

А.Е.Шейнблит

Курсовое проектирование деталей машин

Допущено
Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебного пособия
для учащихся машиностроительных
специальностей техникумов



Москва «Высшая школа» 1991

ББК 34.42
Ш 39
УДК 621.81

Коллегам Калининградского
политехнического техникума
посвящается

Рецензенты: канд. техн. наук П. Ф. Дунаев,
засл. учитель школы РСФСР Н. Г. Куклин

Шейнблит А. Е.

Ш 39 Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов.—М.: Высш. шк., 1991.—432 с.: ил.
ISBN 506-001514-9

В пособии разработаны технические задания на проектирование; даны нормы, методы и правила расчета и конструирования механических передач и их деталей. Материал излагается в последовательности стадий проектирования, предусмотренных ЕСКД: техническое задание, эскизный проект, технический проект, рабочая документация. В пособии содержатся атлас конструкций одноступенчатых редукторов, классификатор ЕСКД, каталог стандартных изделий.

2702000000(4308000000)—361
Ш 39 001(01)—91 207—91

ББК 34.42
6П5.2

Учебное издание

Шейнблит Александр Ефимович

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Зав. редакцией А. В. Дубровский. Редактор О. Г. Подобедова. Мл. редактор Р. И. Черняева. Художник К. И. Карпович. Художественный редактор В. Г. Пасечник. Технический редактор Г. А. Виноградова. Корректор Р. К. Косинова

ИБ № 7903

Изд. № ОТ-734. Сдано в набор 04.10.90. Подп. в печать 15.08.91. Формат 60×90/16. Бум. офс. № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Объем 27,00 усл. печ. л. 27,00 усл. кр.-отт. 23,80 уч.-изд. л. Тираж 110 000 экз. Зак. № 1448. Цена 1 р. 80 к.

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14.

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография» Государственного комитета СССР по печати. 113054, Москва, Валовая, 28.

ISBN 506-001514-9

© А. Е. Шейнблит, 1991

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие написано по программе «Техническая механика» для машиностроительных специальностей техникумов.

Курсовой проект по деталям машин является первой конструкторской работой, в результате которой учащийся приобретает навыки и знания правил, норм и методов конструирования. Выполнение проекта базируется на знаниях физико-математических и общетехнических дисциплин: математики, механики, сопротивления материалов, технологии металлов, машиностроительного черчения и др.

Пособие имеет целью помочь учащимся изучить основы конструкторского дела на примере проектирования деталей и механизмов общего назначения.

В основу методики работы над проектом в четырех стадиях проектирования (техническом задании, эскизном, техническом проектах и рабочей документации) положено его деление на ряд последовательно решаемых задач. Это систематизирует работу над проектом; создается необходимая ритмичность его выполнения, которая обеспечивает своевременность как сдачи отдельных задач, так и защиты проекта.

В каждой задаче дана последовательность ее выполнения и в большинстве задач приведены расчетные и графические примеры.

В пособии разработано 18 технических заданий на проектирование, приведены все необходимые материалы для расчетов и конструирования в соответствии с этими заданиями, а также даны рекомендации по организации курсового проектирования. В то же время сведения о деталях машин, имеющиеся в учебной литературе для техникумов, здесь не приводятся.

В книге нашли отражение новые тенденции в современном редукторостроении, совершенствованные методы расчета и конструирования деталей машин, а также материалы, связанные с использованием классификатора ЕСКД.

Автор выражает большую благодарность канд. техн. наук П. Ф. Дунаеву и заслуженному учителю школы РСФСР Н. Г. Куклину за полезные советы и указания, сделанные при рецензировании рукописи пособия, а также А. С. Астафуровой, Г. П. Дулецкому, П. В. Каминскому, Г. А. Лопато, О. А. Надточию, А. В. Рафальскому, Ю. Ф. Скупановичу, В. И. Трубкину за помощь в ее подготовке к печати.

Замечания и предложения по совершенствованию пособия просьба направлять в адрес издательства «Высшая школа»: 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., 29/14.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

1. Общие сведения о проектировании и конструировании

Понятие о проектировании и конструировании. Создание машин, отвечающих потребностям народного хозяйства, должно предусматривать их наибольший экономический эффект и высокие технико-экономические и эксплуатационные показатели.

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

Проектирование—это разработка общей конструкции изделия.

Конструирование—это дальнейшая детальная разработка всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию.

Проект—это документация, получаемая в результате проектирования и конструирования.

Правила проектирования и оформления конструкторской документации стандартизованы. ГОСТ 2.103—68 устанавливает стадии разработки конструкторской документации на изделия всех отраслей промышленности и этапы выполнения работ: техническое задание, техническое предложение (при курсовом проектировании не разрабатывается), эскизный проект, технический проект, рабочая документация.

Техническое задание на проект содержит общие сведения о назначении и разработке создаваемой конструкции, предъявляемые к ней эксплуатационные требования, режим работы, ее основные характеристики (геометрические, силовые, кинематические и др.).

Эскизный проект (ГОСТ 2.119—73) разрабатывается обычно в нескольких (или одном) вариантах и сопровождается обстоятельным расчетным анализом, в результате которого отбирается вариант для последующей разработки.

Технический проект (ГОСТ 2.120—73) охватывает подробную конструктивную разработку всех элементов оптимального эскизного варианта с внесением необходимых поправок и изменений, рекомендованных при утверждении эскизного проекта.

Рабочая документация—заключительная стадия конструирования, включает создание конструкторской документации, необходимой для изготовления всех ненормализованных деталей (чертежей деталей, сборочных чертежей, спецификаций).

В условиях учебного заведения стадии проектирования несколько упрощаются, что будет указано при поэтапном выполнении работ.

Цель и задача курсового проектирования деталей машин. Учащиеся машиностроительных специальностей техникумов за период обучения выполняют, как правило, три проекта: общинженерный по деталям машин, проект по специальности и квалификационный (дипломный) проект. К моменту выполнения дипломного проекта учащиеся должны обладать достаточными навыками проектирования и конструирования и прочными знаниями по специальности.

Цель курсового проектирования:

систематизировать, закрепить и расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки учащихся; ознакомить учащихся с конструкциями типовых деталей и узлов и привить навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач, умения рассчитать и сконструировать механизмы и детали общего назначения на основе полученных знаний по всем предшествующим общеобразовательным и общетехническим дисциплинам;

помочь овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования и конструирования;

научить защищать самостоятельно принятое техническое решение.

Работая над проектом, учащиеся выполняют следующее: дают анализ назначения и условий, в которых находится каждая проектируемая деталь, и наиболее рациональное конструктивное решение с учетом технологических, монтажных, эксплуатационных и экономических требований; производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на звенья узла, производят расчеты конструкций на прочность, решают вопросы, связанные с выбором материала и наиболее технологичных форм деталей, продумывают процесс сборки и разборки отдельных узлов и машины в целом. При этом они работают с действующими стандартами и нормами, справочной литературой и приобретают навыки пользования ими при выборе конструкции и размеров детали.

2. Организация курсового проектирования

Задание на курсовое проектирование. Объем всех технических заданий (ТЗ) одинаков—*проектированию подлежит механический привод, состоящий из двигателя, одноступенчатого редуктора, открытой передачи и муфты.*

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

Все задачи проекта по их содержанию и характеру выполнения делятся на три категории: расчетные (р), графические (г) и расчетно-графические (рг). Бланк технического задания на курсовой проект с типовым объемом проектной работы см. в табл. 0.1.

Для учащихся дневной и вечерней форм обучения номера заданий и вариантов определяет преподаватель.

Для учащегося-заочника номер технического задания (ТЗ) выполняемого проекта устанавливается по сумме двух последних цифр шифра, а вариант задания—по последней цифре шифра. Например, учащийся с шифром 6157 выбирает для проектирования задание 12, вариант 7; учащийся с шифром 2400 выбирает задание 10, вариант 10 и т. п. (см. ТЗ1...ТЗ18).

Домашняя работа над проектом определяет качественное и своевременное выполнение отдельных задач и проекта в целом. Можно рекомендовать следующий порядок ее подготовки и выполнения:

в соответствии с содержанием задачи тщательно проработать теоретический материал по учебнику и конспекту;

осмыслить цель задачи и изучить последовательность ее выполнения;

внимательно изучить характерные ошибки, возможные при решении задачи, которые приводятся в конце каждой задачи;

заготовить необходимые принадлежности для работы (тетрадь, карандаши, микрокалькулятор, миллиметровую бумагу и т. п.);

подобрать и проанализировать таблицы, графики, схемы и т. п., необходимые для решения задачи.

Черновик проекта, толковый, четкий и разборчивый, имеет большое значение для правильного решения задачи, качественной консультации по задаче и ее оценки.

При этом рекомендуется:

Таблица 0.1

Утверждено
предметной комиссией

« » 19 ____ г.

Техническое задание
на курсовой проект по деталям машин

Учащегося _____ курса _____ группы

(наименование среднего специального учебного заведения)

тов. _____
(фамилия, имя, отчество)

Тема задания _____

Курсовой проект выполняется в следующем объеме:

Стадия проектирования. Задача (ее номер, наименование)	Категория задачи	Процент выполнения	
		по задаче	по проекту
Техническое задание			
1. Кинематическая схема машинного агрегата	рг	2	2
Эскизный проект			
✓ 2. Выбор двигателя. Кинематический расчет привода	р	5	7
✓ 3. Выбор материала зубчатой (червячной) передачи. Определение допускаемых напряжений	р	3	10
✓ 4. Расчет зубчатой (червячной) передачи редуктора	р	10	20
✓ 5. Расчет открытой передачи	р	7	27
• 6. Нагрузки валов редуктора	рг	5	32
• 7. Проектный расчет валов. Эскизная компоновка редуктора	рг	10	42
8. Определение реакций в подшипниках. Построение эпюр моментов	рг	6	48
9. Проверочный расчет подшипников	р	7	55
Технический проект			
10. Конструктивная компоновка привода	рг	18	73
11. Проверочные расчеты	р	5	78
12. Технический уровень редуктора	р	4	82
Рабочая документация			
13. Разработка рабочей документации проекта	г	14	96
14. Комплектация и оформление конструкторской документации проекта	г	4	100

Дата выдачи задания _____ Срок окончания проекта _____

Заведующий отделением _____

Преподаватель _____

черновик вести в тетради (блокноте) большого формата (210×297 мм), желательно в клеточку, только карандашом, четко и аккуратно;

на внутренней стороне обложки черновика вычертить кинематическую схему машинного агрегата и выписать исходные данные для расчетов;

заполнять листы черновика с одной стороны, отчертив справа поле шириной 50 мм для заметок и указаний руководителя проекта;

решение задачи вести в последовательности, предложенной пособием, без пояснительного и описательного текста. Соответствующая формула выписывается в буквенных обозначениях, затем в числовых значениях входящих в нее величин с последующим вычислением;

решение каждой задачи начинать с нового листа с указанием номера и названия задачи, ее цели и исходных данных, а в конце задачи давать табличный ответ;

оборотную (левую) сторону листов черновика использовать для черновых набросков и вычислений;

добросовестно и внимательно отнестись к вычислениям, помня о том, что допущенные математические ошибки в задаче приводят к серьезным осложнениям, ибо *ответ предыдущей задачи является, как правило, исходным данным для последующей.*

3. Методические указания к выполнению курсового проекта

а) Решение задач в рекомендуемой последовательности (см. табл. 0.1) обеспечивает правильность процесса проектирования и постепенное накопление навыков конструкторской работы.

б) Все расчеты выполняются в единицах СИ. При этом для удобства расчетов используются производные единицы длины (мм) и напряжения (Н/мм²). Точность расчетов зависит от определяемой величины и, как правило, не превышает одного-двух знаков после запятой; точность выполнения некоторых расчетов указывается отдельно.

в) Графические работы выполняются в соответствии с требованиями на составление и оформление чертежей по ЕСКД (см. задачу 14).

г) При выполнении курсового проекта используется не менее 40...50 таблиц и графиков. Для овладения навыками пользования ими рекомендуется:

усвоить название, назначение и конструкцию таблицы, четко представлять искомую величину, ее единицу;

уяснить, от каких известных величин или положений зависит искомая величина;

таблицы, как правило, не дают искомую величину однозначно, предлагая ее диапазон от нижнего до верхнего предела. Если нет специальных указаний, следует выбрать одно из значений в предложенном диапазоне в соответствии с требованиями расчета;

часто решающее значение в понимании и использовании таблицы имеют примечания к ней. Поэтому при первом ознакомлении с таблицей следует *внимательно изучить примечания*, если таковые есть. Специальные указания по использованию отдельных таблиц даны по мере выполнения задач проекта;

использование большинства таблиц связано с применением линейного интерполирования, с помощью которого можно найти промежуточные значения искомой величины, не приведенные в таблице.

Пример. По табл. 4.10 найти коэффициент формы зуба Y_F для венца червячного колеса с эквивалентным числом зубьев $z_{v2}=68$.

Таблица дает следующие значения:

для $z_{v2}=60$ $Y_{F1}=1,40$; для $z_{v2}=80$ $Y_{F2}=1,34$.

Заданное число зубьев z_{v2} отличается от табличного на $68-60=8$ зубьев либо на $80-68=12$ зубьев. Изменение табличного коэффициента $\Delta Y_F=1,40-1,34=0,06$ при изменении табличного числа зубьев на $\Delta z_{v2}=80-60=20$. Тогда можно использовать одну из двух пропорций для определения изменения искомого коэффициента ΔY_{F1} и ΔY_{F2} от табличного:

$$\frac{20-0,06}{8-\Delta Y_{F1}} = \frac{20-0,06}{12-\Delta Y_{F2}}$$

отсюда:

$$\Delta Y_{F1} = \frac{8 \cdot 0,06}{20} = 0,024; \quad \Delta Y_{F2} = \frac{12 \cdot 0,06}{20} = 0,036.$$

Искомый коэффициент формы зуба определится:

$$Y_F = Y_{F1} - \Delta Y_{F1} = 1,40 - 0,024 = 1,376,$$

либо

$$Y_F = Y_{F2} + \Delta Y_{F2} = 1,34 + 0,036 = 1,376.$$

д) Параметры, характеризующие узел быстроходного (ведущего) вала редуктора или открытой передачи, имеют индекс «1», например z_1 , T_1 , $НВ_1$ и т. п., а тихоходного (ведомого) вала — индекс «2» (z_2 , T_2 , $НВ_2$ и т. п.). При этом надо иметь в виду, что в проектируемых в пособии *понижающих передачах* быстроходный вал редуктора является одновременно тихоходным валом для ременной передачи, а тихоходный вал редуктора — быстроходным для цепной или открытой зубчатой передачи (см. технические задания).

е) В целях унификации и удобства расчетов отношение параметров ведущего и ведомого звеньев передач обозначено u — передаточное число*:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

ж) В пособии приняты следующие сокращения и обозначения:

Б — быстроходный вал редуктора	зп — закрытая передача (редуктор)
Т — тихоходный вал редуктора	оп — открытая передача
дв — двигатель	пк — подшипники качения
рм — рабочая машина	пс — подшипники скольжения
м — муфта	ном — номинальный

з) Каждая задача пособия делится на подразделы, а подразделы — на пункты и подпункты. Задачи нумеруются одной цифрой: 1, 2, 3 и т. п.; подразделы в задачах — двумя цифрами: 2.1, 2.2, ..., 5.8, 5.9 и т. п.; пункты в подразделах — одной цифрой: 1, 2, 3 и т. п.; подпункты в пунктах обозначаются буквами: а), б) в)** и т. п. Каждый с новой строки.

Такое деление систематизирует изложение задач и используется при ссылках на соответствующий материал. Так, ссылка «см. 9.3, п. 2» означает 2-й пункт 3-го подраздела 9-й задачи и т. п.

Таблицам и рисункам присваивается двузначный номер, где первая цифра — номер задачи, а вторая — номер рисунка или таблицы. Так, ссылка «рис. 10.24» означает 24-й рисунок 10-й задачи; «табл. 5.3» — 3-я таблица 5-й задачи и т. п.

и) В конце книги приводится приложение, состоящее из трех частей — атласа, классификатора ЕСКД и каталога.

В атлас вошли конструкции одноступенчатых редукторов различных типов с элементами открытых передач и полумуфтами; номерам рисунков придана буква А (см. рис. А1...А18). Приведенные здесь конструкции не должны рассматриваться как образцы, подлежащие слепому копированию. Они лишь помогут освоить опыт проектирования и на этой основе разработать свою конструкцию, удовлетворяющую требованиям технического задания.

Классификатор ЕСКД включает коды классификационных характеристик проектируемых деталей передач и сборочных

единиц (см. 14.1, п. 4). Номерам таблиц Классификатора придана буква Д (см. табл. Д1...Д3).

В каталог включены таблицы стандартных изделий, деталей передач, двигателей. Таблицы расположены в алфавитном порядке названий. Номерам таблиц каталога придана буква К (см. табл. К1...К45).

к) Прежде чем приступить к выполнению курсового проекта, следует внимательно и подробно изучить вопросы организации курсового проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ануриев В. Н. Справочник конструктора-машиностроителя. М., 1982.
2. Аркуша А. И., Фролов М. И. Техническая механика. М., 1983.
3. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. М., 1985.
4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин: Курсовое проектирование. М., 1984.
5. Иванов М. Н. Детали машин. М., 1984.
6. Иванов М. Н., Иванов В. Н. Детали машин: Курсовое проектирование. М., 1975.
7. Кудрявцев В. Н. Детали машин. Л., 1980.
8. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л., 1984.
9. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин. М., 1987.
10. Кузьмин А. В., Чернин И. М., Козинцов Б. С. Расчеты деталей. Минск, 1986.
11. Мягков В. Д. Краткий справочник конструктора. М., 1975.
12. Орлов П. И. Основы конструирования. М., 1977.
13. Решетов Д. Н. Детали машин. М., 1974.
14. Решетов Д. Н. Детали машин: Атлас конструкций. М., 1979.
15. Снесарев Г. А. Конструирование редукторов // Методические рекомендации по технической механике. Вып. 6. М., 1982.
16. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов и др. М., 1984.
17. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский, К. Н. Бокков, И. М. Чернин, Г. М. Ицкович, В. П. Козинцов. М., 1988.
18. Шейнблит А. Е. Еще раз о курсе деталей машин // Методические рекомендации по технической механике. Вып. 2. М., 1975.
19. Шейнблит А. Е. Проектирование валов одноступенчатых редукторов // Методические рекомендации по технической механике. Вып. 3. М., 1976.

* Отношение угловых скоростей ведущего ω_1 и ведомого ω_2 звеньев называют также передаточным отношением и обозначают i .

** По ГОСТ 2.105—79 пункты и подпункты нумеруются соответственно тремя и четырьмя цифрами.

ПЕРВАЯ СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

В пособии разработаны технические задания на проектирование приводных устройств конвейеров, грузоподъемников, питателей, смесителей и других средств механизации, широко применяемых в различных отраслях народного хозяйства.

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

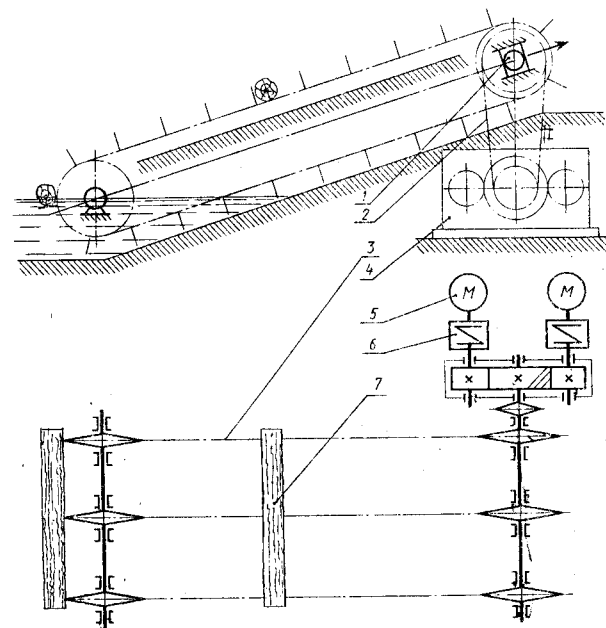
Каждое из 18 технических заданий на курсовое проектирование содержит 10 вариантов и включает описание и кинематическую схему машинного агрегата, а также исходные данные для проектирования приводного устройства (см. ТЗ1...ТЗ18).

Разработанное техническое задание (см. задачу 1) является основанием для выполнения эскизного, технического проектов и рабочей документации приводного устройства (см. табл. 0.1).

ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Техническое задание 1

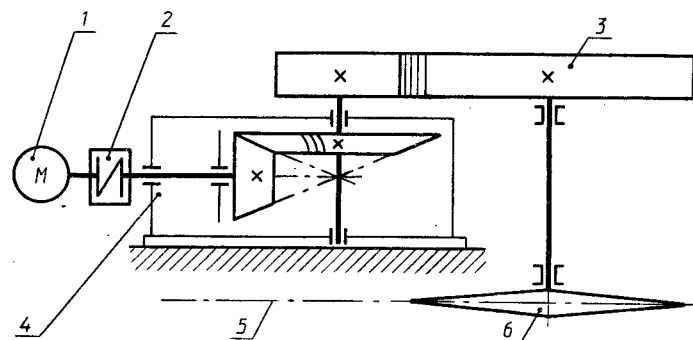
Привод к лесотаске



1—натяжное устройство; 2—цепная передача; 3—тяговая цепь; 4—цилиндрический редуктор; 5—двигатель; 6—упругая муфта со звездочкой; 7—бревно

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	5,0	5,4	5,8	6,2	6,5	6,8	7,3	7,5	7,8	8,0
Скорость тяговой цепи v , м/с	0,45	0,48	0,50	0,55	0,60	0,65	0,50	0,60	0,65	0,65
Шаг тяговой цепи p , мм	80	80	100	100	80	80	100	80	100	80
Число зубьев звездочки z	10	9	7	8	8	11	7	10	7	9
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи δ , %	3	4	6	5	5	4	3	6	4	5
Срок службы привода L_r , лет	6	5	4	3	5	6	4	3	5	7

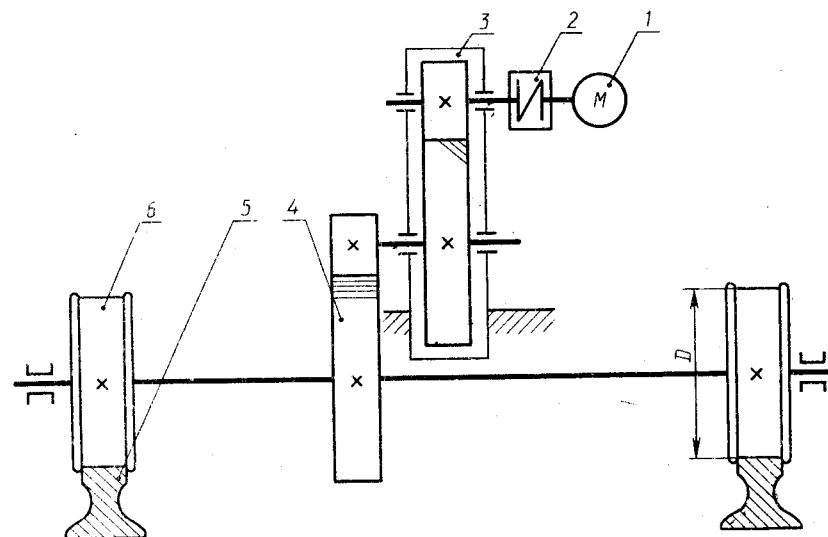
Техническое задание 2
Приводная станция подвешного конвейера



1—двигатель; 2—упругая муфта со звездочкой; 3—цилиндрическая зубчатая передача; 4—конический редуктор; 5—грузовая цепь; 6—звездочка цепи

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

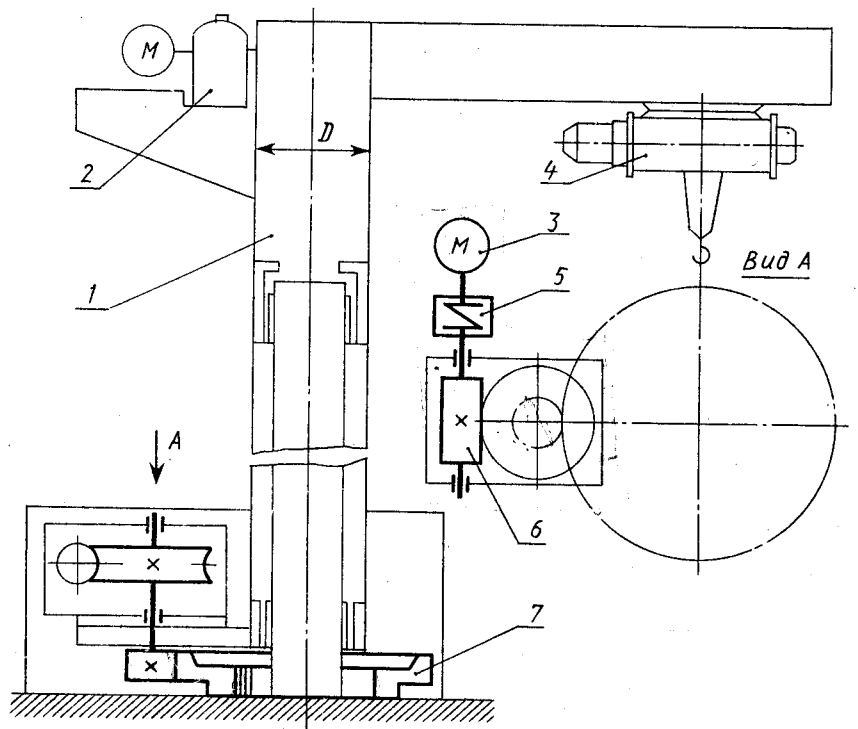
Техническое задание 3
Привод механизма передвижения мостового крана



1—двигатель; 2—упругая втулочно-пальцевая муфта; 3—цилиндрический редуктор; 4—цилиндрическая зубчатая передача; 5—рельс; 6—колесо

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сопротивление движения моста F , кН	1,5	2,0	2,5	3,0	2,0	3,0	1,5	2,5	2,5	3,5
Скорость моста v , м/с	1,00	1,35	1,65	1,00	2,00	1,35	1,65	2,00	1,00	1,65
Диаметр колеса D , мм	200	300	400	300	500	400	600	700	400	500
Допускаемое отклонение скорости моста δ , %	3	4	6	6	5	3	4	5	5	6
Срок службы привода L_t , лет	5	6	7	3	4	6	5	4	6	3

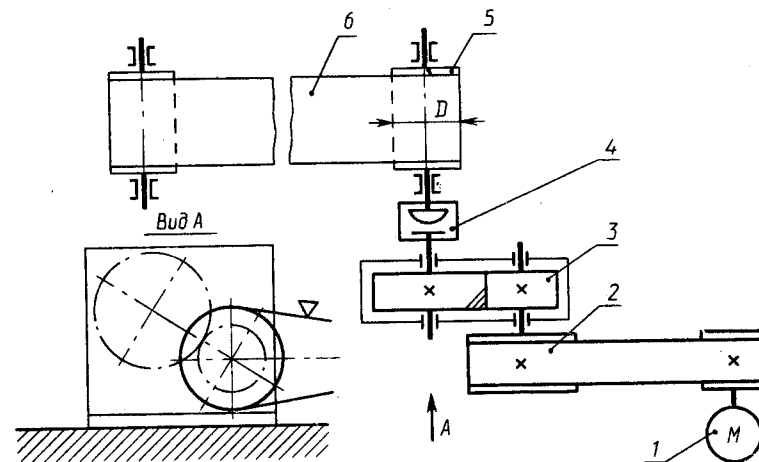
Техническое задание 4
Привод механизма поворота крана



1—поворотная колонна; 2—механизм изменения вылета; 3—двигатель; 4—механизм подъема; 5—упругая муфта со звездочкой; 6—червячный редуктор; 7—цилиндрическая зубчатая передача

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Момент сопротивления вращению T , кН·м	1,0	1,3	1,5	1,7	1,9	2,0	2,4	2,6	2,8	3,0
Скорость поворота v , м/с	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,10	0,14	0,16	0,18
Диаметр колонны D , мм	300	300	350	350	420	420	500	600	600	750
Допускаемое отклонение скорости поворота крана δ , %	5	6	6	4	5	3	6	3	4	5
Срок службы привода L_r , лет	6	7	4	7	5	4	6	4	5	5

