

Министерство образования и науки Российской Федерации
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

В.П. ГИЛЕТА, Ю.В. ВАНАГ,
Н.А. ЧУСОВИТИН

ДЕТАЛИ МАШИН

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Утверждено
Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

НОВОСИБИРСК
2017

УДК 621.83(075.8)

Г 47

Рецензенты:

канд. физ.-мат. наук, доц. *А.И. Родионов*,

канд. техн. наук, доц. *А.В. Кириллов*

Работа подготовлена на кафедре проектирования технологических машин для студентов МТФ, ФЛА всех форм обучения, а также для студентов ИДО направлений: 15.03.02 – Технологические машины и оборудование; 15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств; 22.03.01 – Материаловедение и технологии материалов; 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов; 15.03.06 – Мехатроника и робототехника

Гилета В.П.

Г 47 Детали машин. Расчет и проектирование механических передач : учеб. пособие / В.П. Гилета, Ю.В. Ванаг Н.А. Чусовитин. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2017. – 116 с.

ISBN 978-5-7782-3439-0

В пособии содержатся задания для выполнения курсовых проектов (КП) и курсовых работ (КР) по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Механика» и «Прикладная механика». Изложены требования к их оформлению, приведены список рекомендуемой учебно-методической литературы и примеры выполнения этапов КП и КР.

УДК 621.83(075.8)

**Гилета Владимир Павлович
Ванаг Юлия Валерьевна
Чусовитин Николай Анатольевич**

ДЕТАЛИ МАШИН

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Редактор *Л.Н. Ветчакова*
Выпускающий редактор *И.П. Брованова*
Дизайн обложки *А.В. Ладыжская*
Компьютерная верстка *Н.В. Гаврилова*

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
Издание соответствует коду 95 3000 ОК 005-93 (ОКП)

Подписано в печать 08.12.2017. Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная
Тираж 100 экз. Уч.-изд. л. 6,74. Печ. л. 7,25. Изд. 244. Заказ № 45. Цена договорная

Отпечатано в типографии
Новосибирского государственного технического университета
630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20

ISBN 978-5-7782-3439-0

© Гилета В.П., Ванаг Ю.В.,
Чусовитин Н.А., 2017
© Новосибирский государственный
технический университет, 2017

ВВЕДЕНИЕ

Наиболее важным в подготовке инженера является обучение применению приобретенных знаний для решения практических задач. Курсовой проект (КП) и курсовая работа (КР) по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования машин» способствуют развитию инженерного мышления и приобретению навыков проектирования, расчета, использования справочной литературы, оформления технической документации, а также подготавливают студентов к выполнению КР и КП по специальным дисциплинам.

При проектировании объекта студентам необходимо уделять внимание вопросам техники безопасности, экономичности и технологичности конструкции. В ходе выполнения проекта студенты должны освоить правила и нормы конструирования деталей общего назначения, основные положения ЕСКД, вопросы стандартизации и унификации деталей и узлов машин. Работа над курсовым проектом должна научить студентов пользоваться справочной литературой, таблицами, ГОСТами, атласами типовых конструкций, нормальями, а также составлять расчетно-пояснительные записки и послужить базой для подготовки их к решению более сложных задач, в частности, к выполнению курсовых проектов по специальным дисциплинам.

Задания к курсовому проекту предусматривают решение комплексных задач по расчету, проектированию и конструкторскому оформлению механического привода и представляют собой технические условия для разработки широко применяемых в общем машиностроении механических приводов, основанных на использовании различных передач: зубчатых, червячных, фрикционных, ременных, цепных и винтовой. В заданиях включены выходные параметры и режимы работы привода, срок службы и загруженность привода во времени, конкретные элементы, которые необходимо использовать в приводе.

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Объектами курсового проектирования являются приводы различных машин, использующие большинство деталей и узлов общемашиностроительного применения. Тема курсового проекта оговаривается техническим заданием на проектирование.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части. Курсовое проектирование механического привода включает в себя выполнение технического предложения, эскизного и технических проектов.

Техническое предложение (этап может исключаться из курсового проекта) разрабатывается с целью анализа различных вариантов привода и предварительной его конструктивной проработки. Техническое предложение содержит следующие этапы работы.

1. *Подбор и изучение литературы по теме проекта.* На этом этапе студент знакомится с известными техническими решениями по справочникам, каталогам и атласам типовых конструкций.

2. *Разработка трех вариантов принципиальных кинематических схем привода. Выбор наиболее предпочтительной схемы привода,* которую студент должен согласовать с преподавателем.

3. *Кинематический расчет привода по согласованному с преподавателем варианту принципиальной схемы,* включающий подбор электродвигателя; определение общего передаточного отношения привода и его распределение по ступеням привода с редуктором; определение чисел оборотов и крутящих моментов на валах привода.

4. *Предварительный расчет редуктора.* Студент производит выбор материалов, определяет допускаемые напряжения и конструктивные размеры зубчатых передач.

5. *Компоновка редуктора* (выполняется вручную на миллиметровой бумаге в масштабе М1:1 или с использованием компьютерной графики). Для компоновки редуктора требуется выбрать основные размеры валов, опорных узлов и корпусных деталей редуктора.

Опыт показывает, что выполнение технического предложения представляет для студентов наибольшую трудность. Успехи и темп проектирования в значительной степени определяются глубиной и тщательностью разработки технического предложения.

При выполнении технического предложения студентам рекомендуется пользоваться приложениями П.11–П.16, П.21.

Эскизный проект разрабатывается на основе технического предложения после его согласования с руководителем проекта. Работа над эскизным проектом включает следующие этапы.

1. *Проверочный расчет зубчатых передач.* Проектант делает проверочные расчеты зубчатых и винтовых передач по допускаемым контактным и изгибным напряжениям и при перенагрузках.

2. *Определение размеров валов, подшипников качения и корпусных деталей редуктора.*

3. *Разработка общего вида редуктора.* Редуктор вычерчивается в двух-трех проекциях вручную на миллиметровой бумаге формата А1 или с использованием средств компьютерной графики. При разработке редуктора необходимо учитывать возможности монтажа и демонтажа его элементов, смазки, транспортировки, защиты от внешних воздействий и т. д.

4. *Оформление пояснительной записки эскизного проекта.*

При выполнении эскизного проекта студентам рекомендуется пользоваться приложением П.21.

Технический проект представляет собой совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление о проектируемом приводе.

На стадии технического проекта окончательно прорабатываются конструкции и размеры деталей редуктора и привода в целом. При выполнении технического проекта студент знакомится с известными техническими решениями по справочникам, каталогам и атласам типовых конструкций. При необходимости вносятся изменения в конструкции отдельных элементов, использованных в эскизном проекте. На стадии технического проекта производятся оформление чертежа общего вида привода (один лист формата А1), сборочного чертежа редуктора (один лист формата А1).

Технический проект содержит следующие этапы работы.

1. *Определение усилий в зацеплениях зубчатых колес, винтовых и червячных передач.*

2. *Расчет валов на прочность и жесткость.*

3. *Обоснование выбора подшипников качения.*

4. *Расчет ременных и цепных передач.*
5. *Расчет шлицевых, шпоночных и резьбовых соединений.*
6. *Обоснование выбора допусков и посадок.*
7. *Обоснование выбора системы смазки редуктора.*
8. *Расчет муфт.*
9. *Разработка общего вида привода; сборочного чертежа редуктора и рабочих чертежей основных его деталей.*
10. *Оформление пояснительной записки проекта.*

На этапе технического проекта окончательно решаются вопросы конструирования открытых передач, регулировочных и натяжных устройств, компоновки привода на раме или плите, формируются требования к монтажу и демонтажу составных узлов и привода в целом, безопасности эксплуатации привода. В случае установки элементов исполнительного механизма на одной раме (плите) с приводом элементы исполнительного механизма не вычерчиваются, но возможность их монтажа к раме (плите) должна быть обеспечена.

Выполнение рабочих чертежей предусматривает конструкторскую разработку деталей проектируемого редуктора. В их число необходимо включить вал (А3) и зубчатое колесо (А3).

Параллельно с выполнением чертежей производится составление пояснительной записки и спецификаций на сборочные единицы проектируемого привода.

Сборочный чертеж редуктора (А1), чертеж общего вида привода (А1) и соответствующие разделы пояснительной записки просматриваются и подписываются руководителем проекта.

При выполнении этапов технического проекта студентам рекомендуется пользоваться приложениями П.22–П.28.

Оформление текстовой документации

К текстовой документации относят пояснительную записку и спецификацию, которые выполняют на листах формата А4 с нанесением на них рамки и соответствующей основной надписи. При этом для заглавного листа документа или его частей используется основная надпись формы 1 (40×185) по ГОСТ 2.104–68, а для остальных – формы 1а (15×185). В учебных проектах дополнительные графы могут упускаться.

Описание и расчеты в пояснительной записке должны сопровождаться необходимыми эскизами, расчетными схемами, эпюрами. Для

сокращения объема пояснительной записки целесообразно представлять результаты расчетов в виде таблиц.

Текст документов выполняется рукописным или машинным способом на одной стороне листа. Расстояние от рамки до границ текста документа сверху при отсутствии заголовка должно быть не менее 10 мм. Абзацы в тексте начинаются отступом, равным 15 мм. В тексте допускаются только общепринятые сокращения слов.

Опечатки, опiski и графические неточности в документе допускаются исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста (графики) машинным или рукописным способом. Повреждение листов текстовой документации, помарки и следы неполностью удаленного прежнего текста не допускаются.

Текст записки должен быть выполнен аккуратно на одной стороне листа через полтора или два межстрочных интервала. Допускается применение отдельных листов формата А3 (297×420) в последующих страницах текста по ГОСТ 2.301–68.

Текстовые документы курсового проекта (работы) должны быть сброшюрованы в папке формата А4 (210×297) по ГОСТ 2301–68. Этикетка оформляется в рамке 100×60 мм. Оформление этикетки должно соответствовать рис. 1.1. За этикеткой следует титульный лист. Титульный лист выполняется на листе белой бумаги формата А4 по ГОСТ 2.301–68. Пример оформления титульного листа показан на рис. 1.2.

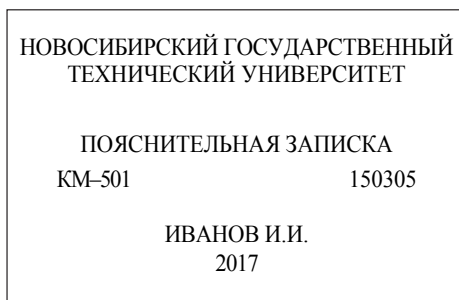


Рис. 1.1. Оформление этикетки пояснительной записки

Объем пояснительной записки к курсовому проекту (КП) составляет не менее 25 листов машинописного текста, курсовой работы (КР) – не менее 20 листов машинописного текста.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

Новосибирский государственный технический университете

Кафедра проектирования технологических машин

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту по деталям машин
на тему: «Проектирование привода ленточного
транспортера»

Обозначение проекта КП40-010208.00.00ПЗ

Факультет: Механико-технологический
Группа КМ-501

Автор проекта
Иванов И.И. _____
(подпись, дата)

Руководитель проекта
Петров В.В. _____
(подпись, дата)

Направление – 15.03.05. Конструк-
торско-технологическое обеспече-
ние машиностроительных произ-
водств (профиль.....)

Проект выполнен. _____
(дата)

Проект защищен. _____
(дата)

Оценка ECTS _____

Балл _____

НОВОСИБИРСК, 2017

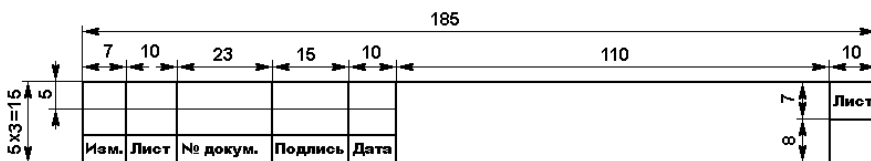
Рис. 1.2. Оформление титульного листа пояснительной записки

Содержание пояснительной записки разбивают на разделы, подразделы и пункты. Разделы должны иметь порядковые номера, обозначаемые арабскими буквами. Заголовки соответствующих разделов выполняются отдельной строкой прописными буквами и за исключением ВВЕДЕНИЯ нумеруются. Разделы, подразделы, пункты, подпункты нумеруются и оформляются согласно требованиям ГОСТ 2.105–81 следующим образом: например, 1.3.4.6, где 1 – номер раздела, 3 – подраздела, 4 – пункта, 6 – подпункта. Очередной раздел желательно начинать с новой страницы. После заголовка раздела или подраздела должна следовать постановка задачи и краткое описание метода ее решения. В конце подразделов результаты расчетов свести в таблицы.

Начинается пояснительная записка с технического задания, которое является ее первым разделом и оформляется на листе, содержащем основную надпись формы 2 (40×185), рис. 1.3. Расчетная и все остальные разделы пояснительной записки выполняются на листах с основной надписью формы 2а (15×185), рис. 1.3.



Форма 2



Форма 2а

Рис. 1.3. Основные надписи: формы 2 и 2а
(применять только в текстовой документации)

Расчетная часть ПЗ состоит из нескольких разделов, таких как «Выбор материалов и допускаемых напряжений», «Определение геометрических параметров зубчатых колес» и т. д. Расчеты должны иллюстрироваться эскизами элементов рассчитываемых деталей, расчетными схемами, эпюрами с указанием сил, моментов и необходимых размеров.

При выполнении пояснительной записки в рукописном виде расчетные схемы, эпюры, графики и эскизы выполняются карандашом с применением технических средств (линейки, циркуля, лекал и т. п.). Имеющиеся иллюстрации нумеруются, например: рис. 1.1 и т. д.

Кроме этого при оформлении рисунков, таблиц и графиков необходимо соблюдать следующие требования:

- заголовки таблиц помещаются сверху, а рисунков – снизу;
- на каждый рисунок и таблицу должны быть ссылки в тексте;
- рисунки и таблицы размещаются сразу после их первого упоминания в тексте;
- таблицы предпочтительно располагают вертикально;
- на графике должна быть нанесена размерная сетка с таким масштабом, чтобы кривые занимали не менее 80 % площади;
- у каждого графика должна быть размерная линия с нанесением величины и размерности переменных.

Оформление расчетов в пояснительной записке выполняется в следующей последовательности. Перед результатом расчета приводится формула, под которой дается расшифровка символов с указанием размерности. Далее в формулу подставляют численные значения символов, проставленные в последовательности, приведенной в формуле. Каждый символ в пределах пояснительной записки должен иметь только одно значение и расшифровывается один раз. Результаты расчетов должны быть указаны в размерном виде. Как правило, расчеты выполняются с точностью 10^{-2} (два знака после запятой). Нумеруются только те формулы, на которые приводятся ссылки по тексту.

Пример

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ; n – частота вращения, мин^{-1} .

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,67 \text{ с}^{-1}.$$

На все заимствованные из литературы рекомендации, формулы, значения коэффициентов и других величин обязательно должны быть даны ссылки в виде цифры в квадратных скобках, например: [2], где 2 – порядковый номер источника в списке литературы.

В конце записки приводится список использованной литературы и оглавление, выполненные на отдельных страницах. Список источников формируется по очередности ссылок на используемую литературу и оформляется следующим образом, например:

2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М. : Высшая школа, 2007.

Оглавление должно содержать названия разделов и подразделов с указанием страниц.

Приблизительный объем пояснительной записки – 30–40 страниц машинописного текста.

Основные требования к выполнению чертежей

Графическая часть *курсового проекта* (КП) состоит:

- 1) из сборочного чертежа редуктора, выполненного на листе формата А1;
- 2) двух рабочих чертежей деталей редуктора (по согласованию с преподавателем) формата А3 или А2;
- 3) сборочного чертежа привода в целом (общий вид привода), формат А1.

Графическая часть *курсовой работы* (КР) содержит:

- 1) сборочный чертеж редуктора, выполненного на листе формата А1.
- 2) один рабочий чертеж детали редуктора (по согласованию с преподавателем) формата А3.

Курсовой проект (курсовая работа) сопровождаются сквозной спецификацией.

При выполнении чертежей необходимо руководствоваться ГОСТами и требованиями ЕСКД.

Рекомендуется графическую и расчетную часть проекта выполнять одновременно и проверять размеры, полученные расчетом, посредством нанесения их на чертеж.

Чертежи по возможности выполняются в натуральную величину или с использованием стандартных масштабов. Допустимо применение масштабов: увеличивающих – М2:1, М2,5:1, М4:1, М5:1 или уменьшающих – М1:2, М1:2,5, М1:4, М1:5. Число проекций, видов,

разрезов и сечений должно быть минимальным, но с полным отражением формы и устройства изделия. Для обозначения разрезов, видов, выносных элементов используются русские прописные буквы или их сочетание с арабскими цифрами.

На главном виде чертежа предмет следует располагать так, чтобы изображение несло наибольшую информацию о нем самом и его взаимосвязях с другими элементами конструкции. Сборочные единицы следует представлять в функциональном положении. Для симметричных фигур допускается вычерчивать половину изображения.

Количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля изделия. Размеры увязываются с конструктивными или технологическими базами. Размеры одного и того же элемента не должны повторяться. Размеры, относящиеся к одному и тому же конструктивному элементу, следует группировать в одном месте, где форма этого элемента показана наиболее полно.

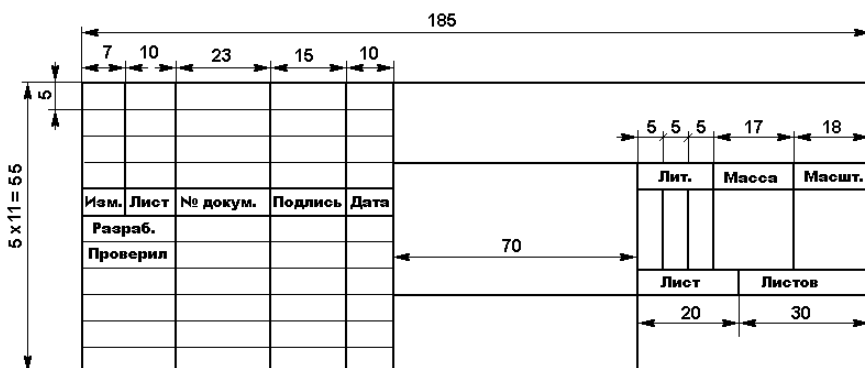
Рекомендуется размерные линии выносить из контура изображения. По возможности следует избегать пересечения размерных и выносных линий. На рабочих чертежах расстояния между предметом и размерной линией, а также между размерными линиями должно быть не менее 6 мм. Для чертежей общих видов и сборочных чертежей эти расстояния должны быть не менее 10 мм. Размерные числа наносят над размерной линией с просветом не менее 1...1,5 мм, параллельно ей и возможно ближе к середине или на линии выноски.

При одинаковых радиусах скруглений, сгибов или при преобладании какого-либо радиуса можно не наносить эти радиусы на чертеже, а делать запись в технических требованиях типа «Радиусы скруглений 3 мм», «Неуказанные радиусы 3 мм» и т. п.

Курсовому проекту присваивается обозначение, состоящее: из аббревиатуры выполняемого технического задания (КП – курсовой проект, РГР – расчетно-графическая работа) и кода кафедры прикладной механики (40); далее через тире шесть цифр, обозначающих соответственно номер задания (две цифры), номер варианта (две цифры) и две последние цифры – учебный год. Затем через точку – две цифры (XX), обозначающие сборочные единицы, и две цифры (XX), обозначающие детали. Например: КП40-010217.XX.XX, где 01 – номер задания, 02 – номер варианта и 17 – учебный год. После базового обозначения может присваиваться код документа, например: КП40-010217ПЗ – пояснительная записка, КП40-010217.XX.XXСБ – сборочный чертеж, КП40-010217.XX.XXВО – вид общий.

Указание на чертежах технических требований и технических характеристик

Чертежи должны содержать технические требования и при необходимости технические характеристики, которые помещают над основной надписью по форме 1 (рис. 1.4) в виде текстовой части.



Форма 1

Рис. 1.4. Основная надпись по форме 1
(применять только на чертежах)

Технические требования на чертеже, по ГОСТ 2.316–68, излагают, группируя вместе однородные и близкие по своему характеру требования, по возможности в определенной последовательности:

а) требования, предъявляемые к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (электрические, магнитные, диэлектрические, твердость, влажность, гигроскопичность и т. д.), указание материалов-заменителей;

б) размеры, предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей, массы и т. п.;

в) требования к качеству поверхностей, указания об их отделке, покрытии;

г) зазоры, расположение отдельных элементов конструкции;

д) требования, предъявляемые к настройке и регулированию изделия;

е) другие требования к качеству изделий, например: бесшумность, виброустойчивость, самоторможение и т. д.;

ж) условия и методы испытаний;
з) указания о маркировке и клеймении;
и) правила транспортирования и хранения;
к) особые условия эксплуатации;
л) ссылки на другие документы, содержащие технические требования, распространяющиеся на данное изделие, но не приведенные на чертеже.

Текст технических требований записывают сверху вниз. Каждый пункт пишут с новой строки, причем строки должны иметь длину не более 185 мм. В случае недостатка места их продолжают слева от основной надписи. Если на чертеже присутствуют технические требования и технические характеристики, то над их текстом помещают заголовки: «Технические требования», «Технические характеристики» без подчеркивания. Заголовок «Технические требования» не пишут, если на чертеже нет технических характеристик. Допускается технические характеристики представлять в виде таблицы и помещать на чертеже не над основной надписью.

На каждый сборочный чертеж оформляется спецификация, являющаяся основным конструкторским документом.

Оформление спецификаций

Спецификация – документ, определяющий состав изделия и всей конструкторской документации, относящийся к этому изделию. Спецификацию следует составлять на каждую сборочную единицу и оформлять по ГОСТ 2.108–68.

Спецификация учебного проекта состоит из следующих разделов:

- документация;
- сборочные единицы;
- детали;
- стандартные изделия;
- прочие изделия;
- материалы.

Наименование разделов записывают в виде заголовков в графе «Наименование» строчными буквами (кроме первой прописной) и подчеркивают. Ниже заголовка должна быть оставлена одна свободная строка, выше – не менее одной свободной строки.

В раздел «Документация» вносят все документы на изделие.

В разделы «Сборочные единицы» и «Детали» вносят сборочные единицы и детали специфицируемого изделия.

В разделе «Стандартные изделия» записываются изделия, примененные по государственным, отраслевым стандартам или стандартам предприятия.

В пределах каждой категории стандартов изделия записывают по группам, например: болты, гайки, подшипники и т. д.

В разделе «Прочие изделия» записываются изделия, взятые из каталогов и других источников, за исключением стандартных изделий.

В раздел «Материалы» вносят материалы специфицируемого изделия, необходимое количество которых определено конструктором по размерам элементов изделия. При необходимости указания о применении материалов, отсутствующих в спецификации, дают в технических требованиях на поле чертежа.

Размеры граф спецификации по усмотрению разработчика при необходимости могут быть изменены, кроме граф основных надписей.

Графа «Зона» может быть исключена.

При заполнении текстовых документов машинным способом горизонтальные строки в формах 1 и 1а, а также в основной надписи формы 2 не приводят.

Этапы КП (КР) и рекомендуемые сроки их выполнения

Этапы курсового проекта и рекомендуемые сроки выполнения, табл. 1.1

Таблица 1.1

Этапы КП и рекомендуемые сроки их выполнения

Этапы	Сроки (недели)
1. Кинематический и силовой расчет привода	2
2. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений зубчатых передач	2–4
3. Эскизная компоновка редуктора: – предварительный расчет валов; – предварительный выбор подшипников; – расчет элементов корпуса; – выбор уплотнений (манжеты)	5–7
4. Расчет открытой передачи	6
5. Проверочный расчет валов (на усталостную, статическую прочность и жесткость)	8

Окончание табл. 1.1

Этапы	Сроки (недели)
6. Подбор и проверка подшипников. Конструирование подшипниковых узлов	10
7. Выбор и расчет шпонок и шлицевых соединений	11
8. Выбор и расчет муфт	12
9. Выбор смазки (передаточного редуктора и подшипников)	13
10. Сборка редуктора	
11. Оформление графической части КП	14
12. Оформление пояснительной записки	14–16
13. Защита КП	17–18

Этапы курсовой работы и рекомендуемые сроки выполнения, табл. 1.2

Таблица 1.2

Этапы КР и рекомендуемые сроки их выполнения

Этапы	Сроки (недели)
1. Кинематический и силовой расчет привода	3
2. Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений зубчатых передач	5–6
3. Эскизная компоновка редуктора: – предварительный расчет валов; – предварительный выбор подшипников; – расчет элементов корпуса; – выбор уплотнений (манжеты)	7–13
4. Оформление графической части КР	14–15
5. Оформление пояснительной записки	15–16
6. Защита КР	17–18

Защита курсового проекта (работы)

К защите допускаются курсовые проекты (работы), выполненные в соответствии с заданием, просмотренные и проверенные студентом и руководителем.

Защита проекта производится по расписанию кафедры.

