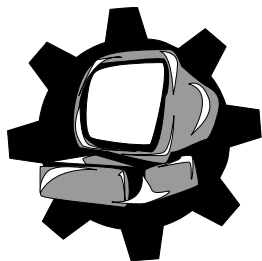


**ГОУВПО
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**



Кафедра «ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН»

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

**К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
"ДЕТАЛИ МАШИН" ("МЕХАНИКА. ДЕТАЛИ МАШИН",
"ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ")**

**(для студентов всех направлений подготовки бакалавриата и
специальностей специалитета)**

**Донецк
2018**

**ГОУВПО
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН»

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

**К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
"ДЕТАЛИ МАШИН" ("МЕХАНИКА. ДЕТАЛИ МАШИН"
("ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ"))**

**(для студентов всех направлений подготовки бакалавриата и
специальностей специалитета)**

**Донецк
2018**

УДК 681.81

Рекомендовано ученым советом ДонНТУ как учебно-методическое пособие для студентов всех направлений подготовки бакалавриата и специальностей специалитета (протокол № 7 от 23.10.2015 г.)

Учебно–методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине "Детали машин" ("Механика. Детали машин", "Основы конструирования") (для студентов всех направлений подготовки бакалавриата и специальностей специалитета)/ сост.: В.Г. Нечепаев, П.М. Матеко, В.А. Голдобин. – Донецк: ДонНТУ 2018. - 214 с.

В учебно-методическом пособии к выполнению курсового проекта по дисциплине "Детали машин" ("Основы конструирования") приведены рекомендации по объему, методике и последовательности выполнения отдельных разделов работы.

Приведен перечень стандартов, обязательных для использования, и список рекомендованных литературных источников.

Пособие может быть использовано студентами всех направлений подготовки бакалавриата и специальностей специалитета при выполнении курсовых и дипломных проектов как по традиционной методике, так и с использованием компьютерных технологий.

Авторы:

В.Г. Нечепаев, проф., д.т.н.
П.М. Матеко, доц.
В.А. Голдобин, ст. преп.

Ответственный за выпуск

В.Г. Нечепаев, д.т.н., проф.,
зав. каф. “ Основы
проектирования машин”

© Донецкий национальный технический университет, 2018 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
РАЗДЕЛ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ ДЕТАЛИ МАШИН. (ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ)	8
Глава 1. Место курсового проекта при изучении дисциплины детали машин (основы конструирования)	8
1.1. Цель курсового проектирования.....	8
1.2. Содержание курсового проекта.....	9
Глава 2. Общие сведения о редукторах.....	11
2.1. Общая характеристика.....	11
2.2. Классификация редукторов	11
2.3. Зубчатые редукторы.....	12
2.4. Червячные редукторы.....	14
РАЗДЕЛ II. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ	17
Глава 3. Определение исходных данных.....	17
3.1. Техническое задание на проектирование.....	17
3.2. Определение основных параметров привода и выбор электродвигателя.....	18
3.3. Исходные данные для расчетов передач привода.....	29
3.4. Пример определения основных параметров привода и выбор электродвигателя.....	31
Глава 4. Проектирование передач.....	39
4.1. Основные условные обозначения и исходные данные.....	40
4.2. Проектный расчет зубчатой передачи.....	42
4.3. Проверочный расчет зубчатых передач.....	58
4.4. Проектный и проверочный расчеты червячных передач.....	64
4.5. Конструирование зубчатых, червячных колес и червяков... ..	72
4.6. Примеры расчета зубчатых и червячных передач.....	77
Глава 5. Проектирование валов.....	88
5.1. Общие замечания.....	88
5.2. Проектный расчет вала.....	89
5.3. Примеры компоновки некоторых типов редукторов.....	98
5.4. Разработка расчетной схемы вала редуктора.....	98
5.5. Проверочный расчет вала на усталостную прочность.....	108
Глава 6. Выбор подшипников качения.....	131
6.1. Расчет долговечности подшипника качения	131

6.2. Приведенная нагрузка на подшипник при постоянной и переменной во времени внешней нагрузке.....	132
6.3. Определение осевой нагрузки на подшипники.....	134
6.4. Пример расчета подшипников качения	138
6.5. Смазывание подшипников качения	139
6.6. Рекомендации к выбору уплотнительных устройств.....	141
6.7. Проектирование подшипниковых узлов	144
Глава 7. Классификация, выбор и проверка муфт.....	151
7.1. Общие сведения.....	151
7.2. Муфты неуправляемые.....	153
7.3. Муфты сцепные (управляемые).....	159
7.4. Муфты самоуправляемые.....	165
7.5. Пример выбора и расчета зубчатой муфты.....	166
Глава 8. Проектирование корпусов редукторов.....	168
8.1. Проектирование основных конструктивных элементов.....	168
8.2. Конструирование вспомогательных элементов.....	175
8.3. Расчеты на прочность корпусных деталей.....	181
РАЗДЕЛ III. ОФОРМЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	182
Глава 9. Основные правила и примеры оформления текстовой части проекта.....	182
Глава 10. Основные правила и примеры оформления графической части проекта.....	190
10.1. Основные требования ЕСКД.....	190
10.2. Правила простановки допусков и посадок.....	190
10.3. Примеры оформления чертежей.....	194
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	200
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	202

ВВЕДЕНИЕ

Курсовым проектом по дисциплине "Детали машин" ("Основы конструирования" завершается этап изучения комплекса общеинженерных дисциплин. При выполнении курсового проекта на базе решения конкретной индивидуальной инженерной задачи – проектирование привода машины – закрепляются знания, которые получены при изучении теоретического курса.