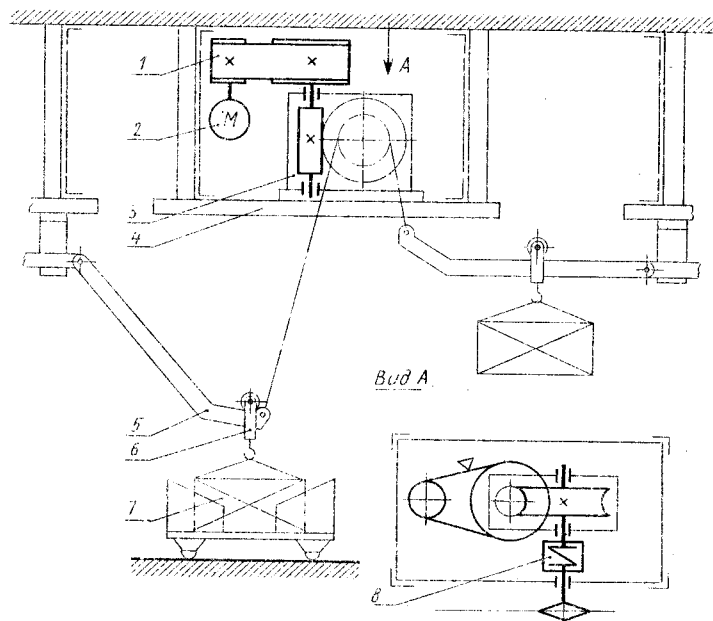
Техническое задание 5
Привод к ленточному конвейеру



1—двигатель; 2—клиноременная передача; 3—цилиндрический редуктор; 4—цепная муфта; 5—барабан; 6—ленты конвейера

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила ленты F , кН	1,2	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2
Скорость ленты v , м/с	0,8	0,9	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5
Диаметр барабана D , мм	200	200	225	225	250	250	275	275	250	250
Допускаемое отклонение скорости ленты δ , %	4	4	5	7	6	3	5	4	3	6
Срок службы привода L_r , лет	5	6	7	4	6	7	5	6	3	4

Техническое задание 6
Привод к качающемуся подъемнику

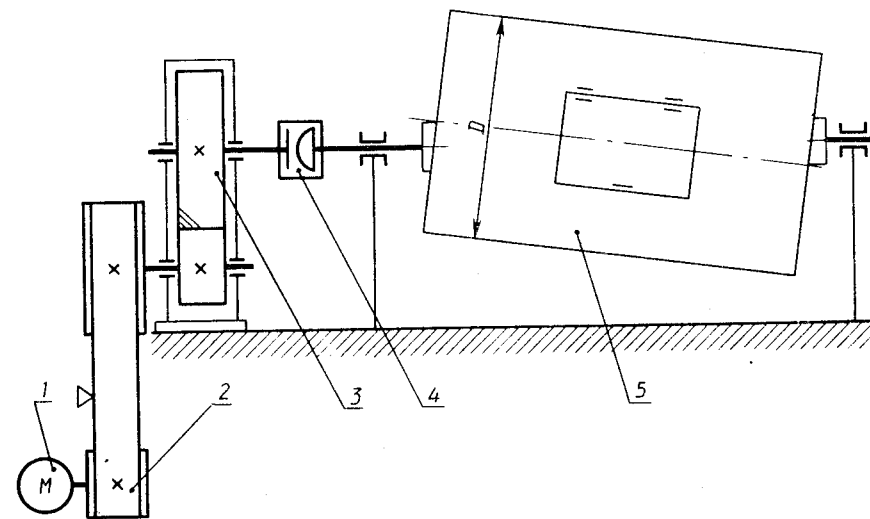


1 — передача поликлиновым ремнем; 2 — двигатель; 3 — червячный редуктор;
4 — тяговая цепь; 5 — подъемный монорельс; 6 — подвеска; 7 — груз; 8 —
упругая муфта с торообразной оболочкой

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность F , кН	0,8	1,0	1,2	1,5	1,8	1,5	1,7	1,9	2,0	2,2
Скорость подъема v , м/с	0,50	0,55	0,60	0,65	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
Шаг тяговой цепи p , мм	100	125	80	150	100	125	100	125	150	100
Число зубьев звездочки z	10	9	12	7	11	8	10	9	7	11
Допускаемое отклонение скорости подъема δ , %	5	4	7	6	3	4	5	6	7	6
Срок службы привода L_r , лет	3	6	4	5	5	6	4	3	5	7

Техническое задание 7

Привод галтовочного барабана для снятия заусенцев после штамповки

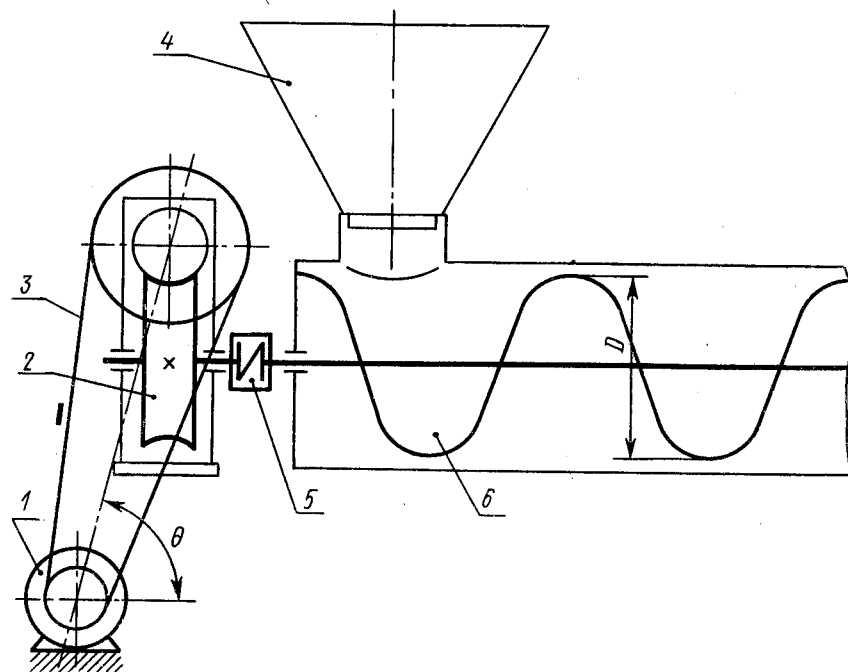


1 — двигатель; 2 — передача поликлиновым ремнем; 3 — цилиндрический редуктор; 4 —
цепная муфта; 5 — галтовочный барабан

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружная сила на барабане F , кН	0,5	0,8	1,0	1,0	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	0,5
Окружная скорость барабана v , м/с	2,0	2,5	2,0	2,5	3,5	3,0	3,0	2,5	2,0	3,0
Диаметр барабана D , мм	400	400	600	600	800	800	900	900	800	800
Допускаемое отклонение скорости барабана δ , %	3	4	5	5	4	4	3	4	4	5
Срок службы привода L_r , лет	7	6	4	5	6	7	5	5	4	6

Техническое задание 8

Привод к шнеку-смесителю

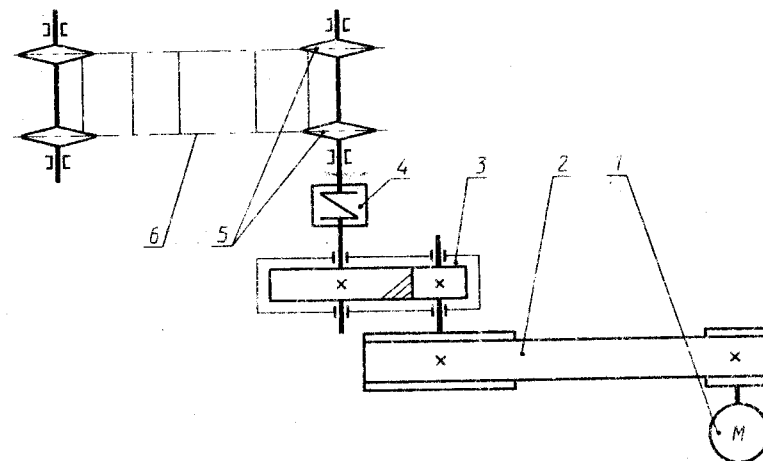


1—двигатель; 2—червячный редуктор; 3—плоскоременная передача; 4—загрузочный бункер; 5—упругая муфта с торообразной оболочкой; 6—шнек

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила шнека F , кН	1,1	1,3	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	2,7	2,9	3,0
Скорость перемещения смеси v , м/с	0,8	0,9	1,1	1,3	1,2	1,0	1,1	0,9	1,3	1,2
Наружный диаметр шнека D , мм	400	400	450	550	500	500	550	550	500	450
Угол наклона ременной передачи θ , град	45	30	60	45	45	60	30	45	60	30
Допускаемое отклонение скорости смеси δ , %	4	3	6	5	3	6	5	5	4	3
Срок службы привода L_r , лет	6	5	7	7	5	6	4	4	5	6

Техническое задание 9

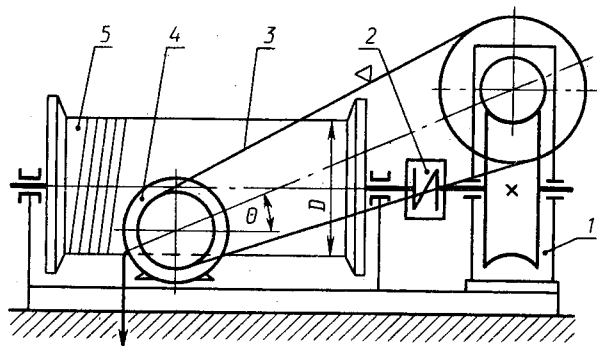
Привод к скребковому конвейеру



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

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	2,0	2,4	2,6	2,8	3,0	3,5	3,7	4,0	4,4	4,8
Скорость тяговой цепи v , м/с	0,50	0,60	0,65	0,55	0,55	0,60	0,60	0,50	0,65	0,65
Шаг тяговой цепи p , мм	80	100	100	80	80	100	80	80	100	80
Число зубьев звездочки z	7	8	7	8	9	7	9	7	7	8
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи δ , %	4	5	6	5	6	5	4	6	6	5
Срок службы привода L_r , лет	5	7	4	6	3	4	7	5	6	4

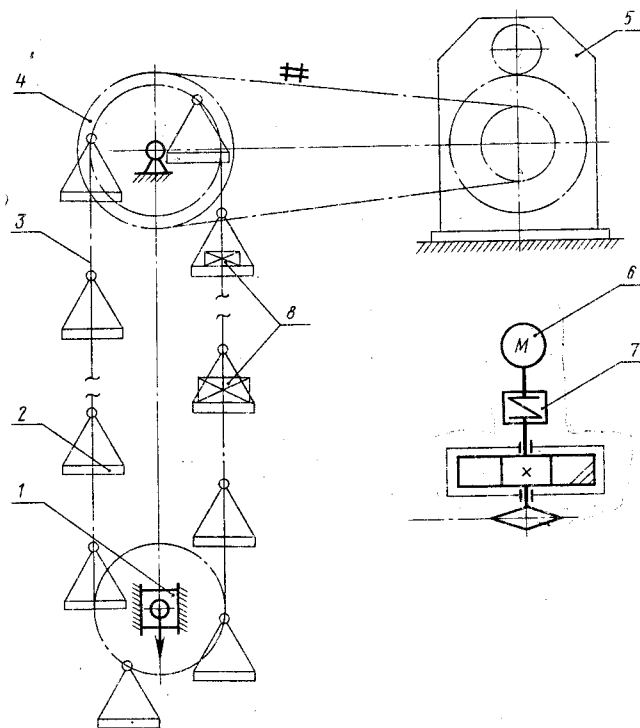
Техническое задание 10
Привод электрической лебедки



1 — червячный редуктор; 2 — упругая муфта с торообразной оболочкой; 3 — клиноременная передача; 4 — двигатель; 5 — барабан

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность лебедки F , кН	1,0	1,5	1,8	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	4,0
Скорость подъема v , м/с	0,17	0,20	0,25	0,26	0,27	0,20	0,27	0,25	0,23	0,20
Диаметр барабана D , мм	200	200	250	250	300	300	350	350	300	250
Угол наклона ременной передачи θ , град	60	60	30	45	30	45	60	30	45	45
Допускаемое отклонение скорости подъема δ , %	5	6	4	4	5	5	6	6	5	4
Срок службы привода L_r , лет	7	6	5	6	4	7	5	4	7	6

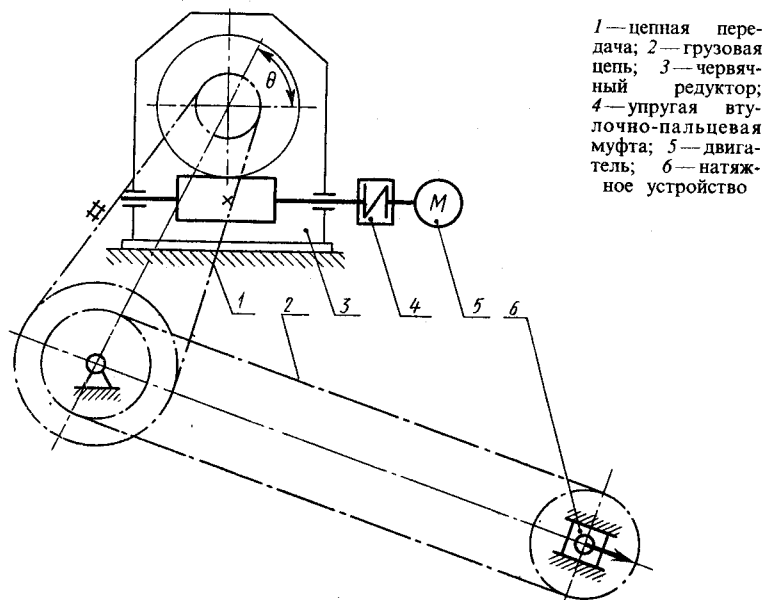
Техническое задание 11
Привод люлочного элеватора



1 — натяжное устройство; 2 — лямка; 3 — тяговая цепь; 4 — цепная передача; 5 — цилиндрический редуктор; 6 — двигатель; 7 — упругая втулочно-пальцевая муфта; 8 — груз

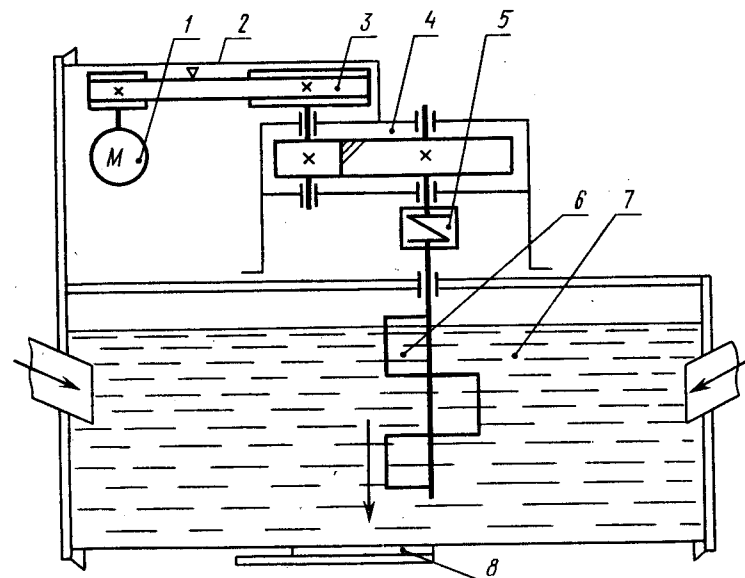
Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	1,5	2,0	2,5	2,8	3,0	2,0	2,0	1,8	1,5	1,6
Скорость тяговой цепи v , м/с	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Шаг тяговой цепи p , мм	100	125	125	80	80	100	125	150	100	150
Число зубьев звездочки z	7	8	7	9	11	10	10	7	8	9
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи δ , %	4	5	5	6	4	3	6	5	4	3
Срок службы привода L_r , лет	6	7	4	5	7	6	5	4	6	5

Техническое задание 12
Привод к междуэтажному подъемнику



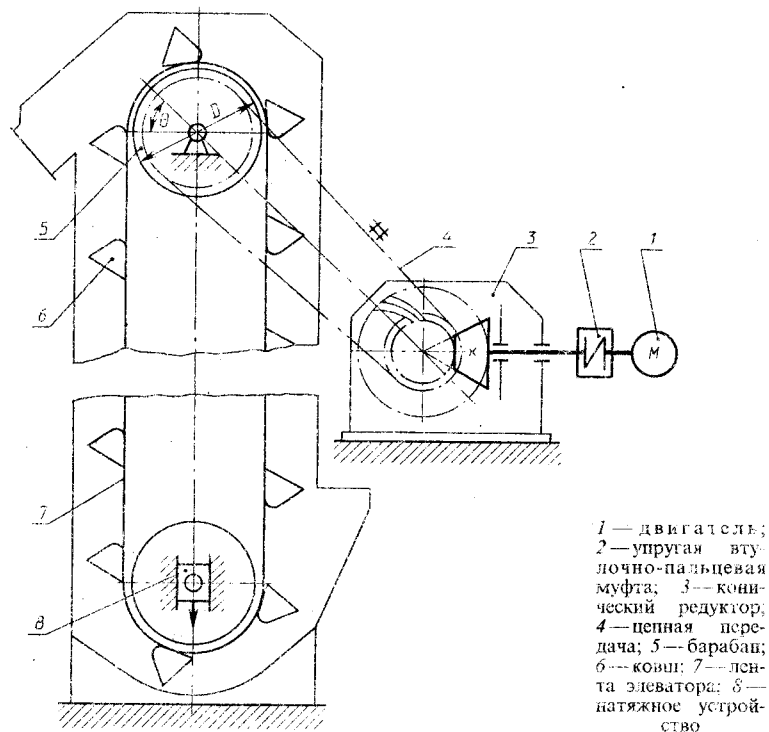
Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	5	6	7	8	3	4	5	13	10	6
Скорость грузовой цепи v , м/с	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,35	0,25	0,30	0,40
Шаг грузовой цепи p , мм	80	100	125	150	80	80	100	150	125	100
Число зубьев звездочки z	8	9	10	7	10	11	8	12	9	11
Угол наклона цепной передачи θ , град	30	45	60	45	30	60	60	45	30	60
Допускаемое отклонение скорости грузовой цепи δ , %	4	6	6	5	4	5	6	4	3	3
Срок службы привода L_r , лет	7	6	7	7	5	4	6	4	5	6

Техническое задание 13
Привод к мешалке



Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Момент сопротивления вращению T , кН·м	0,15	0,18	0,20	0,25	0,27	0,30	0,32	0,34	0,38	0,40
Частота вращения мешалки n , об/мин	60	65	70	75	80	70	65	60	70	80
Допускаемое отклонение скорости мешалки δ , %	5	4	6	7	3	4	7	5	6	4
Срок службы привода L_r , лет	3	5	4	6	4	5	6	7	5	3

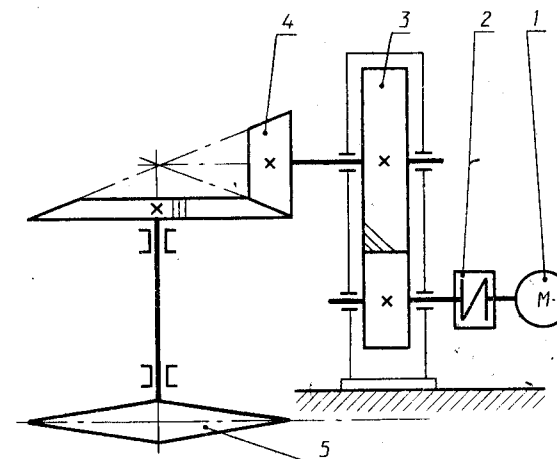
Техническое задание 14
Привод ковшового элеватора



1 — двигатель;
2 — упругая вту-
лочно-пальцевая
муфта; 3 — кони-
ческий редуктор;
4 — цепная пере-
дача; 5 — барабан;
6 — ковш; 7 — лен-
та элеватора; 8 —
натяжное устрой-
ство

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	1,0	1,3	1,5	1,5	1,8	1,9	2,0	2,2	2,6	2,8
Скорость ленты v , м/с	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
Диаметр барабана D , мм	250	250	275	275	300	250	275	275	250	300
Угол наклона цепной передачи θ , град	30	45	30	60	45	45	60	30	30	45
Допускаемое отклонение скорости ленты δ , %	5	6	4	6	3	5	4	3	5	3
Срок службы привода L , лет	4	7	6	5	4	6	5	7	7	6

Техническое задание 15
Привод подвешного конвейера

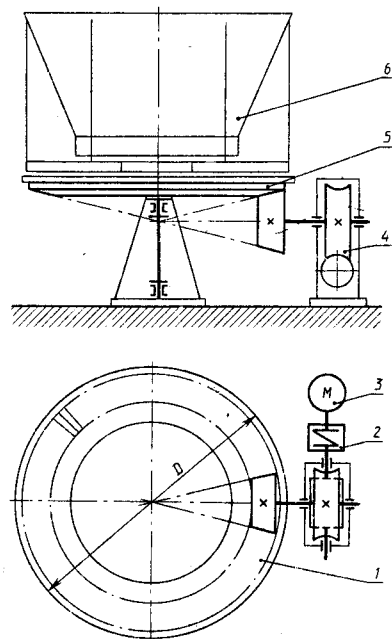


1 — двигатель; 2 — упругая муфта со звездочкой; 3 — цилиндрический редуктор; 4 — коническая зубчатая передача; 5 — звездочка грузовой цепи

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила цепи F , кН	2,0	3,0	3,0	4,0	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5
Скорость грузовой цепи v , м/с	0,45	0,45	0,55	0,50	0,50	0,55	0,60	0,60	0,65	0,65
Шаг грузовой цепи p , мм	80	80	100	100	125	80	125	100	100	80
Число зубьев звездочки z	7	8	9	8	8	9	7	7	9	7
Допускаемое отклонение скорости грузовой цепи δ , %	5	6	5	4	6	3	4	3	5	4
Срок службы привода L , лет	6	7	5	4	7	6	4	5	6	7

Техническое задание 16

Привод к тарельчатому питателю для формовочной земли

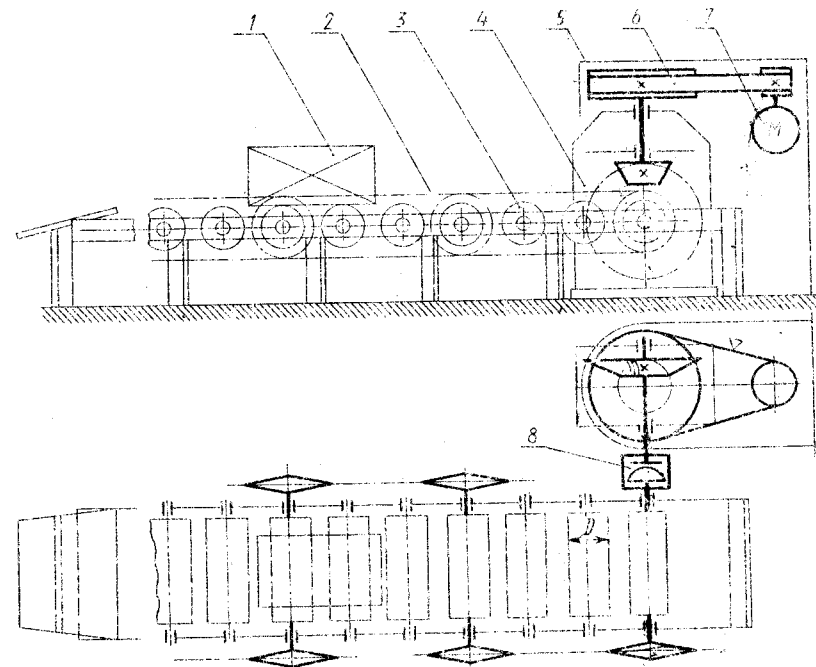


1 — коническая зубчатая передача; 2 — упругая муфта со звездочкой; 3 — двигатель; 4 — червячный редуктор; 5 — диск питателя; 6 — загрузочный бункер

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружная сила на диске F , кН	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0	4,0	4,5
Скорость подачи земли v , м/с	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
Диаметр диска D , мм	700	750	800	800	900	1000	1000	900	900	1000
Допускаемое отклонение скорости подачи земли δ , %	4	5	4	6	5	4	3	6	3	5
Срок службы привода L_r , лет	6	5	7	6	7	7	6	5	5	6

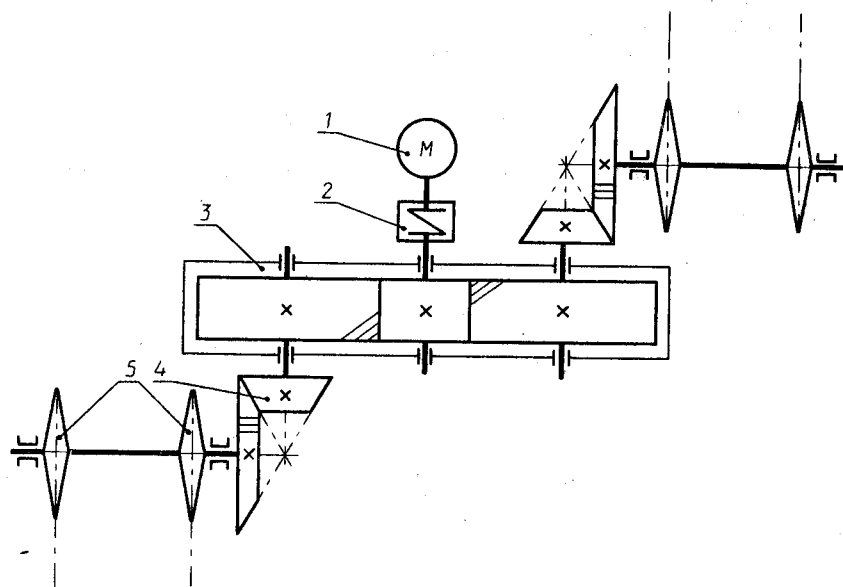
Техническое задание 17

Привод к роликовому конвейеру



1 — груз; 2 — приводная цепь; 3 — ролик; 4 — конический редуктор; 5 — ограждение; 6 — клиноременная передача; 7 — двигатель; 8 — цепная муфта

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружная сила на ролике F , кН	2,0	2,5	3,0	3,4	3,8	4,1	4,4	4,6	5,0	5,2
Скорость перемещения груза v , м/с	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,82	0,85	0,90	0,95	1,00
Диаметр ролика D , мм	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150
Допускаемое отклонение скорости груза δ , %	5	4	3	6	5	4	3	6	5	4
Срок службы привода L_r , лет	4	6	5	3	7	6	4	5	6	4



1—двигатель; 2—упругая втулочно-пальцевая муфта; 3—цилиндрический редуктор; 4—коническая зубчатая передача; 5—ведущие звездочки конвейера

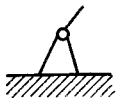
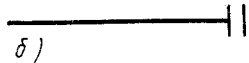
Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговая сила одного конвейера F , кН	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,0	5,5	6,0	6,0	6,5
Скорость тяговой цепи v , м/с	0,45	0,50	0,60	0,65	0,55	0,65	0,60	0,45	0,50	0,65
Шаг тяговой цепи p , мм	80	80	100	80	100	100	80	80	100	100
Число зубьев звездочки z	7	10	9	11	9	8	10	7	8	9
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи δ , %	4	5	6	5	5	4	6	3	5	4
Срок службы привода L_r , лет	6	7	5	4	4	6	7	5	6	4

- Цель: 1. Изучить и вычертить схему машинного агрегата.
2. Проанализировать назначение и конструкцию элементов приводного устройства; выбрать место установки машинного агрегата.
3. Определить ресурс приводного устройства.

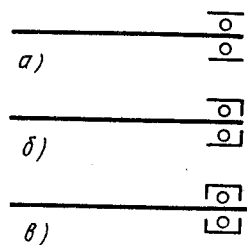
1.1. Чертеж кинематической схемы

Графическую часть задачи выполнить на чертежной бумаге формата А4 карандашом. Работа должна содержать: кинематическую схему машинного агрегата в соответствии с техническим заданием; основную надпись, выполненную по форме 1 (см. табл. 14.1; 14.2); перечень элементов схемы; исходные данные для проектирования (рис. 1.1). Кинематическую схему вычертить также на внутренней стороне обложки черновика с указанием исходных данных. Условные графические обозначения в схемах см. табл. 1.1 и рис. 1.2.