Рекомендуемая литература

1. *Иванов М.Н.* Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с., ил.
2. *Дунаев П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Академия, 2009. – 495 с., ил.
3. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач / С. А. Чернавский и др. – М. : Альянс, 2008. – 590 с., ил.
4. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, Машиностроение-1, 2006.
5. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с., ил.
6. ГОСТ 2.301. Единая система конструкторской документации: сборник / Межгос. стандарт. – М. : Изд-во стандартов, 2001.
7. *Анфимов М.И.* Редукторы. Конструкции и расчет : альбом. – М.: Машиностроение, 1993. – 464 с., ил.
8. Детали машин. Атлас конструкций. В 2 ч. Ч. 2. Учебное пособие для машиностроительных и механических специальностей вузов / Б.А. Байков и др.; под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992. – 296 с., ил.
9. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский; под ред. В.С. Полякова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. – 343 с., ил.
10. *Орлов П.И.* Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. В 2 кн. – М.: Машиностроение, 1988.
11. Машиностроение: В 40 т. Т. 4-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Д.Н. Решетов и др. – М. : Машиностроение, 1995. – 863 с.
12. Детали машин. Проектирование: Справочное учеб.-метод. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2004. – 308 с.

2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ ПЕРВОГО ТИПА

На схемах указано: М – двигатель, ИМ – исполнительный механизм, И – муфта; открытые передачи: $\boxed{\times}$ – $\boxed{\times}$ – ременная передача; $\diamond \times \diamond$ – цепная передача; валы: Б – быстроходный, П – промежуточный, Т – тихоходный; вид зацепления зубчатых колес: Кз – косозубое зацепление, Пз – прямозубое зацепление; Шз – шевронное зацепление.

Техническое задание 1. Спроектировать привод к горизонтальному валу ворот шлюзового затвора по схеме (рис. 2.1) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Мощность P и угловая скорость ω вала исполнительного механизма приведены в табл. 2.1.

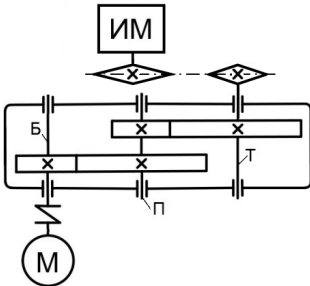


Рис. 2.1. Привод ворот шлюзового затвора

Таблица 2.1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	10	5	9	7,5	8	3,5	5,5	1,5	2	7
ω , с^{-1}	4	3	2,5	3,5	4	3	2,4	4	3,5	4,5
Быстроходная ступень	Пз	Пз	Пз	Кз	Кз	Кз	Пз	Пз	Кз	Кз
Тихоходная ступень	Пз	Кз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз	Шз	Кз	Пз

Техническое задание 2. Спроектировать привод к горизонтальному валу шагающего конвейера по схеме (рис. 2.2) с графиком нагрузки, см. рис. 2.11 и табл. 2.11. Окружное усилие F , окружная скорость v , диаметр D звездочки на валу исполнительного механизма приведены в табл. 2.2.

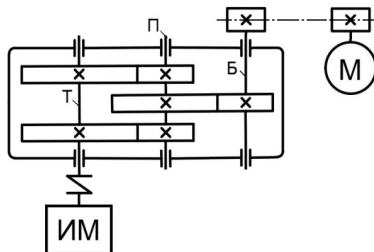


Рис. 2.2. Привод шагающего конвейера

Таблица 2.2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	9	12	8	16	14	10	11	10	13	15
v , м/с	0,8	0,5	0,65	0,4	0,45	0,7	0,6	0,5	0,6	0,5
D , м	0,35	0,35	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,3	0,35	0,25
Быстроходная ступень	Пз	Шз	Пз	Шз	Шз	Пз	Шз	Пз	Шз	Пз
Тихоходная ступень	Пз	Пз	Кз	Кз	Пз	Кз	Кз	Пз	Пз	Кз

Техническое задание 3. Спроектировать привод к горизонтальному валу шнекового транспортера по схеме (рис. 2.3) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Мощность P и угловая скорость ω на валу исполнительного механизма приведены в табл. 2.3.

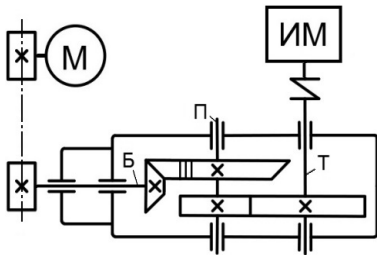


Рис. 2.3. Привод шнекового транспортера

Таблица 2.3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2	11	9	8	7	6	5	10	4	3
ω , с^{-1}	4	4,5	2,5	3	2	3,5	4	5	6	7
Тихоходная ступень	Кз	Шз	Пз	Кз	Шз	Пз	Кз	Шз	Пз	Кз

Техническое задание 4. Спроектировать привод к горизонтальному валу цепного транспортера по схеме (рис. 2.4) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Окружное усилие F , окружная скорость v и диаметр D тяговой звездочки исполнительного механизма приведены в табл. 2.4.

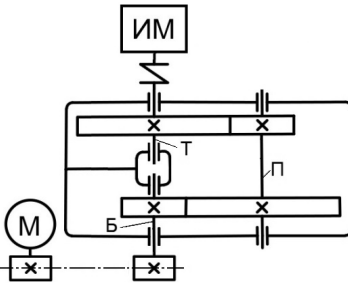


Рис. 2.4. Привод цепного транспортера

Таблица 2.4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	11	5	9	8	7	6	4	3	2
v , м/с	0,7	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,4	0,7	0,8	0,4
D , м	0,35	0,2	0,25	0,25	0,35	0,3	0,2	0,25	0,35	0,2
Быстроходная ступень	Пз	Пз	Пз	Кз	Кз	Кз	Пз	Пз	Кз	Кз
Тихоходная ступень	Пз	Кз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз	Шз	Кз	Пз

Техническое задание 5. Спроектировать привод к горизонтальному валу лебедки кранбалки по схеме (рис. 2.5) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Окружное усилие F , окружная скорость v и диаметр D барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.5.

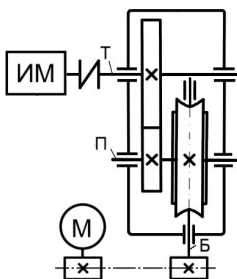


Рис. 2.5. Привод лебедки кранбалки

Таблица 2.5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	18	22	12	30	14	20	25	50	40	30
v , м/с	0,15	0,14	0,25	0,13	0,23	0,18	0,2	0,15	0,12	0,11
D , м	0,35	0,35	0,35	0,25	0,35	0,35	0,25	0,2	0,2	0,25
Тихоходная ступень	Пр	Ш	К	Пр	Ш	К	Пр	Ш	К	Пр

Техническое задание 6. Спроектировать привод к барабану бетоносмесителя, размещенного под углом 45° к горизонту на валу редуктора по схеме (рис. 2.6) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Крутящий момент T и угловая скорость ω на валу исполнительного механизма приведены в табл. 2.6.

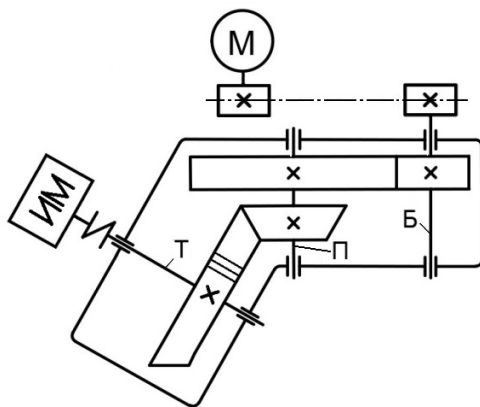


Рис. 2.6. Привод бетоносмесителя

Таблица 2.6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , кН·м	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	4,8	1,9
ω , с ⁻¹	5	4	3	6	3,5	2,5	4,5	5,5	2	4
Быстроходная ступень	Пз	Кз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз	Шз	Кз	Пз

Техническое задание 7. Спроектировать привод к горизонтальному валу ленточного конвейера по схеме (рис. 2.7) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Крутящий момент T вала и угловая скорость ω вала исполнительного механизма приведены в табл. 2.7.

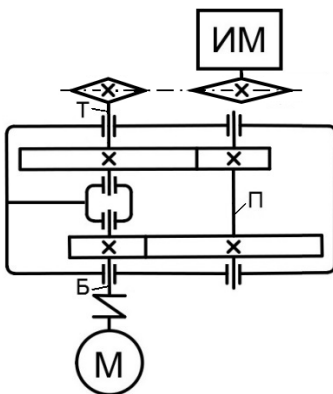


Рис. 2.7. Привод ленточного конвейера

Таблица 2.7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , кН·м	1,5	5,5	1	5	3	2	1,8	9	4,5	4
ω , с ⁻¹	3,5	4	3	2,5	5	5,5	4,5	2	3	6
Быстроходная ступень	Пз	Пз	Кз	Кз	Кз	Пз	Пз	Кз	Кз	Пз
Тихоходная ступень	Кз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз	Шз	Кз	Пз	Пз

Техническое задание 8. Спроектировать привод к горизонтальному валу транспортера с модульной лентой по схеме (рис. 2.8) с графиче-

ком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Крутящий момент T и угловая скорость ω на валу исполнительного механизма приведены в табл. 2.8.

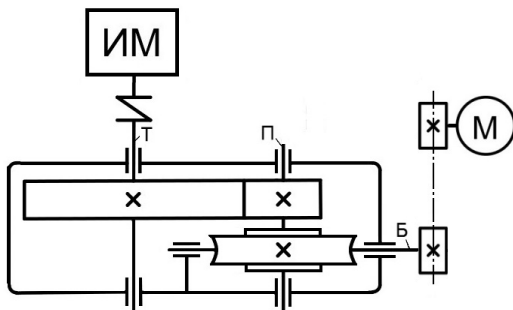


Рис. 2.8. Привод транспортера с модульной лентой

Таблица 2.8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , кН·м	10	15	11	12	8	7	5	6	9	14
ω , c^{-1}	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5	0,7	0,8	0,6	0,4	0,9
Тихоходная ступень	Кз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз	Шз	Кз	Пз	Пз

Техническое задание 9. Спроектировать привод к горизонтальному валу канатоукладчика по схеме (рис. 2.9) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Крутящий момент T и угловая скорость ω на валу исполнительного механизма приведены в табл. 2.9.

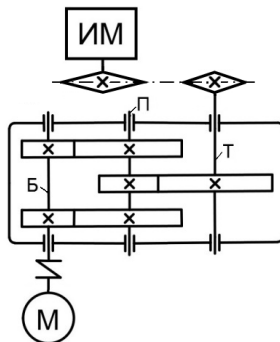


Рис. 2.9. Привод канатоукладчика

Таблица 2.9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , кН·м	2,7	1,5	2,8	2	3	2,5	2,5	1,5	1,8	2,4
ω , с ⁻¹	2,5	3	3,5	4	2	3	4	5	4,5	6
Быстроходная ступень	Пз	Пз	Пз	Кз	Кз	Кз	Пз	Пз	Кз	Кз
Тихоходная ступень	Пз	Кз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз	Шз	Кз	Пз

Техническое задание 10. Спроектировать привод к горизонтальному валу шаровой мельницы по схеме (рис. 2.10) с графиком нагрузки (см. рис. 2.11 и табл. 2.11). Окружное усилие F , окружная скорость v и его диаметр D барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.10.

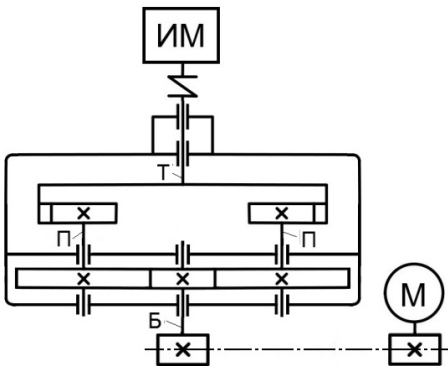


Рис. 2.10. Привод шаровой мельницы

Таблица 2.10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	6	9,5	7,5	10	11	12	9	8	8,5
v , м/с	0,4	0,8	0,9	0,85	0,6	0,5	0,55	0,75	0,65	0,7
D , м	0,2	0,3	0,35	0,35	0,3	0,2	0,25	0,25	0,35	0,35
Быстроходная ступень	Пз	Кз	Пз	Кз	Кз	Кз	Пз	Пз	Кз	Кз
Тихоходная ступень	Пз	Пз	Пз	Пз	Пз	Пз	Пз	Пз	Пз	Пз

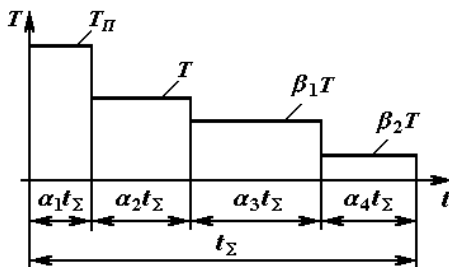


Рис. 2.11. График нагрузки привода:

T – номинальный крутящий момент; T_{II} – пусковой момент; t – время эксплуатации привода

Таблица 2.11

Вариант	α_1	α_2	α_3	α_4	β_1	β_2	L	K_{Γ}	K_c
1	10^{-4}	0,2	0,7	0,1	0,8	0,3	2	0,5	0,5
2	10^{-4}	0,8	0,1	0,1	0,9	0,3	2,5	0,3	0,4
3	10^{-4}	0,4	0,3	0,3	0,75	0,4	2,3	0,2	0,3
4	10^{-4}	0,4	0,4	0,2	0,5	0,2	3,5	0,1	0,2
5	10^{-4}	0,6	0,3	0,1	0,3	0,1	4	0,6	0,1
6	10^{-3}	0,9	0,1	0,1	0,5	0,2	3,5	0,7	0,4
7	10^{-3}	0,7	0,3	0,0	0,9	0,5	3	0,8	0,3
8	10^{-3}	0,5	0,3	0,2	0,5	0,3	2,5	0,4	0,5
9	10^{-3}	0,8	0,1	0,1	0,3	0,1	4,5	0,3	0,6
10	10^{-3}	0,6	0,2	0,2	0,7	0,3	5	0,2	0,7

L – срок службы в годах; K_{Γ} – коэффициент годового использования; K_c – коэффициент суточного использования

ВТОРОГО ТИПА

На схемах указано: М – двигатель, ИМ – исполнительный механизм, И – муфта; валы: Б – быстроходный, Т – тихоходный вид зацепления зубчатых колес: Кз – косозубое зацепление, Пз – прямозубое зацепление; Шз – шевронное зацепление.

Техническое задание 1. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу каретки волочильной машины по схеме

(рис. 2.12). Окружное усилие F , окружная скорость v и диаметр D звездочки цепи каретки (ИМ) волочильной машины приведены в табл. 2.12. Вид зацепления зубчатых колес закрытой зубчатой передачи выбрать по табл. 2.22.

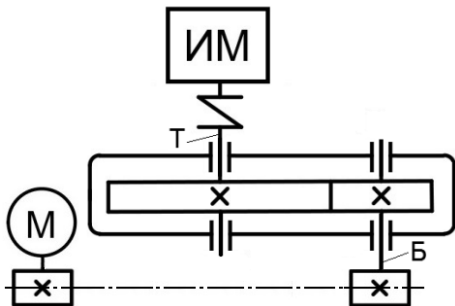


Рис. 2.12. Привод волочильного барабана

Таблица 2.12

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	9	8	6	5	4,5	5	7,5	8	8,5	6,5
v , м/с	0,7	0,8	0,7	0,75	0,6	0,65	0,7	0,8	0,8	0,75
D , м	0,18	0,23	0,15	0,19	0,2	0,23	0,18	0,16	0,17	0,21

Техническое задание 2. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу ленточного конвейера (рис. 2.13). Окружное усилие F , окружная скорость v и диаметр D барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.13. Вид зацепления зубчатых колес закрытой передачи выбрать по табл. 2.22.

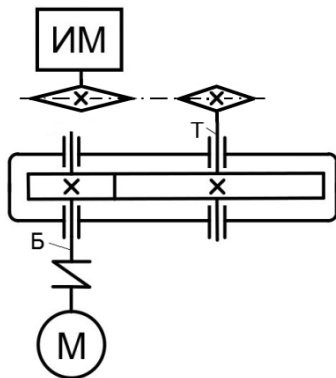


Рис. 2.13. Привод ленточного конвейера

Таблица 2.13

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	7	8	6,5	5	7,5	9	8,5	7,5	8	6,5
v , м/с	0,3	0,45	0,35	0,4	0,5	0,45	0,3	0,35	0,3	0,4
D , м	0,1	0,14	0,17	0,12	0,2	0,15	0,135	0,14	0,15	0,1

Техническое задание 3. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу конвейера сборки радиоаппаратуры (рис. 2.14). Окружное усилие F , окружная скорость v и диаметр D барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.14.

Рис. 2.14. Привод конвейера сборки радиоаппаратуры

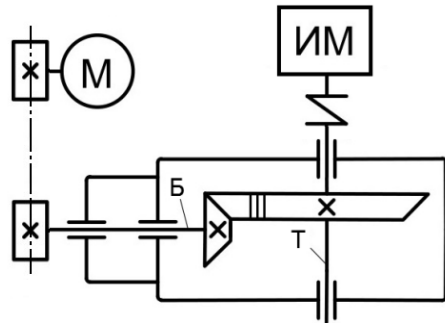


Таблица 2.14

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6	5	7	6	7,5	6,5	7,5	8	6	6,5
v , м/с	0,75	0,85	0,8	0,9	0,6	0,95	0,7	0,85	0,6	0,75
D , м	0,175	0,17	0,13	0,15	0,14	0,18	0,13	0,155	0,125	0,18

Техническое задание 4. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу механизма подъемного крана с нижним расположением червяка (рис. 2.15). Скорость подъема груза v , грузоподъемность G и диаметр D барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.15.

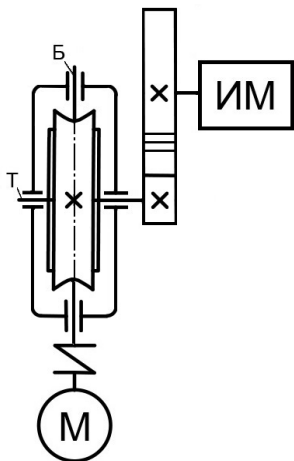


Рис. 2.15. Механизм подъемного крана

Таблица 2.15

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , кН	10	12	8	10	12	8	12	12	10	10
v , м/с	0,5	0,4	0,5	0,5	0,3	0,6	0,4	0,3	0,5	0,4
D , м	0,375	0,3	0,375	0,38	0,23	0,45	0,31	0,235	0,38	0,3

Техническое задание 5. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу скребкового конвейера (рис. 2.16). Окружное усилие F , окружная скорость v и диаметр D барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.16.

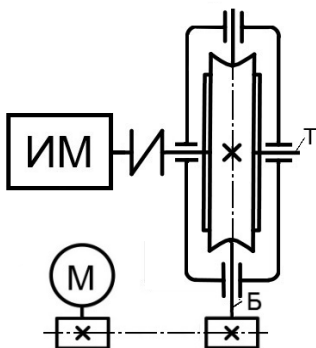


Рис. 2.16. Привод скребкового конвейера

Таблица 2.16

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	11	10	9	7,5	13	8	10	12	15	20
v , м/с	0,3	0,25	0,2	0,15	0,3	0,2	0,25	0,2	0,25	0,25
D , м	0,24	0,2	0,18	0,14	0,24	0,18	0,21	0,19	0,21	0,22

Техническое задание 6. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу станции тележечного конвейера (рис. 2.17). Окружное усилие F , окружная скорость v и диаметр D барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.17. Вид зацепления зубчатых колес закрытой зубчатой передачи выбрать по табл. 2.22.

Рис. 2.17. Привод станции тележечного конвейера

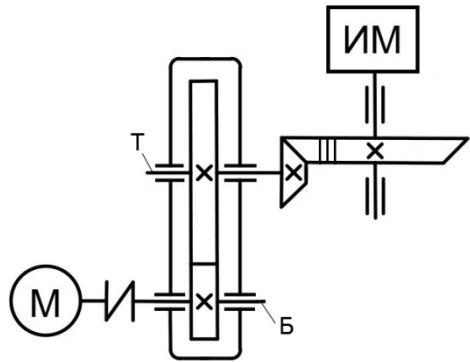


Таблица 2.17

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , Н	700	800	1100	1000	1900	1200	800	700	1100	900
v , м/с	1,3	3,5	2	2,5	2,7	3,2	2,5	3	2	1,7
D , м	0,25	0,35	0,3	0,25	0,35	0,35	0,25	0,35	0,3	0,2

Техническое задание 7. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу машины для переработки и калибровки корнеплодов (рис. 2.18). Момент T и угловая скорость ω на валу исполнительного механизма приведены в табл. 2.18.

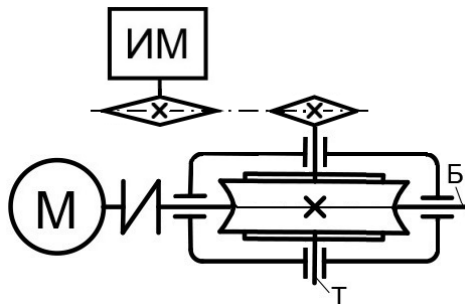


Рис. 2.18. Привод машины переработки корнеплодов

Таблица 2.18

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н}\cdot\text{м}$	600	500	700	600	750	650	750	800	600	650
$\omega, \text{с}^{-1}$	2,5	3,5	3	2,2	2,4	2,7	2,6	1,2	3,5	4

Техническое задание 8. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу шнекового транспортера (рис. 2.19). Момент T и частота вращения n шнека исполнительного механизма приведены в табл. 2.19. Вид зацепления зубчатых колес закрытой зубчатой передачи выбрать по табл. 2.22.

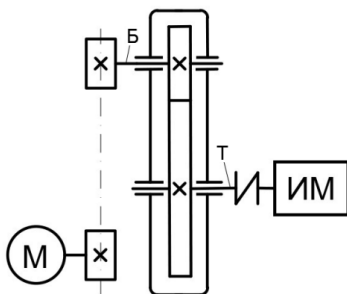


Рис. 2.19. Привод шнекового транспортера

Таблица 2.19

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н}\cdot\text{м}$	550	500	600	550	450	500	600	450	600	600
$n, \text{мин}^{-1}$	100	115	90	110	120	105	95	115	100	100

Техническое задание 9. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу барабана смесителя (рис. 2.20). Момент T и частота вращения n барабана исполнительного механизма приведены в табл. 2.20.

Рис. 2.20. Привод барабана смесителя

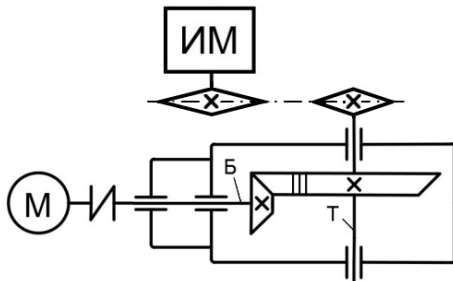


Таблица 2.20

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н}\cdot\text{м}$	135	165	160	145	160	150	170	165	155	140
$n, \text{мин}^{-1}$	100	160	120	110	145	150	130	180	140	200

Техническое задание 10. Спроектировать механический привод к горизонтальному валу механизма намотки кабеля на катушку (рис. 2.21). Усилие тяжения F_t кабеля, окружная скорость v на катушке и диаметр D катушки исполнительного механизма приведены в табл. 2.21. Вид зацепления зубчатых колес закрытой зубчатой передачи выбрать по табл. 2.22.

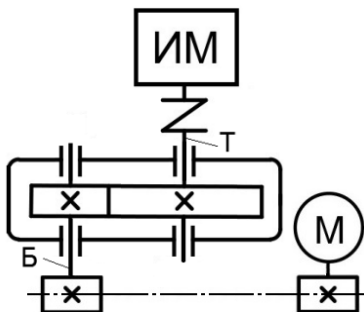


Рис. 2.21. Привод намотки кабеля

Таблица 2.21

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	6	5,5	6,2	5	4,5	7,4	6,3	7,6	8,5	6,5
v , м/с	0,6	0,85	0,9	0,7	0,75	0,85	0,65	0,8	0,95	0,95
D , м	0,12	0,18	0,14	0,13	0,19	0,17	0,16	0,15	0,18	0,2

Таблица 2.22

Вид зацепления зубчатых колес закрытой зубчатой передачи

Варианты									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кз	Пз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз	Пз	Шз	Кз

3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

3.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Провести кинематический и силовой расчет механического привода (рис. 3.1). Крутящий момент на валу исполнительного механизма $T_{\text{ИМ}} = 240 \text{ Н}\cdot\text{м}$, угловая скорость вращения вала исполнительного механизма $\omega_{\text{ИМ}} = 15 \text{ с}^{-1}$.

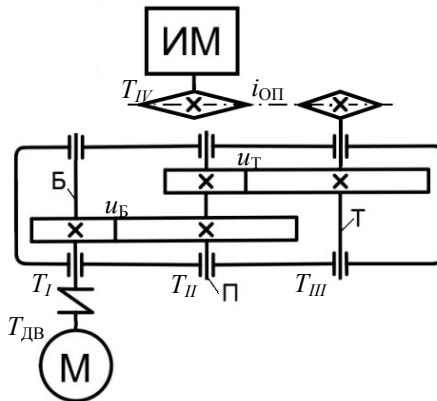


Рис. 3.1. Механический привод

На схеме (рис. 3.1) показано: М – электродвигатель, ИМ – исполнительный механизм, —/— – муфта, <X>—<X> – цепная передача.