Основное содержание пособия опирается на курс лекций, который излагается в Донецком национальном техническом университете применительно к модели обучения общеинженерным дисциплинам, разработанной на кафедре "Основы проектирования машин".

Главной особенностью указанной модели обучения общеинженерным дисциплинам является ее построение на основе методов активного обучения в сквозной интегрированной компьютерной среде высокотехнологического специализированного программного обеспечения, адаптированного к проведению учебного процесса.

В процессе проектирования во время выполнения курсового проекта студент выполняет ролевую функцию проектировщика, конструктора проектного бюро и частично технолога машиностроительного завода.

Для увеличения времени студента на творческой процесс проектирования привода машины и выполнения нескольких вариантов проекта с целью выбора оптимального варианта, стандартизированные расчеты (зубчатых передач, валов и т.п.) выполняются с использованием компьютерных технологий.

Во время выполнения проекта студент учится самостоятельно обосновывать и принимать решение при решении проектно-конструкторских задач:

- составлять расчетные схемы и выполнять расчеты на прочность типовых деталей машин;
- использовать справочники, стандарты и нормали;
- решать вопросы экономики, технологии изготовления деталей и монтажа узлов;
- знакомиться с методами регулирования узлов и особенностями их эксплуатации;
- выполнять проектирование привода в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации;

- пользоваться программными продуктами компьютерных технологий систем автоматизированного проектирования.

Темой курсового проекта является расчет и проектирование приводов конвейеров, лебедок, подъемных кранов, металлорежущих станков и т.п.

Полученные знания и опыт должны стать основой для последующего выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам, дипломного проектирования и дальнейшей самостоятельной работы на производстве.

РАЗДЕЛ I **ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ ДЕТАЛИ МАШИН (ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ)**

ГЛАВА 1. МЕСТО КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПРИ ИЗУЧЕНИИ ДИСЦИПЛИНЫ ДЕТАЛИ МАШИН (ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ)

1.1. Цель курсового проектирования

Курсовой проект по курсу детали машин (основы конструирования) является первой конструкторской работой студента, где он решает ряд технических задач, связанных с расчетом и проектированием передаточного механизма привода машины и поэтому его значение особенно существенное. Изучение основ проектирования начинают с проектирования простейших элементов машин общего назначения, одним из которых является передаточный механизм привода машины. Знания и опыт, приобретенные студентом при проектировании простых элементов машин, является базой для его дальнейшей конструкторской работы, а также для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам.

Кроме разработки конструкции передаточного механизма, студент должен учесть и требования экономики, технологии машиностроения, эксплуатации привода и транспортировки. Для обеспечения этих требований он должен обладать знаниями для выполнения кинематических, силовых и прочностных расчетов. Из многих материалов, имеющих различные свойства, он должен выбрать такие, которые позволяют наиболее выгодным образом использовать эти свойства для повышения эффективности и надежности привода.

Для решения этих задач студенту необходимы знания, полученные при изучении следующих дисциплин:

- теоретической механики и теории механизмов и машин, позволяющих определить действующие на деталь усилия и законы движения деталей;
- сопротивления материалов, позволяющих рассчитывать детали машин на прочность, устойчивость и выносливость;
- технологии конструкционных материалов, позволяющих рациональный выбор материала деталей и вида термообработки;
- технологии машиностроения, позволяющих учесть технологические требования к конструкции деталей;
- технического черчения, что позволяет правильно выполнить рабочие и сборочные чертежи деталей и узлов.

Этот далеко не полный перечень задач, требующих решения при проектировании, показывает, какими глубокими и разнообразными познаниями в области теоретических и прикладных наук должен обладать будущий специалист.

1.2. Содержание курсового проекта

Тематику задания на курсовой проект по деталям машин составляют так, чтобы студент имел возможность освоить основы проектирования наибольшего числа типовых элементов машин: зубчатых, червячных, ременных и других передач; шпоночных, шлицевых, резьбовых и других соединений; муфт, подшипниковых узлов, корпусных деталей и рам.

Наибольшее распространение получили задания на проектирование передаточных механизмов - редукторов приводных устройств конвейеров, приводов станков, транспортных машин и т. д. Такие задачи весьма разнообразны и многовариантны - они позволяют широко варьировать возможные конструктивные решения.

Во время выполнения курсового проекта тщательно прорабатывают конструкции во всех ее деталях - каждая деталь, каждый размер и даже каждая линия должны быть продуманы и обоснованы.

Объем задач и конкретная тема курсового проекта по деталям машин зависит от профилей подготовки студента. Для профилей механической направленности студенты получают задания на проектирование двух - или трехступенчатого редуктора привода машины. Курсовой проект состоит из расчетной и графической части. Расчетная часть выполняется в виде пояснительной записки объемом 40 ... 50 стр. Графическая часть посвящена разработке привода механизма, сборочных единиц (редуктора, рамы), рабочих чертежей деталей.

При выполнении курсового проекта студент должен проявлять максимум самостоятельности и творческой инициативы в выборе вариантов конструкции, материалов, форм деталей, расчетов, графического оформления и др.

Чертежи типовых конструкций, образцы изделий и прочее, которые можно найти в атласах и других пособиях, не должны рассматриваться как образцы для слепого копирования. Они должны помочь студенту освоить опыт проектирования и на основе этого опыта разработать свою конструкцию, которая удовлетворяет требованиям задания. Только при самостоятельной и творческой работе студент может получить прочные знания и хорошо защитить свой проект.

Во время самостоятельной работы студента над курсовым проектом системно оказывается консультативная помощь. Консультант проверяет работу студента, помогает ему разобраться в неясных вопросах, дает советы и указания по улучшению конструкции и графического оформления чертежей. Критический разбор самостоятельной работы студента на консультации, беседа с опытным консультантом является для студента эффективным средством освоения методики и опыта проектирования.