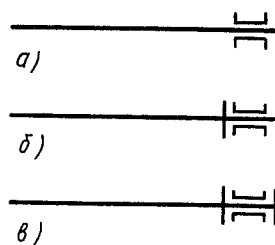
Таблица 1.1. Условные графические изображения в схемах (ГОСТ 2.721—74; 2.770—68)

 Вал, ось, стержень и т. п.	    Неподвижное звено
а)  б)  Подшипники скольжения и качения (без уточнения типа): а) радиальные, радиально-упорные; б) упорные	 Привод электромашинный

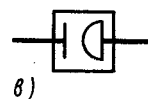
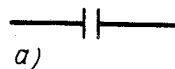
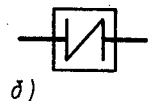
Подшипники скольжения и качения (без уточнения типа):
а) радиальные, радиально-упорные;
б) упорные



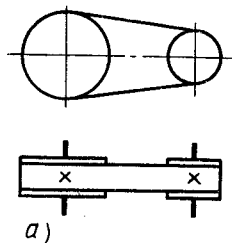
Подшипники качения: а) радиальные;
б) радиально-упорные односторонние;
в) радиально-упорные двусторонние



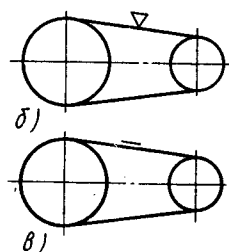
Подшипники скольжения: а) радиальные;
б) радиально-упорные односторонние;
в) радиально-упорные двусторонние



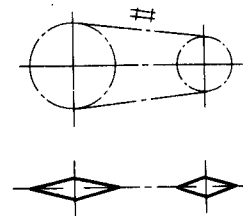
Муфта: а) без уточнения типа; б) упругая; в) цепная



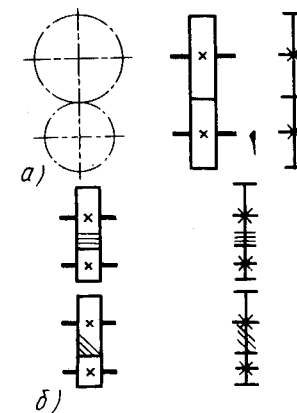
Ременные передачи:
а) без уточнения типа ремня;



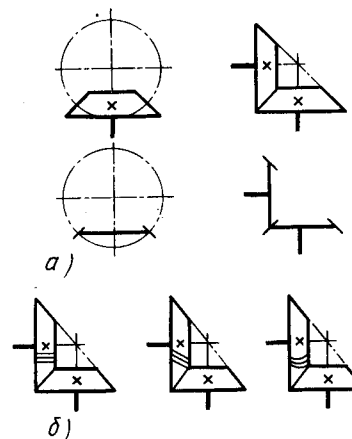
б) клиновидным ремнем;
в) плоским ремнем



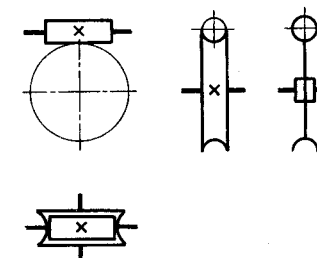
Передача пластинчатой цепью.



Передачи зубчатые (цилиндрические):
а) без уточнения типа зубьев;
б) прямозубые, косозубые



Передачи конические:
а) без уточнения типа зубьев;
б) прямозубые, косозубые, с круговым зубом



Передача червячная с цилиндрическим червяком

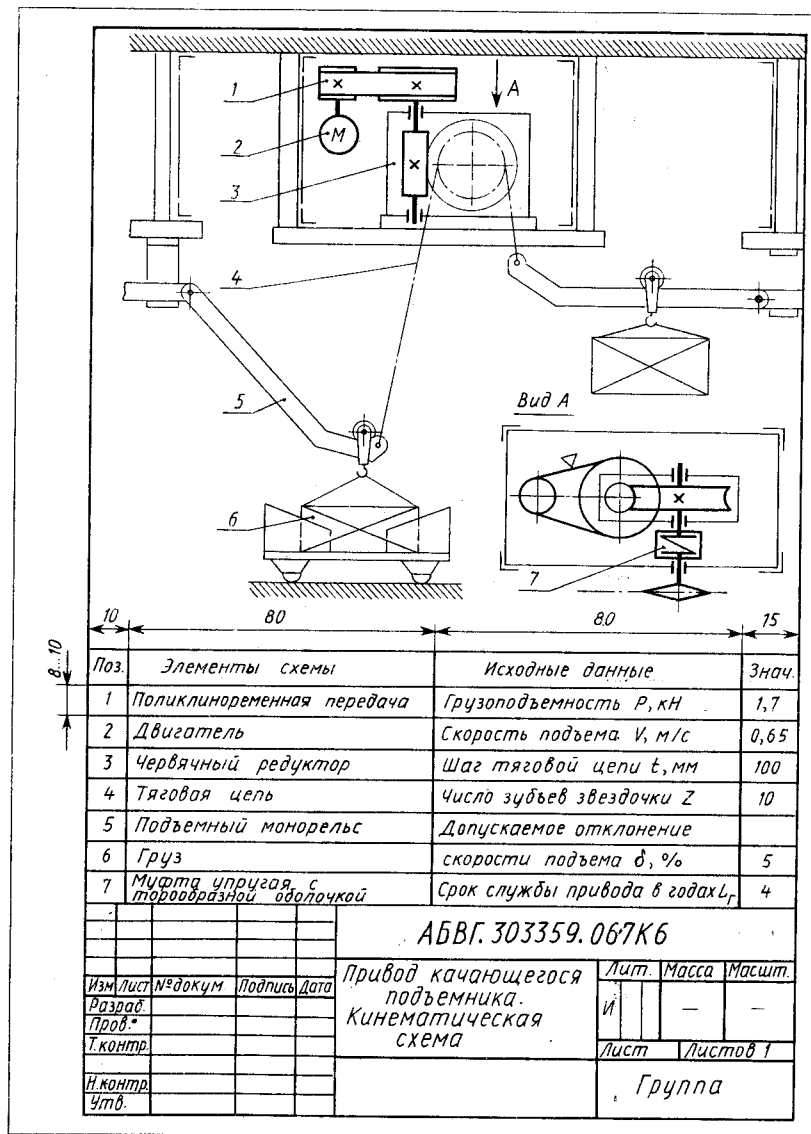


Рис. 1.1. Пример кинематической схемы привода

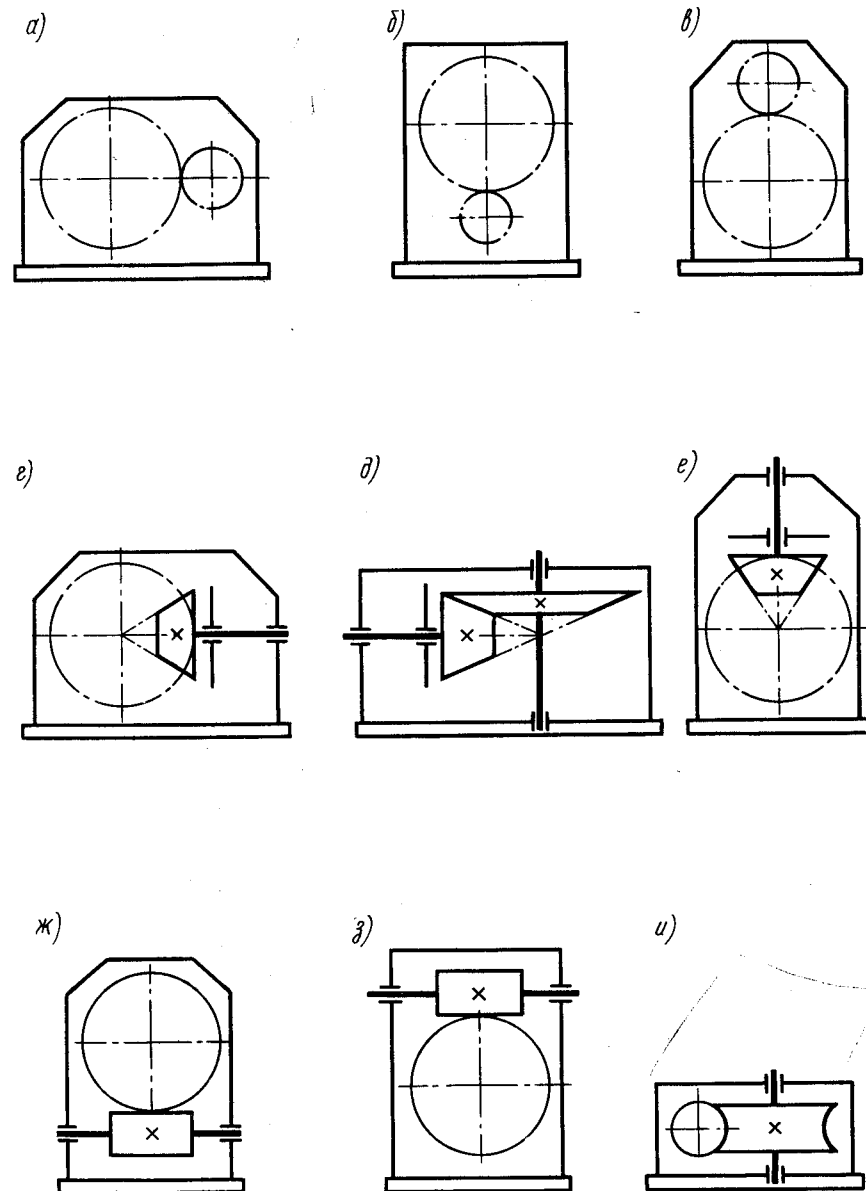


Рис. 1.2. Кинематические схемы одноступенчатых редукторов.
 Цилиндрические: а—горизонтальный; вертикальный с расположением шестерни: б—нижним; в—верхним
 Конические: г—горизонтальный; с вертикальным расположением вала: д—тихоходного; е—быстроходного
 Червячные с расположением червяка: ж—нижним; з—верхним; и—боковым

1.2. Условия эксплуатации машинного агрегата

Проанализировать по схеме назначение машинного агрегата и изучить конструкцию элементов привода по атласу этой книги и другим пособиям. Выбрать место установки машинного агрегата на одном из местных предприятий и тем самым определить условия эксплуатации машинного агрегата — количество рабочих смен, периодичность включения, характер рабочей нагрузки, реверсивность и т. п.

1.3. Срок службы приводного устройства

Срок службы (ресурс) L_h , ч, определить по формуле

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

где L_r — срок службы привода, лет (см. табл. ТЗ); K_r — коэффициент годового использования,

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

t_c — продолжительность смены, ч; L_c — число смен; K_c — коэффициент сменного использования,

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

При этом, если исходных данных недостаточно, ресурс можно определить так:

$$L_h = 365 L_r t_c L_c.$$

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

Пример. Ленточный конвейер мощностью 3 кВт, предназначенный для погрузки и разгрузки, работает в течение 3 лет (см. табл. ТЗ5). Выбрать место установки конвейера, задать характер и режим работы и определить ресурс.

1. Устанавливаем конвейер на железнодорожную станцию для обработки товарных вагонов. Работа в две смены, нагрузка маломеняющаяся, режим реверсивный, продолжительность смены $t_c = 8$ ч.

2. Определяем ресурс привода

$$L_h = 365 L_r t_c L_c = 365 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 2 = 17520 \text{ ч.}$$

3. Принимаем время простоя машинного агрегата 15% ресурса. Тогда $L_h = 17520 \cdot 0,85 = 14892$ ч.

Рабочий ресурс привода принимаем $L_h = 15 \cdot 10^3$ ч.

4. Составляем табличный ответ к задаче 1 (табл. 1.2).

Таблица 1.2. Эксплуатационные характеристики машинного агрегата

Место установки	L_r	L_c	t_c	L_h , ч	Характер нагрузки	Режим работы
Железнодорожная станция	3	2	8	$15 \cdot 10^3$	С малыми колебаниями	Реверсивный

Характерные ошибки:

1. Неправильно вычерчена схема.
2. Плохой шрифт.
3. Не соблюдены формат А4 или размеры рамки, основной надписи и таблицы.
4. Неправильно заполнена основная надпись.
5. Слабо усвоена кинематическая схема машинного агрегата и недостаточно изучена конструкция элементов привода.
6. Неправильно рассчитан срок службы L_h .

ВТОРАЯ СТАДИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ

Разработка эскизного проекта предусмотрена техническим заданием на курсовое проектирование.

В этой стадии проектирования выбирают двигатель, производят кинематический расчет привода, определяют геометрические параметры зубчатой (червячной) передачи редуктора, размеры быстроходного и тихоходного валов, а также выбирают и рассчитывают подшипники.

Здесь же выполняют варианты расчета открытых передач, определяют и анализируют силы в зацеплении зубчатых (червячных) передач и силы со стороны элементов открытых передач и муфты.

В итоге эскизного проекта разрабатывается эскизная компоновка (общий вид) редуктора.

Результаты выполнения восьми задач при эскизном проектировании (см. табл. 0.1) служат основанием для разработки технического проекта.

ЗАДАЧА 2

ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

- Цель: 1. Определить мощность и частоту вращения двигателя.
2. Определить передаточное число привода и его ступеней.
3. Рассчитать силовые и кинематические параметры привода.

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

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

Двигатели серии 4А применяют для приводов механизмов, имеющих постоянную или мало меняющуюся нагрузку при длительном режиме работы и большую пусковую нагрузку, вследствие повышенной силы трения и больших инерционных

масс, например конвейеров, шнеков, смесителей, грузоподъемников и т. п. Эти двигатели работают при любом направлении вращения, обеспечивая при необходимости реверсивность машинного агрегата.

Исходными данными технических заданий на курсовое проектирование предусмотрено применение двигателей серии 4А с диапазоном мощностей от 0,25 до 5,5 кВт (табл. 2.1). Технические данные этих двигателей приводятся в табл. К9, основные размеры — в табл. К10.

Таблица 2.1. Диапазон мощностей трехфазных асинхронных двигателей серии 4А, кВт

Синхронная частота вращения, об/мин	Тип двигателя				
	56В	63А, В	71А, В	80А, В	90L
3000	0,25	0,37; 0,55	0,75; 1,1	1,5; 2,2	3,0
1500	—	0,25; 0,37	0,55; 0,75	1,1; 1,5	2,2
1000	—	0,25	0,37; 0,55	0,75; 1,1	1,5
750	—	—	0,25	0,37; 0,55	0,75; 1,1

Синхронная частота вращения, об/мин	Тип двигателя			
	100S, L	112M, MA, MB	132SM	160S
3000	4,0; 5,5	7,5	—	—
1500	3,0; 4,0	5,5;	7,5	—
1000	2,2	3,0; 4,0	5,5; 7,5	—
750	1,5	2,2; 3,0	4,0; 5,5	7,5

2.1. Определение мощности и частоты вращения двигателя

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

1. Определить требуемую мощность рабочей машины $P_{рм}$, кВт:

$P_{рм} = Fv$ — если в исходных данных на проектирование указано значение тяговой силы F , кН, и линейной скорости v , м/с, тягового органа рабочей машины;

$P_{рм} = T\omega$ — если указано значение вращающего момента T , кН·м, и угловой скорости ω , рад/с, тягового органа рабочей машины.

2. Определить общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

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

где $\eta_{зп}$, $\eta_{оп}$, $\eta_{м}$, $\eta_{пк}$, $\eta_{пс}$ — коэффициенты полезного действия закрытой передачи (редуктора), открытой передачи, муфты, подшипников качения (по кинематической схеме в редукторе две пары подшипников) и подшипников скольжения (по схеме на приводном валу рабочей машины одна пара подшипников).

Значения КПД передач и подшипников выбрать из табл. 2.2.

3. Определить требуемую мощность двигателя $P_{дв}$, кВт:

$$P_{дв}^* = \frac{P_{рм}}{\eta}$$

4. Определить номинальную мощность двигателя $P_{ном}$, кВт.

Значение номинальной мощности выбрать из табл. 2.1 по величине, бóльшей, но ближайшей к требуемой мощности $P_{дв}$:

$$P_{ном} \geq P_{дв}$$

5. Выбрать тип двигателя (см. табл. К.9).

Каждому значению номинальной мощности $P_{ном}$ соответствует в большинстве не одно, а несколько типов двигателей с различными частотами вращения, синхронными 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. Выбор оптимального типа двигателя зависит от типов передач, входящих в привод, кинематических характеристик рабочей машины (см. исходные данные), и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней (см. 2.2). При этом надо учесть, что двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 об/мин) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами (синхронными 750 об/мин) весьма металлоемки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности.

В приведенном ниже примере рассматривается и анализируется возможность применения для определенно выбранной номинальной мощности $P_{ном}$ всех типов двигателей.

Таблица 2.2. Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при передаточном числе u :		
свыше 30	0,70...0,75	—
» 14 до 30	0,80...0,85	—
» 8 » 14	0,85...0,95	—

* В ТЗ1 следует определить $P_{дв} = \frac{P_{рм}}{2\eta}$, а в ТЗ18 — $P_{дв} = \frac{2P_{рм}}{\eta}$.

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	—	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	—	0,95...0,97

Примечания: 1. Ориентировочные значения КПД закрытых передач в масляной ванне приведены для колес, выполненных по 8-й степени точности, а для открытых — по 9-й; при более точном выполнении колес КПД может быть повышен на 1...1,5%; при меньшей точности — соответственно понижен. 2. Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают $\eta_{зп} = 0,75...0,85$. После установления основных параметров передачи значение КПД следует уточнить (см. 4.3, п. 10). 3. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения $\eta_{пк} = 0,99...0,995$; для одной пары подшипников скольжения $\eta_{пс} = 0,98...0,99$. 4. Потери в муфте принимаются $\eta_{м} \approx 0,98$.

2.2. Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода и определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{ном}$ к частоте вращения приводного вала рабочей машины $n_{рм}$ при номинальной нагрузке: $u = \frac{n_{ном}}{n_{рм}}$.

1. Определить частоту вращения приводного вала рабочей машины $n_{рм}$, об/мин:

а) для ленточных конвейеров, грузоподъемных и прочих машин:

$$v = \frac{\pi D n_{рм}}{60 \cdot 1000}, \text{ отсюда } n_{рм} = \frac{60 \cdot 1000 v}{\pi D},$$

где v — скорость тягового органа, м/с; D — диаметр барабана, мм;

б) для цепных конвейеров:

$$v = \frac{z n_{рм}}{60 \cdot 1000}, \text{ отсюда } n_{рм} = \frac{60 \cdot 1000 v}{z p},$$

где v — скорость конвейера, м/с; z — число зубьев ведущей звездочки тягового органа; p — шаг тяговой цепи, мм.

2. Определить передаточное число привода для всех приемлемых вариантов типа двигателя при заданной номинальной мощности $P_{ном}$ (см. 2.1, п. 4):

$$u_1 = \frac{n_{ном1}}{n_{рм}}; u_2 = \frac{n_{ном2}}{n_{рм}}; u_3 = \frac{n_{ном3}}{n_{рм}}; \dots$$

3. Определить передаточные числа ступеней привода.

Определение и выбор передаточных чисел ступеней произвести разбивкой передаточного числа привода для всех вариантов типа двигателя так, чтобы

$$u_1 = u_{зп1} u_{оп1}; u_2 = u_{зп2} u_{оп2}; u_3 = u_{зп3} u_{оп3}; \dots$$

где u , $u_{зп}$, $u_{оп}$ — соответственно передаточные числа привода, редуктора и открытой передачи.

При этом возможны три способа разбивки передаточного числа u :

а) оставить передаточное число редуктора $u_{зп}$ постоянным, изменяя передаточное число открытой передачи:

$$u_{оп1} = \frac{u_1}{u_{зп}}; u_{оп2} = \frac{u_2}{u_{зп}}; u_{оп3} = \frac{u_3}{u_{зп}}; \dots$$

б) оставить передаточное число открытой передачи $u_{оп}$ постоянным, изменяя передаточные числа редуктора:

$$u_{зп1} = \frac{u_1}{u_{оп}}; u_{зп2} = \frac{u_2}{u_{оп}}; u_{зп3} = \frac{u_3}{u_{оп}}; \dots$$

в) наметить конкретные значения передаточных чисел редуктора и открытой передачи для первого варианта, а в последующих вариантах получать передаточные числа ступеней умножением предыдущих чисел на соответствующий множитель K :

$$\text{для 2-го варианта } K_2 = \sqrt{\frac{u_2}{u_1}};$$

$$\text{для 3-го варианта } K_3 = \sqrt{\frac{u_3}{u_2}} \text{ и т. д.}$$

Тогда для 2-го варианта $u_{зп2} = u_{зп1} K_2$; $u_{оп2} = u_{оп1} K_2$;

для 3-го варианта $u_{зп3} = u_{зп2} K_3$; $u_{оп3} = u_{оп2} K_3$ и т. д.

Разбивка передаточного числа привода должна обеспечить компактность каждой ступени передачи и соразмерность ее элементов. Так, в технических заданиях 4 и 16 передаточные числа открытых зубчатых передач должны быть достаточно большими, так как колеса этих передач связаны в первом случае с колонной поворотного крана, а во втором — с тарелкой питателя больших диаметров; в технических заданиях 9 и 11 передаточное число ременной и цепной передач должно быть небольшим, ибо в противном случае получатся большие диаметры ведомых шкива и звездочки, что скажется на соразмерности элементов передач всех ступеней, и т. п.

Для того чтобы габариты передач не были чрезмерно большими, нужно придерживаться некоторых средних значений $u_{зп}$ и $u_{оп}$, по возможности не доводя их до наибольших, допускаемых лишь в отдельных случаях (табл. 2.3).

4. Определить максимальное допускаемое отклонение частоты вращения приводного вала рабочей машины $\Delta n_{рм}$, об/мин:

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

где δ , % — допускаемое отклонение скорости приводного вала рабочей машины (см. технические задания).

5. Определить допускаемую частоту вращения приводного вала рабочей машины с учетом отклонения $[n_{рм}]$, об/мин:

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

При этом $[n_{рм}]$ может существенно повлиять на предварительную разбивку передаточного числа привода u . Поэтому оптимальные передаточные числа $u_{зп}$ и $u_{оп}$ можно получить подбором необходимого значения допускаемого отклонения частоты вращения в пределах максимального: от $-\Delta n_{рм}$ до $+\Delta n_{рм}$ (в том числе $\Delta n_{рм} = 0$).

6. Определить фактическое передаточное число привода $u_{ф}$:

$$u_{ф} = n_{ном} / [n_{рм}]$$

7. Уточнить передаточные числа закрытой и открытой передач в соответствии с выбранным вариантом разбивки передаточного числа привода:

$$u_{оп} = u_{ф} / u_{зп} \text{ или } u_{зп} = u_{ф} / u_{оп};$$

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

Таблица 2.3. Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (СТ СЭВ 221—75):

1-й ряд	2,0;	2,5;	3,15;	4,0;	5,0;	6,3;
2-й ряд	2,24;	2,8;	3,55;	4,5;	5,6;	7,1.

Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1 = 1; 2; 4$ (ГОСТ 2144—75):

1-й ряд	10;	12,5;	16;	20;	25;	31,5;
2-й ряд	11,2;	14;	18;	22,4;	28;	35,5.

Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

Открытые зубчатые передачи: 3...7.

Цепные передачи: 2...5.

Ременные передачи (все типы): 2...4.

Пример. Выбрать двигатель привода ковшового элеватора; определить общее передаточное число привода и произвести его разбивку (см. ТЗ14).

Исходные данные: тяговая сила ленты $F = 2$ кН; скорость ленты $v = 1,3$ м/с; диаметр барабана $D = 300$ мм; допускаемое отклонение скорости ленты $\delta = 5\%$.

1. Определяем требуемую мощность элеватора:

$$P_{\text{рм}} = Fv = 2 \cdot 10^3 \cdot 1,3 = 2,6 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 2,6 \text{ кВт.}$$

2. Определяем КПД всего привода:

$$\eta = \eta_{\text{эл}} \eta_{\text{оп}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пк}}^2 \eta_{\text{лс}} = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99 = 0,87.$$

3. Находим требуемую мощность двигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{рм}}}{\eta} = \frac{2,6}{0,87} = 2,99 \text{ кВт.}$$

4. По табл. К9 выбираем двигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 3 \text{ кВт}$, применив для расчета четыре варианта типа двигателя:

Вариант	Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Частота вращения, об/мин	
			синхронная	при номинальном режиме $n_{\text{ном}}$
1	AM112MB8Y3	3,0	750	700
2	AM112MA6Y3	3,0	1000	955
3	AM100S4Y3	3,0	1500	1435
4	AM90L2Y3	3,0	3000	2840

5. Определяем частоту вращения барабана:

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \cdot 1000v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 300} = 52 \text{ об/мин.}$$

6. Находим общее передаточное число для каждого варианта:

$$u = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{n_{\text{ном}}}{52}.$$

7. Производим разбивку общего передаточного числа, принимая для всех вариантов передаточное число редуктора постоянным $u_{\text{эл}} = 4,5$ (1-й способ):

$$u_{\text{оп}} = \frac{u}{u_{\text{эл}}} = \frac{u}{4,5}.$$

Передаточное число	Варианты			
	1	2	3	4
Общее для привода	13,15	18,45	27,70	55,5
Цепной передачи	3,09	4,1	6,12	—
Конического редуктора	4,5	4,5	4,5	—

Если здесь применить 3-й способ разбивки, то находим множители: $K_2 = \sqrt{\frac{u_2}{u_1}} = \sqrt{\frac{18,45}{13,85}} \approx 1,15$; $K_3 = \sqrt{\frac{u_3}{u_2}} = \sqrt{\frac{27,70}{18,45}} \approx 1,22$. Тогда при $u_{\text{эл}1} = 4,5$, $u_{\text{эл}2} = u_{\text{эл}1} \times K_2 = 4,5 \cdot 1,15 = 5,17$, по табл. 2.3 выбираем $u_{\text{эл}2} = 5$ и определяем $u_{\text{оп}2} = 3,69$; при $u_{\text{эл}3} = u_{\text{эл}2} \cdot K_3 = 5 \cdot 1,22 = 6,1$, по табл. 2.3 выбираем $u_{\text{эл}3} = 6,3$ и определяем $u_{\text{оп}3} = 4,4$.

Очевидно, что при приемлемом значении $u_{\text{оп}2}$ остальные значения передаточных чисел в обоих вариантах большие. Теперь нужно, варьируя

значениями $u_{\text{эл}1}$, добиться оптимальных значений передаточных чисел $u_{\text{эл}}$ и $u_{\text{оп}}$ одного из вариантов.

8. Анализируя полученные значения передаточных чисел (1-й способ), приходим к выводу:

а) четвертый вариант ($u = 55,5$; $n_{\text{ном}} = 2840 \text{ об/мин}$) затрудняет реализацию принятой схемы двухступенчатого привода посредством конического редуктора и цепной передачи из-за большого передаточного числа всего привода;

б) первый вариант ($u = 13,85$; $n_{\text{ном}} = 700 \text{ об/мин}$) не рекомендуется для приводов общего назначения (см. 2.1, п. 5);

в) в третьем варианте ($u = 27,7$; $n_{\text{ном}} = 1435 \text{ об/мин}$) получилось большое значение передаточного числа цепной передачи, уменьшение которого за счет увеличения передаточного числа редуктора нежелательно;

г) из рассмотренных четырех вариантов предпочтительнее второй: $u = 18,45$; $n_{\text{ном}} = 955 \text{ об/мин}$. Здесь передаточное число цепной передачи можно уменьшить за счет допускаемого отклонения скорости ленты элеватора и таким образом получить среднее приемлемое значение;

9. Определяем максимально допустимое отклонение частоты вращения приводного вала элеватора:

$$\Delta n_{\text{рм}} = n_{\text{рм}} \delta / 100 = 52 \cdot 5 / 100 = 2,6 \text{ об/мин.}$$

10. Определяем допускаемую частоту вращения приводного вала элеватора, приняв $\Delta n_{\text{рм}} = +1,05 \text{ об/мин}$:

$$[n_{\text{рм}}] = n_{\text{рм}} + \Delta n_{\text{рм}} = 52 + 1,05 = 53,05 \text{ об/мин};$$

отсюда фактическое передаточное число привода

$$u_{\text{ф}} = \frac{n_{\text{ном}}}{[n_{\text{рм}}]} = \frac{955}{53,05} = 18;$$

передаточное число цепной передачи $u_{\text{оп}} = \frac{u_{\text{ф}}}{u_{\text{эл}}} = \frac{18}{4,5} = 4$.

Таким образом, выбираем двигатель AM112MA6Y3 ($P_{\text{ном}} = 3 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 955 \text{ об/мин}$); передаточные числа: привода $u = 18$, редуктора $u_{\text{эл}} = 4,5$, цепной передачи $u_{\text{оп}} = 4$.

2.3. Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах из требуемой (расчетной) мощности двигателя $P_{\text{дв}}$ и его номинальной частоты вращения $n_{\text{ном}}$ при установившемся режиме (табл. 2.4).

