найденное по графику Z_1 увеличивают в 1,3 раза. Если твердость зубьев и шестерни и колеса меньше HB 350, то число зубьев шестерни Z_1 из графика увеличивают в 1,6 раза.

Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 u.$$

Полученное число зубьев округляем до целых единиц.

Внешний окружной модуль передачи

$$m_e (m_{te}) = \frac{d_{e2}}{Z_2}$$

где m_e — для колес с прямыми зубьями;

m_{te} — для колес с круговыми зубьями.

$$\text{Фактическое передаточное число } u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Отклонение от заданного передаточного числа не более 4 %.

4.2.3 Определение геометрических размеров колес

Точность вычислений до третьего знака после запятой.

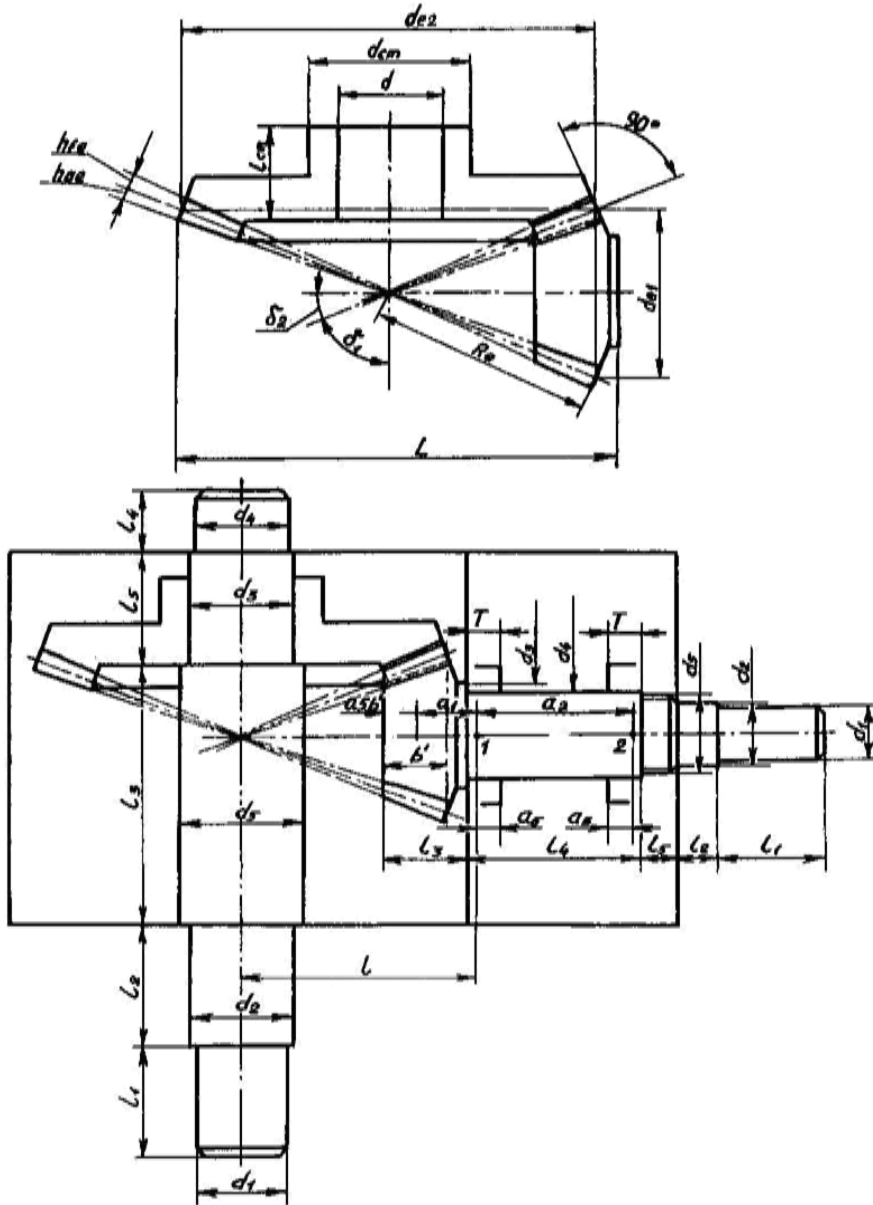
Углы делительных конусов колеса и шестерни

$$\delta_2 = \arctg(u), \delta_1 = 90^\circ - \delta_2$$

Делительные диаметры колес

- прямозубых: $d_{e1} = m_e Z_1$; $d_{e2} = m_e Z_2$;

- с круговым зубом: $d_{e1} = m_{te} Z_1$; $d_{e2} = m_{te} Z_2$.