Валы редуктора: Б – быстроходный, П – промежуточный, Т – тихоходный.

Выбор электродвигателя и определение его мощности

По условию мощность, необходимая для работы исполнительного механизма (смесителя),

$$P_{\text{им}} = T_{\text{им}} \omega_{\text{им}} = 240 \cdot 15 = 3600 \text{ Вт} = 3,6 \text{ кВт.}$$

Необходимая расчетная мощность электродвигателя

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{им}}}{\eta},$$

где η – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода.

Примечание. Если в исходных данных задана частота вращения исполнительного механизма $n_{\text{им}}$ мин⁻¹ (об/мин), то угловая скорость его вращения $\omega_{\text{им}}$ с⁻¹ (рад/с) определяется по выражению $\omega_{\text{им}} = \pi n_{\text{им}} / 30$.

Общий КПД привода:

$$\eta = \eta_{\text{зп}}^2 \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{м}}.$$

Здесь $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД ступени редуктора (закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами), $\eta_{\text{цп}} = 0,95$ – КПД цепной передачи, $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД муфты (см. приложение П1) [1, 2].

Тогда $\eta = 0,97^2 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,88$.

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{им}}}{\eta} = \frac{3,6}{0,88} = 4,10 \text{ кВт.}$$

По справочным данным (приложение П2) [2] выбираем стандартный асинхронный электродвигатель мощностью $P_{\text{дв}} = 4$ кВт.

Примечание. При постоянной нагрузке допускается перегрузка мощности электродвигателя $P_{\text{дв}}$ до 8 % [2].

Определим перегрузку Δ мощности электродвигателя:

$$\Delta = \left| \frac{P - P'}{P} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{4 - 4,10}{4} \right| \cdot 100 \% = 2,5 \% < 8 \%$$

Найденная перегрузка мощности электродвигателя $P_{\text{дв}}$ меньше 8 %, что допустимо.

Определение расчетной частоты вращений электродвигателя

Так как при одной мощности двигателя, существует четыре его модификации с синхронными частотами вращения: $n_{\text{дв}} = 3000; 1500; 1000; 750 \text{ мин}^{-1}$ соответственно, то для выбора частоты вращения двигателя определим передаточные отношения привода для каждого варианта (в расчетах используем фактическую (асинхронную) частоту вращения двигателя $n_{\text{дв}} = 2850; 1410; 950; 716 \text{ мин}^{-1}$, приложение П2):

$$i'_{\text{общ}i} = \frac{n_{\text{дв}i}}{n_{\text{им}}} = i'_{\text{цп}} \cdot i'_{\text{р}i},$$

где $i'_{\text{общ}}$ – расчетное значение общего передаточного отношения привода; $n_{\text{дв}i}$ и $n_{\text{им}}$ – частоты вращения двигателя и исполнительного механизма, $n_{\text{им}} = \frac{30\omega_{\text{им}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 15}{3,14} = 143,31, \text{ мин}^{-1}$ соответственно; $i'_{\text{цп}}$ – принятое по рекомендации передаточное отношение цепной передачи;

$i'_{\text{р}} = \frac{i'_{\text{общ}}}{i'_{\text{цп}}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}}$ – расчетное передаточное отношение редуктора.

Расчет проводим для четырех вариантов двигателей, имеющих одинаковую мощность. Алгоритм расчета показываем на примере двигателя с частотой вращения $n_{\text{дв}} = 2850 \text{ мин}^{-1}$:

$$i'_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{им}}} = \frac{2850}{143,31} = 19,89.$$

Зададимся передаточным отношением цепной передачи $i'_{\text{цп}}$. В соответствии с рекомендациями, данными в приложении П1, примем $i'_{\text{цп}} = 2$. Тогда

$$i'_{\text{р}} = \frac{i'_{\text{общ}}}{i'_{\text{цп}}} = \frac{19,89}{2} = 9,95.$$

По рекомендациям из приложения П4 распределяем передаточные числа между ступенями редуктора (для развернутой схемы редуктора):

– передаточное число тихоходной ступени редуктора:

$$u'_T = 0,88\sqrt{i'_p} = 0,88\sqrt{9,95} = 2,78,$$

по приложению П5 принимаем $u_T = 3,15$;

– передаточное число быстроходной ступени редуктора:

$$u'_6 = \frac{i'_p}{u_T} = \frac{9,95}{2,8} = 3,51,$$

по приложению П5 принимаем $u_6 = 3,55$.

Окончательно $i_p = u_6 \cdot u_T = 2,8 \cdot 3,55 = 9,94$.

Определим погрешность Δ между требуемой величиной передаточного отношения редуктора и фактической по формуле

$$\Delta_i = \left| \frac{i'_p - i_p}{i'_p} \right| 100 \% = \left| \frac{9,95 - 9,94}{9,95} \right| 100 \% = 0,001 \% < 4 \%$$

Уточним передаточное число цепной передачи:

$$i_{\text{цп}} = \frac{i'_{\text{общ}}}{i_p} = \frac{19,89}{9,94} = 2,001.$$

Результаты расчета для остальных вариантов сводим в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Распределение передаточных отношений привода

Частота вращения двигателя синхронная $n_{\text{дв}}, \text{мин}^{-1}$	716	950	1410	2850
$n_{\text{им}}, \text{мин}^{-1}$	143,34			
$i'_{\text{общ}}$	4,99	6,63	9,83	19,89
$i'_{\text{цп}}$	1,5	1,5	1,5	2
i'_p	3,32	4,42	6,55	9,95
	Вариант не подходит по рекомендациям П2: $8 \leq i_p \leq 40$			

Частота вращения двигателя синхронная $n_{\text{дв}}$, мин ⁻¹	716	950	1410	2850
u'_6 / u_6	–	–	–	2,78 / 2,8
u'_T / u_T	–	–	–	3,51 / 3,55
i_p	–	–	–	9,94
Δ_i , %	–	–	–	0,001
При выборе из нескольких вариантов предпочтителен: 1) вариант с наименьшей погрешностью передаточного отношения редуктора i_p ; 2) предпочтителен двигатель, имеющий большую частоту вращения				

По результатам расчета, приведенным в табл. 3.1, выбираем асинхронный электродвигатель АИР100L4 мощностью $P_{\text{дв}} = 4$ кВт, имеющий частоту вращения $n_{\text{дв}} = 2850$ мин⁻¹ (приложение П2) [2]. Размеры двигателя приведены в приложении П3.

Распределение потока мощности по валам привода

$$P'_{\text{дв}} = 4,1 \text{ кВт} = 4100 \text{ Вт};$$

$$P_I = P'_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} = 4100 \cdot 0,98 = 4018 \text{ Вт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{\text{зп}} = 4018 \cdot 0,97 = 3897,46 \text{ Вт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\text{зп}} = 3897,46 \cdot 0,97 = 3780,54 \text{ Вт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{\text{цп}} = 3780,54 \cdot 0,95 = 3591,51 \text{ Вт}.$$

Частоты вращения электродвигателя и валов привода

Электродвигатель и валы привода имеют следующие частоты вращения:

$$n_{\text{дв}} = 2850 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_I = n_{\text{дв}} = 2850 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = n_I / u_6 = 2850/2,8 = 1017,9 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{III} = n_{II} / u_T = 1017,9/3,55 = 286,7 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_{IV} = n_{III} / i_{III} = 286,7/2 = 143,36 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости электродвигателя и валов привода

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2850}{30} = 298,3 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_I = \omega_{дв} = 298,3 \text{ с}^{-1}.$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi n_{II}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1017,9}{30} = 106,54 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{III} = \frac{\pi n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 286,7}{30} = 30 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi n_{IV}}{30} = \frac{3,14 \cdot 143,36}{30} = 15 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящие моменты на электродвигателе и валах привода

$$T_{дв} = P'_{дв} / \omega_{дв} = 4100/298,3 = 13,74 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_I = P_I / \omega_I = 4018/298,3 = 13,46 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{II} = P_{II} / \omega_{II} = 3897,46/106,54 = 36,58 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{III} = P_{III} / \omega_{III} = 3780,54/30 = 126,02 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{им} = P_{IV} / \omega_{IV} = 3591,51/15 = 239,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отклонение фактического значения крутящего момента на исполнительном механизме $T_{им} = 239,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$ от заданного $T_{им} = 240 \text{ Н} \cdot \text{м}$ составляет 0,24 %, т. е. не превышает 4 %.

Результаты расчета кинематических и силовых параметров привода сводим в табл. 3.2.

Т а б л и ц а 3.2

Кинематические и силовые параметры механического привода

Наименование	Элементы привода				
	Электро-двигатель	Вал I	Вал II	Вал III	Вал IV
		быстроходный	промежуточный	тихоходный	(ИМ)
Передаточное отношение i	$u_B = 2,8; u_T = 3,55; i_{\text{шп}} = 2,001$				
Частота вращения n , мин ⁻¹	2850	2850	1017,9	286,7	143,36
Угловая скорость ω , с ⁻¹	298,3	298,3	106,54	30	15
Мощность P , Вт	4100	4018	3897,46	3780,54	3591,51
Крутящий момент T , Н·м	13,74	13,46	36,58	126,02	239,43

3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОЛЕС ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать геометрические размеры закрытой зубчатой передачи (зубчатых колес редуктора) механического привода (рис. 3.2, *a*) с учетом графика нагрузки (рис. 3.2 *б*). Передаточное отношение закрытой зубчатой передачи $i_{\text{шп}} = 3,15$, крутящий момент на быстроходном валу $T_I = 50$ Н·м, частота вращения быстроходного вала $n_I = 1500$ мин⁻¹, срок службы транспортера $L = 2$ года, коэффициент годового использования, $K_T = 0,5$; коэффициент суточного использования, $K_c = 0,5$.

На схеме (рис. 3.2, *a*) показано: М – электродвигатель, ИМ – дополнительный механизм, —|— – муфта, —[x]—[x]— – ременная передача. Валы редуктора: Б – быстроходный; Т – тихоходный.

На графике нагрузки: T – номинальный крутящий момент; $T_{\text{п}}$ – пусковой момент; t – срок службы привода в ч; $\alpha_1 = 10^{-4}$; $\alpha_2 = 0,2$; $\alpha_3 = 0,7$; $\alpha_4 = 0,1$; $\beta_1 = 0,8$; $\beta_2 = 0,3$.

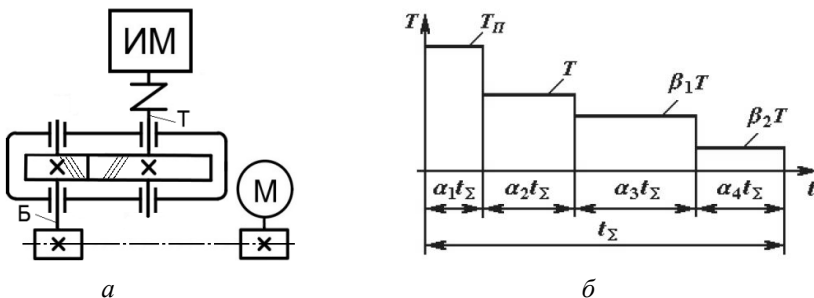


Рис. 3.2. Схема (а) и график (б) нагрузки привода

Выбор материала и допускаемых напряжений зубчатых колес редуктора

Желая получить небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора с косозубыми цилиндрическими колесами, применим для их изготовления качественную, но сравнительно дешевую сталь 40Х. Заготовка – поковка.

Для заготовок зубчатых колес примем термообработку «улучшение» до твердости $HВ\ 260\text{--}280$ (приложение П9). Для улучшенной стали 40Х с твердостью $HВ\ 260\text{--}280$ предел прочности $\sigma_B = 950\text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 700\text{ МПа}$ [1].

Зададим для шестерни редуктора твердость $H_1 = HВ\ 280$, а для зубчатого колеса на 15...20 единиц меньше [1] – $H_2 = HВ\ 260$.

Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ с учетом графика нагрузки

Допускаемые контактные напряжения:

– для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(\sigma_{H\lim})_1}{S_H} K_{HL1};$$

– для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{(\sigma_{H\lim})_2}{S_H} K_{HL2}.$$

Здесь $(\sigma_{H \text{ lim}})_1$ и $(\sigma_{H \text{ lim}})_2$ – пределы контактной выносливости зубьев шестерни и колеса, изготовленных из стали 40Х и прошедших объемную закалку типа «улучшение»; $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности; K_{HL1} и K_{HL2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса.

Пределы контактной выносливости:

– для шестерни

$$(\sigma_{H \text{ lim}})_1 = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$(\sigma_{H \text{ lim}})_2 = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа},$$

где HB_1 и HB_2 – твердость заготовок, используемых для изготовления шестерни и зубчатого колеса соответственно.

По условию привод работает в режиме длительной эксплуатации, расчет коэффициента безопасности K_{HL} проводим согласно графику нагрузки (рис. 3.2, б), чтобы учесть влияние срока службы и режима работы передачи [1].

Для контактных напряжений:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HG}/N_{HE}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,4.$$

Базовое число циклов нагружения для сталей: $N_{HG} = 10^7$ [1]. При переменном цикле нагружения:

$$N_{HEi} = 60 \cdot c \cdot \sum (T_i/T_{\text{max}})^3 \cdot n_i \cdot t_i,$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (c равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым); n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допустимое напряжение, мин^{-1} ; t – число часов работы передачи за расчетный срок службы; T_i, T_{max} – крутящие моменты, которые учитывают при расчете на усталость и максимальный из моментов, за который принимаю момент на валу колеса, по материалу которого определяют допустимое напряжение, Н·м.

Примечание

Для материалов с $HB < 350$.

1) В расчетах за $T_{\max} = T_{\Pi} = kT$, (где $k = 2,2$ приложение П2) если $N_{HE1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} \cdot \alpha_1 > 5 \cdot 10^4$, тогда число циклов нагружения шестерни определяют по формуле

$$\begin{aligned} N_{HE1} &= 60cn_1t_{\Sigma} \sum \left[\left(\frac{T_{\Pi}}{T_{\Pi}} \right)^3 \alpha_1 + \left(\frac{T}{T_{\Pi}} \right)^3 \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 T}{T_{\Pi}} \right)^3 \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 T}{T_{\Pi}} \right)^3 \alpha_4 \right] = \\ &= 60cn_1t_{\Sigma} \sum \left[\left(\frac{2,2T}{2,2T} \right)^3 \alpha_1 + \left(\frac{T}{2,2T} \right)^3 \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 T}{2,2T} \right)^3 \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 T}{2,2T} \right)^3 \alpha_4 \right] = \\ &= 60cn_1t_{\Sigma} \sum \left[(1)^3 \alpha_1 + \left(\frac{1}{2,2} \right)^3 \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1}{2,2} \right)^3 \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2}{2,2} \right)^3 \alpha_4 \right]. \end{aligned}$$

2) В расчетах за $T_{\max} = T_i = T$, момент на валу шестерни, если $N_{HE1} = 60cn_1t_{\Sigma}\alpha_1 < 5 \cdot 10^4$, тогда число циклов нагружения шестерни определяют по формуле

$$\begin{aligned} N_{HE1} &= 60cn_1t_{\Sigma} \sum \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 T}{T} \right)^3 \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 T}{T} \right)^3 \alpha_4 \right] = \\ &= 60cn_1t_{\Sigma} \sum \left[(1)^3 \alpha_2 + (\beta_1)^3 \alpha_3 + (\beta_2)^3 \alpha_4 \right]. \end{aligned}$$

Суммарный срок службы привода t_{Σ} , ч, называемый ресурсом передачи, определяют согласно выражению

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_r \cdot 24 \cdot K_c,$$

где L – срок службы, годы; K_r, K_c – коэффициенты годового и суточного использования передачи;

$$t_{\Sigma} = 2 \cdot 365 \cdot 0,5 \cdot 24 \cdot 0,5 = 4380 \text{ ч.}$$

Проверим число циклов нагружения шестерни при $c = 1$

$$N_{HE1} = 60cn_1t_{\Sigma}\alpha_1 = 60 \cdot 1 \cdot 1500 \cdot 4380 \cdot 10^{-4} = 3,9 \cdot 10^4 < 5 \cdot 10^4.$$

Эквивалентное число циклов нагружения K_{HLi} :
 – шестерни

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot 1500 \cdot 4380 \times \\
 \times \sum [(1)^3 \cdot 0,2 + (0,8)^3 \cdot 0,7 + (0,3)^3 \cdot 0,1] = 22,1 \cdot 10^7 ; \\
 K_{HL1} = \sqrt[6]{N_{HG}/N_{HE1}} = \sqrt[6]{10^7/22,1 \cdot 10^7} = 0,59 < 1 ,$$

принимаем равным $K_{HL1} = 1$;
 – колеса (при $c = 1$)

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{i_{зп}} = \frac{22,1 \cdot 10^7}{3,15} = 7,02 \cdot 10^7 ; \\
 K_{HL2} = \sqrt[6]{N_{HG}/N_{HE2}} = \sqrt[6]{10^7/7,02 \cdot 10^7} = 0,72 < 1 ,$$

принимаем равным $K_{HL2} = 1$.

Для зубчатых колес редуктора получим:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(\sigma_{H \lim})_1}{S_H} K_{HL1} = \frac{630}{1,1} 1 = 572,73 \text{ МПа}; \\
 [\sigma_H]_2 = \frac{(\sigma_{H \lim})_2}{S_H} K_{HL2} = \frac{590}{1,1} 1 = 536,36 \text{ МПа}.$$

Для косозубых передач за расчетное $[\sigma_H]$ принимают среднее из напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ [1], но не более $1,25[\sigma_H]_{\min}$ [1]. В рассматриваемом случае $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 536,36$ МПа.

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{572,73 + 536,36}{2} = 554,54 \text{ МПа}, \\
 [\sigma_H] < 1,25[\sigma_H]_{\min} = 670,45 \text{ МПа}.$$

Таким образом, для зубчатых колес расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 554,54$ МПа.

Примечание. Для прямозубых колес, а также с небольшой разницей твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных для материалов шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

Для конических колес передач за расчетное принимается среднее $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, но не более $1,15 [\sigma_H]_{\min}$.

Расчет допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ с учетом графика нагрузки

Допускаемые напряжения изгиба шестерни и зубчатого колеса рассчитываем по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} K_{FL}.$$

Для стали 40X с термообработкой «улучшение» при твердости менее $HB350$ $\sigma_{F \lim} = 1,8HB$ [1]. Отсюда имеем:

для шестерни

$$(\sigma_{F \lim})_1 = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

для колеса

$$(\sigma_{F \lim})_2 = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности $S_F = 1,75$; коэффициент долговечности K_{FL} при длительном режиме эксплуатации вычисляем с учетом графика нагрузки.

При $HB < 350$ [1]:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FG}/N_{FE}} \geq 1, \text{ но } \leq 2.$$

Базовое число циклов нагружения, рекомендуемое для всех сталей: $N_{FG} = 4 \cdot 10^7$ [1]. При переменном цикле нагружения эквивалентное число циклов N_{FE} вычисляем по формуле

$$N_{FEi} = 60c \sum (T_i/T_{\max})^6 n_i t_i.$$

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE1} :

– для шестерни

$$\begin{aligned} N_{FE1} &= 60c n_1 t_{\Sigma} \sum \left[\left(\frac{T}{T} \right)^6 \alpha_2 + \left(\frac{\beta_1 T}{T} \right)^6 \alpha_3 + \left(\frac{\beta_2 T}{T} \right)^6 \alpha_4 \right] = \\ &= 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} \cdot \sum \left[(1)^6 \alpha_2 + (\beta_1)^6 \alpha_3 + (\beta_2)^6 \alpha_4 \right] = \\ &= 60 \cdot 1 \cdot 1500 \cdot 4380 \cdot \sum \left[(1)^6 \cdot 0,2 + (0,8)^6 \cdot 0,7 + (0,3)^6 \cdot 0,1 \right] = 151,2 \cdot 10^6; \end{aligned}$$

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{N_{FG}/N_{FE1}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 151,2 \cdot 10^6} = 0,55 < 1,$$

принимаем равным $K_{FL1} = 1$;

– для колеса

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{i_{3п}} = \frac{151,5 \cdot 10^6}{3,15} = 48,1 \cdot 10^6.$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{N_{FG}/N_{FE2}} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 48,1 \cdot 10^6} = 0,66 < 1,$$

принимаем равным $K_{FL2} = 1$.

Рассчитаем допускаемые напряжения изгиба:

– для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} K_{FL1} = \frac{504}{1,75} 1 = 288 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} K_{FL2} = \frac{468}{1,75} 1 = 267 \text{ МПа}.$$

Определение размеров зубчатых колес

Межосевое расстояние a_w зубчатой передачи редуктора равно

$$a_w = 0,75(u+1) \sqrt[3]{\frac{E_{пp} T_{II} K_H \beta}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}},$$

где $u = z_2 / z_1$ – передаточное число (u – передаточное число, равное передаточному отношению $i_{зп}$ закрытой зубчатой передачи, т. е. $u = i_{зп} = 3,15$; $E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – приведенный модуль упругости; T_{II} – крутящий момент на тихоходном валу (передаваемый зубчатым колесом), $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба; $[\sigma_H]$ – среднее допустимое контактное напряжение зубьев колес; ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

$$T_{II} = T_I \eta_{зп} i_{зп},$$

где T_I – крутящий момент на быстроходном валу (шестерни); $\eta_{зп}$ – КПД закрытой зубчатой цилиндрической передачи с опорами (приложение П) $\eta_{зп} = 0,97$; $i_{зп}$ – передаточное отношение передачи.

$$T_{II} = T_I \cdot h_{зп} \cdot i_{зп} = 50 \cdot 10^3 \cdot 0,97 \cdot 3,15 = 152,78 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

Примечание. Для описания геометрических размеров зубчатых колес широко применяются три относительных параметра.

1. $\psi_{ba} = b_w/a$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $\psi_{ba} = 0,4$ [1].

Для шевронных колес ψ_{ba} увеличивают в 1,3...1,4 раза.

2. $\psi_{bd} = b_w/d_1$ – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1).$$

3. $\psi_m = b_w/m$ – коэффициент ширины колеса относительно модуля зацепления. Для передач редукторного типа с достаточно жесткими валами при твердости зубчатых колес менее $HV350$ принимают $\psi_m = 25$ [1].

Для выбора $K_{H\beta}$ по табл. 3.3 требуется знать значение ψ_{bd} .

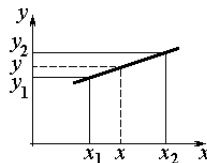
$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,4(3,15 + 1) = 0,83.$$

По данным табл. 3.3 для $\psi_{bd} = 0,83$ методом линейной интерполяции определим $K_{H\beta} \approx 1,032$.

Пример вычисления $K_{H\beta}$ для $\psi_{bd} = 0,648$ методом линейной интерполяции

Используем уравнение прямой, проходящей через две точки:

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1.$$



Для лучшего понимания процесса вычисления в табл. 3.3 физическим величинам придано традиционно используемое в математике обозначение независимых (x) и зависимых (y) переменных.

Таблица 3.3

Коэффициенты неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для цилиндрических зубчатых колес с твердостью HB ≤ 350

Относительная ширина колеса $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	$K_{H\beta}$			$K_{F\beta}$		
	Расчет на контактную прочность			Расчет на изгибную прочность		
	Шестерня расположена между опорами симметрично	Шестерня расположена между опорами несимметрично	Консольное расположение одного из колес	Шестерня расположена между опорами симметрично	Шестерня расположена между опорами несимметрично	Консольное расположение одного из колес
0,2	1,0	1,0	1,07	1,0	1,01	1,13
0,4	1,0	1,02	1,15	1,01	1,04	1,28
0,6	1,01	1,04	1,24	1,02	1,07	1,50
0,8	1,03	1,06	1,35	1,05	1,11	1,70
1,0	1,04	1,08	—	1,08	1,15	—
1,2	1,05	1,10	—	1,10	1,20	—
1,4	1,07	1,13	—	1,13	1,25	—
1,6	1,08	1,16	—	1,16	1,32	—

Из табл. 3.3 находим соответственно:

$$x_1 = \psi_{bd} = 0,8, \quad y_1 = K_{H\beta} = 1,03,$$

$$x_2 = \psi_{bd} = 1,0, \quad y_2 = K_{H\beta} = 1,04.$$

Имеем

$x_1 = 0,8$	$y_1 = 1,03$
$x = 0,83$	$y = ?$
$x_2 = 1,0$	$y_2 = 1,04$

Тогда

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 = \\ = \frac{1,04 - 1,03}{1,0 - 0,8} 0,83 - \frac{1,04 - 1,03}{1,0 - 0,8} 0,8 + 1,03 \approx 1,032.$$

Окончательно получим: $K_{H\beta}|_{\psi_{bd}=0,83} = 1,032$.

В результате получим:

$$a_w = 0,75(3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 152,73 \cdot 10^3 \cdot 1,032}{554,54^2 \cdot 3,15^2 \cdot 0,4}} = 96,85 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 100$ мм (приложение П6) [1].
Ширина зуба колеса:

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} a = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм.}$$

Модуль зацепления:

$$m_n = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{40}{25} = 1,6 \text{ мм.}$$

Примем стандартное значение $m_n = 2$ (приложение П7).