Таблица 2.4. Определение силовых и кинематических параметров привода

Параметр	Вал	Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме	
		дв → оп → зп → м → рм	дв → м → зп → оп → рм
Мощность P , кВт	дв Б Т рм	$P_{\text{дв}}$ $P_1 = P_{\text{дв}} \eta_{\text{оп}} \eta_{\text{пк}}$ $P_2 = P_1 \eta_{\text{эл}} \eta_{\text{пк}}$ $P_{\text{рм}} = P_2 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{лс}}$	$P_{\text{дв}}$ $P_1 = P_{\text{дв}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пк}}$ $P_2 = P_1 \eta_{\text{эл}} \eta_{\text{пк}}$ $P_{\text{рм}} = P_2 \eta_{\text{оп}} \eta_{\text{лс}}$

Параметр		Вал	Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме			
			ДВ→ОП→ЗП→М→РМ		ДВ→М→ЗП→ОП→РМ	
Частота вращения n , об/мин	Угловая скорость ω , 1/с	ДВ	$n_{ном}$	$\omega_{ном} = \frac{\pi n_{ном}}{30}$	$n_{ном}$	$\omega_{ном} = \frac{\pi n_{ном}}{30}$
		Б	$n_1 = \frac{n_{ном}}{u_{оп}}$	$\omega_1 = \frac{\omega_{ном}}{u_{оп}}$	$n_1 = n_{ном}$	$\omega_1 = \omega_{ном}$
		Т	$n_2 = \frac{n_1}{u_{зп}}$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{зп}}$	$n_2 = \frac{n_1}{u_{зп}}$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{зп}}$
		РМ	$n_{рм} = n_2$	$\omega_{рм} = \omega_2$	$n_{рм} = \frac{n_2}{u_{оп}}$	$\omega_{рм} = \frac{\omega_2}{u_{оп}}$
Вращающий момент T , Н·м		ДВ	$T_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{ном}}$		$T_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{ном}}$	
		Б	$T_1 = T_{дв} u_{оп} \eta_{оп} \eta_{пк}$		$T_1 = T_{дв} \eta_{м} \eta_{пк}$	
		Т	$T_2 = T_1 u_{зп} \eta_{зп} \eta_{пк}$		$T_2 = T_1 u_{зп} \eta_{зп} \eta_{пк}$	
		РМ	$T_{рм} = T_2 \eta_{м} \eta_{пс}$		$T_{рм} = T_2 u_{оп} \eta_{оп} \eta_{пс}$	

Табличный ответ к задаче 2 (табл. 2.5).

Таблица 2.5. Силовые и кинематические параметры привода

Тип двигателя...			$P_{\text{ном}} = \dots$ кВт; $n_{\text{ном}} = \dots$ об/мин				
Параметр	Передача		Параметр	Вал			
	закры- тая (ре- дуктор)	откры- тая		двигате- ля	редуктора		при- водной рабочей машин
					быст- роход- ный	тихо- ходный	
Пере- дачное число u			Расчетная мощность P , кВт				
			Угловая скорость ω , 1/с				

Тип двигателя...			$P_{\text{ном}} = \dots$ кВт; $n_{\text{ном}} = \dots$ об/мин				
Пара-метр	Передача		Параметр	Вал			
	закры-тая (ре-дуктор)	откры-тая		двигате-ля	редуктора		при-водной рабочей машины
КПД η			Частота вращения n , об/мин		быст-роход-ный	тихо-ходный	
			Враща-ющий мо-мент T , Н·м				

Характерные ошибки:

1. Неправильные вычисления.
2. Неправильно выбраны КПД.
3. Неправильно рассчитаны передаточные отношения привода и его ступеней.
4. Неправильно определены номинальная мощность и номинальная частота вращения двигателя.
5. Неправильно выбрана последовательность соединения элементов привода по табл. 2.4.

ЗАДАЧА 3

ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ЗУБЧАТЫХ (ЧЕРВЯЧНЫХ) ПЕРЕДАЧ.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

- Цель: 1. Выбрать твердость, термообработку и материал зубчатых (закрытых и открытых) и червячных передач.
2. Определить допускаемые контактные напряжения.
3. Определить допускаемые напряжения на изгиб.

3.1. Зубчатые передачи

1. Выбор твердости, термообработки и материала колес.
Сталь в настоящее время — основной материал для изготовления зубчатых колес. В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, предусмотренного техническими заданиями на курсовое проектирование, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами (открытых) применяют зубчатые колеса с твердостью материала ≤ 350 НВ. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прирабатываемость зубьев.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни НВ₁ назначается больше

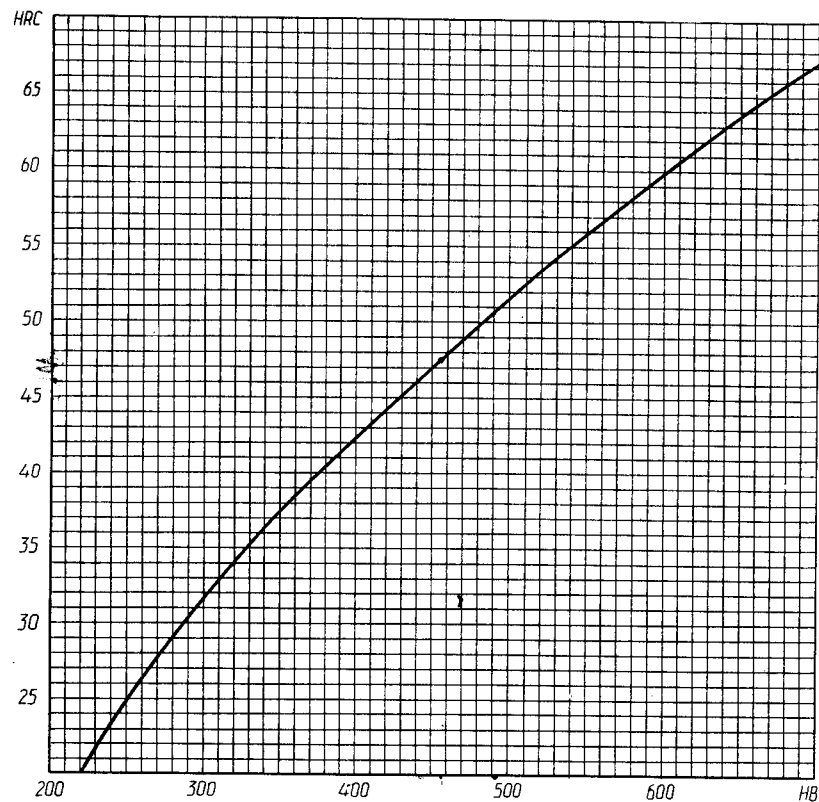


Рис. 3.1. График соотношения твердостей, выраженных в единицах HB и HRC₃.

твердости колеса HB₂. Разность средних твердостей* рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса в передачах с прямыми и непрямыми зубьями составляет HB_{1cp} – HB_{2cp} = 20...50. В ряде случаев для увеличения нагрузочной способности передачи, уменьшения ее габаритов и металлоемкости достигают разности средних твердостей HB_{1cp} – HB_{2cp} ≥ 70. При этом твердость рабочих поверхностей зубьев колеса ≤ 350 HB, а зубьев шестерни ≥ 350 HB и измеряется по шкале Роквелла, ≥ 45 HRC₃. Соотношение твердостей в единицах HB и HRC₃ см. рис. 3.1.

* Средняя твердость шестерни HB_{1cp} (HRC_{31cp}) или колеса HB_{2cp} определяется как среднее арифметическое предельных значений твердости выбранного материала.

Рекомендуемый выбор материала, термообработки и твердости зубчатой пары приводится в табл. 3.1, а механические свойства сталей — в табл. 3.2. При этом для получения при термической обработке принятых для расчета механических характеристик материала колес требуется, чтобы размеры заготовок колес ($D_{\text{заг}}$, $S_{\text{заг}}$) не превышали предельно допустимых значений $D_{\text{пред}}$, $S_{\text{пред}}$ (см. табл. 3.2):

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}; \quad S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}},$$

где $D_{\text{заг}}$ — диаметр заготовки шестерни или червяка; $S_{\text{заг}}$ — толщина заготовки обода или диска колеса; $D_{\text{пред}}$ — предельно допустимый диаметр заготовки шестерни или червяка; $S_{\text{пред}}$ — предельно допустимая толщина заготовки обода или диска колеса.

Таблица 3.1. Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ($P \leq 2$ кВт) и средней ($P \leq 5,5$ кВт) мощности; HB _{1cp} – HB _{2cp} = 20...50		Для передач с непрямыми зубьями при средней ($P \leq 5,5$ кВт) мощности; HB _{1cp} – HB _{2cp} ≥ 70	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 40, 45, 40X, 40XH, 35XM		Стали 40X, 40XH, 35XM	
Термообработка	Улучшение		Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	≤ 350 HB		≥ 45 HRC ₃	≤ 350 HB
Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений N_{H0} ; N_{F0} , Н/мм ²	$[\sigma]_{H0}$	1,8 HB _{cp} + 67	14 HRC _{3cp} + 170	1,8 HB _{cp} + 67
	$[\sigma]_{F0}$	1,03 HB _{cp}	370 при $m \geq 3$ мм 310 при $m < 3$ мм	1,03 HB _{cp}

Примечания: 1. В зубчатых передачах марки сталей шестерни и колеса выбрать одинаковыми. При этом для передач, к размерам которых не предъявляют высоких требований, следует применять дешевые марки сталей типа 40, 40X. 2. Для колес открытых передач большого диаметра ($D \geq 500$ мм) применить стальное литье (35Л, 40Л, 45Л, 40ГЛ, термообработка — нормализация, улучшение) в паре с ковеной шестерней из стали соответствующей марки.

колес с непрямыми зубьями. В противном случае $[\sigma]_H = 1,23 [\sigma]_{H2}$ и $[\sigma]_H = 1,15 [\sigma]_{H2}$.

3. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_F$, Н/мм². Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняется отдельно для зубьев шестерни и колеса по допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$, которые определяются в следующем порядке:

а) коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0}/N},$$

где $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ — число циклов перемены напряжений для всех сталей, соответствующее пределу выносливости; N — число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка) — см. п. 2, а. При твердости ≤ 350 HB $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$; при твердости > 350 HB $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$. Если $N > N_{F0}$, то принимают $K_{FL} = 1$;

б) допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_{F0}$, соответствующее пределу изгибной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{F0} (по табл. 3.1);

в) допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$:

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} [\sigma]_{F01}; [\sigma]_{F2} = K_{FL2} [\sigma]_{F02}.$$

Для реверсивных передач $[\sigma]_F$ уменьшают на 25%.

Расчет модуля зацепления для цилиндрических и конических зубчатых передач с прямыми и непрямыми зубьями выполняют по меньшему значению $[\sigma]_F$ из полученных для шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$, т. е. по менее прочным зубьям.

4. Табличный ответ к задаче 3 (см. табл. 3.4).

Пример. Привод к ленточному конвейеру с двигателем мощностью $P = 3$ кВт и частотой вращения $n = 955$ об/мин (см. пример к задаче 1) состоит из клиноременной передачи с передаточным числом $u_{оп} = 2,5$ и одноступенчатого цилиндрического редуктора с передаточным числом $u_{пр} = 3,15$. Выбрать материал косозубой передачи редуктора и определить допускаемые контактные и изгибные напряжения.

1. Выбираем материал зубчатой передачи.

а) По табл. 3.1 определяем марку стали: для шестерни — 40X, твердость ≥ 45 HRC₃₁; для колеса — 40X, твердость ≤ 350 HB₂. Разность средних твердостей HB_{1ср} — HB_{2ср} ≥ 70 .

б) По табл. 3.2 определяем механические характеристики стали 40X: для шестерни твердость 45...50 HRC₃₁, термообработка — улучшение и закалка ТВЧ, $D_{пред} = 125$ мм; для колеса твердость 269...302 HB₂, термообработка — улучшение, $S_{пред} = 80$ мм.

в) Определяем среднюю твердость зубьев шестерни и колеса: HRC_{31ср} $= (45 + 50)/2 = 47,5$; HB_{2ср} $= (269 + 302)/2 = 285,5$.

По графику (см. рис. 3.1) находим HB_{1ср} $= 457$.

2. Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

а) Рассчитываем коэффициент долговечности K_{HL} .

Нарботка за весь срок службы:

для колеса $N_2 = 573 \omega_2 L_h = 573 \cdot 12,69 \cdot 15 \cdot 10^3 = 109,1 \cdot 10^6$ циклов, где $\omega_2 = \pi n / (30 u_{оп} u_{пр})$; L_h — ресурс, ч (см. табл. 1.2);

для шестерни $N_1 = N_2 u_{оп} = 109,1 \cdot 10^6 \cdot 3,15 = 343,6 \cdot 10^6$ циклов.

Число циклов перемены напряжений N_{H0} , соответствующее пределу выносливости, находим по табл. 3.3 интерполированием:

$N_{H01} = 69,9 \cdot 10^6$ циклов; $N_{H02} = 22,5 \cdot 10^6$ циклов.

Так как $N_1 > N_{H01}$ и $N_2 > N_{H02}$, то коэффициенты долговечности $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

б) По табл. 3.1 определяем допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_{H0}$, соответствующее числу циклов перемены напряжений N_{H0} : для шестерни $[\sigma]_{H01} = 14 \text{HRC}_{31ср} + 170 = 14 \cdot 47,5 + 170 = 835$ Н/мм²; для колеса $[\sigma]_{H02} = 1,8 \cdot \text{HB}_{2ср} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9$ Н/мм².

в) Определяем допускаемое контактное напряжение:

для шестерни $[\sigma]_{H1} = K_{HL1} [\sigma]_{H01} = 1 \cdot 835 = 835$ Н/мм²;

для колеса $[\sigma]_{H2} = K_{HL2} [\sigma]_{H02} = 1 \cdot 580,9 = 580,9$ Н/мм².

Так как HB_{1ср} — HB_{2ср} $= 457 - 285,5 = 171,5 > 70$ и HB_{2ср} $= 285,5 < 350$ HB, то косозубая передача рассчитывается на прочность по среднему допускаемому контактному напряжению:

$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 (835 + 580,9) = 637,9$ Н/мм².

При этом условии $[\sigma]_H = 637,9$ Н/мм² $< 1,23 [\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 580,9 = 714,5$ Н/мм² соблюдается.

3. Определяем допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$.

а) Рассчитываем коэффициент долговечности K_{FL} .

Нарботка за весь срок службы: для шестерни $N_1 = 109,1 \cdot 10^6$ циклов, для колеса $N_2 = 343,6 \cdot 10^6$ циклов.

Число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для обоих колес.

Так как $N_1 > N_{F01}$ и $N_2 > N_{F02}$, то коэффициенты долговечности $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

б) По табл. 3.1 определяем допускаемое напряжение изгиба, соответствующее числу циклов перемены напряжений N_{F0} :

для шестерни $[\sigma]_{F01} = 310$ Н/мм² в предположении, что $m < 3$ мм;

для колеса $[\sigma]_{F02} = 1,03 \text{HB}_{2ср} = 1,03 \cdot 285,5 = 294$ Н/мм².

в) Определяем допускаемое напряжение изгиба:

для шестерни $[\sigma]_{F1} = K_{FL1} [\sigma]_{F01} = 1 \cdot 310 = 310$ Н/мм²;

для колеса $[\sigma]_{F2} = K_{FL2} [\sigma]_{F02} = 1 \cdot 294 = 294$ Н/мм².

Так как передача реверсивная, то $[\sigma]_F$ уменьшаем на 25%:

$[\sigma]_{F1} = 310 \cdot 0,75 = 232,5$ Н/мм²; $[\sigma]_{F2} = 294 \cdot 0,75 = 220,5$ Н/мм².

4. Составляем табличный ответ к задаче 3 (табл. 3.4).

Таблица 3.4. Механические характеристики материалов зубчатой передачи

Элемент передачи	Марка стали	$D_{пред}$	Термообработка	HRC _{31ср}	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_F$
		$S_{пред}$		HB _{2ср}	Н/мм ²	
Шестерня	40X	125	У	47,5	835	232,5
Колесо	40X	80	У+ТВЧ	285,5	580,9	220,5

3.2. Червячные передачи

1. Выбор материала червяка и червячного колеса. Червяки изготавливают из тех же марок сталей, что и шестерни зубчатых передач. Выбор марки стали червяка и определение ее

механических характеристик производят по табл. 3.1 и 3.2. При этом для передач малой мощности ($P \leq 1$ кВт) применяют термообработку — улучшение с твердостью ≤ 350 HB, а для передач большей мощности с целью повышения КПД — закалку ТВЧ до твердости ≥ 45 HRC_s, шлифование и полирование витков червяка.

Материалы для изготовления зубчатых венцов червячных колес условно делят на три группы: группа I — оловянные бронзы; группа II — безоловянные бронзы и латуни; группа III — серые чугуны.

Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения и производится по табл. 3.5. Скорость скольжения V_s , м/с, определяется по эмпирической формуле

$$V_s = \frac{4,3\omega_2 u_{\text{ш}}}{10^3} \sqrt{T_2},$$

где T_2 — вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м; ω_2 — угловая скорость тихоходного вала, 1/с; $u_{\text{ш}}$ — передаточное число редуктора. Значения T_2 , ω_2 , $u_{\text{ш}}$ выбирают из табл. 2.5.

Таблица 3.5. Материалы для червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_b	σ_t	Скорость скольжения v_s , м/с
			Н/мм ²		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	> 5
	БрО10Ф1	К 3	275 230	200 140	
	БрО5Ц5С5	К 3	200 145	90 80	
II	БрА10Ж4Н4	Ц К	700 650	460 430	2...5
	БрА10Ж3Мц1,5	К 3	550 450	360 300	
	БрА9ЖЗЛ	Ц К 3	530 500 425	245 230 195	
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц К 3	500 450 400	330 295 260	
III	СЧ18 СЧ15	3 3	355 315	— —	< 2

Примечания: 1. Для чугунов приведены значения $\sigma_{\text{ви}}$. 2. Принятые обозначения: Ц — центробежный, К — в кокиль, 3 — в землю. 3. Химический состав материалов для червячных колес см. табл. К1.

2. Определение допускаемых контактных $[\sigma]_H$, Н/мм², и изгибных $[\sigma]_F$, Н/мм², напряжений. Допускаемые напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от материала зубьев, твердости витков червяка HRC_s (HB), скорости скольжения v_s , ресурса L_h и вычисляют по эмпирическим формулам, приведенным в табл. 3.6.

Таблица 3.6. Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк улучшенный, ≤ 350 HB	Червяк закален при нагреве ТВЧ, ≥ 45 HRC _s	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H$, Н/мм ²		$[\sigma]_F$, Н/мм ²	
I	$K_{HL} C_v 0,75 \sigma_b$	$K_{HL} C_v 0,9 \sigma_b$	$(0,08 \sigma_b + 0,25 \sigma_t) K_{FL}$	$0,16 \sigma_b K_{FL}$
II	$250 - 25 v_s$	$300 - 25 v_s$		
III	$175 - 35 v_s$	$200 - 35 v_s$	$0,12 \sigma_{\text{ви}} K_{FL}$	$0,075 \sigma_{\text{ви}} K_{FL}$

Примечания: 1. C_v — коэффициент, учитывающий износ материала:

V_s	1	2	3	4	5	6	7	8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

2. K_{HL} — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность: $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N}$, где N — число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы — наработка (см. 3.1, п. 2, а). Если $N > 25 \cdot 10^7$, то N принять равным $25 \cdot 10^7$.

3. K_{FL} — коэффициент долговечности при расчете на изгиб: $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N}$, где N см. примечание 2. Если $N < 10^6$, то его принимают равным 10^6 . Если $N > 25 \cdot 10^7$, то N принять равным $25 \cdot 10^7$.

4. σ_t , σ_b , $\sigma_{\text{ви}}$ — предел текучести и пределы прочности при растяжении и изгибе, Н/мм² (см. табл. 3.5).

5. Если передача работает в реверсивном режиме, то полученное значение допускаемого напряжения $[\sigma]_F$ нужно уменьшить на 25%.

6. Для всех червячных передач (независимо от материала венца колеса) при расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma]_H$ нужно уменьшить на 15%.

3. Табличный ответ к задаче 3 (см. табл. 3.7).

Пример. Привод к шнеку-смесителю (см. ТЗ 8) с двигателем мощностью $P = 2,2$ кВт и частотой вращения $n = 1460$ об/мин состоит из червячного редуктора с передаточным числом $u_{\text{ш}} = 16$ и плоскоременной передачи с передаточным числом $u_{\text{ш}} = 2$. Момент на тихоходном валу $T_2 = 353,8$ Н·м, его угловая скорость $\omega_2 = 4,77$ 1/с. Срок службы привода $L_h = 10\,000$ ч. Выбрать материалы червячной передачи и определить допускаемые контактные и изгибные напряжения.

1. Выбираем марку стали для червяка и определяем ее механические характеристики: по табл. 3.1 при мощности $P = 2,2$ кВт червяк изготавливается из стали 40Х с твердостью ≥ 45 HRC_s, термообработка — улучшение и закалка ТВЧ; по табл. 3.2 для стали 40Х — твердость 45...50 HRC_s, $\sigma_b = 900$ Н/мм², $\sigma_t = 750$ Н/мм².

2. Определяем скорость скольжения:

$$v_s = \frac{4,3\omega_2 u_{\text{ш}}}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,3 \cdot 4,77 \cdot 16}{10^3} \sqrt[3]{353,8} = 2,32 \text{ м/с.}$$

3. В соответствии со скоростью скольжения по табл. 3.5 из группы II принимаем сравнительно дешевую бронзу БрА10Ж4Н4, полученную способом центробежного литья; $\sigma_b = 700 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_t = 460 \text{ Н/мм}^2$.

4. Для материала венца червячного колеса по табл. 3.6 определяем допускаемые контактные $[\sigma]_H$ и изгибные $[\sigma]_F$ напряжения.

а) При твердости витков червяка $\geq 45 \text{ HRC}$, $[\sigma]_H = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 2,32 = 242 \text{ Н/мм}^2$. Так как червяк расположен вне масляной ванны, то $[\sigma]_H$ уменьшаем на 15%: $[\sigma]_H = 242 \cdot 0,85 = 205,7 \text{ Н/мм}^2$.

б) Коэффициент долговечности $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N}$, где наработка $N = 573\omega_2 L_k = 573 \cdot 4,77 \cdot 10\,000 = 27,3 \cdot 10^6$ циклов.

Тогда $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/27 \cdot 10^6} = 0,69$.

Для неревверсивной передачи $[\sigma]_F = (0,08\sigma_b + 0,25\sigma_t) K_{FL} = (0,08 \cdot 700 + 0,25 \cdot 460) 0,69 = 118 \text{ Н/мм}^2$.

5. Составляем табличный ответ к задаче 3 (табл. 3.7).

Таблица 3.7. Механические характеристики материалов червячной передачи

Элемент передачи	Марка материала	$D_{\text{пред}}$	Термо-обработка	HRC ₃	σ_b	σ_t	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_F$
			Способ отливки					
Червяк	Сталь 40Х	125	У + ТВЧ	45...50	900	750	—	—
Колесо	БрА10Ж4Н4	—	Ц	—	700	450	205,7	118

Характерные ошибки:

1. Неправильные вычисления.
2. Неправильно определены коэффициенты долговечности K_{HL} и K_{FL} .
3. Неправильно выбраны соотношения твердости шестерни и колеса зубчатой пары.
4. Неправильно определены колеса с менее прочным зубом.
5. Неправильно выбраны из соответствующих таблиц формулы для определения допускаемых контактных $[\sigma]_H$ и изгибных $[\sigma]_F$ напряжений.

ЗАДАЧА 4

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ (ЧЕРВЯЧНЫХ) ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРОВ

- Цель: 1. Выполнить проектный расчет редукторной пары.
2. Выполнить проверочный расчет редукторной пары.

Техническим заданием предусмотрено проектирование нестандартных, одноступенчатых закрытых передач индивидуального производства.

Расчет зубчатой (червячной) закрытой передачи производится в два этапа: первый расчет — проектный, второй — проверочный. Проектный выполняется по допускаемым кон-

тактным напряжениям с целью определения геометрических параметров редукторной пары. В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетных величин округляют до целых или стандартных значений; в поиске оптимальных решений приходится неоднократно делать пересчеты. Поэтому после окончательного определения параметров зацепления выполняют проверочный расчет. Он должен подтвердить правильность выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете, а также определить соотношения между расчетными и допускаемыми напряжениями изгибной и контактной выносливости. При неудовлетворительных результатах проверочного расчета нужно изменить параметры передачи и повторить проверку (рис.4.1, 4.3, 4.4).

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

Так, при всем конструктивном разнообразии общепромышленных редукторов они мало различаются по технико-экономическим характеристикам и для них типичны средние требования к техническому уровню, критерием которого γ является отношение массы редуктора m , кг, к моменту T_2 , Н·м (см. табл. 2.5), на тихоходном валу (подробно см. задачу 12). В эскизном проектировании предварительно можно принять

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

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

а) Определить массу редуктора $m = (0,1 \dots 0,2) T_2$, кг.

б) Выбрать предполагаемый диапазон величины главного параметра редуктора a_w , d_{e2} по табл. 4.1.

При проектном расчете главного параметра на контактную прочность желательно получить его величину в предполагаемом диапазоне, что обеспечит достаточный критерий технического уровня редуктора γ . Для достижения этого можно при необходимости варьировать средней твердостью $H_{B_{cp}}$ материала колеса с менее прочным зубом (см. 3.1, п. 2, в), так как установлено, что существует статистическая зависимость $\gamma H_{B_{cp}} = \text{const}$. При небольших значениях момента T_2 возможно

Таблица 4.1. Главный параметр одноступенчатых редукторов

Цилиндрические редукторы							
Масса редуктора m , кг	45	60	70	85	110	140	
Межосевое расстояние a_w , мм	100	125	140	160	180	200	
Конические редукторы							
Масса редуктора m , кг	20	30	40	60	80	120	
Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	$u=2...2,8$ 125	140	160	180	200	224	
	$u=3,15...5$ 160	180	200	224	250	280	
Червячные редукторы							
Масса редуктора m , кг	30	60	70	90	120	170	
Межосевое расстояние a_w , мм	80	100	125	140	160	180	

получить низкий критерий технического уровня $\gamma > 0,2$ (см. табл. 12.1).

В проектируемых приводах рассчитывают одноступенчатые зубчатые передачи внешнего зацепления: закрытые цилиндрические косозубые и конические с круговым зубом; открытые цилиндрические и конические — прямозубые. Порядок расчета передач с прямыми и непрямыми зубьями одинаков, поэтому в приводимой методике расчета закрытых передач с непрямыми зубьями в отдельных пунктах указывают особенности расчета открытых — с прямыми зубьями.

Червячные одноступенчатые передачи рассчитывают в закрытом исполнении с верхним, нижним или боковым расположением цилиндрического червяка.

4.1. Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи

Проектный расчет

1. Определить главный параметр — межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w \geq K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a u^2 [\sigma]_H}} K_{H\beta},$$

где а) K_a — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_a = 43$, для прямозубых — $K_a = 49,5$;

б) $\psi_a = b_2/a_w$ — коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор в проектируемых нестандартных одноступенчатых цилиндрических редукторах; $\psi_a = 0,2...0,25$ — для шестерни, консольно расположенной относительно опор — в открытых передачах;

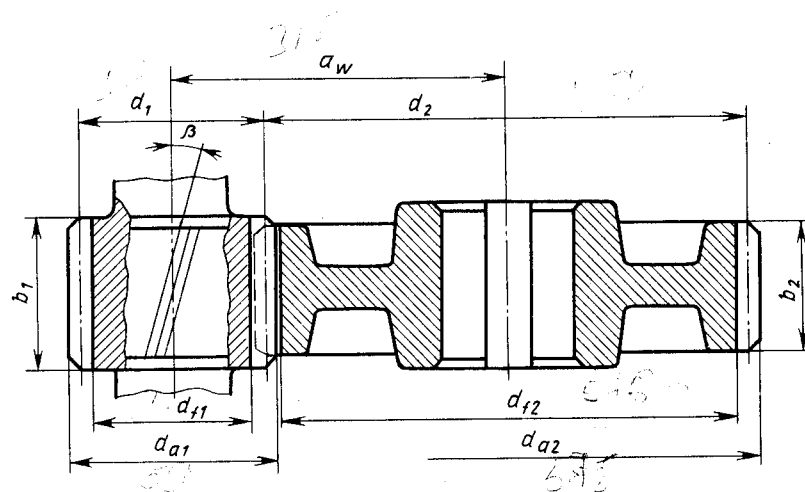


Рис. 4.1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

в) u — передаточное число редуктора или открытой передачи (см. табл. 2.5);

г) T_2 — вращающий момент на тихоходном валу редуктора или на приводном валу рабочей машины для открытой передачи, Н·м (см. табл. 2.5);

д) $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допускаемое контактное напряжение, Н/мм² (см. 3.1, п. 2, в);

е) $K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta} = 1$ (см. 3.1, п. 1).