Правила проектирования и оформления курсового проекта определены государственными стандартами (единой системы конструкторской документации ЕСКД).

При разработке конструкции необходимо помнить, что в конструкторской работе нет мелочей. Даже незначительные изменения размеров или формы детали могут вызвать большие осложнения, потому что с ними может быть связан целый ряд параметров других деталей. Поэтому при проектировании следует обосновывать каждый размер, каждую линию своего чертежа, каждый элемент конструкции. С этой целью выполняют расчеты, используют государственные стандарты, практические рекомендации и др.

Расчет конструкции должны сопровождаться разработкой чертежей, так как многие размеры, необходимых для расчета (расстояния между опорами валов, места приложения нагрузок и т.д.), можно получить с помощью чертежа. В то же время поэтапное вычерчивание конструкции в процессе расчета является проверкой этого расчета. Неправильный результат расчета обычно проявляется в нарушении пропорциональности конструкции.

Первые проектные расчеты выполняют, как правило, приближенными. Окончательный расчет выполняют в форме проверочного для данной конструкции.

Некоторые размеры элементов конструкций при проектировании не рассчитывают, а принимают в соответствии с опытом проектирования подобных конструкций. Опыт проектирования наиболее распространенных элементов конструкций обобщен в государственных стандартах и практических рекомендациях - учебниках, справочниках. Например, для зубчатого колеса расчетом определяют только диаметр и ширину зубчатого венца, а размеры всех других элементов (обода, диска, ступицы) по рекомендациям. Размеры всех элементов литого корпуса редуктора рекомендуют принимать в зависимости от крутящего момента на выходном валу.

Для студентов, начинающих проектирование, использование государственных стандартов и рекомендаций связано с определенными трудностями. Поэтому знакомство с государственными стандартами и рекомендациями, приобретение навыков их применения является одной из задач курсового проекта по деталям машин.

В последнее время широкое применение находят компьютерные методы расчетов деталей машин с использованием соответствующего программного обеспечения. Эти методы можно рассматривать как революционные факторы развития проектирования машин и их деталей. Однако понимание и творческое применение компьютерных методов расчетов возможно только после глубокого понимания сути и усвоения теоретических положений, которые положены в их основу.

ГЛАВА 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕДУКТОРАХ

2.1. Общая характеристика

Редуктором называется механизм, который способен снижать угловую скорость и увеличивать крутящий момент в приводах от двигателя к рабочей машине.

Редуктор состоит из зубчатых или червячных передач, которые установлены в отдельном закрытом корпусе. Редукторы широко используются в различных отраслях машиностроения, поэтому количество разновидностей их достаточно велика.

Для уменьшения габаритов привода и улучшения его внешнего вида, широко используют мотор-редукторы, которые представляют собой агрегаты, с сочетанием электродвигателя и редуктора.

Основными параметрами всех редукторов есть: i , T , n , P .

Тип редуктора, параметры и конструкцию определяют в зависимости от назначения машины и условий эксплуатации. В тех случаях, когда это возможно, целесообразно использовать стандартные редукторы, которые изготавливаются на специализированных заводах и поэтому дешевле.

Цилиндрическим редукторам нужно отдавать предпочтение из-за более высокие значения КПД. При больших передаточных числах используются червячные редукторы. При ограниченности рабочего пространства предоставляется преимущество мотор-редукторам.

Корпуса редукторов должны быть прочными и жесткими. Чаще всего их отливают из серого чугуна, для удобства сборки редуктора выполняют разъемными.

Опорами валов редукторов, как правило, являются подшипники качения.

Смазывание зубчатых или червячных передач редукторов в большинстве случаев выполняют окупанием, а подшипников - разбрызгиванием или пластичным смазочным материалом.

2.2. Классификация редукторов

Редукторы классифицируются по типам, типоразмерам и исполнениям.

Тип редуктора определяется составом передач, порядком их расположения в направлении от быстроходного вала к тихоходного и расположением осей валов в пространстве.

Для обозначения передач используют прописные буквы алфавита: Ц - цилиндрическая; К - коническая; Ч - червячная; Г - глобоидных; П - планетарная; Х - волновая.

Если одинаковых передач две или более, то после буквы ставится соответствующая цифра. Широкий редуктор обозначается буквой Ш, узкий - В, соосный - С. В мотор-редукторах в начале обозначения ставится буква М.

Наиболее распространены редукторы с валами, которые расположены в горизонтальной плоскости, и поэтому они не имеют специального обозначения (в червячных редукторах оси валов скрещиваются, оставаясь горизонтальными).

Если оси всех валов редуктора расположены в одной вертикальной плоскости, то к обозначению типа добавляется индекс В. Если ось тихоходного вала вертикальная, то добавляется индекс Т, если ось быстроходного вала вертикальная - индекс Б.

Типоразмер редуктора определяется типом и главным параметром тихоходной ступени.

Для цилиндрической и червячной передач главным параметром является межосевое расстояние $a \square a$, конической - внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , планетарной - радиус водила R_w , волновой - внутренний диаметр гибкого колеса d в деформированном состоянии.

Исполнение редуктора определяется передаточным числом, вариантом сборки и формой конечных участков валов.

Основная энергетическая характеристика редуктора - номинальный крутящий момент T на его тихоходном валу при постоянной нагрузке.

2.3. Зубчатые редукторы

Цилиндрические редукторы имеют наиболее широкое распространение благодаря широкому диапазону передаваемых мощностей, долговечности, простоте изготовления и обслуживания.

Одноступенчатые редуктор типа Ц используют при передаточном числе $u < 8$. (Зацепления в большинстве случаев косозубые).