Примечание. Если расчетный модуль не соответствует стандартному, то следует принять ближайший больший по значению стандартный модуль.

Для силовых передач модуль $m \geq 1,5$.

Определение размеров зубчатых колес z_1 и z_2 редуктора

В соответствии с рекомендациями [1] предварительно примем $\beta' = 12^\circ$ – угол наклона зуба косозубой передачи.

Проверим условие: коэффициент осевого перекрытия ε_β больше или равен 1,1 ($\varepsilon_\beta \geq 1,1$) [1]:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta'}{\pi m_n} = \frac{40 \cdot 0,208}{3,14 \cdot 2} = 1,32 > 1,1.$$

Известно, что

$$a_w = \frac{0,5m_n \cdot z_\Sigma}{\cos \beta},$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$ – суммарное число зубьев шестерни и колеса.

Отсюда получим:

$$z'_\Sigma = \frac{a_w \cos \beta'}{0,5m_n} = \frac{100 \cdot 0,9781}{0,5 \cdot 2} = 97,81.$$

Примем $z_\Sigma = 98$, так как оно должно быть целым числом. Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+u} = \frac{98}{1+3,15} = 23,61.$$

Примем $z_1 = 24$, так как оно должно быть целым числом. Тогда

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 98 - 24 = 74.$$

Уточним значение передаточного числа u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{74}{24} = 3,0833.$$

Отклонение u от заданного значения передаточного отношения зубчатой передачи редуктора $i_{3П} = 3,15$ составляет

$$\varepsilon = \frac{|i_{3П} - u|}{i_{3П}} 100 \% = \frac{|3,15 - 3,0833|}{3,15} 100 \% = 2,12 \%.$$

Уточним значение фактического угла наклона β зуба с точностью до секунды:

$$\beta = \arccos \frac{0,5m_n z_\Sigma}{a_w} = \arccos \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 98}{100} = 11,4783^\circ = 11^\circ 28' 42''.$$

Делительный диаметр шестерни 1:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 = \frac{2}{\cos 11,4783} 24 = 48,98 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр зубчатого колеса 2:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 = \frac{2}{\cos 11,4783} 74 = 151,02 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни 1 и колеса 2:

$$d_a = d + 2m_n;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 48,98 + 2 \cdot 2 = 52,98 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 151,02 + 2 \cdot 2 = 155,02 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин зубьев шестерни 1 и колеса 2:

$$d_f = d - 2,5m_n;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 48,98 - 2,5 \cdot 2 = 43,98 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 151,02 - 2,5 \cdot 2 = 146,02 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние зубчатых колес:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(48,98 + 151,02) = 100 \text{ мм.}$$

Ранее была определена ширина зубчатого колеса: $b_2 = 40$ мм.

Для цилиндрических зубчатых колес ширина шестерни b_1 должна превышать ширину колеса b_2 на 5 мм, т. е.

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм.}$$

Получим

$$b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Результаты расчетов сведем в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Зубчатое колесо	Число зубьев z	m_n , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	a_w , мм	b , мм
1	24	2	48,98	52,98	43,98	100	45
2	74		151,02	155,02	146,02		40

**Проверка прочности зубчатых колес редуктора
Проверочный расчет зубьев по контактным напряжениям**

Условие прочности для шестерни 1 и зубчатого колеса 2 [1]:

$$\sigma_{H(1,2)} = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{пр} T_{I(II)} K_H}{d_{1(2)}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям; $T_I = 50 \cdot 10^3$ Н·мм – крутящий момент на шестерне (на быстроходном валу I редуктора); K_H – коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на прочность при контактных напряжениях; $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления. Здесь

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ и } K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}.$$

В этих выражениях используются ранее неприменяемые параметры: $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (табл. 3.5); ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, $\varepsilon_\alpha = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right) \cos \beta$.

Таблица 3.5

Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев

Степень точности ГОСТ 1643–81	Коэффициент неравномерности нагрузки	Окружная скорость v , м/с		
		До 5	Св. 5 до 10	Св. 10 до 15
8	$K_{H\alpha}$	1,07	1,10	1,15
	$K_{F\alpha}$	1,22	1,30	1,40

Определим параметры, входящие в формулу $Z_{H\beta}$. Вычислим окружную скорость шестерни 1 и колеса 2 ($v = v_1 = v_2$). Это требуется для нахождения параметра $Z_{H\beta}$.

$$v = 0,5\omega_1 d_1,$$

где ω_1 – угловая скорость быстроходного вала I, которая равна угловой скорости электродвигателя $\omega_{дв}$. Считаем, что вал электродвигателя имеет синхронную частоту вращения:

$$\omega_1 = \omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}.$$

$$v = 0,5 \cdot 157 \cdot 48,98 \cdot 10^{-3} = 3,84 \text{ м/с}.$$

Для 8-й степени точности изготовления зубчатых колес и окружной скорости шестерни $v = 3,84$ м/с по табл. 3.5 получим $K_{H\alpha} = 1,07$.

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha} &= \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right) \cos \beta = \\ &= \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{74} \right) \right) \cos 11,4783 = 1,669. \end{aligned}$$

Отсюда имеем

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot 0,98^2}{1,669}} = 0,785.$$

Вычислим параметры, входящие в коэффициент K_H .

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$ ранее вычислены. $K_{H\alpha} = 1,07$; $K_{H\beta} = 1,032$.

Используя метод линейной интерполяции, определим коэффициент K_{Hv} (табл. 3.6).

Таблица 3.6

Коэффициенты динамической нагрузки K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности ГОСТ 1643–81	Твердость зубьев	Коэффициент динамической нагрузки	$v, \text{ м/с}$				
			1	2	4	6	8
8	$H_1 \leq HB350$ $H_2 \leq HB350$	K_{Hv}	1,05 1,02	1,15 1,06	1,04 1,38	1,06 1,58	1,07 1,78
		K_{Fv}	1,10 1,04	1,30 1,12	1,11 1,10	1,17 1,16	1,23 1,22

Примечание. Верхние числа – прямозубые, нижние – косозубые колеса.

Для окружной скорости шестерни $v = 3,84 \text{ м/с}$ и 8-й степени точности ее изготовления на основании данных табл. 3.6 запишем:

$x_1 = 2$	$y_1 = 1,20$
$x = 3,84$	$y = ?$
$x_2 = 4$	$y_2 = 1,38$

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,38 - 1,20}{4 - 2} 3,84 - \frac{1,38 - 1,20}{4 - 2} 2 + 1,20 \approx 1,366.$$

Таким образом, $K_{Hv}|_{v=3,24} = 1,366$.

Отсюда

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1,07 \cdot 1,032 \cdot 1,366 = 1,508.$$

Вычислим контактные напряжения на зубьях шестерни

$$\sigma_{H1} = 1,18 \cdot 0,785 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1,508 \left(\frac{3,15 + 1}{3,15} \right)}{48,98^2 \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ}} =$$

$$= 538,68 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 554,54 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется $\sigma_{H1} \leq [\sigma_H]$.

Примечание. Если условие прочности не выполняется, то по рекомендации [1] необходимо увеличить ширину колеса b_w в $(s_{H1} / [s_H])^2$ раз: $b_w = b'_w (\sigma_H / [\sigma_H])^2$, и вычислить контактное напряжение с новой шириной колеса.

Вычислим контактные напряжения на зубьях колеса

$$\begin{aligned} \sigma_{H2} &= 1,18 \cdot 0,785 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 152,78 \cdot 10^3 \cdot 1,508 \left(\frac{3,15 + 1}{3,15} \right)}{151,02^2 \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ}} = \\ &= 308,39 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 554,54 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Условие прочности выполняется $\sigma_{H2} \leq [\sigma_H]$.

Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба

Условие прочности для шестерни (1) и зубчатого колеса (2) [1]

$$\sigma_{F(1,2)} = \frac{Y_{FS(1,2)} Y_{F\beta} F_t K_F}{b_w m_n} \leq [\sigma_F],$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба, табл. 3.7 [2]; $Y_{F\beta}$ – коэффициент повышения изгибной прочности косозубых передач; F_t – окружная сила, действующая на зубья колес косозубой передачи,

$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$; K_F – коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на изгиб.

Силы в зацеплении косозубой цилиндрической передачи

Окружная сила F_t , действующая на зубья колеса и шестерни:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 50 / 48,98 \approx 2042 \text{ Н}.$$

Радиальная сила F_r , действующая на зубья колеса и шестерни:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2042 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 11,4783^\circ \approx 758 \text{ Н}.$$

Осевая сила F_a на колесе и шестерне:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2042 \cdot \operatorname{tg} 11,4786^\circ = 415 \text{ Н}.$$

Коэффициенты формы зуба Y_{FS}

z_1 или z_2	17	20	25	30	40	60	80	100	200
Y_{FS}	4,30	4,08	3,91	3,80	3,70	3,62	3,60	3,59	3,59

Примечание. Для косозубых и шевронных передач вместо z используется $z_v = z / \cos^3 \beta$.

Определим для шестерни и зубчатого колеса значения коэффициента Y_{FS} . Имеем

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{0,98^3} = 25,50 \approx 26;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{74}{0,98^3} = 78,62 \approx 79.$$

По табл. 3.7 имеем: $(Y_{FS})_1 = 3,91$ ($z_{v1} = 26$); $(Y_{FS})_2 = 3,80$ ($z_{v2} = 79$).

Примечание. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба проводят по одному элементу пары зацепления: шестерне 1 или зубчатому колесу 2, для которого отношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ является наименьшим.

Вычислим соотношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ для шестерни 1 и зубчатого колеса 2.

Из полученных результатов запишем:

– для шестерни 1:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{(Y_{FS})_1} = \frac{288}{3,91} = 73,66 \text{ МПа};$$

– для колеса 2:

$$\frac{[\sigma_F]_2}{(Y_{FS})_2} = \frac{267}{3,80} = 70,26 \text{ МПа}.$$

Расчет выполняем для колеса 2, у которого соотношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ меньше. Вычислим коэффициент повышения изгибной прочности косозубых передач $Y_{F\beta}$.

$$Y_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1,22 \cdot 0,918}{1,885} = 0,594,$$

где $K_{F\alpha} = 1,22$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (табл. 3.5);

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140^{\circ}} = 1 - \frac{11,4783}{140} = 0,918.$$

Вычислим коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на изгиб K_F :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки при расчетах на изгиб.

При нахождении коэффициента неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{F\beta}$ используем линейную интерполяцию. Из табл. 3.3 для $\psi_{bd} = 0,83$ можно записать:

$x_1 = 0,8$	$y_1 = 1,05$
$x = 0,83$	$y = ?$
$x_2 = 1,0$	$y_2 = 1,08$

Тогда

$$\begin{aligned} y &= \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 = \\ &= \frac{1,08 - 1,05}{1,0 - 0,8} \cdot 0,83 - \frac{1,08 - 1,05}{1,0 - 0,8} \cdot 0,8 + 1,05 \approx 1,054. \end{aligned}$$

Окончательно получим: $K_{F\beta}|_{\psi_{bd}=0,83} = 1,054$.

Аналогично по табл. 3.6 определим коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} для окружной скорости зубчатого колеса $v = 3,84$ м/с.

$x_1 = 3$	$y_1 = 1,19$
$x = 3,84$	$y = ?$
$x_2 = 4$	$y_2 = 1,30$

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,30 - 1,19}{4 - 3} 3,84 - \frac{1,30 - 1,19}{4 - 3} 3 + 1,19 \approx 1,282.$$

Таким образом, $K_{Fv}|_{v=3,84} = 1,282$.

Отсюда

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,22 \cdot 1,054 \cdot 1,282 = 1,648.$$

Учитывая данные, полученные в текущем и предыдущих разделах, проверим условие прочности на изгиб зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{3,80 \cdot 0,594 \cdot 2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1,648}{48,98 \cdot 40 \cdot 2} = 94,93 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 267 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется, так как $\sigma_{F2} < [\sigma_F]_2$.

Из сравнения σ_{H2} и σ_{F2} видно, что для закрытой передачи основным критерием работоспособности является контактная, а не изгибная прочность.

Проверка прочности зубьев шестерни и колеса при перегрузках

Перегрузки, возникающие при пуске электродвигателя, могут привести к потере статической прочности зубьев шестерни и колеса редуктора. Максимальные контактные $\sigma_{H \max}$ и изгибные $\sigma_{F \max}$ напряжения при действии пикового момента должны удовлетворять условиям:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

Здесь σ_H , σ_F – расчетные контактные и изгибные напряжения; $[\sigma_H]_{\max}$ и $[\sigma_F]_{\max}$ – предельные допускаемые контактные и изгибные напряжения; $K_{\Pi} = 2,2$ – коэффициент перегрузки (приложение П2).

Для нормализованных, улучшенных или объемно-закаленных сталей $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$.

Для сталей с твердостью $H \leq HB350$: $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T$.

Ранее для стали 40Х с твердостью $\leq HB350$ принято: $\sigma_T = 700$ МПа, поэтому:

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 700 = 560 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условия прочности для зубьев шестерни 1 и колеса 2 при перегрузках будут:

$$\sigma_{H1 \max} = \sigma_{H1} \sqrt{K_{\Pi}} = 555,33 \sqrt{2,2} = 785,36 \leq [\sigma_H]_{\max} = 1960 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} K_{\Pi} = 90,41 \cdot 2,2 = 198,90 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 560 \text{ МПа}.$$

Условия прочности $\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]_{\max}$ и $\sigma_{F \max} \leq [\sigma_F]_{\max}$ выполняются.

Построение эскиза закрытой зубчатой передачи Геометрические параметры закрытой зубчатой передачи

Ранее вычисленные и уточненные геометрические параметры зубчатой передачи редуктора сведем в табл. 3.8.

Т а б л и ц а 3.8

Зубчатое колесо	Число зубьев z	m_n , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	a_w , мм	b , мм
1	24	2	48,98	52,98	43,98	100	45
2	74		151,02	155,02	146,02		40

Эскиз закрытой зубчатой передачи

Эскиз (рис. 3.3) должен быть выполнен на основании данных табл. 3.8 в натуральную величину (масштаб М 1:1 или М 1:2) на листе формата А4. Если размеры эскиза не соответствуют размерам листа, то следует использовать стандартные увеличивающие или уменьшающие масштабы изображения.

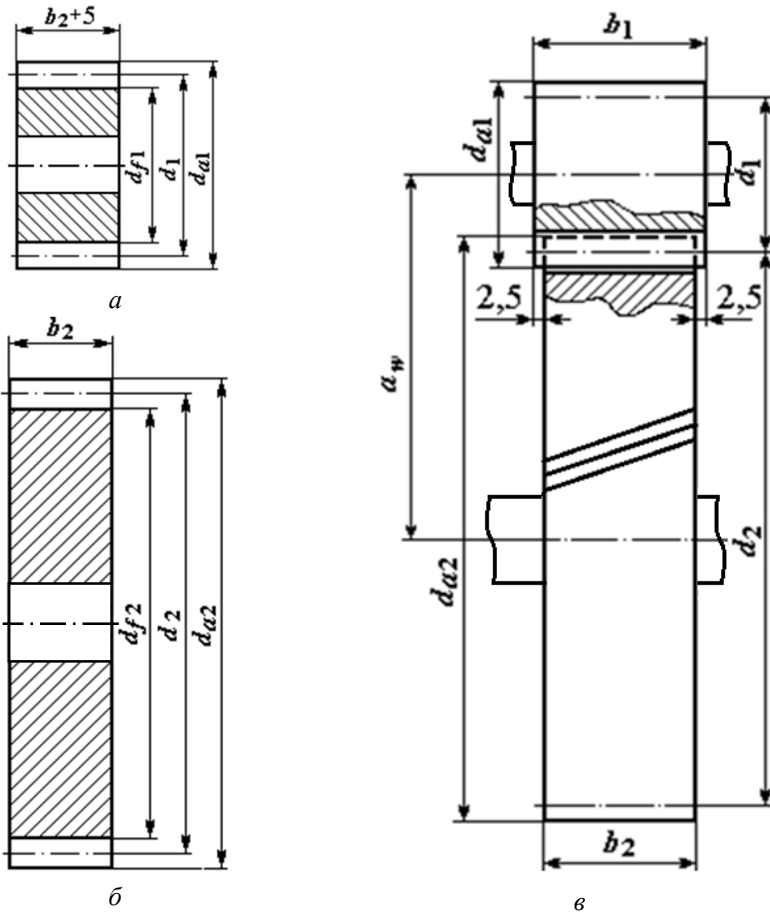


Рис. 3.3. Эскизы шестерни (а), зубчатого колеса (б) и зубчатого зацепления (в)

3.3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Спроектировать червячную (закрытую зубчатую) передачу механического привода (рис. 3.4). Передаточное отношение $i_{зп} = 11,2$; мощности на валу червяка – $P_I = 479,5$ Вт и червячного колеса – $P_{II} = 407,58$ Вт; крутящие моменты на валу червяка – $T_I = 3,37$ Н·м и червячного колеса – $T_{II} = 32,14$ Н·м, частоты вращения $n_I = 1357$ мин⁻¹ и червячного колеса – $n_{II} = 121,16$ мин⁻¹.

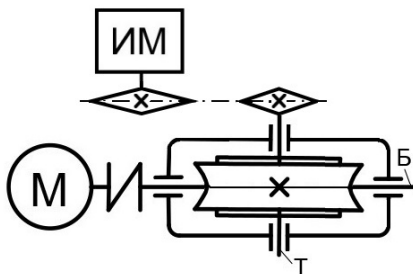


Рис. 3.4

На схеме (рис. 3.4) показано: М – электродвигатель, ИМ – исполнительный механизм, —/— – муфта, \diamond \diamond – цепная передача. Валы редуктора: Б – быстроходный, Т – тихоходный.

Проектировочный расчет закрытой зубчатой передачи Выбор материалов и допустимых напряжений

Для передачи, работающей с перерывами и редко испытывающей максимальные перегрузки, изготовим червяк из стали 40Х. Витки червяка закалим токами высокой частоты (ТВЧ) до твердости HRC 50...55.

Червячные колеса изготавливают из материалов, обладающих антифрикционными и противозадирными свойствами. Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с высокими скоростями скольжения. По допустимым скоростям скольжения материалы червячных колес разбиты на три группы.

Группа I – оловянные бронзы. Скорости скольжения $v_S > 5$ м/с.

Группа II – безоловянные бронзы. Скорости скольжения $v_S = 2...5$ м/с.

Группа III – серые чугуны. Применяют при скорости скольжения $v_S < 2$ м/с.

Примечание. Материалы III-й группы в силовых передачах не применяют.

Определим скорость скольжения червячной передачи быстроходной ступени по зависимости [1–3]

$$v_S = (4...5)n_1 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{T_{II}},$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ; T_{II} – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м.

$$v_S = 4,5 \cdot 1357 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[3]{32,14} = 1,94 \text{ м/с.}$$

Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ и напряжений изгиба $[\sigma_F]$ червячных колес

Будем изготавливать червячные колеса из бронз группы II – безоловянной бронзы БрАЖ9-4, имеющей $\sigma_T = 200$ МПа и $\sigma_B = 400$ МПа [1]. Способ отливки заготовки – в кокиль.

Для червячного колеса по рекомендациям [1] имеем:

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_S = 300 - 25 \cdot 1,94 = 251,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 400 = 82 \text{ МПа.}$$

Проектировочный расчет червячной передачи

Межосевое расстояние a_w (мм) червячной передачи определим по формуле

$$a_w = 0,625 \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2}{[\sigma_H]^2 \left(\frac{q}{z_2} \right)}},$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса; q – коэффициент диаметра червяка; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости (для материала колеса: бронзы – $E_{\text{пр}} = 0,9 \cdot 10^5$ МПа [1]); T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·мм; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала венца червячного колеса, МПа.

Число зубьев червячного колеса 2:

$$z_2 = i_{3П} z_1 = 11,2 \cdot 4 = 44,8, \text{ примем } z_2 = 45,$$

где $i_{3П} = 11,2$ – передаточное отношение червячной передачи (закрытой зубчатой передачи); $z_1 = 4$ – число заходов червяка.

Из условия жесткости определим коэффициент диаметра червяка:

$$q \approx (0,22 \dots 0,4) z_2.$$

Примем $q = 0,23 z_2 = 0,23 \cdot 45 = 10,35$.

Примем ближайшее стандартное значение $q = 10$ [2].

Ориентировочное значение межосевого расстояния a_w будет

$$a_w = 0,625 \left(\frac{10}{45} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{0,9 \cdot 10^5 \cdot 32,14 \cdot 10^3}{251,5^2 \cdot \frac{10}{45}}} = 45,1 \text{ мм.}$$

Для межосевого расстояния примем стандартное значение [1, 3] (приложение П6): $a_w = 63$ мм.

Осевой модуль червяка, равный торцевому модулю червячного колеса 2, определим по формуле

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 63}{10 + 45} = 2,29.$$

Ближайшее стандартное значение $m = 2,5$ мм [2] (приложение П7).

Определим коэффициент смещения инструмента при принятом межосевом расстоянии

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{63}{2,5} - 0,5(10 + 45) = 25,2 - 27,5 = -2,3.$$

Для исключения подрезания и заострения зубьев червячного колеса коэффициент смещения должен быть в интервале $-1 \leq x \leq 1$. Если при расчете x это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2 . Рекомендуется z_2 изменить в пределах 1...2 зубьев, чтобы не превысить допускаемое отклонение (4 %) передаточного числа i .

Примем $q = 8$; $z_2 = 44$, тогда

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{63}{2,5} - 0,5(8 + 44) = 25,2 - 26 = -0,8.$$

Определим фактическое значение межосевого расстояния a_w , мм:

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 2,5(8 + 44 + 2(-0,8)) = 63 \text{ мм.}$$

Проверочный расчет Проверка прочности зубьев червячного колеса по контактным напряжениям

Условие прочности по контактным напряжениям для червячного колеса 2 [1]:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H],$$

где ξ – коэффициент уменьшения длины контактной линии, $\xi \approx 0,75$;
 δ – половина угла охвата червяка, по рекомендации [1] $\delta = 50^\circ = 0,8727$ рад; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости; T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·мм; K_H – коэффициент расчетной нагрузки; γ – угол подъема винтовой линии червяка, град.; d_1 и d_2 – делительные диаметры червяка 1 и колеса 2; ε_α – коэффициент торцевого перекрытия; ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии, $\xi = 0,75$; α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

– делительные диаметры червяка 1 и колеса 2:

$$d_1 = qm = 8 \cdot 2,5 = 20 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 44 = 110 \text{ мм;}$$

– коэффициент торцевого перекрытия:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left(\sqrt{0,03z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17z_2 + 2,9 \right) / 2,95 = \\ &= \left(\sqrt{0,03 \cdot 44^2 + 44 + 1} - 0,17 \cdot 44 + 2,9 \right) / 2,95 = \frac{5,573}{2,95} = 1,89; \end{aligned}$$

– коэффициент расчетной нагрузки:

$$K_H = K_F = K_\beta K_v,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки; K_v – коэффициент динамической нагрузки.

Для червячных передач коэффициент расчетной нагрузки при $v_S \leq 3$ м/с принимают $K_v = K_\beta = 1$ [1]:

– угол подъема винтовой линии червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q;$$

$$\gamma = \operatorname{arctg}(4/8) = 28,66^\circ;$$

– окружная скорость v_1 :

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 1357}{60} = 1,42 \text{ м/с};$$

– скорость скольжения:

$$v_S = v_1 / \cos \gamma = 1,42 / \cos(28,66^\circ) = 1,42 / 0,8775 = 1,63 \text{ м/с};$$

$$\sigma_{H2} = 1,18 \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 32,14 \cdot 10^3 \cos^2 28,66^\circ}{110^2 \cdot 20 \cdot 0,8727 \cdot 1,89 \cdot 0,75 \sin 40^\circ}} =$$

$$= 150,5 \text{ МПа} < [\sigma_H]_2 = 251,5 \text{ МПа}.$$

Контактная прочность соблюдается $\sigma_H \leq [\sigma_H]$. При стандартных значениях m и q не всегда можно получить близкие σ_H и $[\sigma_H]$ [1].

Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб

Условие прочности для червячного колеса 2 [1]:

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F]_2,$$

где Y_F – коэффициент формы зуба; K_F – коэффициент расчетной нагрузки; $b_2 = 0,315 a_w$ – ширина венца колеса; $m_n = m \cos \gamma$ – нормальный модуль.

$$Y_F = 1,4 \text{ при } z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 44 / \cos^3(28,66^\circ) = 65 [1];$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 T_{II} / d_2 = 2 \cdot 32,14 \cdot 10^3 / 110 = 584 H;$$

– окружная сила, действующая на зубья колеса.

$$K_F = K_H = 1 [1];$$

$$b_2 = 0,315 a_w = 0,315 \cdot 63 = 19,84 \text{ мм};$$

$$m_n = m \cos \gamma = 2,5 \cos(28,66^\circ) = 2,194 \text{ мм}.$$

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,4 \frac{584 \cdot 1}{19,84 \cdot 2,194} = 13,15 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 82 \text{ МПа}.$$

Условие прочности $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ выполняется.