Полученное значение межосевого расстояния a_w для нестандартных передач округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (см. табл. 13.15).

2. Определить модуль зацепления m , мм:

$$m \geq \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F},$$

где а) K_m — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_m = 5,8$, для прямозубых $K_m = 6,8$;

б) $d_2 = 2a_w u / (u+1)$ — делительный диаметр колеса, мм;

в) $b_2 = \psi_a a_w$ — ширина венца колеса, мм;

г) $[\sigma]_F$ — допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, Н/мм² (см. 3.1, п. 3, в);

д) значения a_w , мм; T_2 , Н·мм; u ; ψ_a (см. 4.1, п. 1).

Полученное значение модуля m округлить в большую сторону до стандартного из ряда чисел:

m , мм	1-й ряд — 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10
	2-й ряд — 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Параметр		Шестерня		Колесо	
		прямозубая	косозубая	прямозубое	косозубое
Диаметр	вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m$		$d_{a2} = d_2 + 2m$	
	впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$		$d_{f2} = d_2 - 2,4m$	
Ширина венца		$b_1 = b_2 + (2...4) \text{ мм}$		$b_2 = \psi_a a_w$	

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,1 мм; значение ширины зубчатых венцов округляют до целого числа по нормальным линейным размерам (см. табл. 13.15).

Проверочный расчет

11. Проверить межосевое расстояние: $a_w = (d_1 + d_2)/2$.

12. Проверить пригодность заготовок колес (см. 3.1, п. 1; табл. 3.2). Условие пригодности заготовок колес:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}; C_{\text{заг}}(S_{\text{заг}}) \leq S_{\text{пред}}.$$

Диаметр заготовки шестерни $D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм}$.

Размер заготовки колеса закрытой передачи $S_{\text{заг}} = b_2 + 4 \text{ мм}$.

Размер заготовки колеса открытой передачи принимают меньший из двух: $C_{\text{заг}} = 0,5b_2$; $S_{\text{заг}} = 8m$ (см. рис. табл. 3.2).

Предельные значения $D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$ определяют по табл. 3.2.

При невыполнении неравенств изменяют материал колес или вид термической обработки.

13. Проверить контактные напряжения σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \leq [\sigma]_H,$$

где а) K — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K = 376$, для прямозубых $K = 436$;

б) $F_t = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$ — окружная сила в зацеплении, Н;

в) $K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$. Для косозубых — $K_{H\alpha}$ определяется по графику на рис. 4.2 в зависимости от окружной скорости колес $v = \omega_2 d_2 / (2 \cdot 10^3)$, м/с, и степени точности передачи (табл. 4.2);

г) $K_{H\nu}$ — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл. 4.3);

При выборе модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

В силовых зубчатых передачах при твердости колес $\leq 350 \text{ HB}$ принять $m \geq 1 \text{ мм}$; при твердости одного из колес $\geq 45 \text{ HRC}$, принять $m \geq 1,5 \text{ мм}$.

В открытых передачах расчетное значение модуля m увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

3. Определить угол наклона зубьев $\beta_{\min}$ для косозубых передач:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2}.$$

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают $\beta = 8...16^\circ$, но из-за роста осевых сил F_a в зацеплении желательно получить его меньшие значения, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

4. Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых колес $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w/m$;

для косозубых колес $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w \cos \beta_{\min}/m$.

Полученное значение z_Σ округлить в меньшую сторону до целого числа.

5. Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач: $\beta = \arccos z_\Sigma m / (2a_w)$.

Точность вычисления угла β до пятого знака после запятой.

6. Определить число зубьев шестерни: $z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+u}$.

Значение z_1 округлить до ближайшего целого числа. Из условий уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_1 \geq 18$.

7. Определить число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

8. Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = z_2/z_1; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%.$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа Δu пересчитать z_1 и z_2 .

9. Определить фактическое межосевое расстояние:

для прямозубых передач $a_w = (z_1 + z_2)m/2$;

для косозубых передач $a_w = (z_1 + z_2)m/(2 \cos \beta)$.

10. Определить основные геометрические параметры передачи, мм.

Параметр		Шестерня		Колесо	
		прямозубая	косозубая	прямозубое	косозубое
Диаметр	делительный	$d_1 = mz_1$	$d_1 = mz_1 / \cos \beta$	$d_2 = mz_2$	$d_2 = mz_2 / \cos \beta$

д) значения T_2 , Н·м; $[\sigma]_H$, Н/мм²; $K_{H\beta}$; d_2 , мм; b_2 , мм; u_ϕ см. 4.1, пп. 1, 2, 8; ω_2 — угловая скорость вала колеса редуктора или открытой передачи 1/с (см. табл. 2.5).

Таблица 4.2. Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости v , м/с, вращения колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	» 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

Таблица 4.3. Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ при $H\beta_2 \leq 350$

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	$K_{H\alpha}$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	$K_{F\alpha}$	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	$K_{H\alpha}$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	$K_{F\alpha}$	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	$K_{H\alpha}$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	$K_{F\alpha}$	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	$K_{H\alpha}$	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	$K_{F\alpha}$	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Примечание. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых и колес с круговыми зубьями.

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_2 .

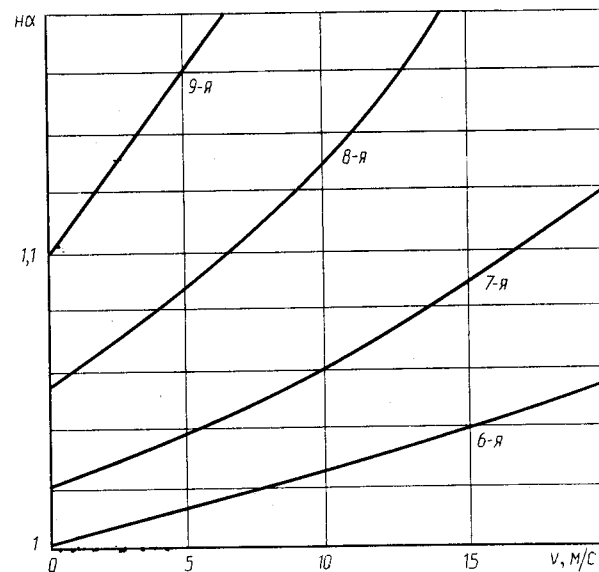


Рис. 4.2. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ по кривым степени точности

Если эта мера не даст должного результата, то либо надо увеличить межосевое расстояние a_w , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения (см. 3.1, пп. 1, 2) и повторить весь расчет передачи.

14. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где а) m — модуль зацепления, мм; b_2 — ширина зубчатого венца колеса, мм; F_t — окружная сила в зацеплении, Н (см. 4.1, пп. 2, 10, 13);

б) $K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$. Для косозубых $K_{F\alpha}$ зависит от степени точности передачи, определяемой по табл. 4.2:

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

в) $K_{F\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta} = 1$ (см. 3.1, п. 1);

г) K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (см. табл. 4.3);

д) Y_{F1} и Y_{F2} — коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по табл. 4.4 в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 для прямозубых колес. Для косозубых — в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ и колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$, где β — угол наклона зубьев (см. 4.1, п. 5);

е) $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ$ — коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес $Y_\beta = 1$;

ж) $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ — допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм² (см. 3.1, п. 3).

Таблица 4.4. Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2}

z или z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Примечание. Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x=0$.

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи (см. 4.1, п. 9).

15. Составить табличный ответ к задаче 4 (табл. 4.5).

Таблица 4.5. Параметры зубчатой цилиндрической передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a_w		Угол наклона зубьев β	
Модуль зацепления m		Диаметр делительной окружности:	
Ширина зубчатого венца:		шестерни d_1	
шестерни b_1		колеса d_2	
колеса b_2			

Проектный расчет

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Число зубьев: шестерни z_1 колеса z_2		Диаметр окружности вершин: шестерни d_{a1} колеса d_{a2}	
Вид зубьев		Диаметр окружности впадин: шестерни d_{f1} колеса d_{f2}	

Проверочный расчет

Параметр	Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечание
Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²			
Напряжения изгиба, Н/мм ²	σ_{F1}		
	σ_{F2}		

В графе «Примечание» к проверочному расчету указывают процентное отклонение расчетных напряжений σ_H и σ_F от допускаемых $[\sigma]_H$; $[\sigma]_F$.

4.2. Расчет закрытой конической зубчатой передачи

Проектный расчет

1. Определить главный параметр — внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм:

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{u T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_H [\sigma]_H^2}} K_{H\beta},$$

где а) значения T_2 , Н·м; $[\sigma]_H$, Н/мм²; u (см. 4.1, п. 1);

б) $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1,1$;

в) ϑ_H — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $\vartheta_H = 1$. Для колес с круговыми зубьями; $\vartheta_H = 1,85$ — при твердости колеса и шестерни ≤ 350 HB; $\vartheta_H = 1,5$ — при твердости колеса ≤ 350 HB и шестерни ≥ 45 HRC₃.

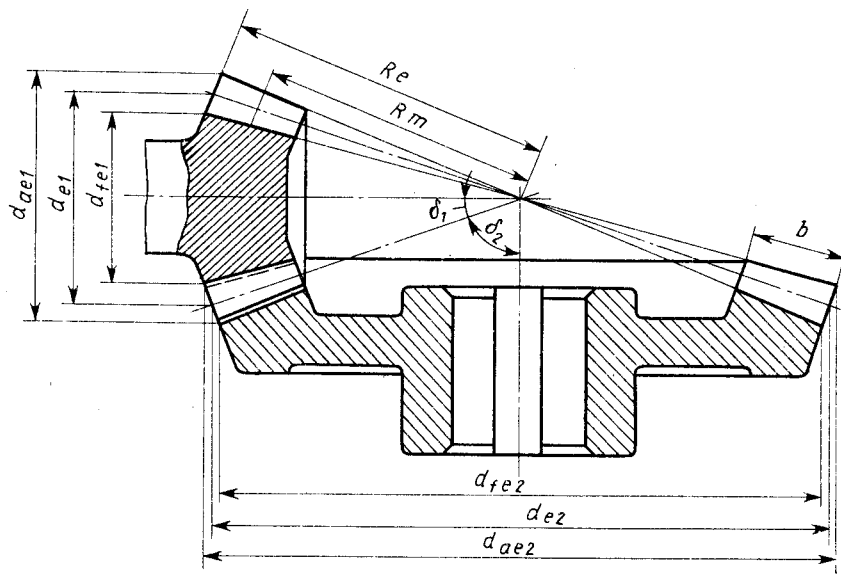


Рис. 4.3. Геометрические параметры конической зубчатой передачи

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} для нестандартных передач округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (см. табл. 13.15).

2. Определить углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Точность вычислений до пятого знака после запятой.

3. Определить внешнее конусное расстояние R_e , мм:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

Значение R_e до целого числа не округлять.

4. Определить ширину зубчатого венца шестерни и колеса b , мм:

$b = \psi_R R_e$, где $\psi_R = 0,285$ — коэффициент ширины венца. Значение b округлить до целого числа по ряду R_a 40 (см. табл. 13.15).

5. Определить внешний окружной модуль m_e — для прямозубых колес, m_{ie} — для колес с круговыми зубьями, мм:

$$m_e(m_{ie}) = \frac{14T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_F d_{e2} b [\sigma]_F} K_{F\beta},$$

где а) значения T_2 , Н·м; $[\sigma]_F$, Н/мм² (см. 4.1, п. 2); d_{e2} , мм; b , мм (см. 4.2, п. 1; 4);

б) $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{F\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{F\beta} = 1,08$;

в) ϑ_F — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $\vartheta_F = 0,85$; для колес с круговыми зубьями $\vartheta_F = 1$.

Значение модуля, полученное с точностью до двух знаков после запятой, до стандартной величины не округлять. В силовых конических передачах принять $m_e(m_{ie}) \geq 1,5$ мм, при этом в открытых передачах значение модуля m_e увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

6. Определить число зубьев колеса z_2 и шестерни z_1 :

$$z_2 = d_{e2} / m_e(m_{ie}); \quad z_1 = z_2 / u.$$

Полученные значения z_1 и z_2 округлить в ближайшую сторону до целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется принять $z_1 \geq 15$ — для колес с круговыми зубьями, $z_1 \geq 18$ — для прямозубых колес.

7. Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = z_2 / z_1; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%.$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа Δu следует пересчитать z_1 и z_2 .

8. Определить действительные углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \arctg u_\phi; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

9. Для конических передач с разностью средних твердостей шестерни и колеса $HB_{1cp} - HB_{2cp} \leq 100$ (см. табл. 3.1) выбрать из табл. 4.6 коэффициент смещения инструмента x_{e1} для прямозубой шестерни и x_{n1} для шестерни с круговым зубом. Коэффициенты смещения колес соответственно $x_{e2} = -x_{e1}$ и $x_{n2} = -x_{n1}$. Если $HB_{1cp} - HB_{2cp} > 100$, то $x_1 = x_2 = 0$.

Для передач, у которых z_1 и u отличаются от указанных в табл. 4.6, коэффициенты x_{e1} и x_{n1} принимают с округлением в большую сторону.

10. Определить внешние диаметры шестерни и колеса, мм:

Диаметры	Для прямозубой передачи	Для передачи с круговым зубом при $\beta=35^\circ$
Делительный: шестерни колеса	$d_{e1} = m_e z_1$ $d_{e2} = m_e z_2$	$d_{e1} = m_{te} z_1$ $d_{e2} = m_{te} z_2$
Вершин зубьев: шестерни колеса	$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1+x_{e1})m_e \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2(1-x_{e1})m_e \cos \delta_2$	$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1+x_{n1})m_{te} \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1-x_{n1})m_{te} \cos \delta_2$
Впадин зубьев: шестерни колеса	$d_{fe1} = d_{e1} - 2(1,2-x_{e1})m_e \cos \delta_1$ $d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2+x_{e1})m_e \cos \delta_2$	$d_{fe1} = d_{e1} - 1,64(1,2-x_{n1})m_{te} \cos \delta_1$ $d_{fe2} = d_{e2} - 1,64(1,2+x_{n1})m_{te} \cos \delta_2$

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,01 мм.

11. Определить средний делительный диаметр шестерни d_1 и колеса d_2 , мм:

$$d_1 \approx 0,857d_{e1}; \quad d_2 \approx 0,857d_{e2}.$$

Значения d_1 и d_2 до целого числа не округлять.

Проверочный расчет

12. Проверить пригодность заготовок колес.

Условие пригодности заготовок колес:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}; \quad S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}} \quad (\text{см. 3.1 п. 1}).$$

Диаметр заготовки шестерни $D_{\text{заг}} = d_{ae} + 6$ мм.

Размер заготовки колеса $S_{\text{заг}} = 8m_e(m_{te})$.

Предельные значения $D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$ см. табл. 3.2.

При невыполнении неравенств изменить материал колес или вид термической обработки.

Таблица 4.6. Коэффициенты смещения x_{e1} и x_{n1} для шестерен конических передач

z_1	x_{e1} при передаточном числе u					x_{n1} при передаточном числе u				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	—	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,20	0,22	0,24	0,25	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Таблица 4.7. Коэффициент формы зуба Y_F

z_v	Коэффициент смещения режущего инструмента x										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	—	—	—	—	—	—	—	—	3,9	3,67	3,46
14	—	—	—	—	—	—	4,24	4	3,78	3,59	3,42
17	—	—	—	—	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20	—	—	—	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25	—	4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

13. Проверить контактные напряжения σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{\vartheta_H d_{e2} b}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma]_H,$$

где а) $F_t = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$ — окружная сила в зацеплении, Н;

б) $K_{H\alpha} = 1$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями;

в) K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки. Определяется по табл. 4.3 в зависимости от окружной скорости колес $v = \omega_2 d_2 / (2 \cdot 10^3)$, м/с, и степени точности передачи (см. табл. 4.2);

г) значения d_{e2} , мм; T_2 , Н·м; $[\sigma]_H$, Н/мм²; ϑ_H ; $K_{H\beta}$; b , мм; u_ϕ ; d_2 , мм (см. 4.2, пп. 1, 4, 7, 11); ω_2 — угловая скорость вала колеса редуктора или открытой передачи, 1/с (см. табл. 2.5).

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса и шестерни b . Если эта мера не даст должного результата, то либо надо увеличить внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения (см. 3.1, п. 1, 2) и повторить весь расчет передачи.

14. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{\vartheta_{Fbm_e}(m_e)} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где а) значения b , мм; $m_e(m_{te})$, мм; ϑ_F ; $K_{F\beta}$; F_t , Н см. 4.2, пп. 4, 5, 13;

б) $K_{F\alpha}=1$ —коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями;

в) K_{Fv} —коэффициент динамической нагрузки. Определяется аналогично коэффициенту K_{Hv} (см. 4.2, п. 13);

г) Y_{F1} и Y_{F2} —коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по табл. 4.7 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни z_{v1} и колеса z_{v2} :

для прямозубых колес для колес с круговыми зубьями
 $z_{v1}=z_1/\cos\delta_1$; $z_{v1}=z_1/(\cos\delta_1\cos^3\beta)$;
 $z_{v2}=z_2/\cos\delta_2$; $z_{v2}=z_2/(\cos\delta_2\cos^3\beta)$,
 где $\beta=35^\circ$ —угол наклона зубьев;

д) $Y_\beta=1$ —коэффициент, учитывающий наклон зуба;

е) $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ —допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм² (см. 3.1, п. 3).

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F \geq [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль $m_e(m_{te})$, соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом внешний делительный диаметр колеса d_{e2} не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи (см. 4.2, п. 10).

15. Составить табличный ответ к задаче 4 (табл. 4.8).

Таблица 4.8. Параметры зубчатой конической передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Внешнее конусное расстояние R_e		Внешний делительный диаметр:	
Внешний окружной модуль $m_e(m_{te})$		шестерни d_{e1}	
		колеса d_{e2}	
Ширина зубчатого венца b		Внешний диаметр окружности вершин: шестерни d_{ae1}	
		колеса d_{ae2}	
Число зубьев: шестерни z_1		Внешний диаметр окружности впадин: шестерни d_{fe1}	
		колеса d_{fe2}	
Вид зубьев			

Проектный расчет

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Угол делительного конуса: шестерни δ_1 колеса δ_2		Средний делительный диаметр: шестерни d_1 колеса d_2	

Проверочный расчет

Параметр	Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечание
Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²			
Напряжения изгиба, Н/мм ²	σ_{F1}		
	σ_{F2}		

В графе «Примечание» к проверочному расчету указывают процентное отклонение расчетных напряжений σ_H и σ_F от допускаемых $[\sigma]_H$, $[\sigma]_F$.

4.3. Расчет закрытой червячной передачи

Проектный расчет

1. Определить главный параметр—межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w = 61 \sqrt[3]{T_2 \cdot 10^3 / [\sigma]_H}$$

где а) T_2 —вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м (см. табл. 2.5).

б) $[\sigma]_H$ —допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, Н/мм² (см. 3.2, п. 2).

Полученное значение межосевого расстояния a_w для нестандартных передач округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров (см. табл. 13.15).

2. Выбрать число витков червяка z_1 :

z_1 зависит от передаточного числа редуктора $u_{\text{зн}}$ (см. табл. 2.5):

$u_{\text{зн}}$	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
z_1	4	2	1

3. Определить число зубьев червячного колеса: $z_2 = z_1 u_{\text{зн}}$. Полученное значение z_2 округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \geq 26$. Оптимальное значение $z_2 = 40 \dots 60$.

4. Определить модуль зацепления m , мм:

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

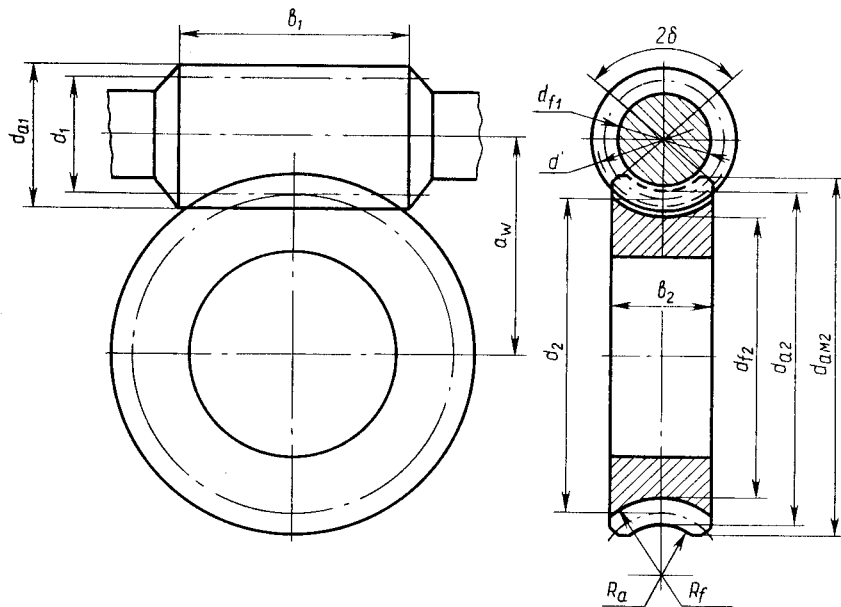


Рис. 4.4. Геометрические параметры червячной передачи

Значение модуля m округлить в большую сторону до стандартного:

m , мм	1-й ряд—2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16
	2-й ряд—3; 3,5; 6; 7; 12

При выборе модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

5. Из условия жесткости определить коэффициент диаметра червяка

$$q \approx (0,212 \dots 0,25) z_2.$$

Полученное значение q округлить до стандартного из ряда чисел:

q	1-й ряд—6,3; 8; 10; 12,5; 16
	2-й ряд—7,1; 9; 11,2; 14; 18

При выборе q 1-й ряд следует предпочитать 2-му. По ГОСТ 19672—74 допускается применять $q=7,5$ и 12. Чтобы червяк не был слишком тонким, q следует увеличивать с уменьшением m : тонкие червяки получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления.

6. Определить коэффициент смещения инструмента x :

$$x = (a_w/m) - 0,5(q + z_2).$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение x допускается до $-1 \leq x \leq +1$. Если при расчете x это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2 . При этом z_2 рекомендуется изменить в пределах 1...2 зубьев, чтобы не превысить допустимое отклонение передаточного числа Δu (см. п. 7), а значение q принять в пределах, предусмотренных формулой (см. п. 4).

7. Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = z_2/z_1; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%.$$

8. Определить фактическое значение межосевого расстояния a_w , мм:

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x).$$

9. Определить основные геометрические размеры передачи, мм.

При корригировании исполнительные размеры червяка не изменяются; у червячного колеса делительный d_2 и начальный d_{w2} диаметры совпадают, но изменяются диаметры вершин d_{a2} и впадин d_{f2} .

а) Основные размеры червяка:

делительный диаметр $d_1 = qm$;

начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x)$;

диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$;

диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4m$;

делительный угол подъема линии витков $\gamma = \arctg(z_1/q)$;

длина нарезаемой части червяка $b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m + C$, где x —коэффициент смещения (см. п. 6). При $x \leq 0$ $C=0$; при

$x > 0$ $C = 100 \frac{m}{z_2}$;

б) Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр $d_2 = d_{w2} = mz_2$;

диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$;

наибольший диаметр колеса $d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$;

диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$;

ширина венца: при $z_1 = 1$; 2 $b_2 = 0,355a_w$; при $z_1 = 4$ $b_2 = 0,315a_w$;

радиусы закруглений зубьев: $R_a = 0,5d_1 - m$; $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$;

условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ :

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

Угол 2δ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d' = d_{a1} - 0,5m$ с контуром венца колеса и может быть принят равным 90...120° (см. рис. 7.5).

Проверочный расчет

10. Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi),$$

где γ — делительный угол подъема линии витков червяка; φ — угол трения. Определяется в зависимости от фактической скорости скольжения $v_s = u_\varphi \omega_2 d_1 / (2 \cos \gamma \cdot 10^3)$ (табл. 4.9).

Значения u_φ , d_1 , мм; γ см. 4.3, п. 8, 9; ω_2 — угловая скорость вала червячного колеса, 1/с (см. табл. 2.5).

Таблица 4.9. Значения угла трения φ

v_s , м/с	φ	v_s , м/с	φ	v_s , м/с	φ
0,1	4°30'...5°10'	1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'
0,5	3°10'...3°40'	2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'

Примечание. Меньшие значения — для материалов группы I, большие — для групп II и III (см. табл. 3.5).

11. Проверить контактные напряжения зубьев колеса σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K \leq [\sigma]_H,$$

где а) $F_{t2} = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$ — окружная сила на колесе, Н;

б) K — коэффициент нагрузки. Принимается в зависимости от окружной скорости колеса $v_2 = \omega_2 d_2 / (2 \cdot 10^3)$, м/с: $K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с; $K = 1,1 \dots 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с;

в) $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, Н/мм². Уточняется по фактической скорости скольжения v_s (см. формулы табл. 3.6);

г) значения T_2 , Н·м; d_1 и d_2 , мм; v_s , м/с; ω_2 , 1/с (см. 4.3, пп. 1, 9, 10).

Допускается недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 15% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса (см. 3.2, табл. 3.5) и повторить весь расчет передачи.

12. Проверить напряжения изгиба зубьев колеса σ_F , Н/мм²:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_F,$$

где а) значения m , мм; b_2 , мм; F_{t2} , Н; K (см. 4.3, пп. 4, 9, 11);

б) Y_{F2} — коэффициент формы зуба колеса. Определяется по табл. 4.10 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Здесь γ — делительный угол подъема линии витков червяка (см. 4.3, п.9).

Таблица 4.10. Коэффициенты формы зуба Y_{F2} червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

в) $[\sigma]_F$ — допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса, Н/мм² (см. 3.2, п. 2).

При проверочном расчете σ_F получаются меньше $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

13. Составить табличный ответ к задаче 4 (табл. 4.11).

В графе «Примечание» к проверочному расчету указать процентное отклонение расчетных напряжений σ_H и σ_F от допускаемых $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$.

Таблица 4.11. Параметры червячной передачи, мм
Проектный расчет

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a_w		Ширина зубчатого венца колеса b_2	
Модуль зацепления m		Длина нарезаемой части червяка b_1	
Коэффициент диаметра червяка q		Диаметры червяка: делительный d_1 начальный d_{w1} вершин витков d_{a1} впадин витков d_{f1}	
Делительный угол подъема витков червяка γ			
Угол обхвата червяка венцом 2δ		Диаметры колеса: делительный $d_2 = d_{w2}$ вершин зубьев d_{a2} впадин зубьев d_{f2} наибольший d_{am2}	
Число витков червяка z_1			
Число зубьев колеса z_2			

Проверочный расчет

Параметр	Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечание
Коэффициент полезного действия η			
Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²			
Напряжения изгиба σ_F , Н/мм ²			

Характерные ошибки:

1. Неправильные вычисления.
2. Несоразмерность единиц в формулах при определении a_w ; d_{e2} ; m ; σ_H ; σ_F .
3. Неумение интерполировать.
4. Неправильно использованы таблицы.

ЗАДАЧА 5

РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ

- Цель: 1. Выполнить проектный расчет открытой передачи.
2. Выполнить проверочный расчет открытой передачи.

Расчет передач трением

Ременные передачи относятся к категории быстроходных передач, и поэтому в проектируемых приводах они приняты первой ступенью. Исходными данными для расчета ременных передач являются номинальная мощность $P_{ном}$ и номинальная

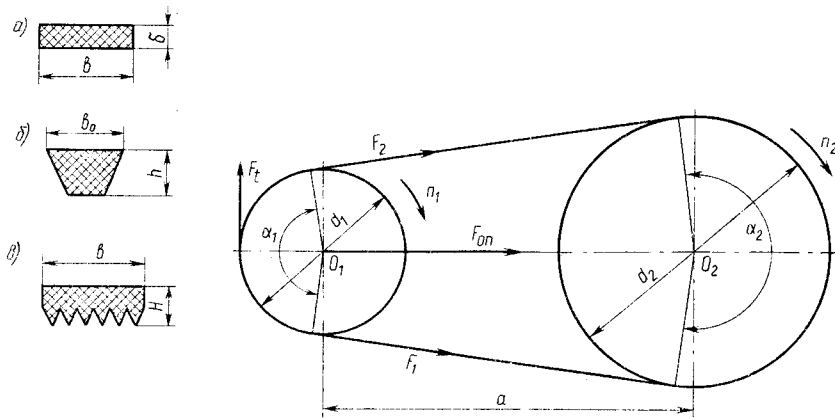


Рис. 5.1. Геометрические и силовые параметры ременной передачи. Сечение ремня:

a — плоского; b — клинового; $в$ — поликлинового

частота вращения $n_{ном}$ двигателя (см. табл. 2.5) или условия долговечности ремня. В разрабатываемых проектах конструируются ременные передачи открытого типа (оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении) с прорезиненными ремнями плоского, клинового и поликлинового сечений.