Двухступенчатые редукторы выполняют по развернутой, раздвоенной (рис. 2.1) и соосной схемам.

Наиболее распространены цилиндрические двухступенчатые горизонтальные редукторы типа Ц2, выполненные по развернутой схеме (рис. 2.1, а). Они технологичны, обладают малой шириной. Недостатком этих редукторов является повышенная неравномерность нагрузки по длине зуба из-за несимметричности расположения колес относительно опор.

Для улучшения условий работы зубчатых колес используют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью типа Ц2Ш (рис. 2.1, б), которые легче, но шире.

Соосные редукторы типа Ц2С (рис 2.1, в) используют для уменьшения длины корпуса. Они простые по конструкции и менее трудоемкие в изготовлении.

Конические редукторы типа К выполняют с круговыми зубьями при передаточном числе $u < 5$.

Конечно-цилиндрические редукторы (рис 2.1, в), независимо от числа ступеней выполняют с быстроходной конической ступенью.

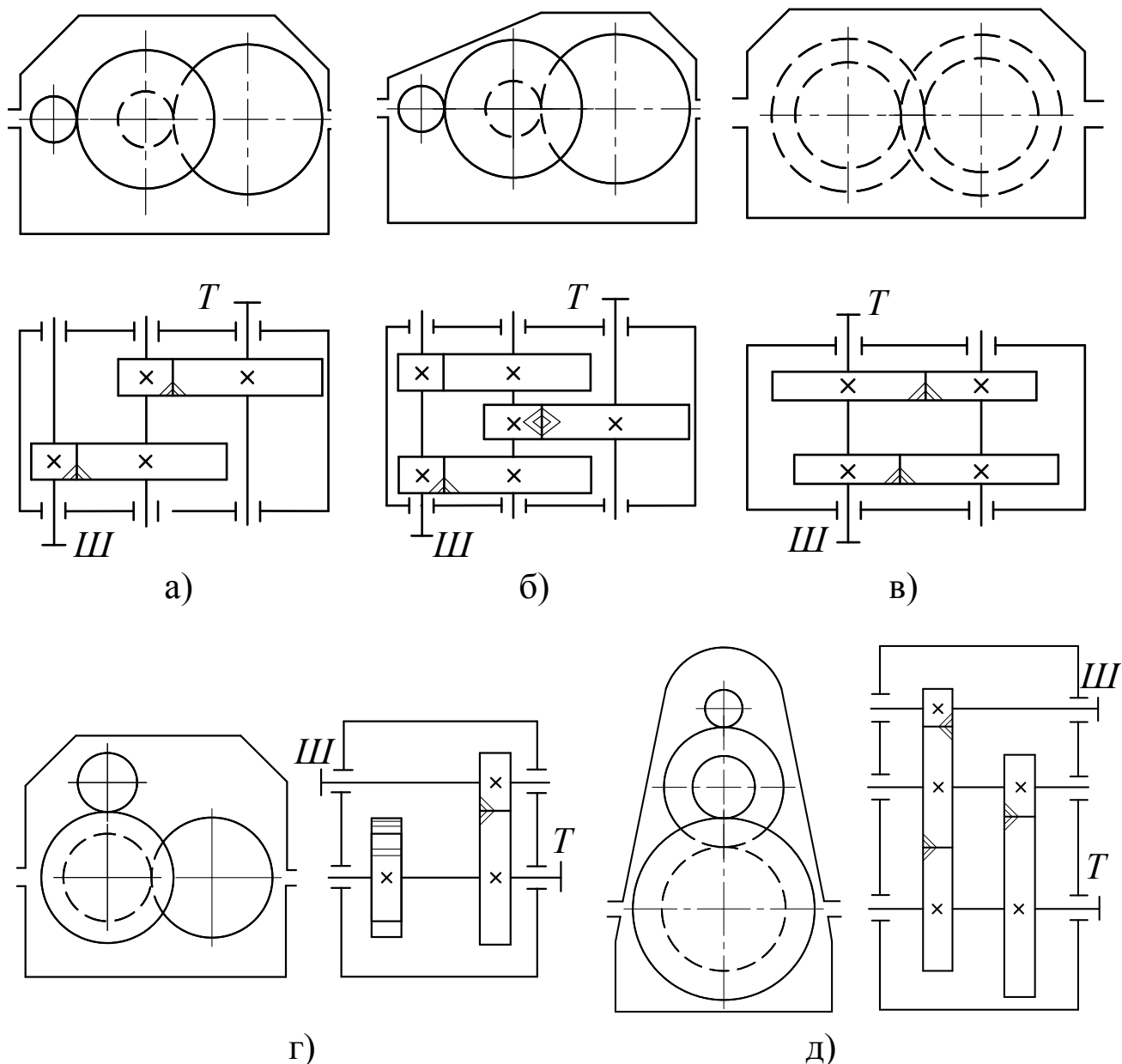


Рисунок 2.1 – Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов: а) развернутая схема; б) развернутая схема с раздвоенной первой ступенью; в) соосный редуктор; г) вертикально-горизонтальный редуктор; д) вертикальный редуктор, (*Ш* – быстроходный вал, *T* – тихоходный вал)

Цилиндрические трехступенчатые редукторы (рис. 2.3) выполняются по развернутой или раздвоенной схеме при передаточном числе $u < 250$.

Планетарные редукторы (рис. 2.4) позволяют получить большое передаточное число при малых габаритах. Конструктивно они сложнее редукторов, описанных ранее. В редукторостроении наиболее распространен простой планетарный зубчатый редуктор типа П. Последовательным соединением нескольких простых планетарных рядов можно получить редуктор с требуемым значением передаточного числа. Особенно эффективно использование планетарных мотор-редукторов.