Основные геометрические размеры червячной передачи (рис. 3.5) указаны в табл. 3.9 и 3.10.

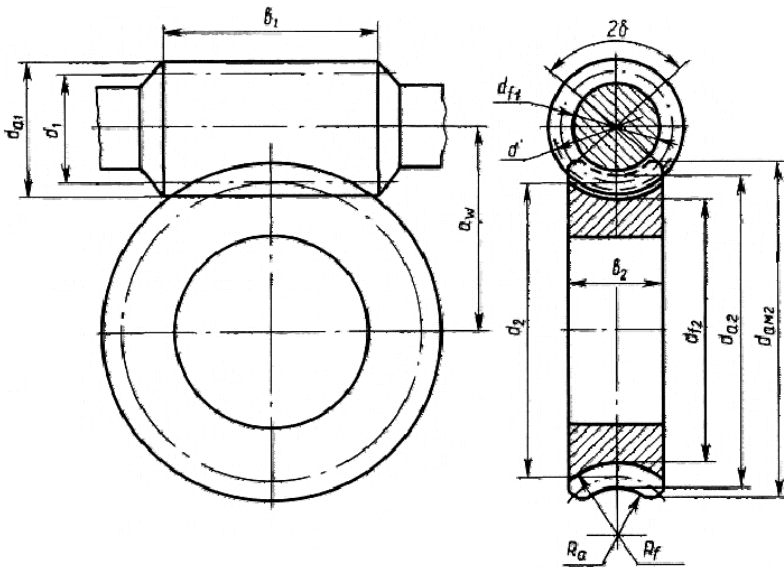


Рис. 3.5

Таблица 3.9

Основные геометрические параметры червяка

Параметр	Расчетная формула	Значение
Диаметр, мм: делительный d_1 начальный d_{w1}	$d_1 = qm$ $d_{w1} = (q + 2x)m$; (x – коэффициент смещения)	$8 \cdot 2,5 = 20$ $(8 + 2 \cdot (-0,8)) \cdot 2,5 = 16$
вершин d_{a1} впадин d_{f1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{f1} = d_1 - 2,4m$	$20 + 2 \cdot 2,5 = 25$ $20 - 2,4 \cdot 2,5 = 14$
Длина нарезаемой части b_1 червяка при $z_1 = 4$, мм	$b_1 = m(12,5 + 0,09 z_2)$	$2,5(12,5 + 0,09 \cdot 44) = 41,15$
Высота витка h_1	$h_1 = 2,2m$	$2,2 \cdot 2,5 = 5,5$
Делительный угол подъема γ , рад (град):	$\operatorname{tg} \gamma = z_1 p / \pi d_1 = z_1 m / d_1 =$ $= z_1 / q$	$0,5(28,66)$
Расчетный шаг p_1 , мм	$p_1 = \pi m$	$7,85$
Ход витка p_{z1} , мм	$p_{z1} = p_1 z_1$	$31,4$

Таблица 3.10

Основные геометрические параметры червячного колеса

Параметр	Расчетная формула	Значение
Диаметр, мм: делительный d_2 вершин зубьев d_{a2} наибольший d_{am2} впадин зубьев d_{f2}	$d_2 = m z_2$ $d_{a2} = d_2 + (1 + x)2m$ $d_{am2} \leq d_2 + 6m/(z_1 + 2)$ $d_{f2} = d_2 - (1,2 - x)2m$	$2,5 \cdot 44 = 110$ $110 + (1 - 0,8) \cdot 2,5 \cdot 2 = 111$ $110 + 6 \cdot 2,5 / (4 + 2) = 112,5$ $110 - (1,2 + 0,8) \cdot 2,5 \cdot 2 = 100$
Ширина венца b_2 при $z_1 = 4$, мм	$b_2 = 0,315 a_w$	$0,315 \cdot 63 = 19,84$
Радиус закругления, мм: вершин зубьев R_a впадин зубьев R_f	$R_a = 0,5d_1 - m$ $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$	$0,5 \cdot 20 - 2,5 = 7,5$ $0,5 \cdot 20 + 1,2 \cdot 2,5 = 13$
Условный угол охвата 2δ червяка венцом колеса, град	$\sin \delta = b_2 / (d_{a1} - 0,5m)$	$2 \arcsin(19,84 / (25 - 0,5 \cdot 2,5)) =$ $= 113$

Определение КПД быстроходной ступени червячной передачи

КПД червячной передачи определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg}(28,66)}{\operatorname{tg}(28,66 + 2,25)} = \frac{0,546}{0,599} = 0,91,$$

где γ – угол подъема винтовой линии [1, 3]; φ – угол трения [1, 3].

При $v_S = 1,94$ м/с $\varphi \approx 2^\circ 00' \dots 2^\circ 35'$ [1]. Примем $\varphi \approx 2,25^\circ$.

Отклонение η от принятого в расчетах составляет:

$$\varepsilon = \frac{|\eta - \eta_{\text{расч}}|}{\eta} = \frac{|0,91 - 0,85|}{0,91} = 6,5 \text{ \%}.$$

Отклонение менее 7 % допустимо.

Силы в зацеплении червячной передачи

Окружная сила F_{t2} на колесе, равная осевой F_{a1} силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2 = 2 \cdot 10^3 \cdot 32,14 / 110 = 584 \text{ Н}.$$

Окружная сила F_{t1} на червяке, равная осевой F_{a2} силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 T_2 / (d_{w1} u_{\varphi} \eta) = 2 \cdot 10^3 \cdot 32,14 / (16 \cdot 11 \cdot 0,91) \approx 401 \text{ Н}.$$

Радиальная сила F_r :

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma = 584 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 28,66^\circ \approx 242 \text{ Н}.$$

Тепловой расчет червячной передачи

Температура нагрева масла (корпуса) при установившемся тепловом режиме без искусственного охлаждения [2]:

$$t_{\text{раб}} = t_0 + \frac{P_1(1 - \eta)10^3}{K_T A(1 + \psi)} \leq [t]_{\text{раб}}.$$

Температура нагрева масла (корпуса) при охлаждении вентилятором

$$t_{\text{раб}} = t_0 + \frac{P_1(1-\eta)10^3}{[0,65(1+\psi)K_T + 0,35K_{\text{ТВ}}]A} \leq [t]_{\text{раб}},$$

где $t_0 = 20^\circ$ – температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$; $P_1 = 579,5$ – мощность на валу червяка, Вт; $\eta = 0,91$ – КПД червячной передачи; K_T – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса в раму (обычно $\psi \leq 0,3$).

Площадь A (м^2) поверхности охлаждения корпуса равна сумме площадей поверхностей всех его стенок за исключением поверхности дна, которой корпус прилегает к плите или раме. Размеры стенок корпуса можно взять по компоновочной схеме. Приблизительно площадь A (м^2) поверхности охлаждения корпуса можно принимать в зависимости от межосевого расстояния:

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м^2	0,16	0,24	0,25	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Для чугунных корпусов при естественном охлаждении коэффициент теплопередачи $K_T = 12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (большие значения при хороших условиях охлаждения).

Коэффициент $K_{\text{ТВ}}$ при обдуве вентилятором:

n_v , мин^{-1}	750	1000	1500	3000
$K_{\text{ТВ}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	24	29	35	50

n_v – частота вращения вентилятора, мин^{-1} . Вентилятор обычно устанавливают на валу червяка, $n_v = n_1$. $[t]_{\text{раб}} = 70 \dots 95^\circ\text{C}$ – максимальная допустимая температура нагрева масла (зависит от марки масла) [2, 3].

При естественном охлаждении: $K_T = 13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C})$; $A \approx 0,16 \text{ м}^2$; $\psi = 0,2$.

$$t = t_0 + \frac{P_1(1-\eta)10^3}{K_T A(1+\psi)} = 20 + \frac{579,5(1-0,91)}{13 \cdot 0,16 \cdot (1+0,2)} = 40,9 < [t]_{\text{раб}} = 70^\circ.$$

Условия $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, $t \leq [t]_{\text{раб}}$ выполняются, расчет передачи выполнен верно.

3.4. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать клиноременную (открытую) передачу в механическом приводе (рис. 3.6). Передаточное отношение открытой передачи $i_{\text{отп}} = 3$. Мощность на валу электродвигателя $N_1 = 22$ кВт, частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 1000$ мин⁻¹, возможна перегрузка до 150 %, работа в две смены, расположение передачи горизонтальное $\gamma = 0$.

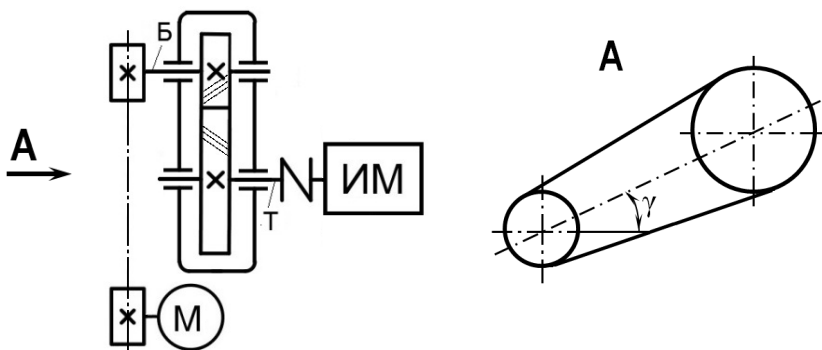


Рис. 3.6. Схема механического привода

На схеме показано (рис. 3.6): М – электродвигатель; ИМ – исполнительный механизм; —|— – муфта; $\text{—} \times \text{—} \cdots \text{—} \times \text{—}$ – ременная передача.

Валы закрытой цилиндрической передачи: Б – быстроходный; Т – тихоходный.

Проектировочный расчет передачи

По номограмме [1] для заданных мощности и частоты вращения выбираем ремни. Основные размеры ремней указаны в ГОСТ 1284.1 и ГОСТ 1284.2, алгоритм расчета приведен в ГОСТ 1284.3.

Минимальный диаметр малого шкива согласно ГОСТ 20889 принимаем $D_{\text{min}1} = 200$ мм. Для повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив с расчетным диаметром $D_1 > D_{\text{min}1}$; из стандартного ряда принимаем ближайший больший диаметр $D_1 = 224$ мм.

Определяем диаметр ведомого шкива:

$$D_2 = D_1 i_{\text{оп}} = 224 \cdot 3 = 672 \text{ мм.}$$

Ближайшее рекомендуемое значение из стандартного ряда согласно ГОСТ 20889 $D_2 = 630$ мм.

Передаточное число с учетом относительного скольжения $\varepsilon = 0,01$ ($\varepsilon = \frac{(v_1 - v_2)}{v_1} = 0,01 \dots 0,02$):

$$i_{\text{оп}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{630}{224(1 - 0,01)} = 2,84.$$

Отклонение передаточного числа составляет более 5 %. Необходимо изменить размер ведомого шкива D_2 , из ГОСТ 20889 принимаем размер, указанный в скобках: $D_2 = 670$ мм, тогда

$$i_{\text{оп}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{670}{224(1 - 0,01)} = 3,02.$$

Отклонение передаточного числа составляет менее 5 %.

Назначаем межцентровое расстояние из условия

$$0,6(D_1 + D_2) < a < 1,5(D_1 + D_2);$$

$$0,6(224 + 670) < a < 1,5(224 + 670),$$

$$536 < a < 1341,$$

принимаем стандартное значение ГОСТ 1284.1–89: $a = 800$ мм;

Определяем расчетную длину ремня по формуле

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a},$$

$$L' = 2 \cdot 800 + \frac{3,14}{2}(224 + 670) + \frac{(670 - 224)^2}{4 \cdot 800} = 3066,5 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартную длину ремня $L = 3150$ мм (по нейтральному слою).

Уточняем межцентровые расстояния по формуле

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left[2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2} \right],$$

$$a = \frac{1}{8} \left[2 \cdot 3150 - \pi(224 + 670) + \sqrt{[2 \cdot 3150 - 3,14(224 + 670)]^2 - 8(670 - 224)^2} \right] = 843 \text{ мм.}$$

Определяем угол обхвата по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a} \geq [\alpha_1],$$

где $[\alpha_1]$ – допускаемый угол, значение которого принимают $[\alpha_1] \geq 150^\circ$ для плоскоремennых передач и $[\alpha_1] \geq 120^\circ$ для клиноремennых передач.

$$\alpha = 180^\circ - \frac{(670 - 224)}{843} 60^\circ = 148,256^\circ > [\alpha] = 120^\circ.$$

Определяем коэффициенты: угла обхвата, длины ремня, режима работы числа ремней.

Определяем мощность, передаваемую одним ремнем:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_l / C_p,$$

где P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем при заданной частоте вращения шкива, кВт; C_α – коэффициент угла обхвата; C_l – коэффициент длины ремня; C_p – режима работы. Мощность и коэффициенты определяются по ГОСТ 1284.3–96.

Для ремня сечением B : $C_\alpha \approx 0,91$; $C_l = 1,07$; $C_p = 1,1$; $P_0 = 5,4$ кВт,

$$P_p = 5,4 \cdot 0,91 \cdot 1,07 / 1,1 = 4,78 \text{ кВт.}$$

Определяем число ремней z :

$$z = \frac{P}{P_p C_Z},$$

где P – мощность на ведущем валу передачи; кВт; C_α – коэффициент числа ремней.

При $C_Z = 0,95$:

$$z = \frac{22}{4,78 \cdot 0,95} = 4,85, \text{ принимаем } z = 5.$$

Определяем окружную скорость на ведущем валу передачи:

$$v = \omega_I \frac{D_1}{2}.$$

Угловая скорость $\omega_{I(\text{дв})}$ на ведущем валу передачи:

$$\omega_{I(\text{дв})} = \frac{\pi n_{I(\text{дв})}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 105 \text{ с}^{-1},$$

$$v = \omega_I \frac{D_1}{2} = 105 \frac{0,224}{2} = 11,76 \text{ м/с};$$

Вычисляем окружное усилие F_t :

$$F_t = \frac{N_1}{v} = \frac{22 \cdot 10^3}{11,76} \approx 1871 \text{ Н}.$$

Вычисляем силу предварительного натяжения F_0 ветви одного ремня ГОСТ 1284.2:

$$F_0 = \frac{750 P C_p}{C_\alpha v z} + \theta v^2,$$

где P – мощность на ведущем валу передачи; кВт; C_α – коэффициент динамичности и режима работы по ГОСТ 1284.3 при односменной работе; z – число ремней в передаче; C_α – коэффициент угла

обхвата по ГОСТ 1284.3; θ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, $(Н \cdot с^2)/м^2$, по ГОСТ 1284.2. $\theta = 0,3 (Н \cdot с^2)/м^2$;

$$F_0 = \frac{750 \cdot 22 \cdot 1,1}{0,9 \cdot 11,76 \cdot 5} + 0,3 \cdot 11,6^2 \approx 350 \text{ Н.}$$

Определяем силы F_r , действующие на валы:

$$F_r = 2F_0 z \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 350 \cdot 5 \cdot \sin \frac{148,256^\circ}{2} \approx 3365 \text{ Н.}$$

Проверочный расчет

Проверяем число пробегов ремня в секунду:

$$U = \frac{v}{L} \leq [U].$$

Примечание. Рекомендуется для плоскоременной передачи $[U] \leq 5$ (1/с), для клиноременной передачи $[U] \leq 10$ (1/с), Если $U > 10$, то необходимо увеличить межцентровое расстояние.

$$U = \frac{v}{L} = \frac{11,76}{3,15} = 3,73 (1/с) < [U] = 10 (1/с).$$

Проверим рабочий ресурс, ч, рассчитанной клиноременной передачи ГОСТ 1284.2–89:

$$T = T_{cp} K_1 K_2,$$

где T_{cp} – ресурс ремней, ч, в среднем режиме работы; мощность на вращаемом валу передачи; кВт; K_1, K_2 – коэффициенты режима работы и климатических условий соответственно по ГОСТ 1284.2.

$$T = 2000 \cdot 2,5 \cdot 0,75 = 3750 \text{ ч.}$$

Таким образом, ремни, рассчитанные по тяговой способности, имеют нормальную долговечность (2000...5000) ч при средних скоростях передачи.

Основные размеры шкивов для приводных клиновых ремней нормальных сечений определяют согласно ГОСТ 20889.

3.5. РАСЧЕТ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать зубчато-ременную (открытую) передачу в механическом приводе (рис. 3.7, а). Передаточное отношение открытой передачи $i_{\text{оп}} = 4$, электродвигатель – асинхронный, короткозамкнутый, мощностью $P_{\text{дв}} = 2,2$ кВт с номинальной частотой вращения $n_{\text{дв}} = 2850$ мин⁻¹ и $T_{\text{max}} / T = 2,2$. Привод имеет переменный режим работы. Срок службы привода $L = 3$ года. $K_T = 0,1$ – коэффициент годового использования, $K_c = 0,4$ – коэффициент суточного использования механического привода.

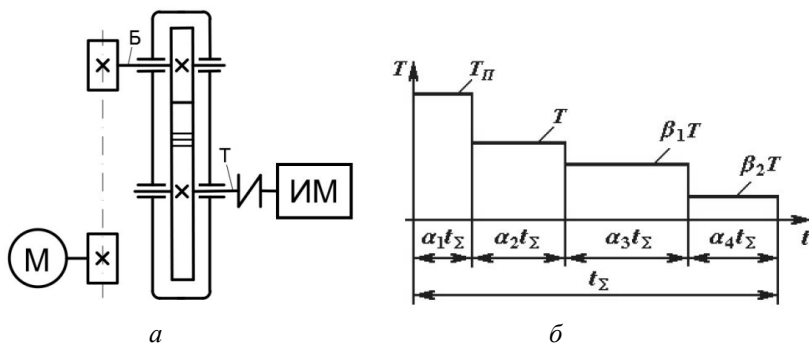


Рис. 3.7. Привод ленточного транспортера:

а – схема; б – график нагрузки

На схеме (рис. 3.7) показано: М – электродвигатель, ИМ – исполнительный механизм, $\text{---} \diagup \text{---}$ – муфта, $\text{---} \times \text{---} \text{---} \times \text{---}$ – ременная передача. Валы закрытой цилиндрической передачи: Б – быстроходный, Т – тихоходный.

На графике нагрузки: T – номинальный крутящий момент; T_{II} – пусковой момент; t – срок службы привода, ч; $\alpha_1 = 10^{-4}$; $\alpha_2 = 0,8$; $\alpha_3 = 0,1$; $\alpha_4 = 0,1$; $\beta_1 = 0,3$; $\beta_2 = 0,1$.

Проектировочный расчет передачи

Определение ширины ремня

В открытой передаче механического привода используем зубчато-ременную передачу с трапецидальным профилем зуба.

Модуль передачи:

$$m = k \sqrt[3]{\frac{PC_P}{n_1}} = 35 \sqrt[3]{\frac{2,2 \cdot 1,5}{2850}} = 3,68 \text{ мм.}$$

Здесь $k = 35$ для ремней с трапецеидальным профилем зуба; $P = P_{\text{дв}} = 2,2$ кВт; $n_1 = n_{\text{дв}} = 2850$ мин⁻¹; $C_P = 1,5$ (табл. 3, $T_{\text{max}} / T = 2,2 < 250$ %).

Ближайшее нормализованное значение модуля $m = 4$.

Номинальный крутящий момент на малом (ведущем) шкиве зубчато-ременной передачи T_1 .

$$T_1 = \frac{P \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{30P \cdot 10^3}{n_1} = \frac{30 \cdot 2,2 \cdot 10^3}{2850} = 7,38 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего шкива, с⁻¹.

Выбранный модуль $m = 4$ мм удовлетворяет рекомендуемым диапазонам значений P и T_1 по [4].

По [4] определим наименьшее число зубьев малого шкива $z_1 = 20$.

Число зубьев ведомого шкива

$$z_2 = z_1 i_{\text{пр}} = 20 \cdot 4 = 80.$$

Расчетные диаметры шкивов:

$$d_1 = mz_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 80 = 320 \text{ мм.}$$

Примечание. Диаметр шкивов для поликлиновых ремней выбирают из того же стандартного ряда, что и для клиновых ремней [3].

Расстояние между осями шкивов a' задают из условия

$$a_{\text{min}} \leq a' \leq a_{\text{max}}.$$

При $m \leq 5$:

$$a_{\text{min}} = 0,5(d_1 + d_2) + 2m = 0,5(80 + 320) + 2 \cdot 4 = 208 \text{ мм;}$$

при $m \geq 4$:

$$a_{\max} = 1550 - 0,89\sqrt{i_{\text{пр}}} \cdot (z_1 + z_2) = 1550 - 0,89\sqrt{4} \cdot (20 + 80) = 1456,68 \text{ мм.}$$

Из конструктивных соображений примем $a' = 300$ мм.

Число зубьев ремня при принятом межосевом расстоянии:

$$\begin{aligned} z'_p &= \frac{2a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p(z_1 - z_2)^2}{4a'^2} = \\ &= \frac{2 \cdot 300}{12,57} + \frac{20 + 80}{2} + \frac{12,57 \cdot (20 - 80)^2}{4 \cdot 300^2} = 134,44, \end{aligned}$$

где $p = 12,57$ мм – шаг зубьев ремня [3, 4].

Полученное значение z'_p округляем до ближайшего нормализованного $z_p = 140$ [3, 4].

Расчетная длина ремня:

$$l_p = pz_p = 12,57 \cdot 140 = 1759,80 \text{ мм.}$$

Примечание. Стандартные длины поликлиновых ремней такие же, как у клиновых ремней [3].

Действительное межосевое расстояние:

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{4} \left(l_p - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \sqrt{\left[l_p - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right) = \\ &= \frac{1}{4} \left(1759,80 - \frac{3,14}{2}(80 + 320) + \right. \\ &\left. + \sqrt{\left[1759,80 - \frac{3,14}{2}(80 + 320) \right]^2 - 2(320 - 80)^2} \right) = 552,88 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Угол между ветвями ремня:

$$\beta = 2 \arcsin \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right) = 2 \arcsin \left(\frac{320 - 80}{2 \cdot 552,88} \right) = 25,071^\circ.$$

Угол охвата ремнем малого шкива: $\alpha_1 = 180^\circ - \beta^\circ = 180^\circ - 25,071^\circ = 154,93^\circ$.

Число зубьев ремня z_0 , находящихся в зацеплении с малым шкивом:

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha_1}{360^\circ} = 20 \frac{154,93^\circ}{360^\circ} = 8,61; \text{ условие } z_0 > 6 \text{ выполняется.}$$

Расчетная сила, передаваемая ремнем:

$$F_p = \frac{10^3 P \cdot C_p}{v} = \frac{10^3 \cdot 2,2 \cdot 1,5}{11,93} = 276,61 \text{ Н,}$$

где $C_p = 1,5$ [3]; v – окружная скорость ремня:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 2850}{60 \cdot 10^3} = 11,93 \text{ м/с.}$$

Определим расчетную ширину ремня по выражению

$$b = \frac{\pi F_p \psi \cdot C_H}{z_0 [p]},$$

где $F_p = 276,61$ Н – расчетная сила, передаваемая ремнем; ψ – коэффициент неравномерности распределения окружной силы между зубьями по дуге охвата малого шкива;

$$\psi = 1,1(1 + 7,5z_0\lambda G) = 1,1(1 + 7,5 \cdot 8,61 \cdot 6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,925) = 1,104,$$

где $\lambda = 6 \cdot 10^{-4}$, $\text{мм}^2/\text{Н}$ – податливость витков металлостроса каркаса ремня [3, 4]; G – модуль сдвига материала ремня, МПа ($\text{Н}/\text{мм}^2$).

По [3] для $l_p > 800$ мм: $G = 0,75-1,1$ МПа. Примем $G = 0,925$ МПа ($\text{Н}/\text{мм}^2$).

C_H – коэффициент, учитывающий наличие натяжного или направляющего ролика; $C_H = 1$, так как натяжные или направляющие ролики не используем.

$z_0 = 8,61$ – число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом;

$h = 2,5$ мм – высота зуба ремня [3].

Допустимое среднее давление на зубьях ремня $[p]$ при $m \geq 4$:

$$[p] = \frac{2,1\sigma'_B}{\varphi_t \sqrt[6]{N_{ц}}},$$

где $\sigma'_B = 5$ МПа – предел прочности связи материала ремня с каркасом [4]; φ_t – коэффициент снижения адгезионной прочности связи материала ремня с каркасом из-за диссипативного нагрева; $N_{ц}$ – расчетное число циклов нагружения зубьев.

Общее время работы передачи в часах:

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{Г} \cdot 24 \cdot K_{С} = 3 \cdot 365 \cdot 0,1 \cdot 24 \cdot 0,4 = 1051,20 \text{ ч} < 2000 \text{ ч},$$

где L – срок службы, годы; $K_{Г}$, $K_{С}$ – коэффициенты годового и суточного использования передачи (по исходным данным к графику нагрузки).