Расчет ременных передач проводится в два этапа: первый — проектный расчет с целью определения геометрических параметров передачи; второй — проверочный расчет ремней на прочность (рис. 5.1).

5.1. Расчет плоскоременной передачи

Проектный расчет

1. Определить диаметр ведущего шкива d_1^* , мм.

Из условия долговечности для проектируемых кордшнуровых ремней $d_1 \geq 70\delta$, где толщину ремня δ , мм, выбрать по табл. 5.1. Полученное значение d_1 округлить до ближайшего стандартного по табл. К40.

Таблица 5.1. Расчетные параметры кордшнурового прорезиненного ремня

δ , мм	d_1 , мм	σ_0 , Н/мм ²	$[k_0]$,** Н/мм ²
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	220	2	2,32

2. Определить диаметр ведомого шкива d_2^* , мм:

$$d_2 = u d_1 (1 - \epsilon),$$

где u — передаточное число открытой передачи (см. табл. 2.5); $\epsilon = 0,01 \dots 0,02$ — коэффициент скольжения. Полученное значение d_2 округлить до ближайшего стандартного по табл. К40.

3. Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d_1}{d_2(1 - \epsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 3\%.$$

4. Определить ориентировочное межосевое расстояние a , мм:

$$a \geq 1,5(d_1 + d_2).$$

* По стандарту диаметра шкивов d_1 и d_2 обозначены соответственно D_1 и D_2 (см. рис. табл. 10.23).

** Значения $[k_0]$ получены в результате обработки многочисленных кривых скольжения по заданным значениям δ , d_1 и σ_0 .

5. Определить расчетную длину ремня l , мм:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Полученное значение l , мм, принять по стандарту из ряда чисел: 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000.

6. Уточнить значение межосевого расстояния a по стандартной длине l

$$a = \frac{1}{8} \{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\}.$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0,01l$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0,025l$.

7. Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a.$$

Угол α_1 должен быть $\geq 150^\circ$.

8. Определить скорость ремня v , м/с:

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) \leq [v],$$

где d_1 и n_1 — соответственно диаметр ведущего шкива (см. п. 1) и его частота вращения (см. табл. 2.5); $[v] = 35$ м/с — допускаемая скорость.

9. Определить частоту пробегов ремня U , с⁻¹:

$$U = l/v \leq [U], \quad \leftarrow U = v/l \leq [U]$$

где $[U] = 15$ с⁻¹ — допускаемая частота пробегов; l — стандартная длина ремня, м.

Соотношение $U \leq [U]$ условно выражает долговечность ремня и его соблюдение гарантирует срок службы 1000...5000 ч.

Таблица 5.2. Значения поправочных коэффициентов C

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p				
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная
C_p	1	0,9	0,8	0,7

Примечание. При двухсменной работе C_p следует понижать на 0,1, при трехсменной — на 0,2.

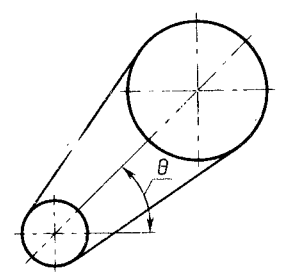
Продолжение табл. 5.2

Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве C_α								
Угол обхвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	—	—	—
	для клиновых и поли- клиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_v

Скорость ремня v , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6

Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ

Угол наклона θ , град		0...60	60...80	80...90
C_θ		1	0,9	0,8

Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_p к базовой l_0

Отношение l_p/l_0		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_l	для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	для клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива C_d

Диаметр шкива	15	20	40	60	90	120 и более
C_d	0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и утолщенными нитями плоского ремня $C_F=0,85$

Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z

Ожидаемое число ремней z	2...3	4...5	6
C_z	0,95	0,90	0,85

10. Определить окружную силу F_t , Н, передаваемую ремнем:

$$F_t = P_{\text{ном}} \cdot 10^3 / v,$$

где $P_{\text{ном}}$ — номинальная мощность двигателя, кВт (см. табл. 2.5); v — скорость ремня, м/с (см. п. 8).

11. Определить допускаемую удельную окружную силу $[k_n]$, Н/мм²:

$$[k_n] = [k_0] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d C_F,$$

где $[k_0]$ — допускаемая приведенная удельная окружная сила, Н/мм². Определяется по табл. 5.1 интерполированием в зависимости от диаметра ведущего шкива d_1 , C — поправочные коэффициенты (см. табл. 5.2).

12. Определить ширину ремня b , мм:

$$b = F_t / \delta [k_n].$$

Значения δ , мм; F_t , Н; $[k_n]$, Н/мм² (см. 5.1, пп. 1, 10,

11). Ширину ремня b округлить до стандартного значения:

b , мм	32	40	50	63	71	80	90	100
B , мм	40	50	63	71	80	90	100	112

Здесь B — стандартное значение ширины шкива (см. табл. 10.23).

13. Определить площадь поперечного сечения ремня A , мм²:

$$A = \delta b.$$

14. Определить силу предварительного натяжения ремня F_0 , Н:

$$F_0 = A \sigma_0,$$

где σ_0 , Н/мм² — предварительное напряжение (см. табл. 5.1).

15. Определить силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня, Н:

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2,$$

где F_t и F_0 см. пп. 10, 14.

16. Определить силу давления ремня на вал $F_{\text{оп}}$, Н:

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 \sin(\alpha_1/2),$$

где α_1 — угол обхвата ремнем ведущего шкива (см. 5.1, п. 7).

Проверочный расчет

17. Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм²:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_n + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где а) σ_1 — напряжения растяжения, Н/мм²;

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} \text{ — в плоском и поликлиновом ремне;}$$

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA} \text{ — в клиновом ремне.}$$

Значения F_t , Н; A , мм²; F_0 , Н; z (см. 5.1, пп. 10, 13, 14; 5.2, пп. 13, 14, 15; табл. К31);

б) σ_n — напряжения изгиба, Н/мм²;

$$\sigma_n = E_n \frac{\delta}{d_1} \text{ — в плоском ремне; } \sigma_n = E_n \frac{h}{d_1} \text{ — в клиновом;}$$

$$\sigma_n = E_n \frac{H}{d_1} \text{ — в поликлиновом.}$$

Здесь $E_n = 80 \dots 100$ /мм² — модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней; h и H — соответственно высота сечения клинового и поликлинового ремней (см. табл. К31); d_1 , мм (см. 5.1, п. 1; 5.2, п. 3); δ , мм (см. 5.1, п. 1);

в) $\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6}$ — напряжения от центробежных сил, Н/мм².

Здесь ρ — плотность материала ремня, кг/м³;
 $\rho = 1000 \dots 1200$ кг/м³ — для плоских ремней;
 $\rho = 1250 \dots 1400$ кг/м³ — для клиновых и поликлиновых; v , м/с (см. 5.1, п. 8; 5.2, п. 10);

г) $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение растяжения, Н/мм²;

$[\sigma]_p = 8$ Н/мм² — для плоских и поликлиновых ремней;

$[\sigma]_p = 10$ Н/мм² — для клиновых.

Если получится $\sigma_{\text{max}} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

18. Составить табличный ответ к задаче 5 (табл. 5.3).

Таблица 5.3. Параметры плоскоременной передачи, мм

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип ремня		Число пробегов ремня U , 1/с	
Межосевое расстояние a		Диаметр ведущего шкива d_1	
Толщина ремня δ		Диаметр ведомого шкива d_2	
Ширина ремня b		Максимальное напряжение $\sigma_{\max}$, Н/мм ²	
Длина ремня l		Начальное натяжение ремня F_0 , Н	
Угол обхвата ведущего шкива α_1 , град		Сила давления ремня на вал $F_{оп}$, Н	

5.2. Расчет клиноременной и поликлиноременной передач

Проектный расчет

1. Выбрать сечение ремня.

Тип проектируемой ременной передачи предусмотрен техническим заданием. Выбор сечения ремня произвести по номограмме (см. рис. 5.2...5.4) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом, P_1 , кВт (номинальная мощность двигателя $P_{ном}$), и его частоты вращения n_1 , об/мин (номинальная частота вращения двигателя $n_{ном}$, см. табл. 2.5). При этом клиновые ремни нормального сечения О применять только для передач мощностью до 2 кВт.

2. Определить минимально допустимый диаметр ведущего шкива d_{1min} , мм, по табл. 5.4 в зависимости от вращающего момента на валу двигателя $T_{дв}$, Н·м (см. табл. 2.5), и выбранного сечения ремня.

3. Задаться расчетным диаметром ведущего шкива d_1 . В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d_1 на 1...2 порядка выше d_{1min} из стандартного ряда (см. табл. К40).

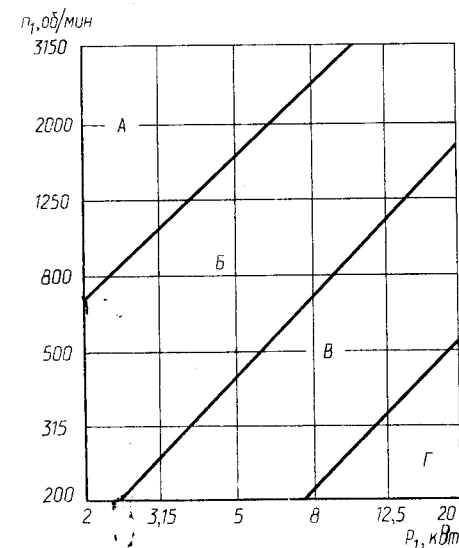


Рис. 5.2. Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

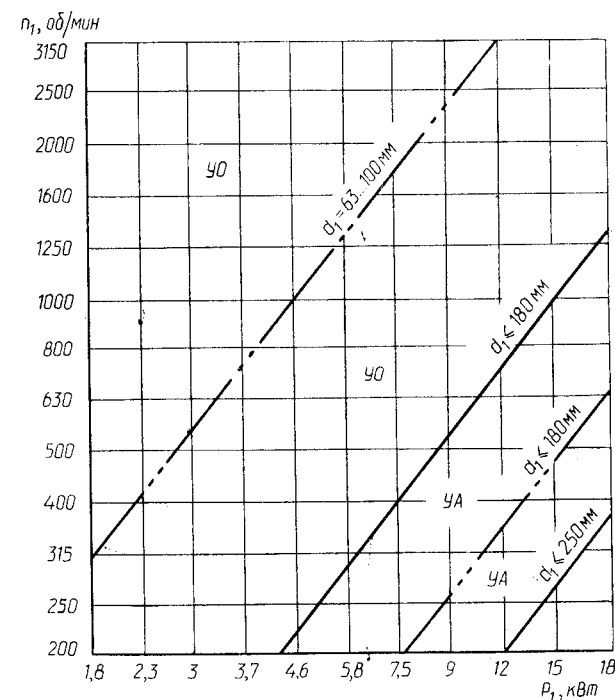


Рис. 5.3. Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

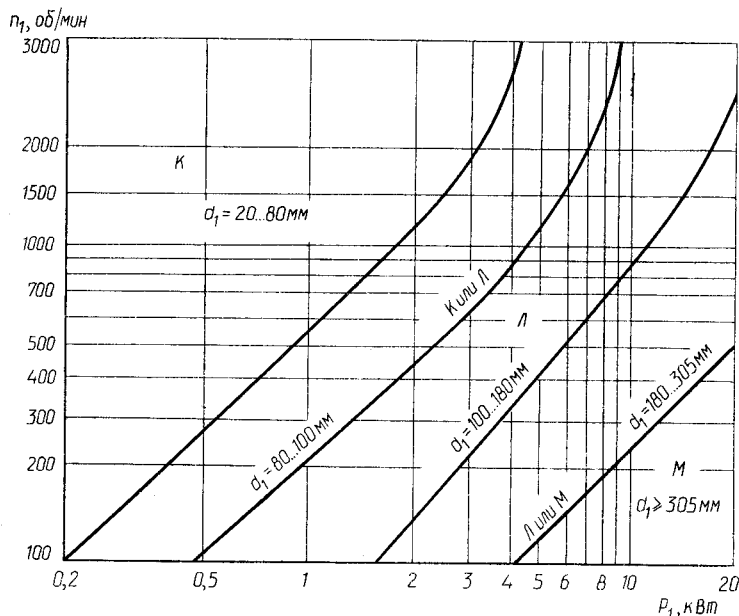


Рис. 5.4. Номограмма для выбора поликлиновых ремней

Таблица 5.4. Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения			Узкого сечения			Поликлиновые		
	О	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
Вращающий момент, Н·м	< 30	15...60	50...150	< 150	90...400	300...2000	< 40	18...400	> 130
$d_{1\min}$, мм	63	90	125	63	90	140	40	80	180

4. Определить диаметр ведомого шкива d_2 , мм:

$$d_2 = d_1^* u (1 - \varepsilon),$$

где u — передаточное число открытой передачи (см. табл. 2.5); ε — коэффициент скольжения (см. 5.1, п. 2). Полученное значение d_2^* округлить до ближайшего стандартного по табл. К40.

* По стандарту расчетные диаметры d_1 и d_2 обозначены соответственно d_{p1} и d_{p2} (см. рис. табл. 10.23).

5. Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 3\%.$$

6. Определить ориентировочное межосевое расстояние a , мм:

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h(H),$$

где $h(H)$ — высота сечения клинового (поликлинового) ремня (см. табл. К31).

7. Определить расчетную длину ремня l , мм:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Значение l округлить до ближайшего стандартного по табл. К31.

8. Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине

$$a = \frac{1}{8} \{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \}.$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на 0,01 l для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на 0,025 l .

9. Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

10. Определить скорость ремня v , м/с:

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) \leq [v],$$

где d_1 и n_1 — соответственно диаметр ведущего шкива, мм (см. п. 3), и его частота вращения, об/мин (см. табл. 2.5); $[v]$ — допускаемая скорость, м/с; $[v] = 25$ м/с — для клиновых ремней; $[v] = 40$ м/с — для узких клиновых и поликлиновых ремней.

11. Определить частоту пробегов ремня U , с⁻¹: $U = l/v \leq [U]$, где $[U] = 30$ с⁻¹ — допускаемая частота пробегов.

Соотношение $U \leq [U]$ условно выражает долговечность ремня и его соблюдение гарантирует срок службы — 1000...5000 ч.

Таблица 5.5. Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем, узким клиновым ремнем, поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Тип ремня	Сечение; l_0 , мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клино-вой	О 1320	63	—	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	—	—
		71	—	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	—
		80	—	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	—
		90	—	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	—	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	—	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	—	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
		100	—	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
		112	—	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	—	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	—	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	—	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	—	0,95	1,39	2,26	2,80	—	—	—
		140	—	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
		160	—	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	—	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	—	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	—	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Узкий клиновой	УО 1600	63	—	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	—	—
		71	—	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—
		80	—	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	—
		90	—	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	—	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	—	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
	УА 2500	125	—	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85
		90	—	1,08	1,56	2,57	—	—	—	—
		100	—	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	—	—
		112	—	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—
		125	—	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10
		140	—	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
	УБ 3550	160	—	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
		140	—	1,96	2,95	5,00	6,37	—	—	—
		160	—	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	—
		180	—	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	—	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	—	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1
Поликли-новой	К 710	40	0,65	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	—	—
		45	0,7	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	—
		50	0,76	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	—
		63	0,85	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8

Продолжение табл. 5.5

Тип ремня	Сечение; l_0 , мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Поликли-новой	К 710	71	0,88	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
		80	0,92	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
		90	0,95	1,35	2,15	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7
		100	0,97	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1
	Л 1600	80	1,9	2,57	3,9	6,4	7,9	8,3	—	—
		90	2,2	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	—	—
		100	2,3	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	—
		112	2,54	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	—
	М 2240	125	2,7	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
		140	2,9	4,04	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
		180	7,1	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
		200	7,7	10,56	16,3	27,7	35,8	30,3	40,4	35,4
		224	8,5	11,67	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3

12. Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями $[P_n]$, кВт: $[P_n] = [P_0] C_p C_\alpha C_l C_z$ — клиновым ремнем; $[P_n] = [P_0] C_p C_\alpha C_l$ — поликлиновым, где $[P_0]$ — допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями, кВт, выбирается из табл. 5.5 в зависимости от типа ремня, его сечения, скорости V , м/с, и диаметра ведущего шкива d_1 , мм (см. пп. 1, 3, 10); C — поправочные коэффициенты (см. табл. 5.2).

13. Определить количество клиновых ремней или число клиньев поликлинового ремня z :

комплект клиновых ремней число клиньев поликлинового ремня

$$z = P_{\text{ном}} / [P_n]; \quad z = 10 P_{\text{ном}} / [P_n],$$

где $P_{\text{ном}}$ — номинальная мощность двигателя, кВт (см. табл. 2.5); $[P_n]$ — допускаемая мощность, передаваемая ремнями, кВт (см. п. 12).

В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принять число клиновых ремней $z \leq 5$ из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения; число клиньев поликлинового ремня выбирают по табл. К31.

При необходимости уменьшить расчетное количество ремней (число клиньев) z следует увеличить диаметр ведущего шкива d_1 или перейти на большее сечение ремня.

14. Определить силу предварительного натяжения F_0 , Н:

одного клинового ремня поликлинового ремня

$$F_0 = \frac{850 P_{\text{ном}} C_l}{z v C_\alpha C_p}; \quad F_0 = \frac{850 P_{\text{ном}} C_l}{v C_\alpha C_p},$$

где значения v , м/с; $P_{\text{ном}}$, кВт; z см. 5.1, пп. 10, 13; C_p , C_α , C_l см. табл. 5.2.

15. Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем F_t , Н:

$$F_t = P_{\text{ном}} \cdot 10^3 / v,$$

где значения $P_{\text{ном}}$, кВт и v , м/с, см. п. 14.

16. Определить силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей, Н:

одного клинового ремня поликлинового ремня

$$F_1 = F_0 + F_t / 2z; \quad F_1 = F_0 + F_t / 2;$$

$$F_2 = F_0 - F_t / 2z; \quad F_2 = F_0 - F_t / 2,$$

где значения F_0 и F_t , Н; z см. пп. 10, 14, 15.

17. Определить силу давления на вал $F_{\text{оп}}$, Н:

$F_{\text{оп}} = 2 F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$ — комплекта клиновых ремней; $F_{\text{оп}} = 2 F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$ — поликлинового ремня.

Проверочный расчет

18. Проверить прочность одного клинового или поликлинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм² (см. 5.1, п. 17).

19. Составить табличный ответ к задаче 5 (табл. 5.6).

Таблица 5.6. Параметры клиноременной (поликлиноременной) передачи, мм

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип ремня		Число пробегов ремня U , 1/с	
Сечение ремня		Диаметр ведущего шкива d_1	
Количество ремней (число клиньев) z		Диаметр ведомого шкива d_2	
Межосевое расстояние a		Максимальное напряжение σ_{max} , Н/мм ²	
Длина ремня l		Начальное напряжение ремня F_0 , Н/мм ²	
Угол обхвата малого шкива α , град		Сила давления ремня на вал $F_{\text{оп}}$, Н	

Характерные ошибки при расчете ременных передач:

1. Неправильные вычисления.
2. Неточность интерполирования при пользовании таблицами.
3. Неправильно определена допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, передаваемая одним клиновым или поликлиновым ремнем с десятью клиньями.
4. Неправильно выбраны коэффициенты C_p , C_α , C_v , C_θ ; C_l , C_z , C_d .
5. Неправильно определены и выбраны оптимальное количество клиновых ремней или ребер поликлинового ремня z .
6. Неточность пользования номограммами для выбора требуемого сечения ремня.
7. Неправильно выбран рекомендуемый диаметр ведущего шкива d_1 .

Расчет передач зацеплением

В проектируемых приводах открытые передачи зацеплением являются второй ступенью. К ним относятся зубчатые (цилиндрические и конические) передачи и цепные передачи однорядной роликовой цепью по ГОСТ 13568—75 (табл. К32). Расчет передач зацеплением приводится в два этапа: первый — проектный с целью определения геометрических параметров передачи; второй — проверочный расчет зубьев зубчатых передач на выносливость по контактным и изгибным напряжениям и цепи цепной передачи на прочность и износостойкость (рис. 4.1, 4.3, 5.5).

5.3. Расчет открытых (цилиндрических и конических) зубчатых передач

Расчет открытых зубчатых передач проводят аналогично расчету закрытых зубчатых передач в такой последовательности:

1. Определить силовые и кинематические характеристики передачи по табл. 2.5.
2. Выбрать материалы зубчатой пары и определить допускаемые контактные и изгибные напряжения (см. задачу 3).
3. Выполнить проектный и проверочный расчеты передачи (см. задачу 4).

5.4. Расчет цепной передачи

Проектный расчет

1. Определить шаг цепи p , мм:

$$p = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_z}{v z_1 [P_n]}},$$

где а) T_1 — вращающий момент на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора), Н·м (см. табл. 2.5);

б) K_z — коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи (табл. 5.7):

$$K_z = K_d K_c K_\beta K_{\text{рег}} K_p;$$

Таблица 5.7. Значения поправочных коэффициентов K

Условия работы передачи			Коэффициент	
			обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная		K_d	1 1,2... 1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Нажимными звездочками Нерегулируемые передачи		$K_{рег}$	1 0,8 1,25
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	$\theta = 0...40$	k_θ	1,15
		$\theta = 40...90$		1,05
		$\theta \leq 60$ $\theta > 60$	K_θ	1 1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от насоса) Капельный Периодический		K_c	0,8 1 1,5
Режим работы	Односменная Двухсменная Трехсменная		K_p	1 1,25 1,5

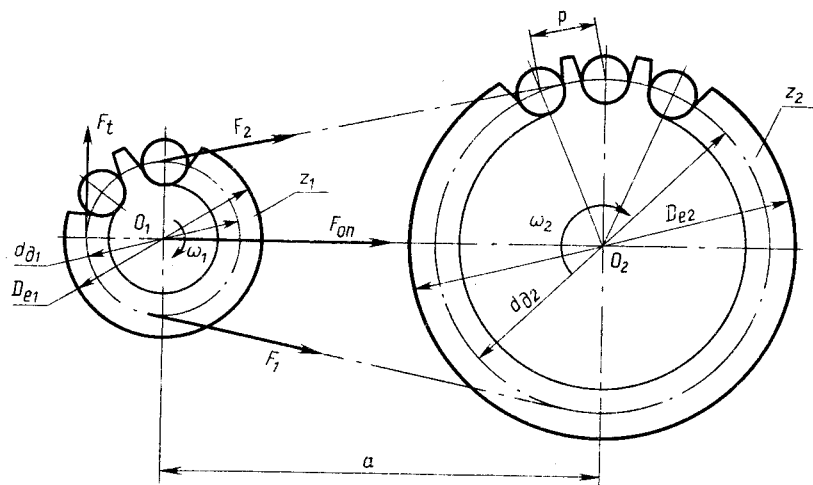


Рис. 5.5. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Таблица 5.8. Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, Н/мм²

Шаг цепи p , мм	При частоте вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	—	—	—

в) z_1 — число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 = 29 - 2u,$$

где u — передаточное число цепной передачи (см. табл. 2.5).

Полученное значение z_1 округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев ведомой звездочки z_2 (см. п. 2) и четным числом звеньев цепи l_p (см. п. 5) обеспечит более равномерное изнашивание зубьев и шарниров;

г) $[p_u]$ — допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм², зависит от частоты вращения ведущей звездочки z_1 , об/мин (частоты вращения тихоходного вала редуктора — см. табл. 2.5), ожидаемого шага цепи и выбирается из табл. 5.8. Допускаемое давление $[p_u]$ можно определить и по скорости цепи v , м/с, полагая, что она будет того же порядка, что и скорость тягового органа рабочей машины (см. ТЗ):

v , м/с,	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p_u]$, Н/мм ²	32	28	25	21	17	14	12	10

д) v — число рядов цепи. Для однорядных цепей типа ПР $v = 1$.

Полученное значение шага p округлить до ближайшего стандартного по табл. К32.

2. Определить число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 u.$$

Полученное значение z_2 округлить до целого нечетного числа. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено: $z_2 \leq 120$.

3. Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u :

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%.$$

4. Определить оптимальное межосевое расстояние a , мм. Из условия долговечности цепи $a = (30...50)p$, где p — стан-

дартный шаг цепи (см. 5.3, п. 1). Тогда $a_p = \frac{a}{p} = 30 \dots 50$ — межосевое расстояние в шагах.

5. Определить число звеньев цепи l_p :

$$l_p = 2a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a_p}.$$

Полученное значение l_p округлить до целого четного числа.

6. Уточнить межосевое расстояние a_p в шагах:

$$a_i = 0,25 \left\{ l_p - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0,5(z_2 + z_1)]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\}.$$

Полученное значение a_p не округлять до целого числа.

7. Определить фактическое межосевое расстояние a , мм:

$$a = a_p p.$$

Значение a не округлять до целого числа. Так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на $0,01a$, то для этого при монтаже передачи надо предусмотреть возможность уменьшения действительного межосевого расстояния на $0,005a$. Таким образом, монтажное межосевое расстояние $a_m = 0,995a$.

8. Определить длину цепи l , мм:

$$l = l_p p.$$

Полученное значение l не округлять до целого числа.

9. Определить диаметры звездочек, мм.

Диаметр делительной окружности:

ведущей звездочки ведомой звездочки

$$d_{\partial 1} = p \sin \frac{180^\circ}{z_1}; \quad d_{\partial 2} = p \sin \frac{180^\circ}{z_2}.$$

Диаметр окружности выступов:

ведущей звездочки ведомой звездочки

$$D_{e1} = p \left(K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right); \quad D_{e2} = p \left(K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

где $K = 0,7$ — коэффициент высоты зуба; K_z — коэффициент числа зубьев; $K_{z1} = \text{ctg } 180^\circ / z_1$ — ведущей звездочки, $K_{z2} = \text{ctg } 180^\circ / z_2$ — ведомой звездочки; $\lambda = p/d_1$ — геометрическая характеристика зацепления (здесь d_1 — диаметр ролика шарнира цепи — см. табл. К32).

Диаметр окружности впадин:

ведущей звездочки ведомой звездочки

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - (d_1 - 0,175 \sqrt{d_{\partial 1}}); \quad D_{i2} = d_{\partial 2} - (d_1 - 0,175 \sqrt{d_{\partial 2}}).$$

Проверочный расчет

10. Проверить частоту вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин:

$$n_1 \leq [n]_1,$$

где n_1 — частота вращения тихоходного вала редуктора, об/мин (на этом валу расположена меньшая звездочка), — см. табл. 2.5; $[n]_1 = 15 \cdot 10^3 / p$ — допускаемая частота вращения. Здесь p — в мм.

11. Проверить число ударов цепи о зубья звездочек U , с⁻¹:

$$U \leq [U],$$

где $U = 4z_1 n_1 / (60 l_p)$ — расчетное число ударов цепи; $[U] = 508 / p$ — допускаемое число ударов. Здесь p — в мм.

12. Определить фактическую скорость цепи v , м/с:

$$v = z_1 p n_1 / (60 \cdot 10^3),$$

где значения z_1 , p , мм; n_1 , об/мин, см. 5.3, пп. 1, 10.

13. Определить окружную силу, передаваемую цепью F_t , Н:

$$F_t = P_1 \cdot 10^3 / v,$$

где P_1 — мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора), кВт (см. табл. 2.5); v , м/с (см. п. 12).

14. Проверить давление в шарнирах цепи p_n , Н/мм²:

$$p_n = F_t K_s / A \leq [p_n],$$

где а) значения K_s ; F_t , Н, см. пп. 1, 13;

б) A — площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм²:

$$A = d_1 b_3,$$

где d_1 и b_3 — соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи, мм (см. табл. К32);

в) допускаемое давление в шарнирах цепи $[p_n]$ уточняют в соответствии с фактической скоростью цепи v , м/с (см. 5.3, п. 1, г).

Пригодность рассчитанной цепи определяется соотношением $p_n \leq [p_n]$. Перегрузка цепи ($p_n > [p_n]$) не допускается. В таких случаях можно взять цепь типа ПР с большим шагом p и повторить проверку давления p_n в шарнире либо увеличить число зубьев ведущей звездочки z_1 рассчитываемой цепи и повторить расчет передачи.