Внешние диаметры колес

- прямозубых: $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1$;

$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2$;

- с круговым зубом: $d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1$;

$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2$

Коэффициенты смещения x_{e1} и x_{n2} выбираем по табл. 2.12 и 2.13 [1] (П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин», С. 28—29). Для передач, у которых Z_1 и u отличаются от указанных в табл. 2.12 и 2.13, коэффициенты x_{e1} и x_{n1} принимают с округлением в большую сторону.

Коэффициенты смещения инструмента для колес:

- прямозубых: $x_{e2} = -x_{e1}$;

- с круговым зубом: $x_{n2} = -x_{n1}$.

4.3 Расчет закрытой червячной передачи

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. В отличие от зубчатых в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. При мягком материале колеса (оловянные бронзы) заедание проявляется в так называемом постепенном «намазывании» бронзы на червяк, при котором передача может еще работать продолжительное время. При твердых материалах (алюминиево-железистые бронзы, чугун и т. п.) заедание переходит в задиры поверхности с последующим быстрым разрушением зубьев колеса.

Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта.

Интенсивность износа зависит также от величины контактных напряжений. Поэтому расчет по контактным напряжениям является основным. расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный. Только при мелко модульных колесах с большим числом зубьев ($z_2 > 100$) напряжения изгиба могут оказаться решающими. Расчет по напряжениям изгиба выполняют как основной для передач ручных приводов.