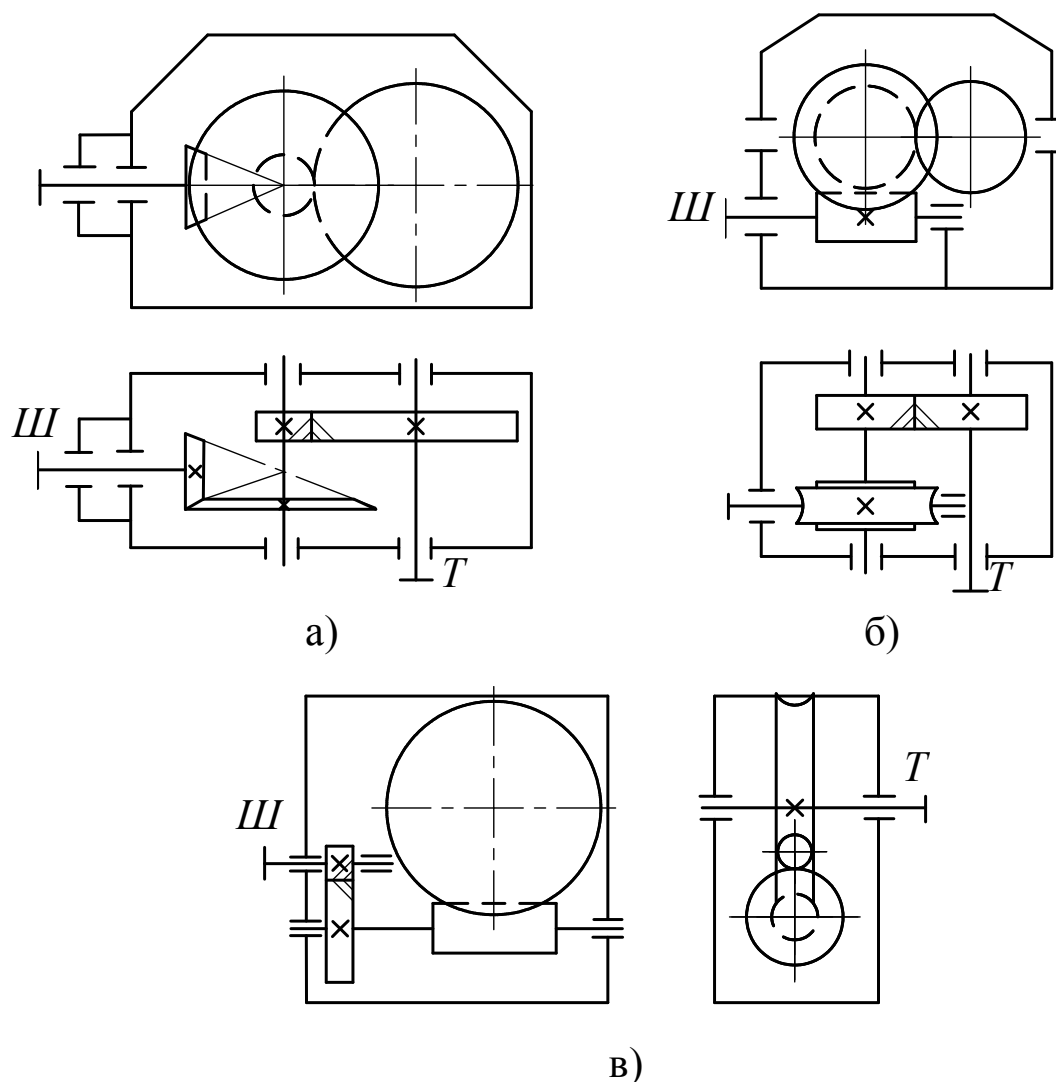


Рисунок 2.2 - Кинематические схемы двухступенчатых редукторов различных типов: а) коническо-цилиндрический редуктор; б) червячно-цилиндрический редуктор; в) цилиндрическо-червячный редуктор, (Ш - быстроходный вал, Т - тихоходный вал)

Волновые редукторы (рис. 2.5) являются разновидностью планетарных. В редукторостроении наиболее распространены двухволновые передачи с неподвижным жестким колесом.

2.4. Червячные редукторы

Основное распространение имеют одноступенчатые редукторы типа Ч с передаточным числом $u = 8 \dots 80$.

Для приводов тихоходных машин используют червячно-цилиндрические типа ЧЦ (рис 2.2, д) или двухступенчатые типа Ч2 редукторы, в которых передаточное число достигает $u < 4000$.