15. Проверить прочность цепи. Прочность цепи удовлетворяется соотношением $S \geq [S]$, где $[S]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых (втулочных) цепей (см. табл. 5.9); S — расчетный коэффициент запаса прочности,

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_0 + F_v},$$

где а) F_p — разрушающая нагрузка цепи, Н, зависит от шага цепи p и выбирается по табл. К32;

б) F_t — окружная сила, передаваемая цепью, Н (см. п. 13); K_d — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (см. п. 1);

Таблица 5.9. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых (втулочных) цепей при $z_1 = 15...30$

Шаг p , мм	Частота вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	—
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	—	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	—	—	—
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	—	—	—	—

в) F_0 — предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (от ее силы тяжести), Н,

$$F_0 = K_f q a g,$$

где K_f — коэффициент провисания; $K_f = 6$ — для горизонтальных передач; $K_f = 3$ — для передач, наклонных к горизонту до 40° ; $K_f = 1$ — для вертикальных передач; q — масса 1 м цепи, кг/м (см. табл. К32); a — межосевое расстояние, м (см. п. 7); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения;

г) F_v — натяжение цепи от центробежных сил, Н; $F_v = q v^2$, где v , м/с — фактическая скорость цепи (см. п. 12).

16. Определить силу давления цепи на вал $F_{оп}$, Н:

$$F_{оп} = k_v F_t + 2 F_0,$$

где k_v — коэффициент нагрузки вала (см. табл. 5.7). При ударной нагрузке табличное значение k_v увеличить на 10...15%.

17. Составить табличный ответ к задаче 5 (табл. 5.10).

В графе «Примечание» указать результат выполнения условий проверочного расчета.

Характерные ошибки при расчете цепной передачи:

1. Неправильные вычисления.
2. Неправильно выбраны поправочные коэффициенты K и определен коэффициент эксплуатации K_s .
3. Неправильное интерполирование при выборе допускаемого давления в шарнирах цепи $[p_u]$ и коэффициента запаса прочности $[S]$.
4. Несоразмерность единиц F_t ; A ; $[p_u]$ при определении расчетного давления p_u .

Таблица 5.10. Параметры цепной передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип цепи		Диаметр делительной окружности звездочек:	
Шаг цепи p		ведущей d_{r1}	
Межосевое расстояние a		ведомой d_{r2}	
Длина цепи L		Диаметр окружности выступов звездочек:	
Число звеньев L_t		ведущей D_{e1}	
		ведомой D_{e2}	
Число зубьев звездочки:		Диаметр окружности впадин звездочки:	
ведущей z_1		ведущей D_{i1}	
ведомой z_2		ведомой D_{i2}	
Сила давления цепи на вал $F_{оп}$, Н			

Проверочный расчет

Параметр	Допускаемое значение	Расчетное значение	Примечание
Частота вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин			
Число ударов цепи U			
Коэффициент запаса прочности s			
Давление в шарнирах цепи p_u , Н/мм ²			

НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

- Цель: 1. Определить силы в зацеплении редукторной передачи.
2. Определить консольные силы.
3. Построить силовую схему нагружения валов.

Редукторные валы испытывают два вида деформации — изгиб и кручение. Деформация кручения на валах возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны двигателя и рабочей машины. Деформация изгиба валов вызывается силами в зубчатом (червячном) зацеплении закрытой передачи и консольными силами со стороны открытых передач и муфт.

6.1. Определение сил в зацеплении закрытых передач

В проектируемых приводах конструируются цилиндрические косозубые редукторы с углом наклона зуба $\beta = 8...16^\circ$, конические редукторы с круговым зубом — $\beta = 35^\circ$, червячные редукторы с углом профиля в осевом сечении червяка $2\alpha = 40^\circ$ (см. рис. 13.11). Угол зацепления принят $\alpha = 20^\circ$.

На рис. 6.1...6.3 даны схемы сил в зацеплении цилиндрической, конической и червячной передач при различных направлениях наклона зубьев (витка червяка) и вращения двигателя. За точку приложения сил принимают точку зацепления в средней плоскости колеса (червяка).

Значения сил определить по табл. 6.1.

6.2. Определение консольных сил

В проектируемых приводах конструируются открытые зубчатые цилиндрические и конические передачи с прямыми зубьями, а также ременные и цепные передачи, определяющие консольную нагрузку на выходные концы валов. Кроме того, консольная нагрузка вызывается муфтами, соединяющими двигатель с редуктором или редуктор с рабочей машиной.

Схема сил в зацеплении открытых зубчатых прямозубых передач такая же, как и для закрытых (исключая силу F_a в цилиндрическом прямозубом зацеплении); угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Определение направления консольных сил со стороны передач гибкой связью и муфт $F_{оп}$, F_m см. 6.3, п. 7.

Значения консольных сил определить по табл. 6.2.

Таблица 6.1. Силы в зацеплении закрытой передачи

Вид передачи	Силы в зацеплении	Значение силы, Н	
		на шестерне (червяке)	на колесе
Цилиндрическая косозубая	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{a2}$	$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta$
Коническая круговым зубом	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,857d_{e2}}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{t1} \gamma_r$	$F_{r2} = F_{a1}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{t1} \gamma_a$	$F_{a2} = F_{r1}$
Червячная	Окружная	$F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha$
	Осевая	$F_{a1} = F_{t2}$	$F_{a2} = F_{t1}$

Примечание. Величины, входящие в формулы для определения сил: T_1 и T_2 — вращающие моменты на быстроходном и тихоходном валах редуктора, Н (см. табл. 2.5); d_1 , d_2 и d_{e2} — делительные диаметры червяка и колеса червячной (цилиндрической) передачи и внешний делительный диаметр колеса конической, мм (см. табл. 4.5, 4.8, 4.11); β — угол наклона зубьев цилиндрических колес (см. табл. 4.6); $\gamma_r = (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$ — коэффициент радиальной силы; $\gamma_a = (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$ — коэффициент осевой силы, где δ_1 — угол делительного конуса шестерни (см. табл. 4.8).

Таблица 6.2. Консольные силы

Вид открытой передачи	Характер силы по направлению	Значение силы, Н	
		на шестерне	на колесе
Цилиндрическая прямозубая	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha$
Коническая прямозубая	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,857d_{e2}}$
	Радиальная	$F_{r1} = 0,36 F_{t1} \cos \delta_1$	$F_{r2} = F_{a1}$

Продолжение табл. 6.2

Вид открытой передачи	Характер силы по направлению	Значение силы, Н	
		на шестерне	на колесе
Коническая прямозубая	Осевая	$F_{a1} = 0,36 F_{t1} \sin \delta_1$	$F_{a2} = F_{r1}$
Плоскоременная	Радиальная	$F_{оп} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$ (см. табл. 5.3)	
Клиноременная	»	$F_{оп} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$ (см. табл. 5.6)	
Поликлиноре- менная	»	$F_{оп} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$ (см. табл. 5.6)	
Цепная	»	$F_{оп} = k_p F + 2F_0$ (см. табл. 5.10)	
Муфта	»	На быстроходном валу	На тихоходном валу
		$F_{м1} = 50\sqrt{T_1} \dots 125\sqrt{T_1}$	$F_{м2} = 125\sqrt{T_2}$ — для зубчатых редукторов; $F_{м2} = 250\sqrt{T_2}$ — для червячных

Примечания: 1. Величины, входящие в формулы для определения консольных сил: T_2 для открытых зубчатых передач — вращающий момент на приводном валу рабочей машины, на котором установлено колесо, Н (см. табл. 2.5); T_1 и T_2 для муфт — вращающий момент на быстроходном и тихоходном валах редуктора, Н (см. табл. 2.5); d_2 — делительный диаметр цилиндрического колеса, мм (см. табл. 4.5); d_{e2} — внешний делительный диаметр конического колеса; δ_1 — угол делительного конуса шестерни, град (см. табл. 4.8). 2. Консольная сила от муфты F_m предварительно рассчитывается по ГОСТ 16162—85. Фактическое значение F_m определяется после выбора муфты при разработке конструктивной компоновки привода (см. 10.7). 3. На схемах нагружения валов консольные силы проставляются с индексом «оп» (см. рис. 6.6).

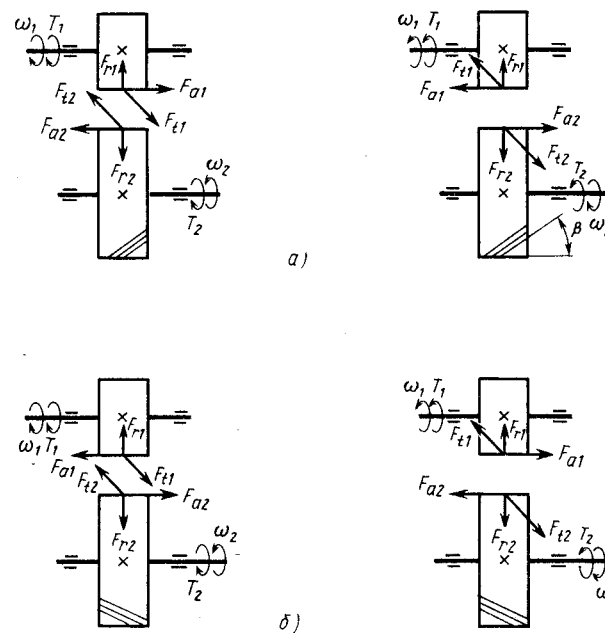


Рис. 6.1. Схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи: а — направление линии зуба колеса — левое, шестерни — правое; б — колеса — правое, шестерни — левое

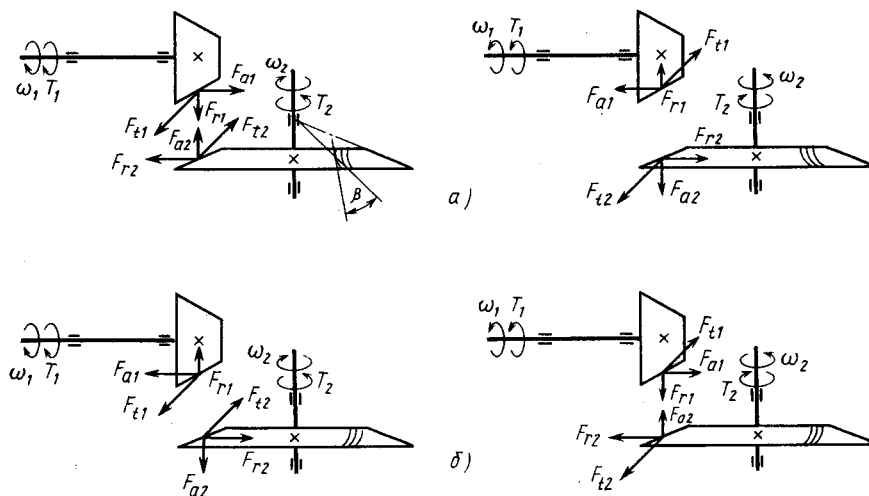


Рис. 6.2. Схема сил в зацеплении конической передачи с круговым зубом и прямозубой: а — направление линии зуба колеса — левое, шестерни — правое; б — колеса — правое, шестерни — левое

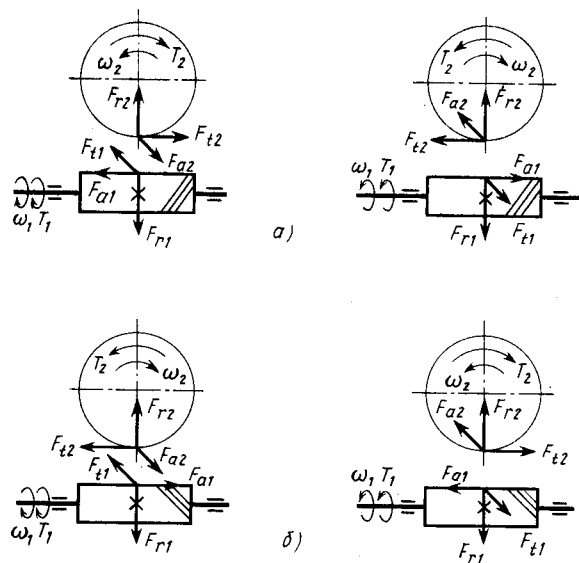


Рис. 6.3. Схема сил в зацеплении червячной передачи:
а — направление линии витка червяка левое; б — правое

6.3. Силовая схема нагружения валов редуктора

Силовая схема нагружения валов имеет целью определить направление сил в зацеплении редукторной пары, консольных сил со стороны открытых передач и муфты, реакций в подшипниках, а также направление вращающих моментов и угловых скоростей валов.

Схема выполняется на миллиметровой бумаге формата А4 карандашом и должна содержать: название схемы; силовую схему нагружения валов в изометрии; координатную систему осей X , Y , Z для ориентации схемы; основную надпись (форма 2а, см. табл. 14.2); таблицу силовых и кинематических параметров передачи (см. рис. 6.4...6.6).

Рекомендуется следующий порядок выполнения силовой схемы:

1. Наметить расположение элементов силовой схемы в соответствии с кинематической схемой привода (см. задачу 1).

2. Произвольно расположить и разноцветно вычертить аксонометрические оси X , Y , Z (под углом 120°): векторы сил в зацеплении, консольных сил и реакций в подшипниках изобразить цветом соответствующей оси.

3. Вычертить в произвольных размерах (соблюдая пропорции) валы, подшипники, редукторную пару, элемент открытой

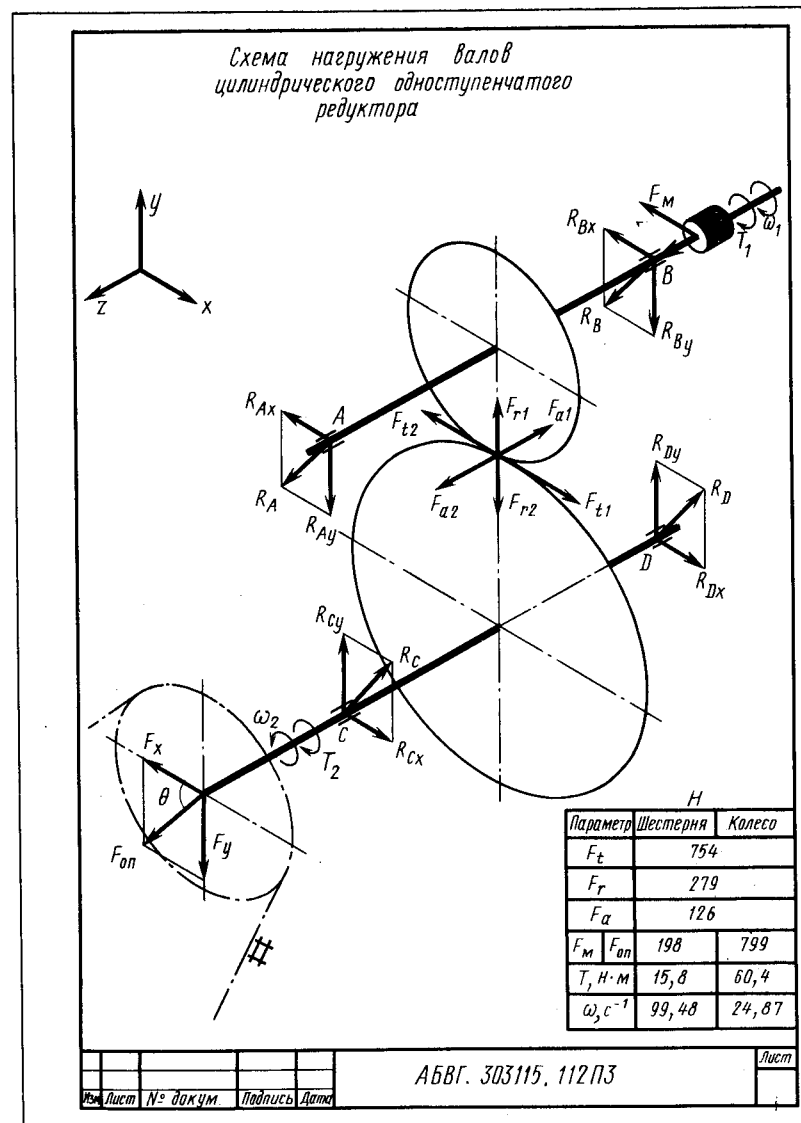


Рис. 6.4. Пример схемы нагружения валов цилиндрического одноступенчатого редуктора

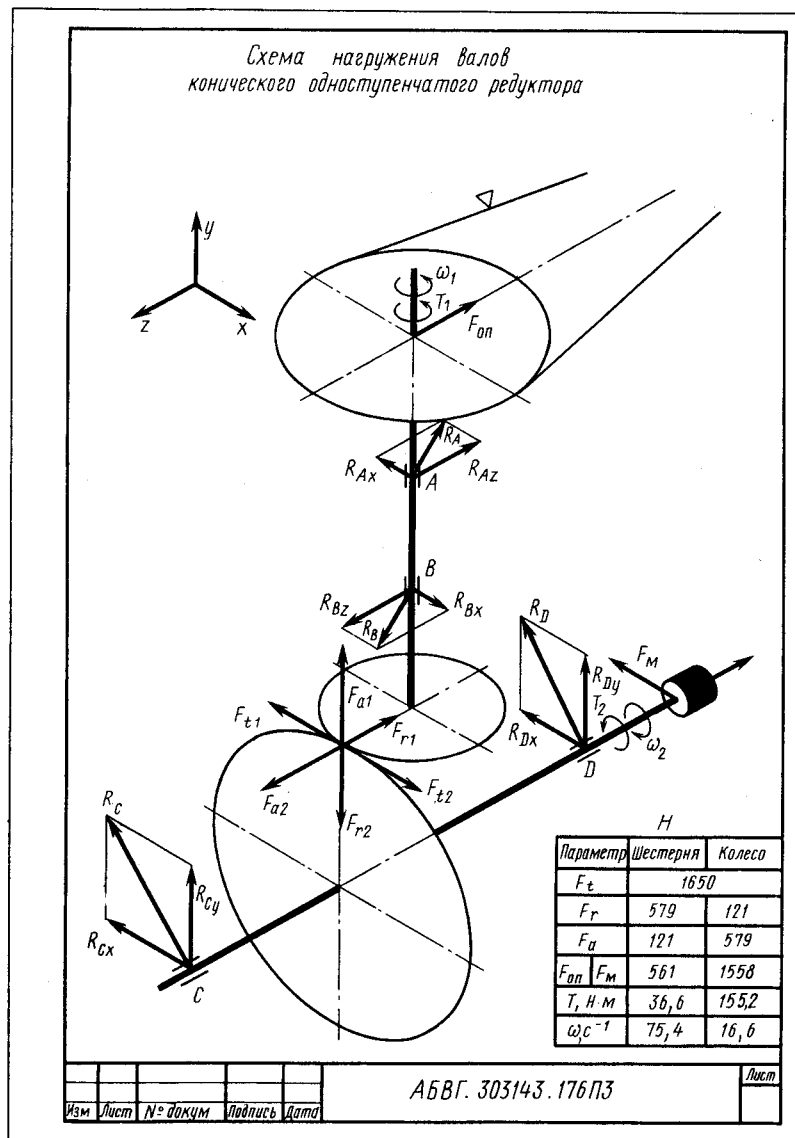


Рис. 6.5. Пример схемы нагружения валов конического одноступенчатого редуктора

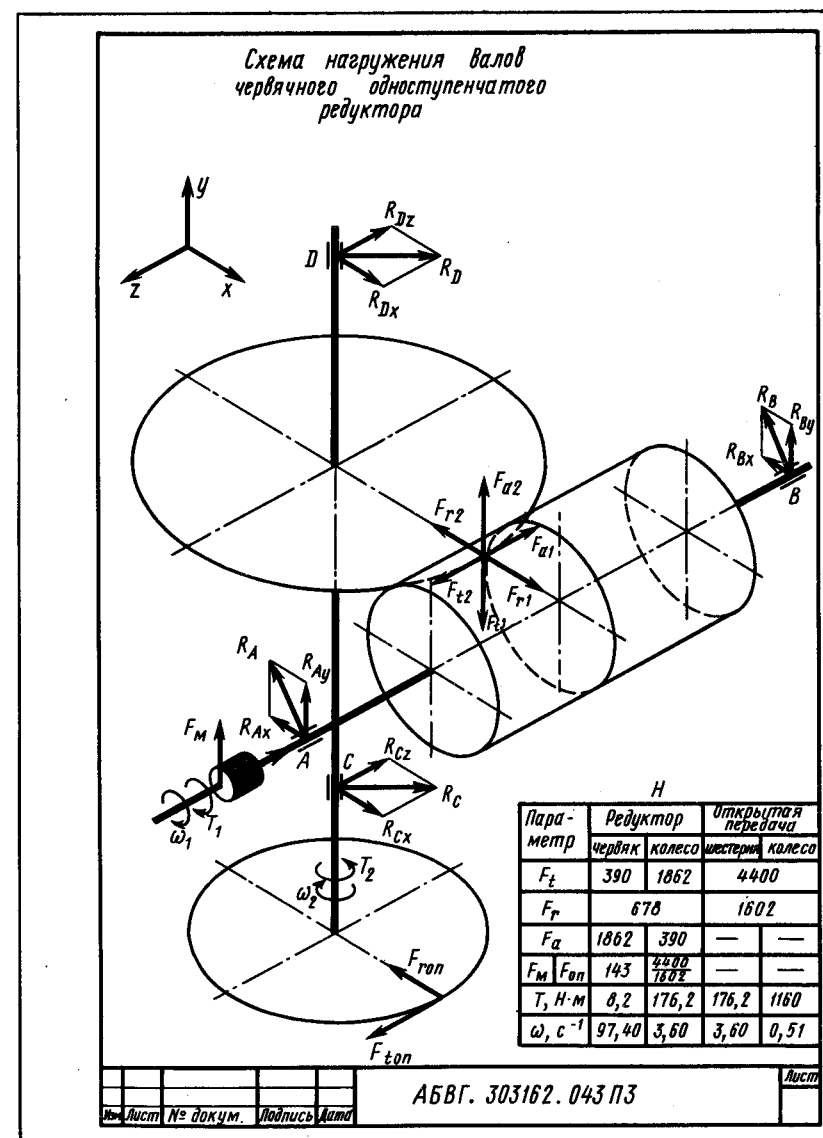
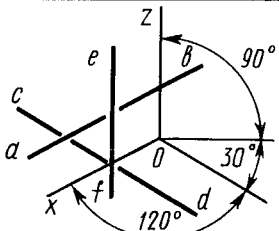
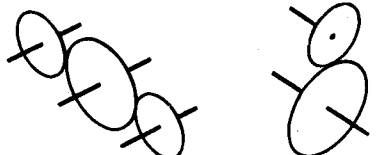
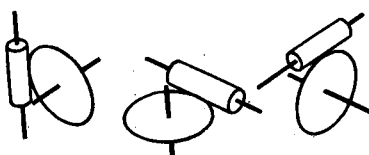
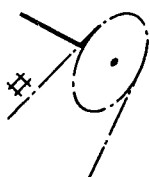
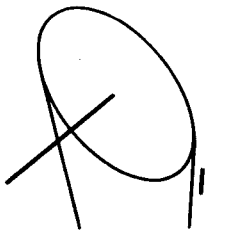
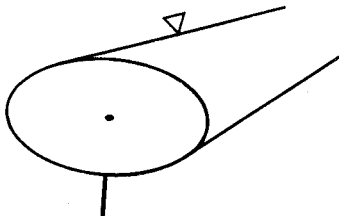


Рис. 6.6. Пример схемы нагружения валов червячного одноступенчатого редуктора

передачи и муфты в соответствии с условными обозначениями по ГОСТ 2.770—68 (табл. 6.3). Обозначить подшипники: *A* и *B*—на быстроходном валу, *C* и *D*—на тихоходном.

Таблица 6.3. Условные обозначения некоторых элементов машин и механизмов в схемах, вычерчиваемых в аксонометрических проекциях (ГОСТ 2.770—68)

 Вал, валик, стержень, ось и т. п.	 Подшипники вала
 Передача цилиндрическая зубчатыми колесами внешнего зацепления	 Передача червячная
 Передача коническая зубчатыми колесами	 Передача цепная
 Передача плоским ремнем	 Передача клиновым (поликлиновым) ремнем
 Знак неподвижности кинематического элемента	 Муфта необратимой передачи

4. Выбрать направление винтовой линии колес (червяка). В цилиндрических косозубых передачах принять шестерню с левым зубом, колесо—с правым; в конических передачах с круговыми зубьями—шестерню с правым зубом, колесо—с левым; направление витков червяка в червячной передаче—правое (см. рис. 6.1...6.3).

5. Определить направление вращения быстроходного и тихоходного валов редуктора (ω_1 и ω_2) по направлению вращения двигателя.

Направление вращения двигателя выбрать в соответствии с направлением вращения приводного вала рабочей машины. Если привод реверсивный, то направление вращения двигателя можно выбрать произвольно. В приводах с коническими редукторами при правом зубе шестерни направление вращения двигателя следует принять по ходу часовой стрелки, если смотреть со стороны вершины делительного конуса шестерни (см. рис. 6.2); возникающая при этом осевая сила на шестерне F_{a1} будет направлена к основанию делительного конуса, что исключит заклинивание зубьев в процессе зацепления.

6. Определить направление сил в зацеплении редукторной пары в соответствии с выбранным направлением винтовой линии и вращения валов: на шестерне (червяке)— F_{t1}, F_{r1}, F_{a1} и на колесе F_{t2}, F_{r2}, F_{a2} (см. рис. 6.1...6.3). Силы F_{t1} и F_{t2} направлены так, чтобы моменты этих сил уравновешивали вращающие моменты T_1 и T_2 , приложенные к валам редуктора со стороны двигателя и рабочей машины: F_{t1} направлена противоположно вращению шестерни, F_{t2} —по направлению вращения колеса.

7. Определить направление консольных сил на выходных концах валов (см. рис. 6.4...6.6).

а) Направление сил в открытых зубчатых передачах определить так же, как в редукторных парах (см. п. 6).

б) Консольная сила от ременной (цепной) передачи $F_{оп}$ перпендикулярна оси вала и в соответствии с положением передачи в кинематической схеме привода может быть направлена вертикально, горизонтально или под углом к горизонту. Если проектным заданием предусмотрено наклонное положение передачи (под углом θ), то силу $F_{оп}$ нужно разложить на вертикальную F_y и горизонтальную F_x составляющие (см. рис. 6.4) и определить их значения (см. рис. 8.1).

в) Консольная сила от муфты F_m перпендикулярна оси вала, но ее направление в отношении окружной силы F_t может быть любым (зависит от случайных неточностей монтажа муфты). Поэтому рекомендуется принять худший случай нагружения—направить силу F_m противоположно силе F_t , что увеличит напряжения и деформацию вала.

8. Определить направление радиальных реакций в подшипниках.

Радиальные реакции в подшипниках быстроходного и тихоходного валов направить противоположно направлению окружных (F_{t1} и F_{t2}) и радиальных (F_{r1} и F_{r2}) сил в зацеплении редукторной передачи. Точка приложения реакции — середина подшипника. При этом считать, что реакции от действия консольных нагрузок геометрически сложены с реакциями от сил в зацеплении. Реакции обозначить буквой R с индексом, указывающим данный подшипник и соответствующее направление координатной оси (R_{Ax} , R_{Cy} и т. п.).

9. Определить направление суммарных реакций в подшипниках геометрическим сложением радиальных реакций в вертикальной и горизонтальной плоскостях методом параллелограмма. Индекс обозначения суммарной реакции указывает данный подшипник (R_A , R_B и т. п.).

10. Составить табличный ответ к задаче 6. Конструкция таблицы зависит от вида передач, входящих в привод, и ее следует выполнить аналогично примерам на рис. 6.4...6.6.

Характерные ошибки:

1. Неправильные вычисления.
2. Несоразмерность единиц вращающего момента T и делительного диаметра d при определении окружной силы F_t .
3. Неправильно определены направления сил F_t , F_r , F_a в зацеплении редукторной пары и консольных нагрузок $F_{оп}$ и $F_{м}$.
4. Неправильно определены направления реакций в подшипниках.
5. Не соблюдены требования ЕСКД при выполнении силовой схемы.
6. Небрежно выполнены схемы.

ЗАДАЧА 7

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

- Цель: 1. Выбрать материал валов.
2. Выбрать допускаемые напряжения на кручение.
3. Выполнить проектный расчет валов на чистое кручение.
4. Выбрать предварительно тип подшипника.
5. Разработать эскизную компоновку редуктора (общий вид).*

Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость. Они испытывают сложную деформацию — совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие в сравнении с напряжениями от кручения и изгиба, то их обычно не учитывают.

Расчет редукторных валов производится в два этапа: 1-й — проектный (приближенный) расчет валов на чистое кручение; 2-й — проверочный (уточненный) расчет валов на прочность по напряжениям изгиба и кручения (см. 11, п. 4).

* Эскизная компоновка редуктора (общий вид) выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.119—73.

7.1. Выбор материала валов

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х.

Механические характеристики сталей для изготовления валов определяют по табл. 3.2.