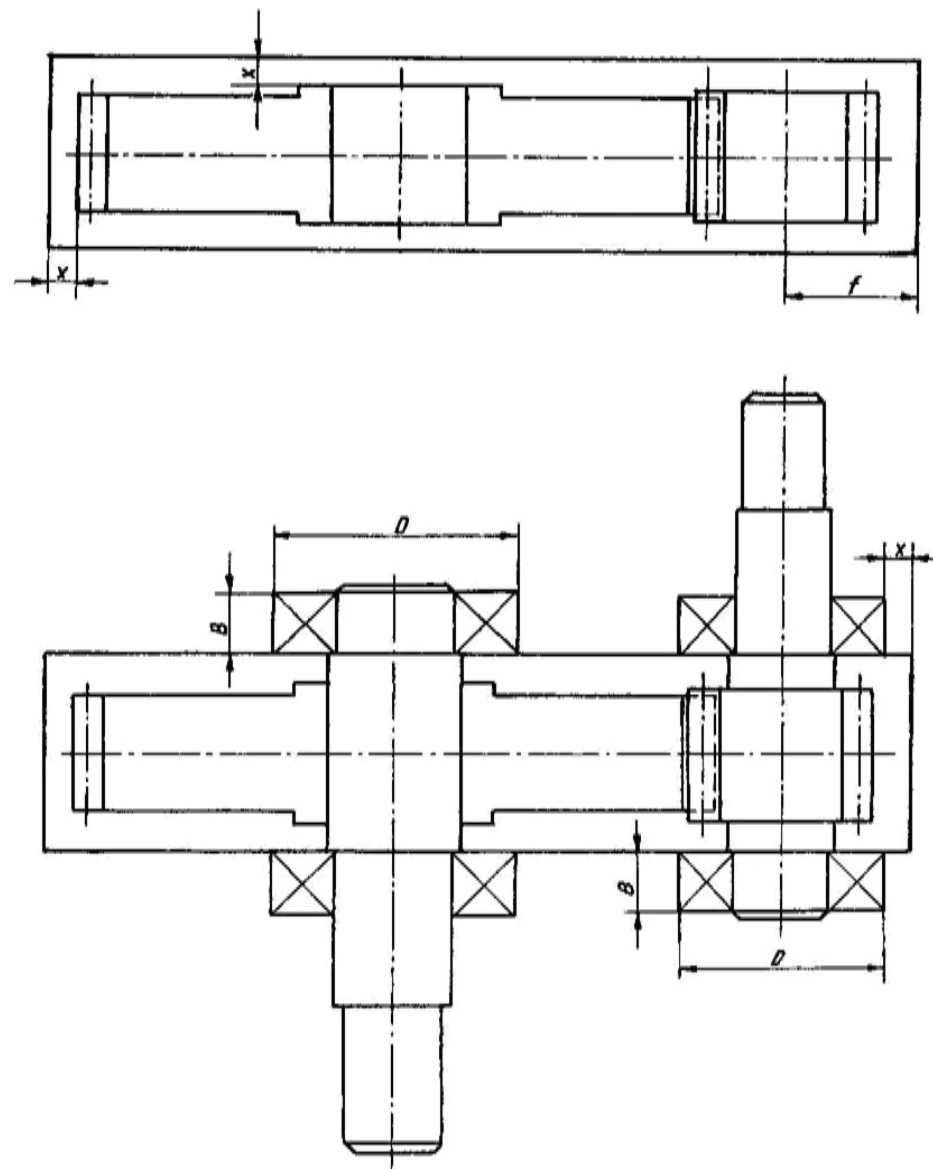


Рис. 5.2. Продолжение

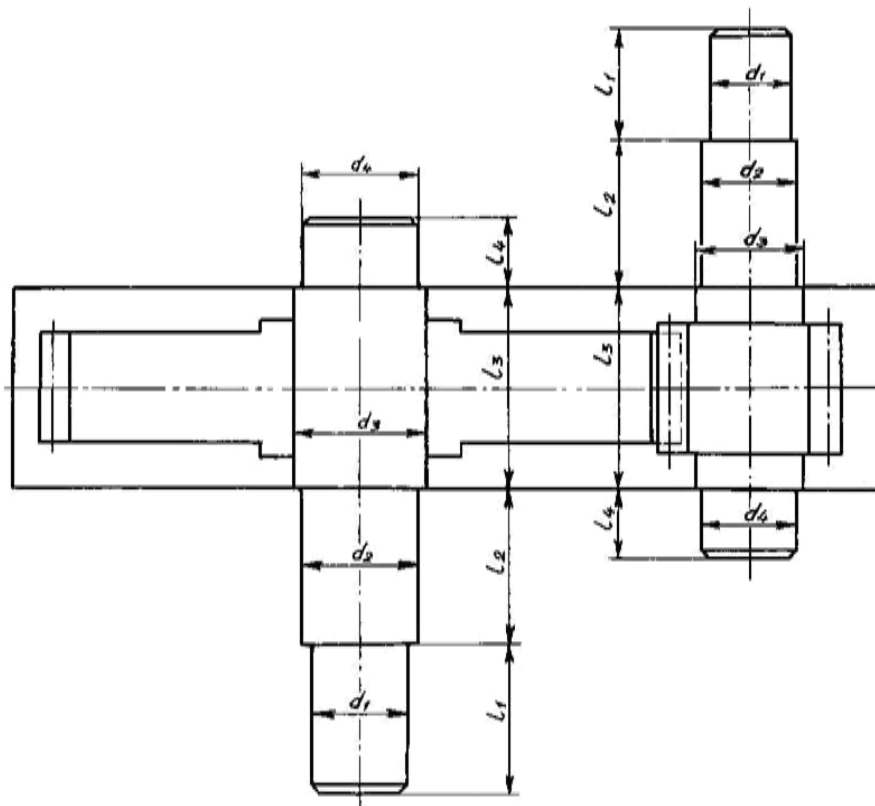
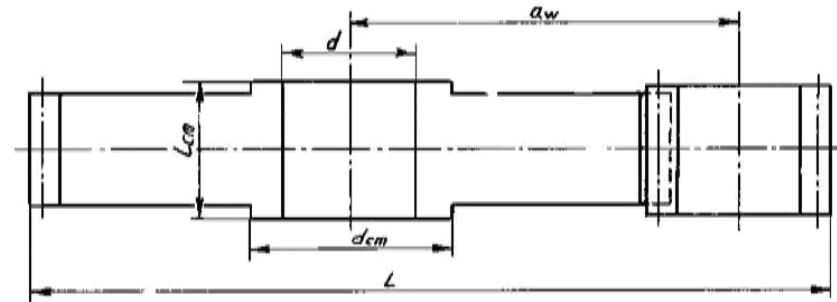


Рис. 5.2. Последовательность разработки чертежа общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора

Проектный расчет червячной передачи на контактную выносливость

4.3.1 Определение основных параметров передачи

Межосевое расстояние передачи a_w

$$a_w = 610 \sqrt{\frac{T_3}{[\sigma_H]^2}}$$

Полученное расчетом межосевое расстояние для передачи стандартного редуктора переводят в мм и округляют в большую сторону до целого числа: 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250.