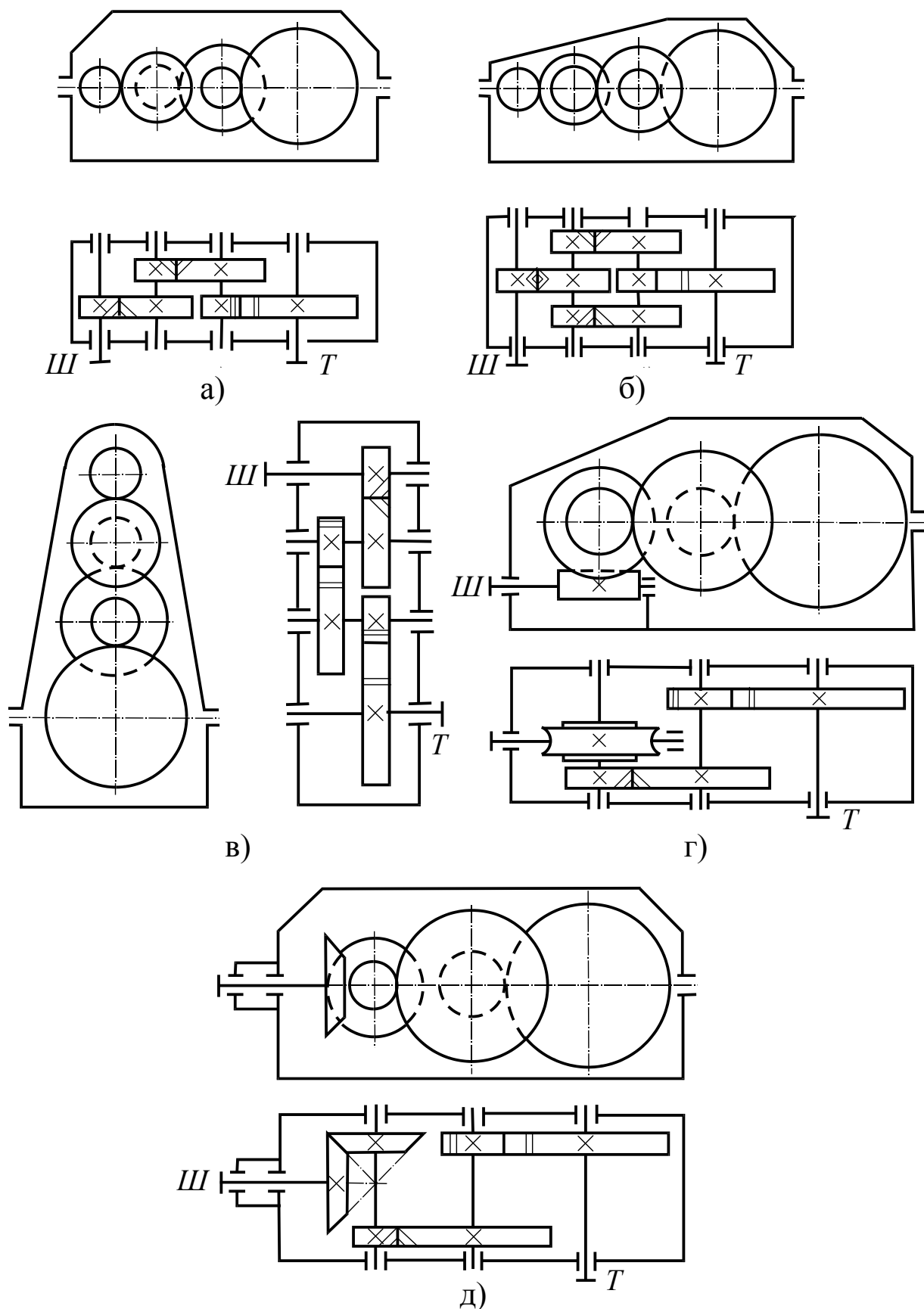


Рисунок 2.3. - Кинематические схемы трехступенчатых редукторов: а) раз-
вернутая схема, б) развернутая схема с раздвоенной второй ступенью, в) верти-
кальный редуктор, г) червячно-цилиндрический редуктор, д) коническо-
цилиндрический редуктор, (Ш - быстроходный вал, Т - тихоходный вал)

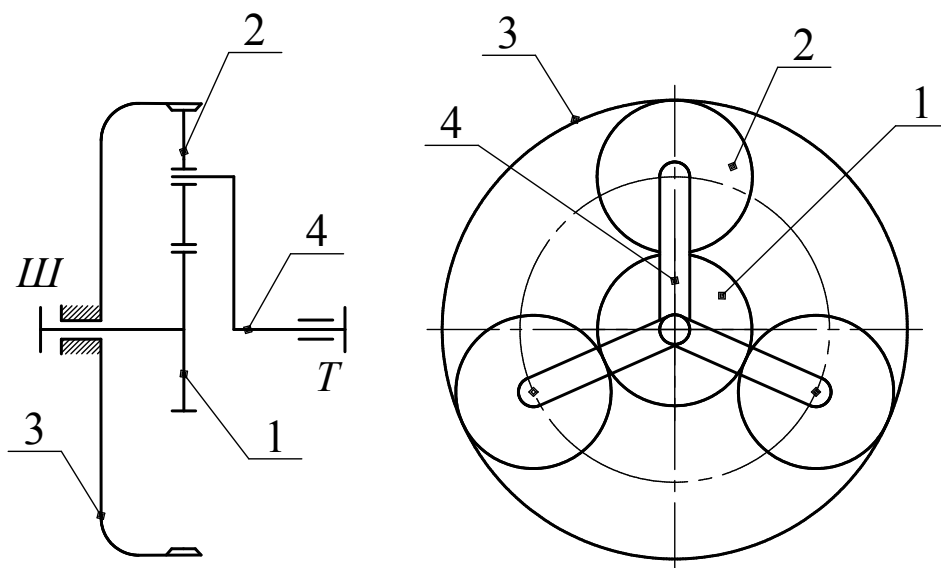


Рисунок 2.4 - Кинематическая схема планетарного редуктора:
 1 - центральное колесо; 2 - сателлиты; 3 - центральное солнечное колесо;
 4 - водило.