Значения φ_t , и $N_{ц}$ для переменного режима работы:

$$\varphi_t = \frac{1}{t} \sum_i t_i \sqrt[6]{\frac{n_i}{10^3}} = \frac{1051,20}{1051,20} \sqrt[6]{\frac{2850}{10^3}} [10^{-4} + 0,8 + 0,1 + 0,1] = 1,19,$$

где $n_1 = n_{дв} = 2850 \text{ мин}^{-1} = \text{const}$; $t_1 = \alpha_1 t = 10^{-4} t$; $t_2 = \alpha_2 t = 0,8 t$; $t_3 = t_4 = \alpha_3 t = \alpha_4 t = 0,1 t$ (из графика нагрузки, рис. 3.7, б).

$$\begin{aligned} N_{ц} &= 60 \frac{z_1}{z_p} \sum \left[t_i n_i \left(\frac{T_{1i}}{T_1} \right)^6 \right] = \\ &= 60 \frac{20}{140} 1051,20 \cdot 2850 \left[(10^{-4}) 2,2^6 + 0,8 \cdot 1^6 + \right. \\ &\quad \left. + 0,1 \cdot 0,3^6 + 0,1 \cdot 0,1^6 \right] = 20,853 \cdot 10^6, \end{aligned}$$

$T_1 = 7,38 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – максимально длительно действующий момент ($t_2 = 0,8 t$), по которому ведется расчет.

Допустимое среднее давление $[p]$:

$$[p] = \frac{2,1 \cdot 5}{1,19 \cdot \sqrt[6]{20,853 \cdot 10^6}} = 0,532 \text{ МПа}.$$

Расчетная ширина ремня b' :

$$b' = \frac{276,61 \cdot 1,104 \cdot 1}{8,61 \cdot 2,5 \cdot 0,532} = 26,67 \text{ мм.}$$

Расчетную ширину ремня b' округляем до ближайшего большего нормализованного значения [4]: $b = 32$ мм.

Условие $b < d_{1\min} = mz_{1\min} = 4 \cdot 20 = 80$ мм выполнено.

Рекомендуемые $z_{1\min}$ приведены в [3].

Проверочный расчет

Расчетная прочность зубьев ремня

$$\sigma_{\text{сд}} = \frac{F_p}{z_0 s_1 b K} \leq \frac{[\sigma_{\text{сд}}]}{K_L},$$

где $\sigma_{\text{сд}}$ и $[\sigma_{\text{сд}}]$ – действующее напряжение сдвига и допускаемое напряжение на сдвиг (из [4] $[\sigma_{\text{сд}}] = 0,8\sigma'_B = 0,8 \cdot 5 = 4$ МПа), Н/мм² (МПа); $F_p = 276,61$ Н – расчетная сила, передаваемая ремнем; $z_0 = 8,61$ – число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом; s_1 – длина участка сдвига зуба ремня, мм; $b = 32$ мм – ширина ремня; $K = 2,65$ – коэффициент, учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива; K_L – коэффициент долговечности.

Длина участка сдвига зуба ремня

$$s_1 = 0,5 \left(s + 2h \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right) = 0,5 \left(4,4 + 2 \cdot 2,5 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{40^\circ}{2} \right) \right) = 3,11 \text{ мм,}$$

где $s = 4,4$ мм – наименьшая толщина зуба (табл. 1); $h = 2,5$ мм – высота зуба ремня [4]; $\gamma = 40^\circ$ – угол профиля зуба [4].

Коэффициент долговечности:

$$K_L = \varphi \sqrt[6]{N_{\text{ц}}},$$

где φ – общий корректирующий коэффициент; $N_{\text{ц}} = 20,853 \cdot 10^6$ – расчетное число циклов нагружения зубьев.

$$\varphi = \varphi_t \cdot \varphi_c \cdot \varphi_H = 1,19 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,27,$$

где $\varphi_t = 1,19$ – коэффициент снижения адгезионной прочности связи материала зубьев ремня с каркасом из-за диссипативного $\varphi_c = 1,07$ (двухсменная работа); $\varphi_H = 1$ (отсутствуют натяжные и направляющие ролики).

$$K_L = 1,21 \cdot \sqrt[6]{20,853 \cdot 10^6} = 21,07.$$

$$\begin{aligned} \sigma_{сд} &= \frac{276,61}{8,61 \cdot 3,11 \cdot 32 \cdot 2,65} 0,12 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)} \leq \\ &\leq \frac{[\sigma_{сд}]}{K_L} = \frac{4}{21,07} = 0,19 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Условие выполнено $\sigma_{сд} \leq \frac{[\sigma_{сд}]}{K_L}$.

Расчет по условию сохранения износостойкости ремня

$$[F_t] \geq F_p,$$

где $[F_t]$ – предельно допустимая окружная сила на ремне, Н;
 $F_p = 276,61$ Н – рас четная сила, передаваемая ремнем.

Предельно допустимая окружная сила:

$$\begin{aligned} [F_t] &= 2 \left[h \operatorname{tg} \left(\frac{\gamma}{2} \right) - 0,5 d_{a1} (\varphi_k - \sin \varphi_k) \right] \frac{G b z_0}{\psi} = \\ &= 2 \left[2,5 \operatorname{tg} \left(\frac{40^\circ}{2} \right) - 0,5 \cdot 78,421 (0,3664 - \sin 0,3664) \right] \times \\ &\quad \times \frac{0,925 \cdot 32 \cdot 8,61}{1,104} = 275,27 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где $h = 2,5$ мм – высота зуба ремня, [3]; $\gamma = 40^\circ$ – угол профиля зуба [4];
 d_{a1} – наружный диаметр малого шкива, мм; φ_k – угол между точкой

сбега ремня со шкива и точкой их касания по наружному диаметру, рад.; $G = 0,925$ МПа (Н/мм^2) – модуль сдвига материала ремня [4]; $b = 32$ мм – ширина ремня; $z_0 = 8,61$ – число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом; $\psi = 1,104$ – коэффициент неравномерности распределения окружной силы между зубьями по дуге охвата.

Наружный диаметр малого шкива:

$$d_{a1} = d_1 - 2\delta + k_1 = 80 - 2 \cdot 0,8 + 0,021 = 78,421 \text{ мм},$$

где $d_1 = 80$ мм – диаметр делительной окружности малого шкива; $\delta = 0,8$ мм – расстояние от оси троса до впадины ремня [4].

Поправка, учитывающая нагрузку и податливость каркаса:

$$k_1 = \frac{0,2F_p\lambda z_1}{b} = \frac{0,2 \cdot 276,61 \cdot 6 \cdot 10^{-4} \cdot 20}{32} = 0,021 \text{ мм},$$

где $\lambda = 6 \cdot 10^{-4}$ $\text{мм}^2/\text{Н}$ – податливость каркаса [4].

Угол между точкой сбега ремня со шкива и точкой их касания по наружному диаметру шкива:

$$\varphi_k = \sqrt{\frac{4h}{d_{a1} \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,5}{78,421 \cos\left(\frac{40^\circ}{2}\right)}} = 0,3664 \text{ рад} = 21,00^\circ.$$

$[F_t] \cong F_p$ (ошибка $< 0,5\%$).

Определение силовых характеристик передачи

Окружную силу F_t найдем по выражению

$$F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \cdot 2,2}{11,93} = 184,41 \text{ Н}.$$

Выше установлена величина расчетной силы F_p , передаваемой ремнем $F_p = 276,61$ Н.

Сила предварительного натяжения ремня F_0 :

$$2F_0 = 2 F'_0 b = 4 \cdot 32 = 128 \text{ Н},$$

где $2F'_0 = 4$ Н/мм – величина относительной силы предварительного натяжения ремня [4].

Сила, действующая на валы зубчато-ременной передачи,

$$F_r = (1,1-1,3)F_p = 1,2 \cdot 276,61 = 331,93 \text{ Н.}$$

Для проверки величины предварительного натяжения ремня определим требуемую поперечную нагрузку $F_{гр}$:

$$F_{гр} = F'_{гр} b = 1 \cdot 32 = 32 \text{ Н,}$$

где $F'_{гр} = 1$ Н/мм – величина относительной поперечной нагрузки [4].

Определим по формулам численное значение параметров x и Δ :

$$x = \frac{F'_{гр} a^3}{8E_c} = \frac{32 \cdot 552,88^3}{8 \cdot 288 \cdot 10^3} = 2,35 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

$$\Delta = \frac{a^3}{E_c} \sqrt{\frac{F_0^3}{27E_c} + \frac{F_{гр}^3}{64}} = \frac{552,88^3}{288 \cdot 10^3} \sqrt{\frac{64^3}{27 \cdot 288 \cdot 10^3} + \frac{32^3}{64}} = 2,35 \cdot 10^3,$$

где $E_c = E'_c b = 9 \cdot 10^3 \cdot 32 = 288 \cdot 10^3$ Н – продольная жесткость ремня ($E'_c = 9 \cdot 10^3$ Н/мм, [4]).

Стрелу прогиба f вычислим по формуле

$$f = \sqrt[3]{x + \Delta} + \sqrt[3]{x - \Delta} = \sqrt[3]{2x} = \sqrt[3]{2 \cdot 2,35 \cdot 10^3} = 16,75 \text{ мм.}$$

Оценим угол провисания β_n , ветви ремня под действием поперечной нагрузки $F_{гр}$:

$$\beta_n = \frac{100f}{a} = \frac{100 \cdot 16,75}{552,88} = 3,03^\circ.$$

Вычисленный угол провисания β_n ремня соответствует диапазону его рекомендуемых значений для силовых передач [3, 4].

3.6 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать цепную (открытую) передачу с передаточным числом $i_{оп} = 2,5$, установленную между редуктором и исполнительным механизмом (рис. 3.8). Мощность на ведущем валу передачи $N_1 = 3,8$ кВт, угловая скорость вращения ведущего вала передачи $\omega_1 = 105 \text{ с}^{-1}$, передаточное число передачи $i_{оп} = 2,5$. Диаметр барабана исполнительного механизма $D_б = 0,4$ м. Работа в две смены, смазка капельная, работа с умеренными толчками, угол наклона больше 40° , регулирование натяжения цепи смещением одной звездочки.

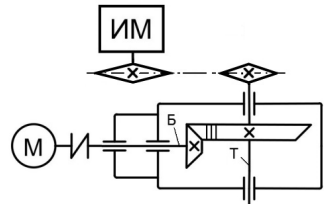


Рис. 3.8. Привод ленточного конвейера

На схеме (рис. 3.8) показано: М – электродвигатель, ИМ – исполнительный механизм, $\text{—}|/\text{—}$ – муфта, $\langle \text{X} \rangle$ – цепная передача.

Валы закрытой цилиндрической передачи: Б – быстроходный, Т – тихоходный.

Проектировочный расчет

Определяем кинематические, силовые и геометрические характеристики передачи

Задаемся числом зубьев меньшей звездочки (табл. 3.11) [1, 3]: $z_1 = 29 - 2 i_{оп} = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24$, принимаем $z_1 = 25$, тогда $z_2 = z_1 i_{оп} = 25 \cdot 2,5 = 62,5$, принимаем $z_1 = 62$.

Таблица 3.11

Рекомендуемые числа зубьев малой (ведущей) звездочки

Параметр	Значение					
Передаточное отношение цепной передачи i	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
Число зубьев малой (ведущей) звездочки z	27...30	25...27	23...25	21...23	17...21	15...17

Примечание. Для тихоходных передач можно уменьшать число зубьев малой (ведущей) звездочки, но не меньше z_{min} , равного 7. Число зубьев большой (ведомой) звездочки принимать не более 100...120.

Уточняем передаточное число: $i_{\text{оп}} = z_2/z_1 = 62/25 \cdot 2,5 = 2,48$.
 Вращающие моменты на валах передачи:

$$T_I = \frac{N_I}{\omega_I} = \frac{3,8 \cdot 10^3}{105} = 36,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{II\text{б}} = T_I i_{\text{оп}} \eta_{\text{оп}} = 36,2 \cdot 2,48 \cdot 0,94 = 84,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Частоты вращения на валах передачи:

$$n_I = \frac{30\omega_I}{\pi} = \frac{30 \cdot 105}{3,14} = 1003,18 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{\text{оп}}} = \frac{1003,18}{2,48} = 404,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Определим скорость на барабане исполнительного механизма (ведомой звездочке) по формуле:

$$v_{II\text{б}} = \frac{n_{II} \pi D_{\text{б}}}{60} = \frac{404,5 \cdot 3,14 \cdot 0,4}{60} = 8,46 \text{ м/с}.$$

Определяем ориентировочный шаг цепи по формуле

$$t = 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_I \cdot K}{z_1 [p]}},$$

где T_I – вращающий момент на ведущей звездочке; z_1 – число зубьев на этой звездочке; $[p]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи по нормам *DIN* 8195 [1, 3]; K – коэффициент:

$$K = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6,$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий характер нагрузки:

при спокойной нагрузке $k_1 = 1$, при толчках $k_1 = 1,2 \dots 1,4$;

k_2 – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние:

Межосевое расстояние	$a = (30 \dots 50)t$	$a < 25t$	$a = (60 \dots 80)t$
k_2	1	1,25	0,8

k_3 – коэффициент, зависящий от способа смазки:

Способ смазки	Непрерывный	Капельный	Периодический
k_3	1	1,3	1,5

k_4 – коэффициент, учитывающий продолжительность рабочего дня:

Режим работы	Односменной	Двухсменной	Трёхсменной
k_4	1	1,25	1,5

k_5 – коэффициент, зависящий от угла наклона передачи к горизонту: при наклоне $\leq 60^\circ$ $k_5 = 1$, при наклоне $> 60^\circ$ $k_5 = 1,25$.

k_6 – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи:

- при регулировании положения оси звездочек $k_6 = 1,0$;
- при регулировании нажимными роликами или оттяжными звездочками $k_6 = 1,1$;
- для нерегулируемой передачи $k_6 = 1,25$.

В нашем случае, выбирая соответствующие коэффициенты, получим:

$$K = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,95,$$

$$k_1 = 1,2 \text{ (умеренные толчки);}$$

$$k_2 = 1 \text{ (межосевое расстояние } a = (30 \dots 50)t);$$

$$k_3 = 1,3 \text{ (смазка капельная); } k_4 = 1,25 \text{ (работа двухсменная);}$$

$k_1 = 1,0$ (угол наклона цепи больше 40°); $k_6 = 1,0$ (регулирование натяжения цепи смещением оси одной звездочки); $[p] = 12,2$ МПа – принимаем по [3] интерполируем (пример интерполяции см. в примере 3.2).

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{36,2 \cdot 10^3 \cdot 1,95}{25 \cdot 12,2}} = 17,19 \text{ мм.}$$

Находим ближайшее стандартное значение шага цепи и основные размеры и габариты цепи (см. приложение П18):

- шаг цепи: $t = 15,875$ мм;

- масса 1 м длины m , кг: $m = 0,8$;
- диаметр валика d : $d = 5,08$ мм;
- ширина цепи B , мм: $B = 10,11$ мм;
- площадь: $A = Bd$:

$$A = Bd = 5,08 \cdot 10,11 = 51,35 \text{ мм}^2.$$

Межосевое расстояние $a = 40 \cdot t$:

$$- a = 40t = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм}.$$

Определяем скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 t n_I}{60 \cdot 10^3}.$$

$$v = \frac{25 \cdot 15,875 \cdot 1003,2}{60 \cdot 10^3} = 6,64 \text{ м/с}.$$

Допускаемое давление $[p]$ в шарнирах цепи в зависимости от шага цепи, принимаем из [3]:

$$[p] = 28,1 \text{ МПа}.$$

Проверяем расчетное давление:

$$p = 2,8^3 \frac{T_1 K}{z_1 t^3},$$

$$p = 2,8^3 \frac{36,2 \cdot 10^3 \cdot 1,95}{25 \cdot 15,875^3} = 15,49 < [p].$$

Условие $p < [p]$ выполнено.

Окончательно принимаем цепь ПР–15,875–2300–1 (приложение П18).

Примечание. Если условие $p < [p]$ не выполняется, то необходимо принять шаг цепи больше расчетного значения и провести расчет цепи с ним.

Геометрические параметры цепи

Число звеньев цепи $z_{ц}$:

$$z_{ц} = \frac{2a}{t} + \frac{(z_2 + z_1)}{2} + \frac{\left(t \frac{[(z_2 - z_1)]^2}{2\pi} \right)}{a},$$
$$z_{ц} = \frac{2 \cdot 635}{15,875} + \frac{(62 + 25)}{2} + \frac{\left(15,875 \frac{[(62 - 25)]^2}{2\pi} \right)}{635} = 129.$$

Длина цепи: $L = z_{ц}t$:

$$L = z_{ц}t = 129 \cdot 15,875 = 2046 \text{ мм};$$

Уточняем межцентровое расстояние:

$$a = \frac{t}{4} \left[z_{ц} - \frac{(z_2 + z_1)}{2} + \sqrt{\left(z_{ц} - \frac{(z_2 + z_1)}{2} \right)^2} - \sqrt{2 \left(\frac{(z_2 - z_1)}{\pi} \right)^2} \right],$$
$$a = \frac{15,875 \cdot 10^{-3}}{4} \times$$
$$\times \left[129 - \frac{(62 + 25)}{2} + \sqrt{\left(129 - \frac{(62 + 25)}{2} \right)^2} - 2 \left(\frac{(62 - 25)}{3,14} \right)^2 \right] = 0,672 \text{ м},$$

или $a = 672 \text{ мм}$.

Для обеспечения провисания цепи межосевое расстояния уменьшаем на $(0,002 \dots 0,004)a$. Отсюда вычисляем монтажное a_M межцентровое

расстояние, $a_M = \frac{a}{1,002 \dots 1,004} = 669 \dots 670$.

Проверочный расчет

Проверяем цепь по числу ударов: $w = \frac{4z_1 n_I}{60z_{II}}$

$$w = \frac{4 \cdot 25 \cdot 1003,2}{60 \cdot 129} = 12,96 \text{ с}^{-1}.$$

Допускаемое значение [3]: $[w] = \frac{508}{t}$,

$$[w] = \frac{508}{15,875} = 32 \text{ с}^{-1},$$

условие выполнено $w < [w]$.

Коэффициент запаса прочности цепи:

$$s = \frac{F_B}{F_t + F_{II} + F},$$

где F_B – разрушающая нагрузка цепи, Н, по [3]; F_t – окружная сила, Н:

$$F_t = \frac{2T_I}{d_{д1}} \quad (d_{д1} \text{ – диаметр делительной окружности ведущей звездочки,}$$

мм, $d_{д1} = \frac{z_1 t}{\pi}$; T_I – вращающий момент на валу звездочки, Н · мм);

F_{II} – нагрузка от центробежных сил, Н: $F_{II} = mv^2$ (m – масса 1 кг цепи, v – скорость цепи); F_f – сила от провисания цепи, Н:

$F_f = 9,81k_f ma$ (коэффициент $k_f = 1$ при вертикальном расположении передачи; $k_f = 6$ – при горизонтальном расположении передачи).

$$F_B = 22,7 \cdot 10^3;$$

$$d_{д1} = \frac{25 \cdot 15,875}{3,14} = 126 \text{ мм}.$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 36,2 \cdot 10^3}{126} = 574,6 \text{ Н},$$

$$F_{\text{ц}} = mv^2 = 0,8 \cdot 6,64^2 = 35,3 \text{ Н}$$

$$F_f = 9,81k_f ma = 9,81 \cdot 6 \cdot 0,8 \cdot 672 \cdot 10^{-3} = 31,6 \text{ Н},$$

$$s = \frac{22,7 \cdot 10^3}{574,6 + 35,3 + 31,6} = 35,4 > [s] = 8,7.$$

Условие выполнено $s > [s]$.

При оценке любого варианта расчета должны соблюдаться условия [3]

$$p \leq [p], \quad w \leq [w], \quad s \geq [s].$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Иванов М.Н.* Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2011. – 383 с.
2. *Дунаев П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Академия, 2010. – 447 с.
3. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский и др. – М.: ИНФРА-М, 2015.
4. Детали машин. Проектирование: справочное учеб.-метод. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2004. – 308 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

П1. Ориентировочные значения основных параметров одноступенчатых механических передач

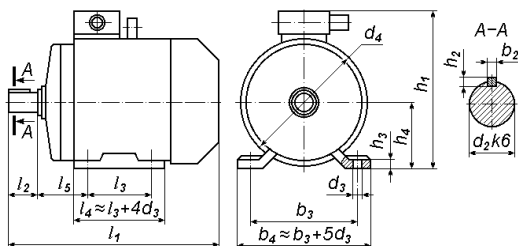
Тип передач	Передаточное отношение, u	КПД, η
Зубчатые:		
цилиндрические	1,6...5,6	0,97...0,98
конические	1...4	0,95...0,97
планетарные	До 15	0,95...0,99
волновые	60...300	0,75...0,92
Червячные	от 8 до 14 от 15 до 30 от 31 до 65	0,8...0,9 0,7...0,8 0,6...0,7
Цепные	2...4	0,92...0,96
Ременные	1,5...4	0,94...0,96
Муфты	–	0,96...0,98

П2. Мощности и частоты вращений электродвигателей серии АИР10012 ТУ 16-525.564–84 (тип/асинхронная частота вращения, мин⁻¹)

Мощность P , кВт	Синхронная частота вращения n , мин ⁻¹			
	750	1000	1500	3000
0,37	–	71А6/915	–	–
0,55	–	71В6/915	71А4/1357	–
0,75	90LА8/695	80А6/920	71В4/1350	71А2/2820
1,1	90LВ8/695	80В6/920	80А4/1395	71В2/2805
1,5	100L8/702	90L6/925	80В4/1395	80А2/2850
2,2	112МА8/709	100L6/945	90L4/1395	80В2/2850
3	112МВ8/709	112МА6/950	100S4/1410	90L2/2850
4	132S8/716	112МВ6/950	100L4/1410	100S2/2850
5,5	132М8/712	132S6/960	112М4/1432	100L2/2850
7,5	160S8/727 ⁽³⁾	132М6/950	132S4/1440	112М2/2895
11	160М8/727 ⁽³⁾	160S6/970 ⁽⁴⁾	132М4/1447	132М2/2910
15	180М8/731	160М6/970 ⁽⁵⁾	160S4/1455 ⁽²⁾	160S2/2910 ⁽¹⁾
18,5	–	180М6/980 ⁽⁵⁾	160М4/1455 ⁽²⁾	160М2/2910 ⁽¹⁾
22	–	–	180S4/1462 ⁽³⁾	180S2/2919 ⁽¹⁾
30	–	–	180М4/1470 ⁽¹⁾	180М2/2925 ⁽¹⁾

Примечание. Отношение максимального вращающего момента к номинальному $K_n = T_{\max} / T = 2,2$; для отмеченных знаками: (1) – $T_{\max} / T = 2,7$; (2) – $T_{\max} / T = 2,9$; (3) – $T_{\max} / T = 2,4$; (4) – $T_{\max} / T = 2,5$; (5) – $T_{\max} / T = 2,6$.

**ПЗ. Электродвигатели серии АИР10012
(из ТУ 16-525.564-84) исполнение ИМ 1086**




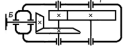

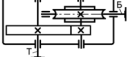


Основные размеры электродвигателей

Тип	Число полюсов	l_1	d_1	h_1	l_2	d_2	h_2	b_2	l_3	d_3	h_3	b_3	h_4	l_5
71A,B	2; 4; 6	273	170	188	40	19	6	6	90	7	112	9	71	46
80A		297	190	205	50	22			100	10	125	10	80	50
80B		321				24	125	140	11	90	56			
90L		337	210	225	60	28	8	7	132	12	160	12	100	63
100S		360	240	247		28	140	190	112		70			
100L		391	246	285	80	32	10	8	178	15	254	18	160	108
112M	2; 4; 6; 8	435				246					285	32	140	12
132S	4; 6; 8	460	288	325	80	38	8	210	15	216	13	132	89	
132M	2; 4; 6; 8	498				38				12	9	254	18	160
160S	2	630	334	385	110	42	12	8	210	15	279	20	180	121
160S	4; 6; 8					48	14	9						
160M	2	660	375	448	110	42	12	8	203	15	279	20	180	121
160M	4; 6; 8					48	14	9						
180S	2	630	375	448	110	55	16	10	241	15	279	20	180	121
180S	4; 6; 8					48	14	9						
180M	2	680	375	448	110	48	14	9	241	15	279	20	180	121
180M	4; 6; 8					55	16	10						

Исполнение конца вала: цилиндрический со шпонкой; цилиндрический со шпонкой с резьбовым концом; цилиндрический без шпонки с резьбовым концом; конический со шпонкой с резьбовым концом; конический со шпонкой и внутренней резьбой.