Число витков червяка Z_1 зависит от передаточного числа $U_{чп}$

$U_{чп}$	от 8 до 14	от 14 до 30	более 30
Z_1	4	2	1

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 U_{чп}$$

Предварительные значения модуля передачи дают интервал значений модуля (табл. 4.1.)

$$m = (1, 5 \dots 1, 7) \frac{a_w}{z_2}$$

Таблица 4.1. Значения модуля передачи

m	2,5; 3,15; 4,0; 5	6,3; 8,0; 10; 12,5	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Предварительные значения относительного диаметра червяка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2$$

В формулу для q подставляем стандартное значение m , взятое из таблицы. Полученное значение округляем до ближайшего стандартного, приведенного в этой таблице.

Минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка

$$q_{\min} = 0,212 z_2$$

Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 (z_2 + q)$$

Если по расчету коэффициент смещения получается $|x| > 1$, изменяют a_w , q или Z_2 .

Фактическое передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Отклонение ΔU передаточного числа от заданного

$$\Delta U = \frac{|U_{\phi} - U|}{U} \leq 4\%.$$

4.3.2 Геометрические размеры червяка и колеса

Диаметр делительный червяка $d_1 = qm$.

Диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$.

Диаметр впадин $d_{f1} = d_1 - 2,4m$.

Длина нарезанной части червяка при числе витков

$$z_1 = 1 (z_1 = 2): b_1 \geq (11 + 0,06 z_2)m.$$

$$z_1 = 4: b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2)m.$$

При твердости червяка $\geq \text{HRC}45$ длину b_1 для выхода шлифовального круга увеличивают на $3m$.

Диаметр делительной окружности колеса $d_2 = z_2 m$.

Диаметр окружности вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m$.

Диаметр колеса наибольший $d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$.

Диаметр впадин $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$.

Ширина венца $b_2 \leq 0,75d_{a1}$, при $z_1 = 1 (z_1 = 2)$.

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}, \text{ при } z_1 = 4.$$

Проверочный расчет передачи на прочность

Определяем скорость скольжения в зацеплении

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma},$$

где $v_1 = 0,5\omega_1 d_1$ — окружная скорость на червяке;

2. Выбрать типоразмер подшипников по величине диаметра d внутреннего кольца.

3. Выписать основные параметры подшипников: геометрические размеры, динамическую и статическую грузоподъемности.

5.4 Разработка чертежа общего вида редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи и муфты относительно опор (подшипников); определяет расстояние l_6 и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления элемента открытой передачи и муфты на расстоянии $l_{оп}$ и l_M от реакции смежного подшипника.

Чертеж общего вида редуктора должен соответствовать чертежу приведенному на рис. 5.2—5.3 в зависимости от задания на курсовой проект [2] (А.Е. Шейнблит, «Курсовое проектирование деталей машин», С. 116—133).

П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин»).

Для промежуточного вала

$$d_2 \geq (6...7)^3 / T_2, d_{Бк} \geq d_2 + 3f, d_{Бп} \geq d_{П} + 3f,$$

где $d_{П} = d_2 + 3r$ — для конструктивного исполнения 1 (с галтелью) (см. рис. 3.1б);

$d_{П} \leq d_2$ — для конструктивного исполнения 11 (со съёмным кольцом).

Для выходного (тихоходного) вала

$$d_3 \geq (5...6)^3 / T_3, d_{П} \geq d_3 + 2t_{цил} (t_{кон}), d_{Бп} \geq d_3 + 3, d_k \geq d_{Бп}.$$

5.2 Расстояния между деталями передач

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор a , мм, который определяем по формуле

$$a = \sqrt[3]{L + 3},$$

где L — наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач, округляем в большую сторону до целого числа.