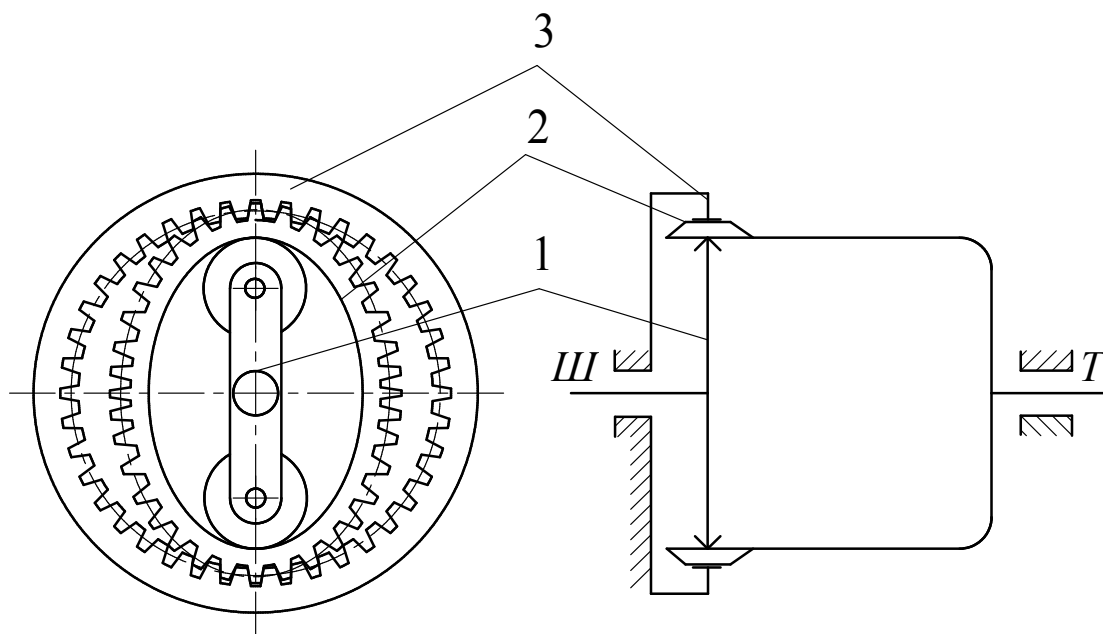


Рисунок 2.5 - Кинематическая схема волнового редуктора: 1 - водило с двумя роликами; 2 - гибкое колесо; 3 - неподвижное колесо с внутренними зубьями.

РАЗДЕЛ II ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

ГЛАВА 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

3.1. Техническое задание на проектирование

Большинство машин состоит из 3 основных блоков:

- двигателя (чаще всего это электродвигатель с вращательным движением ротора);
- рабочего органа (непосредственно выполняет полезную работу, для осуществления которой и создается машина);
- трансформирующего механизма (чаще всего это редуктор), который согласовывает параметры движения рабочего органа машины с параметрами движения вала электродвигателя.

Комплекс двух блоков – двигатель и трансформирующий механизм – называется *приводом* машины. Поскольку привод машины имеет много стандартизированных элементов, пригодных к использованию в разных областях техники, проектирование приводов представляет основу тематики курсового проектирования деталей машин.

Техническое задание (ТЗ) на проектирование привода машины в практике машиностроения выдается по одному из двух вариантов.

В первом варианте задается схема расположения осей ротора двигателя и рабочего органа. Для дальнейшего проектирования нужно разработать (скомпоновать) кинематическую схему редуктора.

По второму варианту кинематическая схема задается непосредственно в ТЗ (Раздел 5. Оформление результатов курсового проектирования). Второй вариант наиболее распространен в практике проектирования приводов и потому рассматривается в этом методическом пособии как основной.

Техническое задание в общем случае имеет следующие исходные данные для проектирования привода:

- кинематическая схема привода;
- самая большая нагрузка на рабочий орган (максимальный вращательный момент $T_{p\max}$, [Н·м] максимальная мощность $P_{p\max}$, [кВт] максимальная сила $F_{p\max}$, [кН]);
- диаграмма изменения нагрузки во времени в относительных единицах;
- кинематическая характеристика рабочего органа (линейная V_p , [м/с] или угловая скорость ω_p , [1/с]);
- диаметр вращающегося элемента рабочего органа, к которому приложена сила - D , [м];

- режим работы привода (количество смен в сутки z , коэффициент использования за смену K_z , количество лет эксплуатации L);
- дополнительные требования к приводу, которые обусловлены особенностями его эксплуатации (продолжительностью и режимом работы, климатическими условиями и т.п.);
- масштаб производства (серийность);
- ограничения, которые накладываются на технические характеристики привода (габариты, масса, самоторможение, стоимость и т.п.);
- критерии оценки качества вариантов привода.

Кроме этих данных в бланке задания на проектирование приводится перечень графического материала (обязательные чертежи), рекомендованная литература, календарный план выполнения проекта и подписи исполнителя и руководителя курсового проекта. Пример задачи на проектирование с исходными данными приведен в Разделе 5.

3.2. Определение основных параметров привода и выбор электродвигателя

Анализ кинематической схемы привода

После получения задания на проектирование, студент должен ознакомиться с рекомендованной литературой, понять условия работы привода, назначение и условия работы каждого элемента кинематической схемы.

Дальше необходимо начертить кинематическую схему привода согласно ГОСТ 2.770-68 (Приложение Д2) и пронумеровать все ее элементы. Рекомендуется соблюдать следующую индексацию элементов кинематической схемы.

Валам присваивается номер римскими цифрами по направлению потока мощности, начиная от вала редуктора, который соединяется с валом двигателя: I, II, III и т.п. Валы электродвигателя и рабочего органа соответственно имеют индексы "д" и "р".

Элементам передачи (шкивам, звездочкам, зубчатым и червячным колесам и червякам) присваивается номер (арабскими цифрами) также по направлению потока мощности, начиная от элемента передачи, который закреплен на валу двигателя 1, 2, 3 и т.п.

Угловая скорость вращающихся элементов обозначается буквой ω с индексом в виде номера вращающегося элемента: ω_1 , ω_2 и т.п. Можно также за индексы принять нумерацию и обозначение валов: ω_I , ω_{II} , ω_d , ω_p .