7.2. Выбор допускаемых напряжений на кручение

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т. е. при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяют заниженными: $[\tau]_к = 10...20 \text{ Н/мм}^2$. При этом меньшие значения $[\tau]_к$ — для быстроходных валов, большие $[\tau]_к$ — для тихоходных.

7.3. Определение геометрических параметров ступеней валов

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей (см. рис. 7.1).

Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l (см. табл. 7.1).

7.4. Предварительный выбор подшипников качения

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

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

1. В соответствии с табл. 7.2 определить тип, серию и схему установки подшипников.
2. Выбрать типоразмер подшипников по величине диаметра d внутреннего кольца, равного диаметру второй d_2 и четвертой d_4 ступеней вала под подшипники.
3. Выписать основные параметры подшипников: геометрические размеры — d , D , $B(T, c)$; динамическую C_r и статическую C_{r0} грузоподъемности. Здесь D — диаметр наружного кольца подшипника; B — ширина шарикоподшипников; T и c — осевые размеры роликоподшипников.

Таблица 7.1. Определение размеров ступеней валов одноступенчатых редукторов, мм

Ступень вала и ее параметры d, l	Вал-шестерня коническая (см. рис. 7.1, в)	Вал-шестерня цилиндрическая (см. рис. 7.1, б)	Вал-червяк (см. рис. 7.1, а)	Вал колеса (см. рис. 7.1, з)
1-я под элемент открытой передачи или полумуфту	d_1	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 [\tau]_k}}$, где $M_k = T$ — крутящий момент, равный вращающему моменту на валу, Н·м (см. табл. 2.5); $[\tau]_k$ (см. 7.2)		
2-я под уплотнение крышки с отверстием и подшипник	l_1	$l_1 = (0,8...1,5)d_1$ — под звездочку; $l_1 = (1,2...1,5)d_1$ — под шкив; $l_1 = (1,0...1,5)d_1$ — под шестерню; $l_1 = (1,0...1,5)d_1$ — под полумуфту		
3-я под шестерню, колесо	d_2	$d_2 = d_1 + 2t$ — только под уплотнение	$d_2 = d_1 + 2t$	$l_3 \approx 1,25d_2$
	l_2	$l_2 \approx 0,6d_4$ — только под уплотнение	$l_2 \approx 1,5d_2$	
	d_3	$d_3 = d_4 + 3,2r$; возможно $d_3 \leq d_{f1}$; при $d_3 > d_{a1}$ принять $d_3 = d_{a1}$ (см. 10.2, п. 3, в)	$d_3 = d_2 + 3,2r$; возможно $d_3 \leq d_{f1}$; при $d_3 > d_{a1}$ принять $d_3 = d_{a1}$ (см. 10.2, п. 3, б)	$d_3 = d_2 + 3,2r$
4-я под подшипник	l_3	l_3 определить графически на эскизной компоновке (см. 7.5, п. 5)		
	d_4	$d_4 = d_5 + (2...4)$ мм	$d_4' = d_2$	
	l_4	l_4 определить графически	$l_4 = B$ — для шариковых подшипников (см. табл. К27, К28); $l_4 = T$ — для роликовых конических подшипников (см. табл. К29, К30)	

5-я
упорная или под резьбу

d_5
 d_5 под резьбу
определить в зависимости от d_2 по табл. 10.11

Не конструируют

l_5
 $l_5 \approx 0,4d_4$

$d_5 = d_3 + 3f$; ступень можно заменить распорной втулкой (см. 10.1, п. 4; 10.2, п. 5, рис. 10.13)

l_5 определить графически (см. 7.5, п. 5)

Примечания: 1. Значения высоты буртика t , ориентировочные величины фаски ступицы f и координаты фаски подшипника r определить в зависимости от диаметра ступени d :

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

2. Диаметр d_1 выходного конца быстрого конца вала, соединенного с двигателем через муфту, определить по соотношению $d_1 = (0,8...1,2)d_{1(вв)}$, где $d_{1(вв)}$ — диаметр выходного конца вала ротора двигателя (см. табл. К10).

3. Диаметры d_2 и d_4 под подшипник округлить до ближайшего значения диаметра внутреннего кольца подшипника d (см. табл. К27—К30).

4. Диаметры и длины ступеней (кроме d_2 и d_4 под подшипник) округлить до ближайшего стандартного значения из ряда $Ra40$ (см. табл. 13.15).

5. При конструировании валов размеры диаметров и длин ступеней уточняются (см. 10.2).

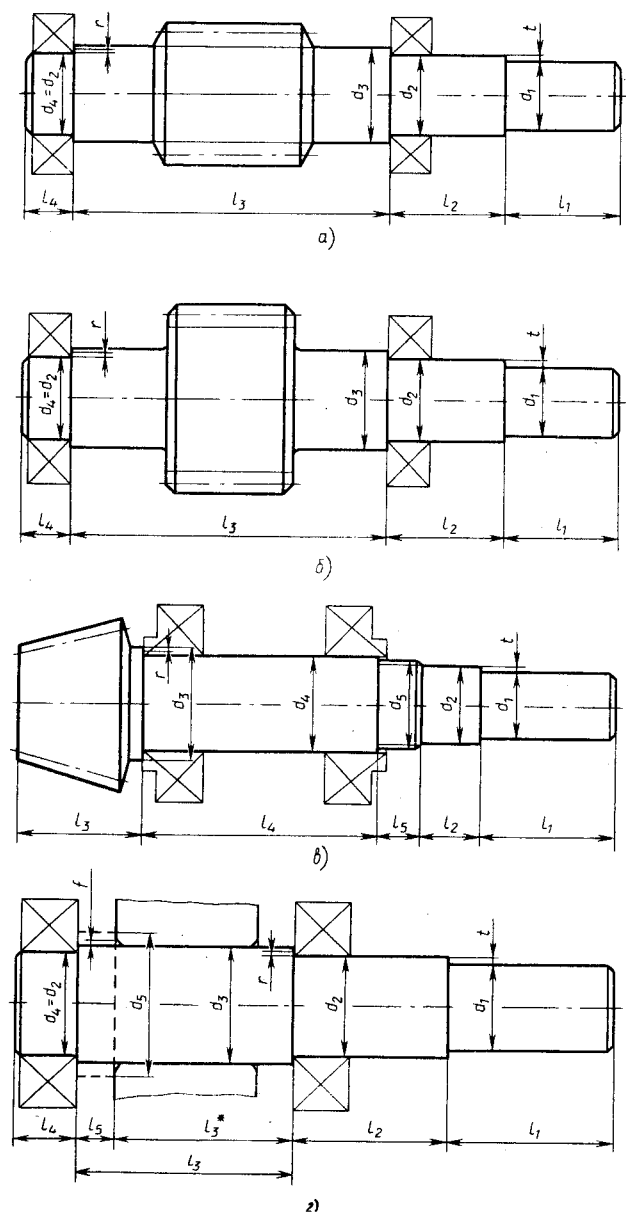


Рис. 7.1. Типовые конструкции валов одноступенчатых редукторов:
 а — быстроходный — червячного; б — быстроходный — цилиндрического; в — быстроходный — конического; г — тихоходный (l_3^* — в коническом редукторе)

Таблица 7.2. Предварительный выбор подшипников

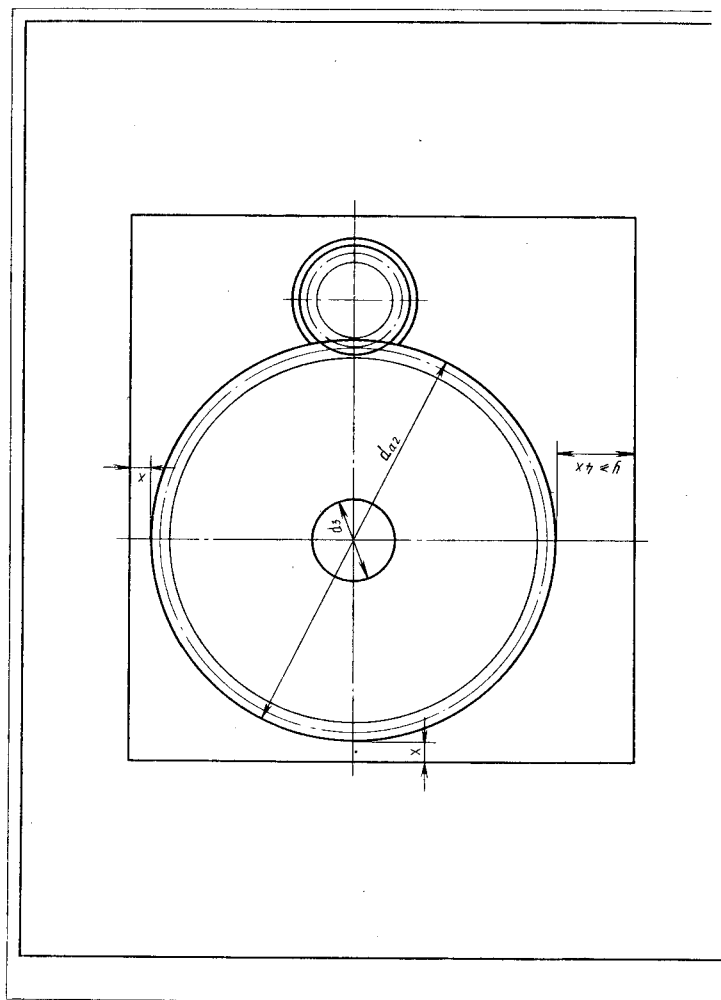
Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя (легкая)	—	1 (с одной фиксирующей опорой)
	Т	При $\frac{F_a}{R_r} \leq 0,25$ — радиальные шариковые однорядные; при $\frac{F_a}{R_r} > 0,25$ — роликовые конические типа 7000	Легкая (средняя) Легкая	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000	3 (враспор)
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27 000, при $n_1 < 1500$ об/мин	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27 000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46 000	4 (врастяжку)
	Т	Радиально-упорные шариковые типа 46 000 при $n_1 \geq 1500$ об/мин	Легкая		3 (враспор)
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46 000; роликовые конические типа 27 000; радиальные шариковые однорядные при $a_w > 160$ мм	Средняя	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27 000; $\alpha = 12^\circ$ для типа 36 000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46 000	2 (с одной фиксирующей опорой)
	Т	Конические роликовые типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36 000 при $a_w \leq 160$ мм	Средняя		3 (враспор)
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		

Примечания: 1. Радиальные шариковые однорядные подшипники (табл. К27); радиально-упорные шарикоподшипники (табл. К28); конические роликоподшипники (табл. К29, К30).
 2. Описание схем установок подшипников см. 10.4, п. 1.

7.5. Эскизная компоновка редуктора

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

Эскизная компоновка выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД на миллиметровой бумаге формата А2, А1



карандашом в контурных линиях в масштабе 1:1 и должна содержать: эскизное изображение редуктора в двух проекциях, таблицу размеров, основную надпись — форма 1 (см. рис. 7.2...7.4; А1...А18; табл. 14.1...14.2). Эскизную компоновку редуктора рекомендуется выполнить в такой последовательности:

1. Наметить расположение проекций компоновки в соответствии с кинематической схемой привода (см. Т31...Т318) и наибольшими размерами колес.

2. Провести оси проекций и осевые линии валов.

В цилиндрическом и червячном редукторах оси валов

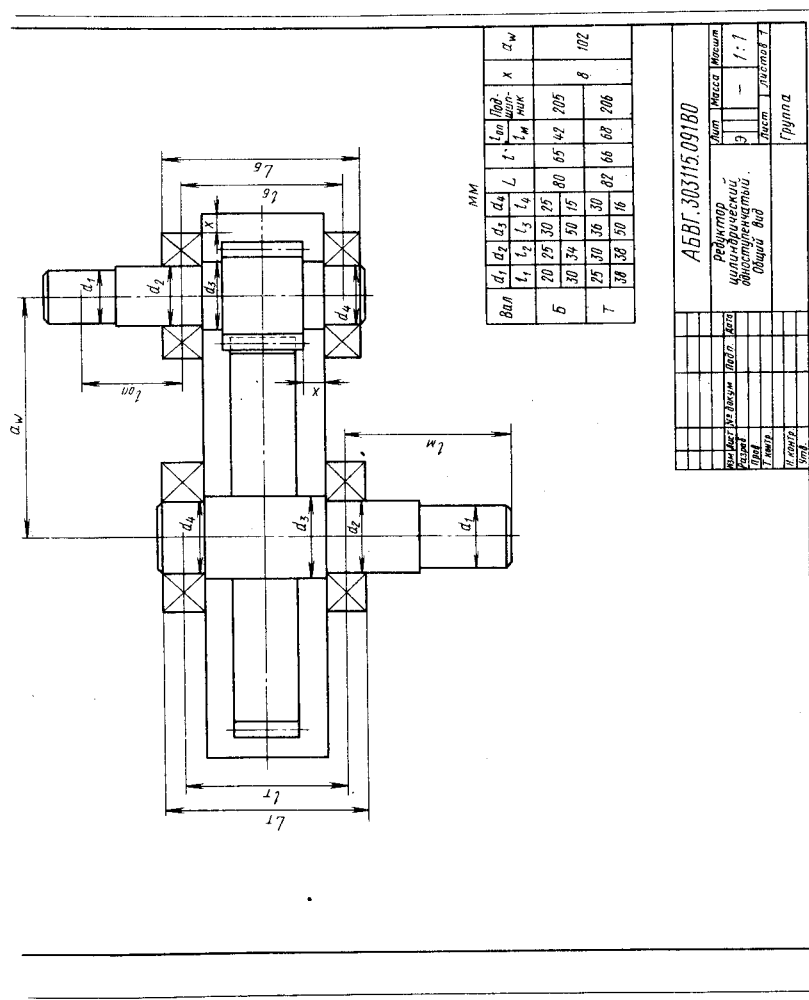


Рис. 7.2. Пример эскизной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора

провести на межосевом расстоянии друг от друга, при этом в цилиндрическом редукторе оси параллельны, а в червячном — скрещиваются под углом 90° . В коническом редукторе оси валов пересекаются под углом 90° .

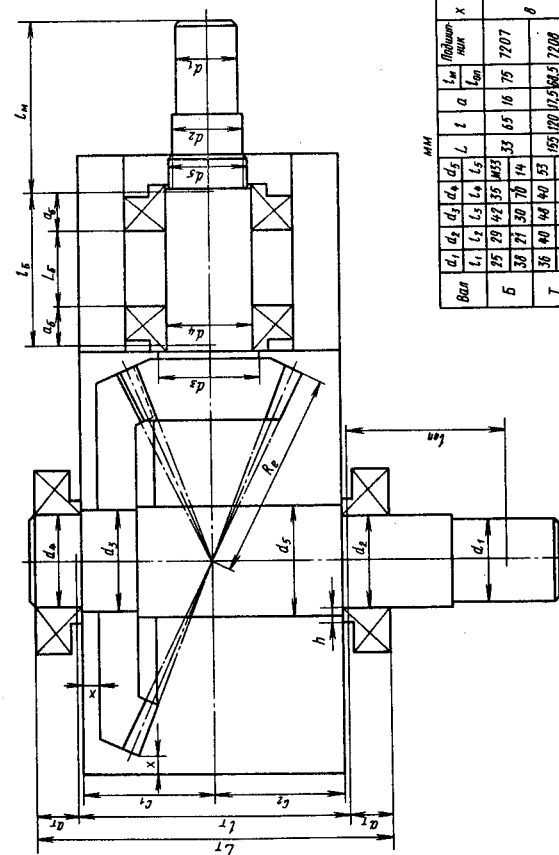
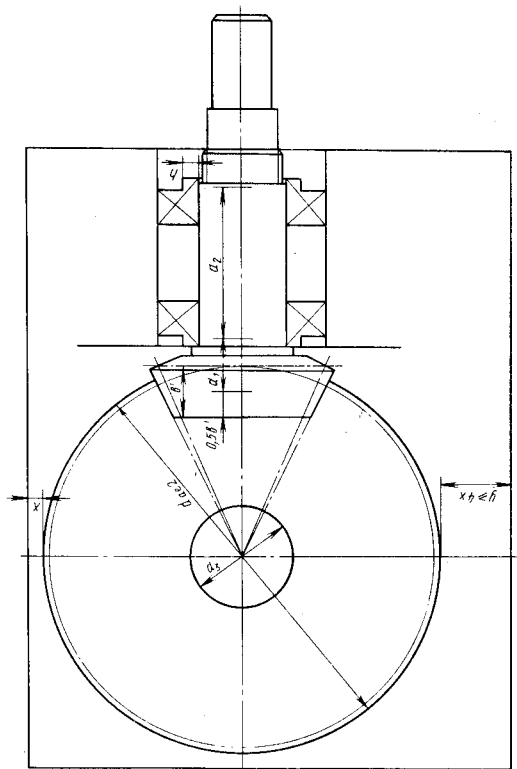
3. Вычертить редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными в результате проектного расчета (см. рис. 7.2...7.4, построение зацепления пары см. рис. 7.5):

а) для цилиндрического колеса и шестерни — d_1 , d_2 , d_{a1} , d_{a2} , b_1 , b_2 (см. табл. 4.5; рис. 7.5, а);

б) для конического колеса и шестерни — R_e , d_{e1} , d_{e2} , δ_1 , δ_2 ; $h_{ae}=m_{te}$, $h_{f2}=1,2m_{te}$, b , b_3 (см. табл. 4.8; рис. 7.5, б);

в) для червячного колеса и нарезанной части червяка — d_{w2} , d_{am2} , b_2 , d_{w1} , d_{a1} , d_{f1} , b_1 , 2δ (см. табл. 4.11; рис. 7.5, в).

4. Для предотвращения задевания поверхностей вращающихся колес за внутренние стенки корпуса контур стенок провести с зазором $x=8...10$ мм; такой же зазор предусмотреть между подшипниками и контуром стенок. Расстояние y между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов принять $y \geq 4x$. В конических редукторах



Вал	d_1, d_2, d_3, d_4, d_5					L	t_1, t_2, t_3, t_4, t_5					t	a	$t_{\text{вход-выход}} \times$	R_2
	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5		t_1	t_2	t_3	t_4	t_5				
Б	25	29	42	35	433	33	65	16	75	7207					
Т	36	40	44	40	53	55	120	17	54	5708			8 93		

Действительный контур корпуса редуктора зависит от его кинематической схемы, размеров деталей передач способа транспортировки, смазки и т. п. и определяется при разработке

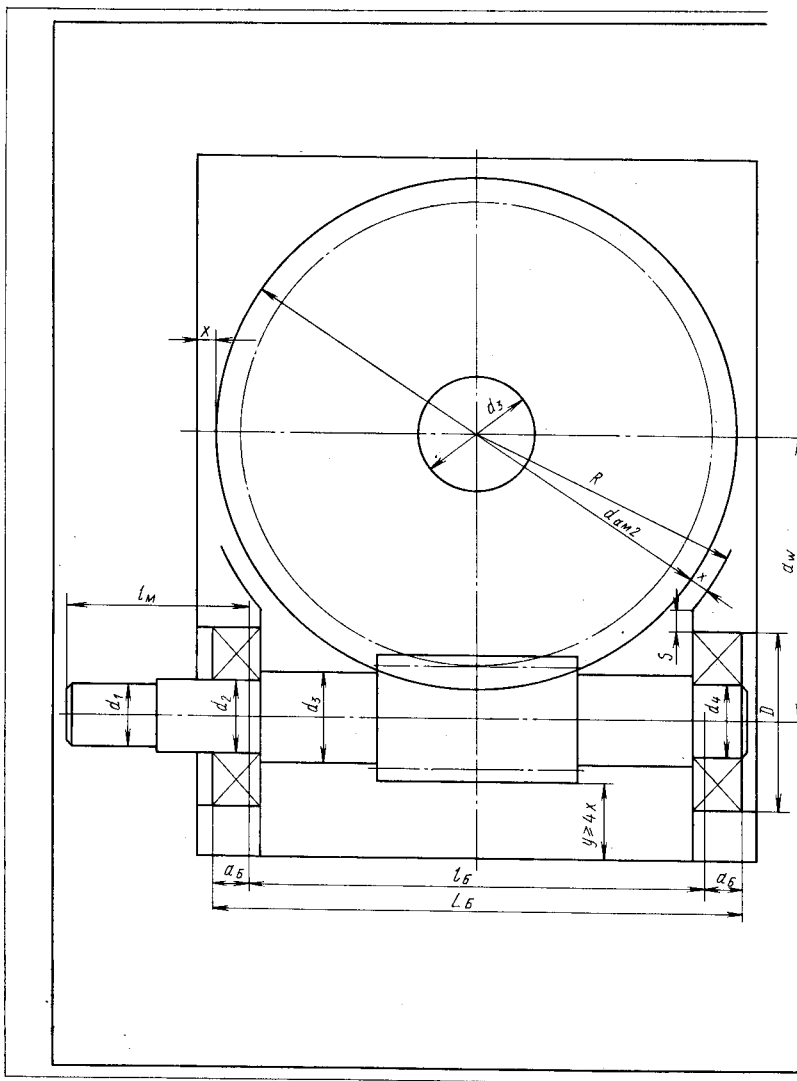
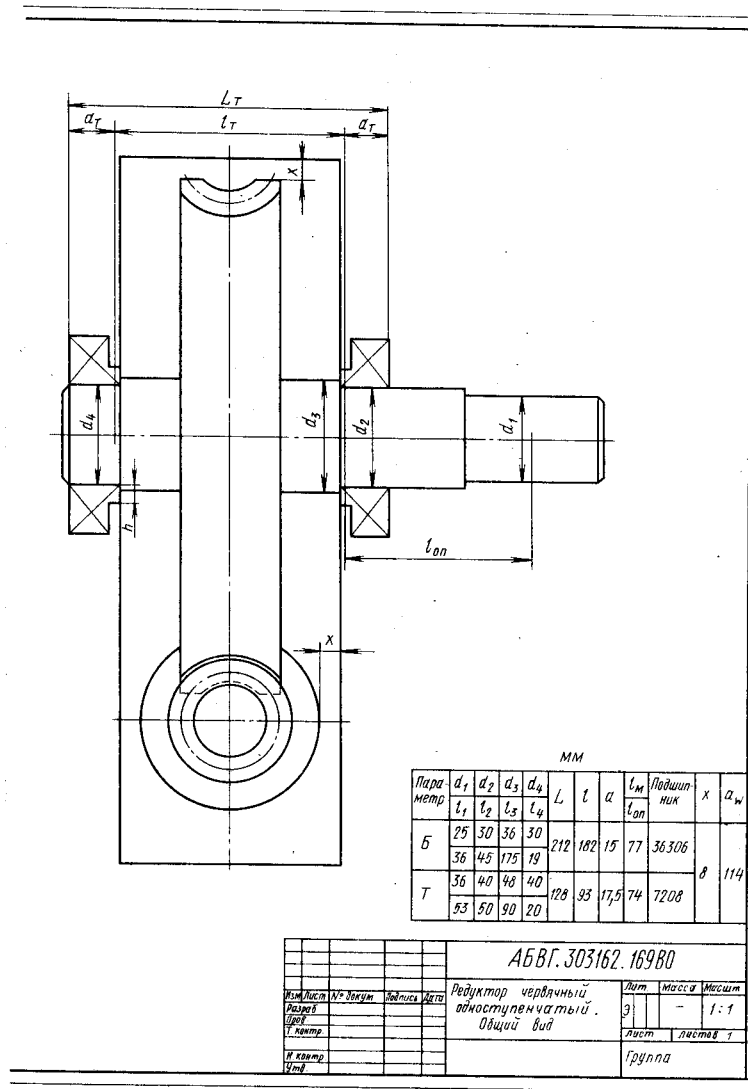


Рис. 7.4. Пример эскизной компоновки

5. Вычертить ступени вала на соответствующих осях по размерам d и l , полученным в проектном расчете валов (см. табл. 7.1):



червячного одноступенчатого редуктора

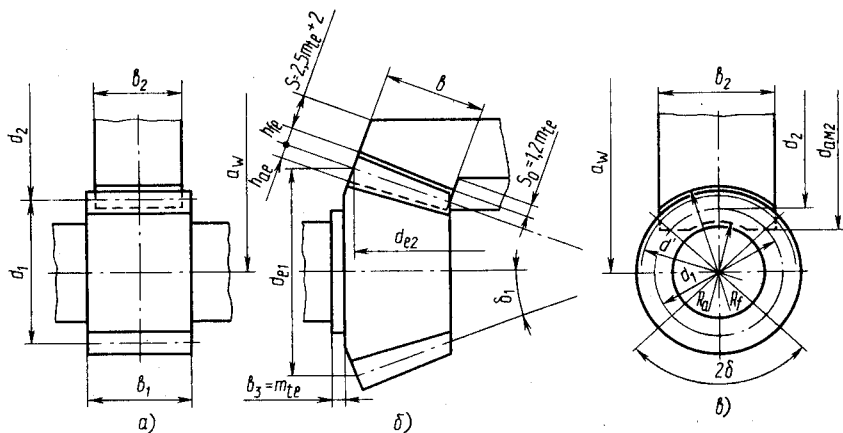


Рис. 7.5. Построение зацепления передач:
а — цилиндрической; б — конической; в — червячной

а) цилиндрический редуктор (см. рис. 7.2). Ступени валов вычертить в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получается конструктивно, как расстояние между противоположными стенками редуктора;

б) конический редуктор (см. рис. 7.3). Ступени тихоходного вала вычертить в последовательности от 5-й к 1-й. При этом длины 5-й и 3-й (l_5 ; l_3) ступеней вала получаются конструктивно. Третью ступень вала с насаженным колесом следует расположить противоположно от выходного конца вала с консольной нагрузкой, что обеспечит более равномерное распределение сил между подшипниками. Вычерчивание ступеней быстроходного вала зависит от положения подшипников на 4-й ступени (см. п. 6): нужно по величине a_B (см. п. 7) определить точку приложения реакции подшипника смежного с шестерней; затем отложить расстояние $a_2 \geq 2,5a_1$, найти точку приложения реакции второго подшипника и определить его положение. Остальные ступени вычертить в такой же последовательности, как и ступени тихоходного вала;

в) червячный редуктор (см. рис. 7.4). Ступени тихоходного вала вычертить в последовательности от 3-й к 1-й. При этом длина 3-й ступени l_3 получится конструктивно, как расстояние между противоположными стенками редуктора. Вычерчивание ступеней быстроходного вала зависит от положения 2-й и 4-й ступеней, которое определяется построением подшипников (см. п. 6) через дугу радиуса $R = d_{am2}/2 + x$, отверстие под подшипниковый узел с диаметром наружного кольца D и размер $S = (0,1 \dots 0,2)D$. Остальные ступени вычертить в такой же последовательности, как и ступени тихоходного вала.

6. На 2-й и 4-й ступенях вычертить контуры подшипников по размерам d , D , B (T , c) в соответствии со схемой их установки (см. табл. 7.2). Для конических роликоподшипников $h \approx \frac{1}{3} \left(\frac{D-d}{2} \right)$. Контуры — основными линиями, диагонали — тонкими.

7. Определить расстояния l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов.

Радиальную реакцию подшипника R считать приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала (рис. 7.6):

а) для радиальных подшипников точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника, а расстояние между реакциями опор вала (рис. 7.6, а): $l = L - B$;

б) для радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается от средней плоскости, и ее положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца (рис. 7.6, а, б):

$$a = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \tan \alpha \right) \text{ — для радиально-упорных одно-} \\ \text{рядных шарикоподшипников;}$$

$$a = 0,5 \left(T + \frac{d+D}{3} e \right) \text{ — для конических однорядных} \\ \text{роликоподшипников.}$$

Здесь d , D , B , T — геометрические размеры подшипников; α — угол контакта; e — коэффициент влияния осевого нагружения (см. табл. 9.1).

Тогда при установке подшипников по схеме 3 (враспор) $l = L - 2a$ (рис. 7.6, а); при установке по схеме 4 (встыжку) $l = L + 2a$ (рис. 7.6, б).

Если подшипники установлены по схеме 2, то реакция R фиксирующей опоры, состоящей из сдвоенных однорядных радиально-упорных подшипников, приложена посередине между ними (предварительно предполагают, что работают оба ряда тел качения подшипников, см. рис. А6, А8). Тогда расстояние между точками приложения реакций в фиксирующей и плавающей опорах — $l = L - 0,5B$ (см. рис. 10.37).

8. Определить точки приложения консольных сил:

а) для открытых передач. Силу давления ременной, цепной передачи $F_{оп}$, силы в зацеплении зубчатых передач $F_{l,оп}$, $F_{a,оп}$, $F_{r,оп}$ принять приложенными к середине выходного конца вала на расстоянии $l_{оп}$ от точки приложения реакции смежного подшипника (см. рис. 7.2...7.4);

б) сила давления муфты F_m приложена между полумуфтами (см. рис. 10.1...10.3), поэтому можно принять, что в полумуфте