Компоновку редуктора производим в соответствии с заданием на курсовое проектирование, выходной вал расположен вертикально вверх.

Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов принимают $b_0 \geq 4a$.

5.3 Предварительный выбор подшипников качения

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

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

1. Определить тип, серию и схему установки подшипников (Шейнблит А.Е., «Курсовое проектирование деталей машин», табл. 7.2, С. 112).

γ — угол подъема линии витка (табл. 4.2).

Таблица 4.2. Значения угла подъема линии витка

z_1	Угол γ при коэффициенте q					
	8	10	12,5	14	16	20
	7°7'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
	14°2'	11°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

По полученному значению $v_{ск}$ уточняем допускаемое напряжение для червячных колес изготовленных из материалов I и II групп.

Расчетное напряжение

$$\sigma_H = \frac{4,8 \times 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_2}} \leq [\sigma_H],$$

где K — коэффициент нагрузки, при скорости скольжения колеса $v_2 \leq 3$ м/с, $K = 1$; при $v_2 > 3$ м/с, $K = 1,1 \dots 1,3$.

4.3.3 КПД передачи

Коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma + \rho'},$$

где ρ' — приведенный угол трения, определяемый экспериментально. В него включены относительные потери мощности в зацеплении, в опорах и на перемешивание масла. Числовое значение угла трения ρ' выбирают по табл. 4.3.

Таблица 4.3. Значения угла трения в зависимости от скорости скольжения

$v_{ск},$ м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	7	10	15
ρ'	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Меньшее значение для оловянной бронзы, большее значение для безоловянной бронзы, латуни и чугуна.

4.3.4 Силы в зацеплении

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2F_{t2} z_1}{q\eta}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$$

Для стандартного угла $\alpha = 20^\circ$

$$F_r = 0,364 F_{t2}$$

4.3.5. Проверка зубьев колеса по напряжениям

изгиба Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{0,7 Y_F K_F F_{t2}}{m b_2} \leq [\sigma]_F,$$

где K — коэффициент нагрузки;

Y_F — коэффициент формы зуба, который для $z_2 = \frac{z_2}{\gamma} \operatorname{при} \gamma = \cos^3$

мают по табл. 4.4.

Таблица 4.4. Значения коэффициента формы зуба

z_2	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61

z_2	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Если соблюдается условие $\sigma_F \leq [\sigma]_F$ червячная пара работоспособна.

5 Разработка эскизного проекта

После определения межосевых расстояний, диаметров и ширины зубчатых колес и размеров червяков приступаем к разработке конструкции корпуса редуктора. На этапе эскизного проектирования определяем расположение деталей передач, расстояния между ними, диаметры ступеней валов, выбираем типы подшипников и схемы их установки.

5.1 Расчет диаметров валов

Исходные данные:

- вращающий момент входного вала T_1 , Нм;
- вращающий момент промежуточного вала T_2 , Нм;
- вращающий момент выходного вала T_3 , Нм.

Типовые конструкции валов и буквенное обозначение их геометрических параметров выбираем в соответствии с [1] (рис. 3.1. С. 43 и рис. 3.2 С. 44 П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, «Конструирование узлов и деталей машин»).

Согласно «Задания на проектирование» входной (быстроходный) вал приводится во вращение валом электродвигателя через стандартную муфту. Поэтому диаметр выходного конца этого вала должен быть согласован с диаметром вала электродвигателя, то есть

$$d_1 = (0,8 \dots 1,0) d_{эд} \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_1},$$

где d_1 — диаметр выходного конца вала;

$d_{эд}$ — диаметр вала электродвигателя.

Диаметр цилиндрической цапфы вала устанавливаемой в подшипник качения — d_n

$$d_n \geq d_1 + 2t_{цил} (t_{кон}).$$

Диаметр буртика (заплечика) вала для упора подшипника качения — $d_{бп}$

$$d_{бп} \geq d_1 + 3r.$$

Высоту заплечика вала с цилиндрическим колесом — $t_{цил}$, заплечика вала конической шестерни — $t_{кон}$, размеры галтели (переходный участок между ступенями валов) т. е. координату r фаски подшипника и размер f (мм) фаски колеса принимают в зависимости от диаметра d по табл. [1]. (С. 42, С. 431 — табл. 24.27, С. 432 — табл. 24.28.