П4. Распределение передаточных чисел по ступеням редуктора

Редуктор	Схема	Передаточное число ступеней редуктора		Передаточное число редуктора
		u_B	u_T	
Двухступенчатый по развернутой схеме		i_p / u_T	$0,88\sqrt{i_p}$	$8 \leq i_p \leq 40$
Двухступенчатый соосный		$0,9\sqrt{i_p}$	i_p / u_B	$6 \leq i_p \leq 30$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$2\sqrt[3]{i_p}$	i_p / u_B	$6 \leq i_p \leq 30$
Коническо-цилиндрический		$0,9\sqrt{i_p}$	i_p / u_B	$6 \leq i_p \leq 30$
Цилиндрическо-червячный		1,6...3,15	$i_p / u_B \geq 8$	$16 \leq i_p \leq 350$
Червячно-цилиндрический		$i_p / u_T \geq 8$	3,55...6,3	$24 \leq i_p \leq 350$
Планетарный двухступенчатый $i_{ред} \leq 25$ $25 < i_{ред} \leq 63$ $i_{ред} > 63$		4 $i_p / 6,3$ 10	$i_p / 4$ 6,3 $0,1 i_p$	— — —

П5. Стандартные передаточные числа u ГОСТ 2185-66

Ряд	Значения
1	1; 1,25; 1,6; 2,0; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0
2	1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0

П6. Стандартные межосевые расстояния a_w по ГОСТ 9563-81, мм

Ряды	Значения
1-й	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; ...
2-й	140; 180; 225; 290; 355; 450

П7. Окружные модули m зубьев по ГОСТ 9563-81, мм

Ряды	Значения
1-й	1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

П8. Нормальные линейные размеры (из ГОСТ 6636–69), мм

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

П9. Некоторые материалы зубчатых колес, их термообработка, механические характеристики и область применения

Марка стали	Диаметр заготовки или сечение, мм ($S = 0,6a$)	Твердость <i>HB</i> или <i>HRC</i>	Предел		Термообработка
			прочности σ_B , кг/мм ²	текучести σ_T , кг/мм ²	
Заготовка – поковка					
Ст.5	До 100	140...165	54	27	–
	100...300		50	26	
	300...500		46	23	
	500...750		45	22	
Ст.6	До 100	170...217	64	30	–
	100...300		60	30	
	300...500		56	28	
	500...750		54	27	
35	До 100	140...137	52	27	Нормализация
	100...300		50	26	
	300...500		48	24	
	500...750		46	23	
40	До 100	152...207	56	28	Нормализация
	100...300		54	27	
	300...500		52	26	
	500...750		50	25	
40	60	192...228	70	40	Улучшение

Продолжение табл. П9

Марка стали	Диаметр заготовки или сечение, мм ($S = 0,6a$)	Твердость $HВ$ или HRC	Предел		Термообработка
			прочности σ_B , кг/мм ²	текучести σ_T , кг/мм ²	
45	До 100 100...300 300...500 500...750	167...217	60	30	Нормализация
			58	29	
			56	28	
			54	27	
45	100 60	192...240 241...285	75	45	Улучшение
			85	58	
50	До 100 100...300 300...500	180...229	62	32	Нормализация
			60	30	
			58	29	
50	80 До 200	258...310 228...255	70-80	55	Улучшение
			80	53	
50Г	До 150 150...400	190...229	65	37	Нормализация
			62	32	
50Г	До 100 100...200	241...285	75	42	Улучшение
			70	40	
40Х	До 60 100...200 200...300 300...600	200...230	100	80	Нормализация
			78	50	
			75	50	
			70	45	
40Х	До 120 120...150 150...180 180...250	257...285 243...271 230...157 215...243	90...100	70	Улучшение
			85...95	60	
			80...90	55	
			75...80		
40ХН	До 60 60...100 100...300 300...500	220...250	100	80	Нормализация
			85	60	
			80	58	
			80	58	
40ХН	До 150 150...180 180...250 40	265...295 250...280 235...265 48...54	90...100	70	Улучшение Улучшение Улучшение Закалка
			85...95	60	
			80...90	55	
			160	140	
35ХМ	100 50 40	241 269 45...53	90	80	Улучшение Улучшение Закалка
			90	80	
			160	140	
40ХНМА	80 300	302 217	110	90	Улучшение
			70	50	

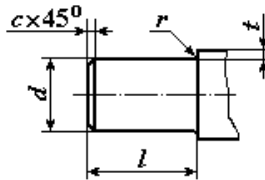
Марка стали	Диаметр заготовки или сечение, мм ($S = 0,6a$)	Твердость HB или HRC	Предел		Термообработка
			прочности σ_B , кг/мм ²	текучести σ_T , кг/мм ²	
35Х10А	150	235	16	50	Улучшение Улучшение Улучшение Закалка
	60	270	98	88	
	40	310	110	96	
	30	46...53	170...195	135...160	
12ХН3А	60	56...63	92	70	Цементация
СЧ 28-48	–	170...241	82	–	Нормализация
45Л	–	*	55	32	
30ХНМА	–	*	70	55	
40ХЛ	–	*	65	50	
35ХМЛ	–	*	70	55	

Ориентировочно $HB \approx 2,85\sigma_B$, где HB – кгс/см², σ_B – кг/мм².

7* – область применения редуктора:

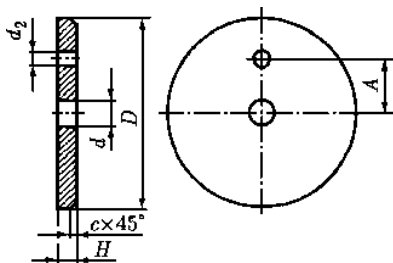
1 – открытые передачи, $V = 1$ м/с; 2 – габариты не ограничены; 3 – габариты ограничены; 4 – габариты ограничены, реверсивная нагрузка.

П10. Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080–66), мм

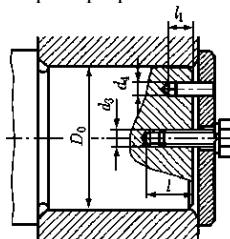


d	l	r	c
20, 22	36	1,6	1,0
25, 28	42		
32, 36	58	2,0	1,6
40, 45	82		
50, 55	82	2,5	2,0
60, 70	105		
80, 90	130	3,5	2,5
100, 110	165		

П11. Шайбы концевые (из ГОСТ 14734—69), мм



Пример применения

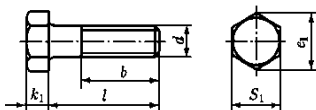


Обозначение шайбы	D	H	A	d	D_2	c	D_0	d_3	d_4	l	l_1	Болт*	Штифт**
7019-0623	32	5	9	6,6	4,5	1,0	24-28	M6	4K7	18	12	M6-6g × 16.56.05	4m6×12
7019-0625	36		10				28-32						
7019-0627	40		10				32-36						
7019-0629	45		12				36-40						
7019-0631	50		16				40-45						
7019-0633	56		16				45-50						
7019-0635	63	6	20	9,0	5,5	1,6	50-55	M8	5K7	22	16	M8-6g × 20.56.05	5m6×16
7019-0637	67		20				55-60						
7019-0639	71		25				60-65						
7019-0641	75		25				65-70						
7019-0643	85		28				70-75						

* Болт по ГОСТ 7798-70. ** Штифт по ГОСТ 3128-70.

Пример условного обозначения концевой шайбы $D = 50$ мм: «Шайба 7019-0631 ГОСТ 14734-69».

П12. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В, исполнение 1 (из ГОСТ 7796–70), мм

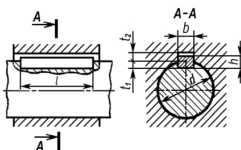


d	S_1	e_1	k_1	l	b	d	S_1	e_1	k_1	l	b
8	12	13,1	5	8–100	$b = l$ при $l \leq 25$ $b = 22 \gg l \geq 30$	16	22	23,9	9	20–300	$b = l$ при $l \leq 40$ $b = 38 \gg l \geq 45$
10	14	15,3	6	10–200	$b = l$ при $l \leq 30$ $b = 26 \gg l \geq 35$	20	27	29,6	11	25–300	$b = l$ при $l \leq 50$ $b = 46 \gg l \geq 55$
12	17	18,7	7	14–260	$b = l$ при $l \leq 30$ $b = 30 \gg l \geq 35$	24	32	35,0	13	35–300	$b = l$ при $l \leq 60$ $b = 54 \gg l \geq 65$

Примечания. 1. В порядке понижения точности изготовления различают болты классов точности А, В и С. 2. Размер l (мм) в указанных пределах брать из ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300.

Пример условного обозначения болта диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 6 μ с, класса прочности 5.8, с цинковым покрытием (01) толщиной 6 мкм, хромированным: «Болт М12-6х60.58.016 ГОСТ 7796–70».

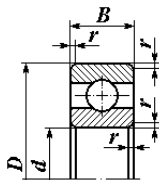
П13. Шпонки призматические ГОСТ 23360–78, мм



Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки f	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,25–0,4	3	2,3	10–56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14–70
» 22 » 30	8	7		4	3,3	18–90
» 30 » 38	10	8	0,4–0,6	5	3,3	22–110
» 38 » 44	12	8		5	3,3	28–140
» 44 » 50	14	9		5,5	3,8	36–160
» 50 » 58	16	10		6	4,3	45–180
» 58 » 65	18	11		7	4,4	50–200
» 65 » 75	20	12	0,6–0,8	7,5	4,9	56–220
» 75 » 85	22	14		9	5,4	63–250
» 85 » 95	25	14		9	5,4	70–280

Примечания: 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280. 2. Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм: «Шпонка 18×11×80 ГОСТ 23360–78».

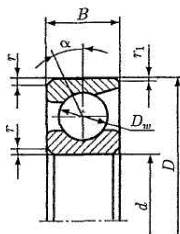
П14. Шарикоподшипники радиальные однорядные (из ГОСТ 8338-75)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения, мин ⁻¹	
	d	D	B	r	C	C ₀	Смазка	
							пластичная	жидкая
Легкая серия								
202	15	35	11	1	6.0	3.6	16 000	20 000
203	17	40	12		7.5	4.5		
204	20	47	14	1.5	10.0	6.2	12 500	16 000
205	25	52	15		11.0	7.0		
206	30	62	16		15.5	10.0		
207	35	72	17	2	20.0	14.0	8000	10 000
208	40	80	18		26.0	18.0		
209	45	85	19		27.5	20.0		
210	50	90	20	2.5	34.0	25.5	5000	6300
211	55	100	21		41.0	31.5		
212	60	110	22		45.0	34.5		
213	65	120	23		49.0	38.0		
214	70	125	24		52.0	42.0		
215	75	130	25		57.0	45.5		
216	80	140	26	3	57.0	45.5	4000	5000
Средняя серия								
302	15	42	13	1.5	8.9	5.5	16 000	20 000
303	17	47	14		10.9	6.8		
304	20	52	15	2	12.5	7.9	12 500	10 000
305	25	62	17		17.6	11.6		
306	30	72	19		22.0	15.1		
307	35	80	21	2.5	26.2	17.9	8000	10 000
308	40	90	23		31.9	22.7		
309	45	100	25		37.8	26.7		
310	50	110	27	3	48.5	36.3	6300	8000
311	55	120	29		56.0	42.6		
312	60	130	31		64.1	49.4		
313	65	140	33	3.5	72.7	56.7	4000	5000
314	70	150	35		81.7	64.5		
315	75	160	37		89.0	72.8		
316	80	170	39		96.5	81.7		

Примечания: 1. Пример обозначения подшипника 209: «Подшипник 209 ГОСТ 8338-75».

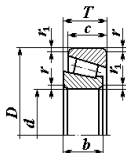
П15. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75)



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	D_m	C_r	C_0	C_r	C_0
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1	7,938	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1	7,938	16,7	9Д	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1	9,525	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	1,1	11,112	30,8	17,8	29,0	16,4
56208	46208	40	80	18	1,1	12,700	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	1Д	12,700	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	1,1	12,700	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	1,5	14,288	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	1,5	15,875	61,5	39,3	60,8	38,8
–	46213	65	120	23	1,5	16,669	–	–	69,4	45,9
36214	–	70	125	24	1,5	17,462	80,2	54,8	–	–
–	46215	75	130	25	1,5	17,462	–	–	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	2,0	19,050	93,6	65,0	87,9	60,0
Средняя серия										
–	46304	20	52	15	1,1	9,525	–	–	17,8	9,0
–	46305	25	62	17	1,1	11,509	–	–	26,9	14,6
–	46306	30	72	19	1,1	12,303	–	–	32,6	18,3
–	46307	35	80	21	1,5	14,288	–	–	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	1,5	15,081	53,9	32,8	50,8	30,1
–	46309	45	100	25	1,5	17,462	–	–	61,4	37,0
–	46310	50	110	27	2,0	19,050	–	–	71,8	44,0
–	46311	55	120	29	2,0	20,638	–	–	82,8	51,6
–	46312	60	130	31	2,1	22,225	–	–	100,0	65,3
–	46313	65	140	33	2,1	23,812	–	–	113,0	75,0
–	46314	70	150	35	2,1	25,400	–	–	127,0	85,3
–	46316	80	170	39	2,1	28,575	–	–	136,0	99,0

Примечания: 1. $r_1 \approx 0,5 r$. 2. Параметры подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$ (тип 36200К6) см. [11]. 3. Пример обозначения подшипника 36209: «Подшипник 36209 ГОСТ 831–75».

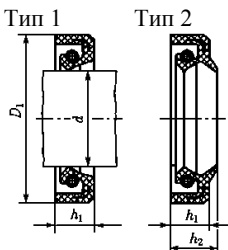
**П16. Роликоподшипники конические однорядные
(из ГОСТ 27365–87)**



Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения, мин ⁻¹	
	d	D	T _{наиб}	b	c	r	r ₁	C _r	C ₀	Смазка	
										пластичная	жидкая
Легкая серия											
7204A	20	47	15.5	14	12	1.5	0.5	26.0	16.6	8000	10 000
7205A	25	52	16.5	15	13			29.2	21.0	6300	
7206A	30	62	17.5	16	14			38.0	25.5	5000	6300
7207A	35	72	18.5	17	15	2.0	0.8	48.4	32.5	4000	5000
7208A	40	80	20.0	19	16			58.3	40.0		
7209A	45	85	21.0	20	21	2.5	0.8	62.7	50.0	3150	4000
7210A	50	90	22.0	17				70.4	55.0		
7211A	55	100	23.0	18	84.2			61.0			
7212A	60	110	24.0	23	19	26	22	91.3	70.0	2500	3150
7214A	70	125	26.5	21	119.0			89.0			
7215A	75	130	27.5	26	22	3.0		130.0	100.0	2000	
7216A	80	140	28.5					140.0	114.0		
Средняя серия											
7304A	20	52	16.5	16	13	2.0	0.8	31.9	20.0	8000	10 000
7305A	25	62	18.5	17	15			41.8	28.0	6300	8000
7306A	30	72	21.0	19	17			52.8	39.0	5000	6300
7307A	35	80	23.0	21	18	2.5	0.8	68.2	50.0	4000	5000
7308A	40	90	25.5	23	20			80.9	56.0		
7309A	45	100	27.5	26	22	3.0	1.0	101.0	72.0	3150	000
7310A	50	110	29.5	29	23			117.0	90.0		
7311A	55	120	32.0	29	25			134.0	110.0		
7312A	60	130	34.0	31	27	3.5	1.2	161.0	120.0	2000	3150
7313A	65	140	36.5	33	28			183.0	150.0		
7314A	70	150	38.5	37	30	4.0	1.5	209.0	170.0	1600	2500
7315A	75	160	40.5	37	31			229.0	185.0		
7317A	85	180	45.0	41	35	255.0	190.0				

Примечания: 1. Пример обозначения подшипника 7206A: «Подшипник 7206A ГОСТ 27365–87».

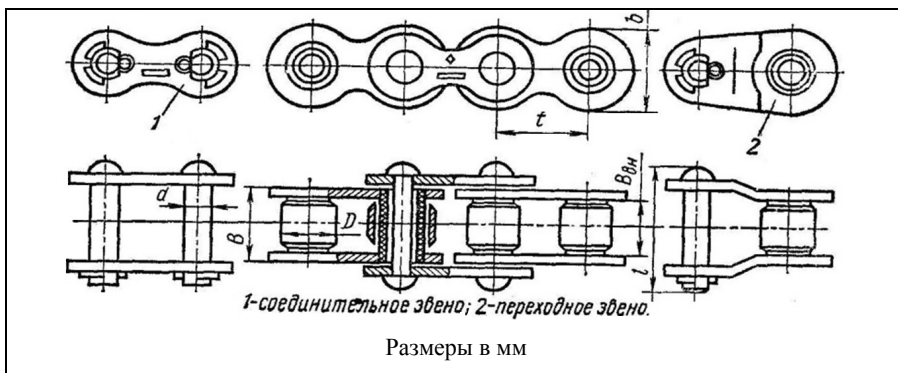
П17. Манжеты резиновые армированные для валов (из ГОСТ 8752-79), мм



Диаметр вала, d	D_1		h_1	h_2	Диаметр вала, d	D_1		h_1	h_2		
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			
20	40	35	8	12	42	62	65	10	14		
		37			68						
		38			62						
21	40	42	10	14	44	65	65	10	14		
		37			8		12				
		42			10		14				
22	40	35	8	12	48	70	65	10	14		
		42					72				
24	40	47	10	14	50	70	77	10	14		
		45					75				
25	42	40	8	12	52	75	80	12	16		
25	42	45	10	14			72	10	14		
26	45	40	8	12	55	80	80	12	16		
		47					75			10	14
28	-	45	10	14	56	80	82	12	16		
		47					-			10	14
		50					75			10	14
30	52	45	10	14	60	85	82	12	16		
		47					80			10	14
		50					82			12	16
32	58	45	10	14	62	-	80	10	14		
		50					82			12	16
		47					85			10	14
35	58	50	10	14	63	90	90	12	16		
		55					-			10	14
		57					95			10	14
36	58	52	10	14	67	-	90	12	16		
		55					90			12	16
38	60	55	10	14	70	95	95	10	14		
		60					100			10	14
		62					-			10	14
40	60	55	10	14	75	100	-	12	16		
		58					102			12	16
		62					-			12	16

Примечание. Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d = 50$ мм с наружным диаметром $D_1 = 70$ мм из резины 3-й группы (на основе нитрильного синтетического каучука): «Манжета 1-50x70-3 ГОСТ8752—79».

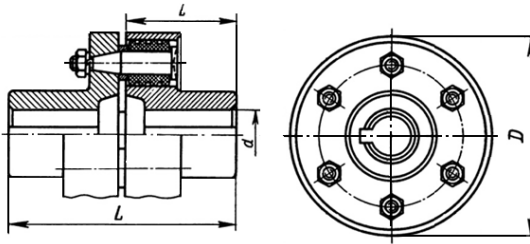
**П18. Приводные цепи типа ПР (приводные роликовые)
ГОСТ 10947-64**



Обозначение цепей	Основные параметры					Габаритные размеры, не более			
	Шаг, t	Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$, не менее	Диаметр ролика, D	Диаметр валика, d	Разрушающая нагрузка, Q, H , не менее	Ширина внутренней пластины, b	Ширина внутреннего звена, B	Длина, l	Вес 1 м цепи, H
ПР-8-460	8	3	5	2,31	4600	7,11	4,77	11,7	1,76
ПР-9,525-900	9,525	5,72	6,35	3,28	9000	8,26	8,53	16,8	4,02
ПР-12,7-900	12,7	3,3	7,75	3,66	9000	9,91	5,8	11,7	3,04
ПР-12,7-1800-1	12,7	5,4	8,51	4,45	18000	11,81	8,9	18,2	6,07
ПР-12,7-1800-1	12,7	7,75	8,51	4,45	18000	11,81	11,3	20,9	6,95
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	23000	14,73	10,11	20,1	7,84
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	23000	14,73	13,26	23,7	9,4
ПР-19,05-2500	19,05	12,7	11,91	5,96	25000	18,08	17,75	30,6	14,9
ПР-25,4-5000	25,4	15,88	15,88	7,95	50000	24,13	22,61	38,5	25,2
ПР-31,75-7000	31,75	19,05	19,05	9,55	70000	30,18	27,46	46	36,5
ПР-38,1-10000	38,1	25,4	22,23	11,12	100000	36,1	35,46	56,9	53,8
ПР-44,45-13000	44,45	25,4	25,4	12,72	130000	42,24	37,19	61,3	73,5
ПР-50,8-16000	50,8	31,75	28,58	14,29	160000	48,26	45,21	72	95
ПР-50,8-16000а	50,8	31	30	15,83	160000	48,26	44	69	95

«Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-40-1-45-2-У3 ГОСТ 21424-93».

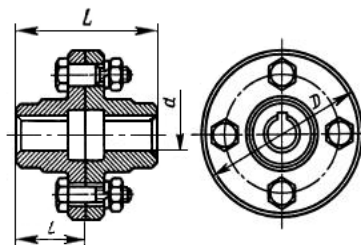
**П19. Муфты упругие втулочно-пальцевые
(из ГОСТ 21424-75, с сокращениями), мм**



T , Н · м	d	D	l , не более более		l , не более более		n_{\max} , мин ⁻¹	Смещение	
			Исполнение					ради- альное	угло- вое
			1	2	1	2			
16	12; 14	75	63	53	30	25	7600	0,2	1°30'
	16		83	59	40	28			
31,5	16; 18	90	84	60	40	28	6350		
63	20; 22	100	104	76	50	36	5700		
125	25; 28	120	125	89	60	42	4600		
	(30)		165	121	80	58			
250	32; 36	140	165	121	80	58	3800		
250	40; 45	140	225	169	10	82			
500	40; 45	170	225	169	10	82	3600		
710	45; 50; 56	190	226	170	110	82	3000	0,4	1°
1000	50; 56	220	226	170	10	82	2850		
	63; 70	220	286	216	140	105			
2000	63; 71	250	288	218	140	105	2300		
	80; 90	250	348	268	170	130			
4000	80;90;(95)	320	350	270	170	130	1800		
8000	100; 110;125	400	432	352	210	170	1450	0,5	

Примечания: 1. Материал полумуфт – чугун не ниже марки СЧ 20; пальцев – сталь не ниже марки стали 45. 2. Типы муфт: I – с короткими цилиндрическими отверстиями; II – с коническими отверстиями; исполнение 1 – на длинные концы валов, 2 – на короткие концы. 3. Второй ряд диаметров d : 24, 30, 35, 38, 42, 55, 60, 65, 70, 75, 85, 95, 120, 130, 150 мм. 4. Пример условного обозначения муфты с $T = 250$ Н·м, с полумуфтами диаметрами отверстий 40 и 45 мм, исполненной I и 2, с климатическим исполнением У, категории 3: «Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-40-1-45-2-У3 ГОСТ 21424-93».

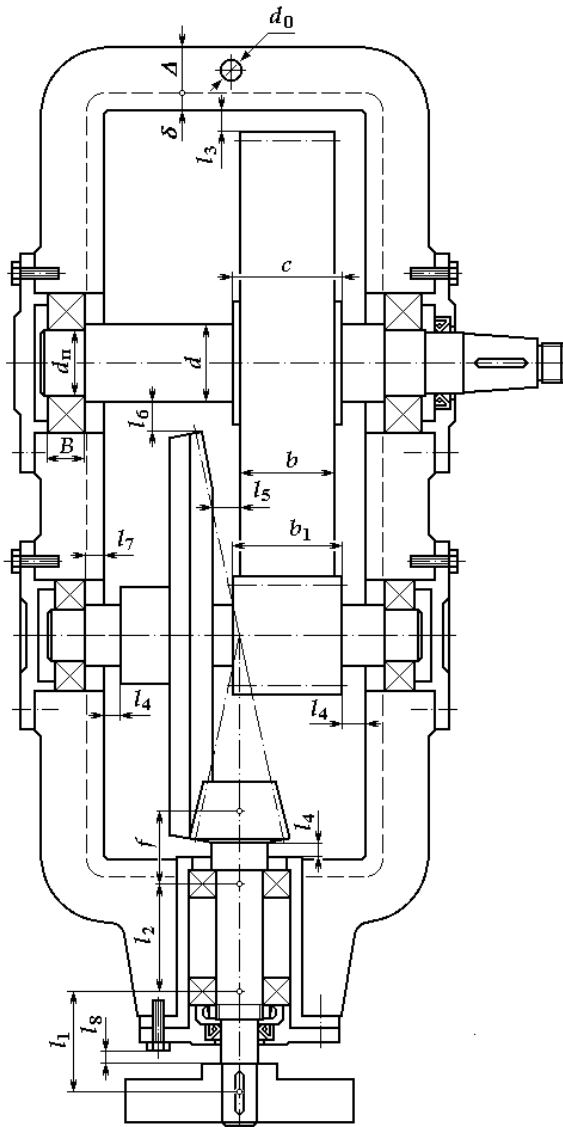
П20. Муфты фланцевые (из ГОСТ 21424, с сокращениями), мм



T , Н·м	d	D	l , не более		L , не более	
			Исполнение			
			1	2	1	2
16	16; 18	80	40	28	84	60
31,5	16; 18	90	40	28 36	84	60
	20; 22		50		104	76
63	20; 22	100	50	36	104	76
	25; 28		60	42	124	83
125	25; 28 (30); 32; (35); 36	112	60	42	124	83
			80	58	170	120
250	32; (35); 36 40; 45	140	80	58	170	120
			110	82	230	170
400	(35); 36 40; 45; 50	150	80	58	170	120
			110	82	230	170
630	45; 50; 55 60	170	110	82	230	170
			140	105	290	220
1000	50; 55 60; (63); 70	180	110	82	230	170
			140	105	290	220
1600	50; 60; (63); 65; 70; (75); 80	190	110	82	230	170
			140	105	290	220
2500	70; (75)	224	140	105	290	220
	80; (85);		170	130	350	270
	90; (95) 100		210	165	430	340

Примечания: 1. Значения T указаны для муфт из стали 40 и 35Л; для муфт из чугуна СЧ 20 значения T снижать в 2 раза. 2. Окружная скорость для стальных муфт (на наружном диаметре) до 70 м/с, для чугунных – до 35 м/с. 3. Исполнение 1 – для муфт, устанавливаемых на длинных концах валов, исполнение 2 – для муфт на коротких концах валов. 4. В скобках приведены не рекомендуемые значения. 5. Пример условного обозначения муфты с $T=400$ Н·м, с полумуфтами диаметрами отверстий 40 и 45 мм, исполнений 1 и 2, из стали материал – сталь 40: «Муфта фланцевая 400-40-11-45-21 ГОСТ 20761-80».

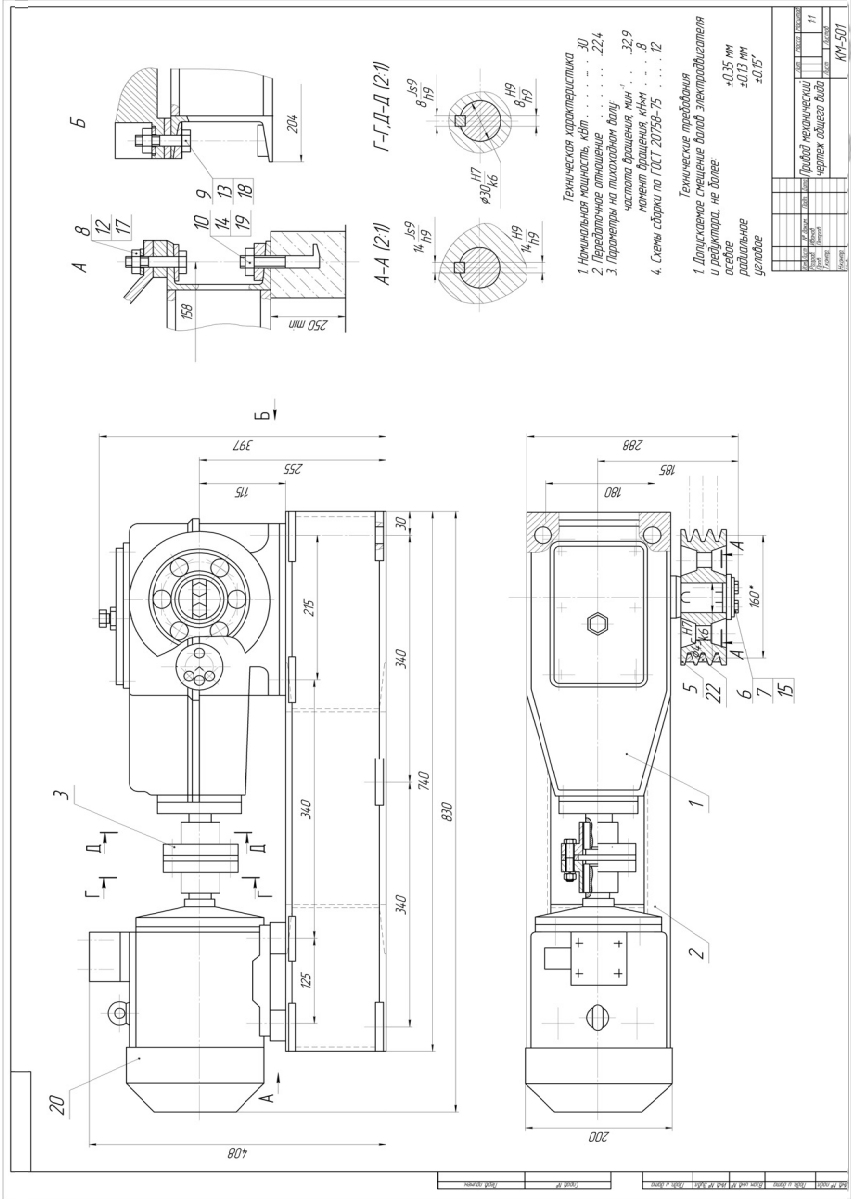
П.21. Эскизная компоновка коническо-цилиндрического редуктора



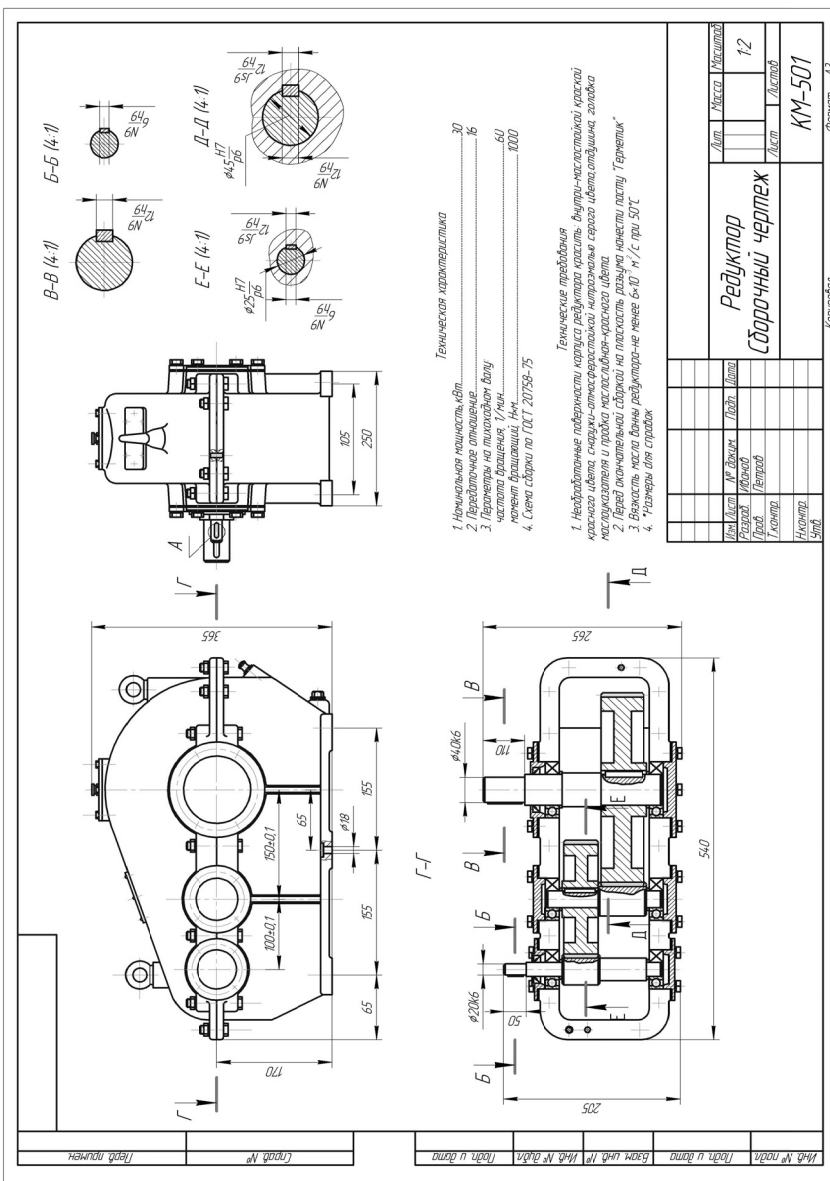
П21. (продолжение) Размерные соотношения в редукторах

Обозначения	Наименование	Величина
d	Диаметр вала	$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}$, мм, где T – крутящий момент, Н · м; [τ] = 12...25 МПа – допускаемое касательное напряжение
d_{II}	Диаметр опорной части вала (цапфы)	$d_{II} = d - 2t$, мм; $t \geq 1$ мм
B	Ширина подшипника	Выбирается по диаметру цапфы вала d_{II} для подшипника средней серии
b	Ширина зубчатого колеса	Определяется расчетом
b_1	Ширина шестерни	$b_1 = b + (1,5...2)m$, но не менее 5 мм; m – модуль
c	Опорная длина зубчатого колеса	$c = (1,2...1,5)d$
f	Расстояние от середины конической шестерни до первого подшипника	Определяется конструктивно
δ	Толщина стенки корпуса	$\delta = 2,6 \sqrt[4]{T}$, мм, где T – крутящий момент на выходном валу редуктора, Н · м;
d_0	Диаметр отверстий под крепежные болты	$d_0 = (0,5... 0,6)(0,036a_w + 12)$, мм; a_w – межосевое расстояние тихоходной ступени
Δ	Ширина фланца корпуса	$\Delta = 2,5d_0$
l_1	Расстояние от присоединяемой к концу валу детали до подшипника	Конструктивно с учетом рекомендаций ГОСТ12080–66 и ГОСТ12081–72 по размерам концов валов
l_2	Расстояние между подшипниками консольного вала	$l_2 = (2...2,5) f$
l_3	Наименьший зазор между зубчатым колесом и внутренней поверхностью корпуса	$l_3 = 1,2\delta$
l_4	Расстояние от торца вращающейся детали до внутренней стенки корпуса	$l_4 = \delta$
l_5	Расстояние между вращающимися деталями	$l_5 = (0,7... 0,9)\delta$
l_6	Расстояние между зубчатым колесом и валом	$l_6 = 1,5\delta$
l_7	Расстояние от торца подшипника до стенки корпуса редуктора	$l_7 = 3...6$ мм
l_8	Расстояние от вращающейся детали до выступающей части крышки	$l_8 = \delta$

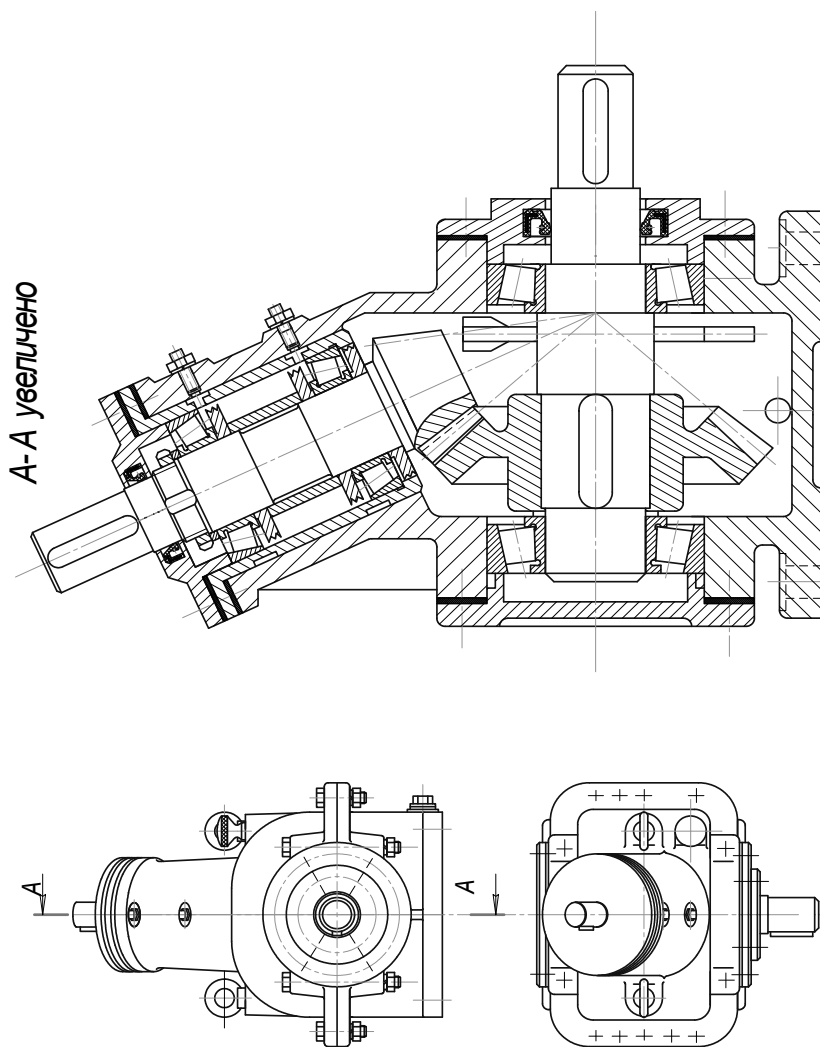
П22. Пример оформления общего вида привода



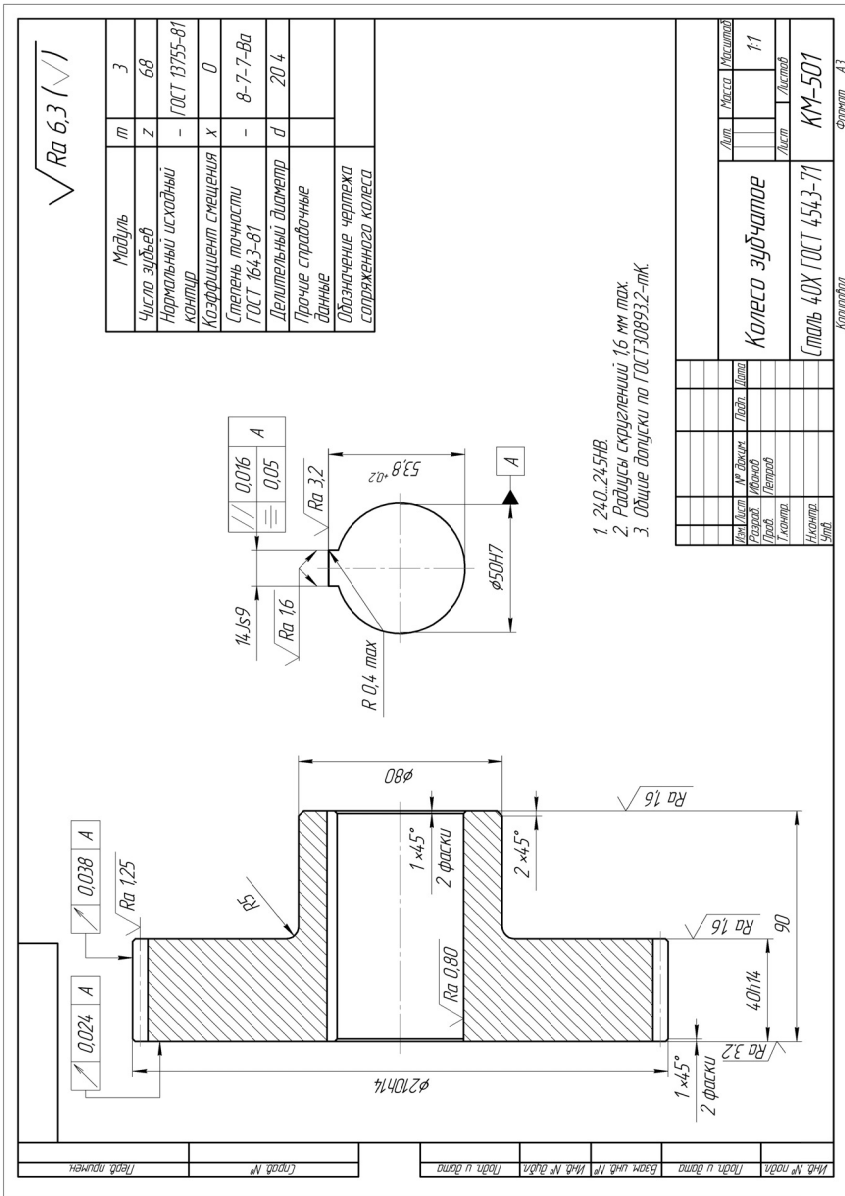
П23. Пример оформления сборочного чертежа



П24. Неортогональная коническая передача



П25. Пример оформления чертежа зубчатого колеса



П26. Пример оформления чертежа конического зубчатого колеса

$\sqrt{Ra\ 6,3}$

Внешний окружной модуль m_e	10
Число зубьев z	44
Тип зуба	Прямой
Исходный контур	ГОСТ 1754-81
Коэффициент смещения X_H	0
Угол делительного конуса δ	$63^{\circ}26'$
Степень точности по ГОСТ 1758-81	8-B
Межосевой угол передачи Σ	90°
Внешнее конусное расстояние R_e	245,95

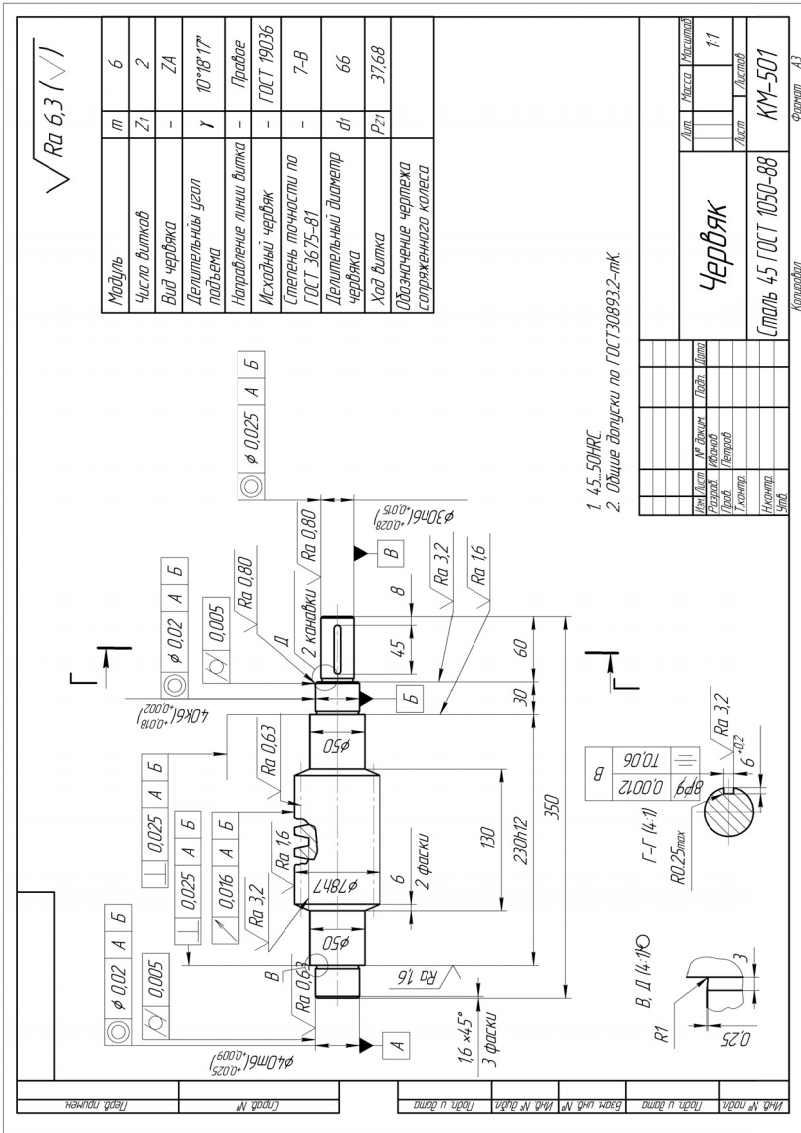
1. 269.302 НВ
 2. *Размеры для справок
 3. Общие допуски по ГОСТ 30893.2 - ТК

Имя/Инт.	№ докум.	Лист	Итого
Разработ	Исполнил	Провер	Листов
Т. Копылов			1
Инженер			
Шифр			

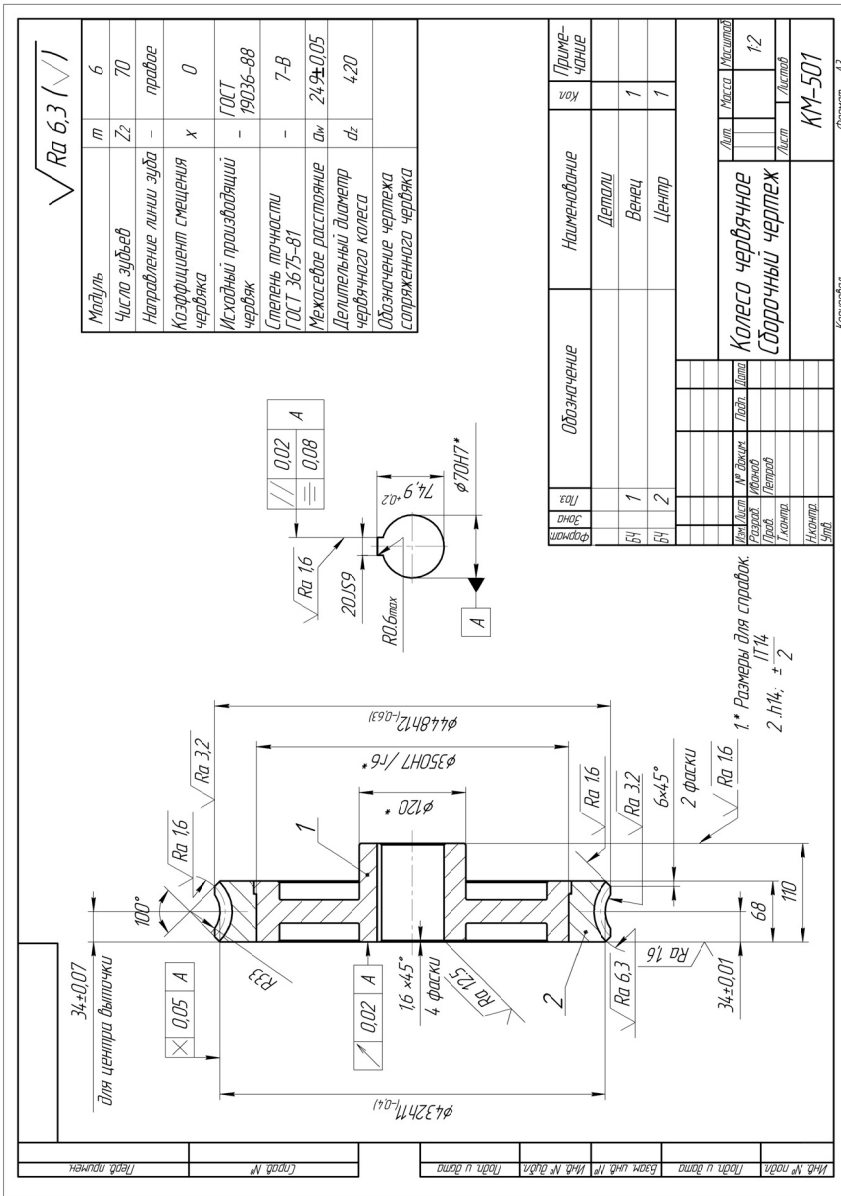
Колесо коническое зубчатое	
Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71	
Лист	Место
	Масштаб
	1:1
КМ-501	

Климов АЗ
Формат А3

П17. Пример оформления чертежа конического зубчатого колеса



П28. Пример оформления чертежа червячного колеса



ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	4
2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ	18
3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ	33
3.1. Кинематический и силовой расчет привода.....	33
3.2. Определение размеров колес закрытой цилиндрической косозубой передачи.....	39
3.3. Расчет червячной передачи.....	60
3.4. Расчет клиноременной передачи.....	69
3.5. Расчет зубчато-ременной передачи.....	74
3.6. Расчет цепной передачи	83
ПРИЛОЖЕНИЯ	91
П1. Ориентировочные значения основных параметров одноступенчатых механических передач.....	91
П2. Мощности и частоты вращений электродвигателей серии АИР10012 ТУ 16-525.564–84 (тип/асинхронная частота вращения, мин ⁻¹).....	91
П3. Электродвигатели серии АИР10012 (из ТУ 16-525.564–84) исполнение ИМ 1086.....	92
П4. Распределение передаточных чисел по ступеням редуктора.....	93
П5. Стандартные передаточные числа <i>и</i> ГОСТ 2185–66	93
П6. Стандартные межосевые расстояния a_w по ГОСТ 9563–81, мм.....	93
П7. Окружные модули m зубьев по ГОСТ 9563–81, мм.....	93
П8. Нормальные линейные размеры (из ГОСТ 6636–69), мм.....	94
П9. Некоторые материалы зубчатых колес, их термообработка, механические характеристики и область применения.....	94
П10. Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080–66), мм.....	96
П11. Шайбы концевые (из ГОСТ 14734–69), мм	97
П12. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В, исполнение 1 (из ГОСТ 7796–70), мм.....	98

П13. Шпонки призматические ГОСТ 23360–78, мм.....	98
П14. Шарикоподшипники радиальные однорядные (из ГОСТ 8338–75).....	99
П15. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75)	100
П16. Роликоподшипники конические однорядные (из ГОСТ 27365–87).....	101
П17. Манжеты резиновые армированные для валов (из ГОСТ 8752–79), мм.....	102
П18. Приводные цепи типа ПР (приводные роликовые) ГОСТ 10947–64	103
П19. Муфты упругие втулочно-пальцевые (ИЗ ГОСТ 21424–75, с со- кращениями), мм.....	104
П20. Муфты фланцевые (ИЗ ГОСТ 21424, с сокращениями), мм.....	105
П.21. Эскизная компоновка коническо-цилиндрического редуктора.....	106
П21. Размерные соотношения в редукторах (продолжение)	107
П22. Пример оформления общего вида привода	108
П23. Пример оформления сборочного чертежа	109
П24. Неортогональная коническая передача.....	110
П25. Пример оформления чертежа зубчатого колеса.....	111
П26. Пример оформления чертежа конического зубчатого колеса.....	112
П27. Пример оформления чертежа конического зубчатого колеса.....	113
П28. Пример оформления чертежа червячного колеса	114