Основным кинематическим параметром механической передачи являются *передаточное отношение* i - отношение угловых скоростей

звеньев передачи $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$. Часто пользуются также термином "передаточное число" u - отношение числа зубьев колеса z_2 к числу зубьев шестерни z_1 , которое численно равняется передаточному отношению u

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (3.1)$$

Вращательный момент T и мощность P на валах редуктора, на валах электродвигателя и рабочего органа обозначаются соответственно обозначениям валов - $T_I, T_{II}, T_{III}, T_\partial, T_p, P_I, P_{II}, P_{III}, P_\partial, P_p$ и т.п.

Пример оформления кинематической схемы привода и индексация ее основных элементы приведены в Разделе 3.5.

Определение нагрузочно-кинематических параметров рабочего органа

К основным нагрузочно-кинематическим параметрам рабочего органа привода относятся:

- вращательный момент T_p , [Н·м],
- мощность P_p , [кВт],
- угловая скорость ω_p , [1/с].

При заданном вращательном моменте и угловой скорости мощность на вале рабочего органа находится из зависимости

$$P_p = T_p \omega_p 10^{-3}. \quad (3.2)$$

Соответственно, если заданы мощность и угловая скорость рабочего органа, по зависимости (3.2) определяется вращательный момент.

Если заданы линейная скорость транспортерной ленты (каната подъемной машины) V_p , [м/с] диаметр барабана D , [м] и сила F_p , [кН], которую нужно приложить к ленте (канату), угловая скорость рабочего органа и вращательный момент определяются по формулам

$$\omega_p = \frac{V_p}{0,5D}, \quad 1/с; \quad (3.3)$$

$$T_p = F_p \cdot 0,5D \cdot 10^3, \quad Н·м.$$

Численный пример определения нагрузочно-кинематических параметров рабочего органа приведен в подразделе 3.5.

Определение нагрузочно-кинематических параметров электродвигателя

Для определения нагрузочно-кинематических параметров электродвигателя надо знать передаточное число и общий коэффициент полезного действия (КПД) привода.

Передаточное число привода u_{np} равняется произведению передаточных чисел u_i отдельных передач привода

$$u_{np} = \prod_{i=1}^k u_i, \quad (3.4)$$

где k - число ступеней передач в приводе.

Поскольку на данном этапе невозможно знать точные значения передаточного числа каждой передачи, определяется диапазон возможных значений передаточного числа привода. Диапазон значений u_i для отдельных передач (если исходить из ограничений по габаритам), принимают по данным, приведенными в Приложении Д4.

В связи с тем, что в стандартах на электродвигатели скорость (частота) вращения ротора измеряется в оборотах за минуту - n , [об/хв], целесообразно изменить единицы измерения угловых скоростей вала и ротора электродвигателя

$$n_p = \frac{30\omega_p}{\pi}; \quad (3.5)$$

$$n_\partial = n_p u_{np}.$$

Общий коэффициент полезного действия привода равняется произведению КПД его отдельных m элементов, в которых имеют место потери механической энергии

$$\eta_{np} = \prod_{j=1}^m \eta_j. \quad (3.6)$$

Значение КПД отдельных элементов привода приведен в Приложении Д4.

Максимальное значение мощности привода на валу электродвигателя определяется по формуле

$$P_{\partial \max} = \frac{P_{p \max}}{\eta_{np}}, \quad (3.7)$$

где $P_{p \max}$ - максимальная мощность на валу привода.

Максимальное значение вращательного момента на валу электродвигателя можно определить только после выбора двигателя с конкретной угловой скоростью ротора.

Выбор электродвигателя

Наиболее распространены в промышленности трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. Эти двигатели имеют наиболее простую конструкцию, наименьшую стоимость и минимальные нужды в обслуживании в сравнении с любыми другими электрическими двигателями, а также имеют возможность включения в электрическую сеть переменного тока без промежуточных преобразователей.

Электропромышленностью выпускается единая серия 4А асинхронных двигателей общего использования с чугуном корпусом (ГОСТ 19523-81) для климатических условий типа В (номинальные – сухое, чистое отапливаемое помещение) категории 3. Кроме того, для специальных условий эксплуатации (взрывоопасные и огнеопасные помещения) выпускаются взрывобезопасные электродвигатели серии ВР (ГОСТ 23111-78).

Конструктивно электродвигатели выполняются с креплением с помощью лап (на горизонтальной плоскости) и с креплением с помощью фланца (к вертикальной плоскости). Крепление на лапах применяется при близких размерах двигателя и редуктора. Крепление с помощью фланца применяется при существенно больших габаритах редуктора в сравнении с габаритами двигателя. Рекомендуется сначала принять двигатель с креплением на лапах, а после окончания проектирования редуктора можно перейти к креплению редуктора с помощью фланца (если в том будет потребность).

Электродвигатель является стандартным элементом привода и его технические характеристики выбираются по Приложению Д4. Основными техническими характеристиками электродвигателя являются:

- номинальная мощность $P_{дн}$, [кВт] (мощность, при которой двигатель работает без перегрева электрических обмоток);
- номинальная частота вращения n_n , [об/мин] (скорость вращения при номинальной мощности);
- способность к запуску (отношение пускового момента к номинальному $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$);
- масса двигателя, [кг].

Асинхронные электродвигатели для каждого значения номинальной мощности имеют несколько вариантов исполнений с разными частотами вращения ротора в зависимости от числа пар полюсов p обмотки статора и частоты переменного тока.

Фиксированная частота вращения магнитного поля статора составляет

$$n_c = \frac{60f}{p} . \quad (3.8)$$

Значения синхронных частот вращения ротора асинхронного двигателя при стандартной частоте переменного тока $f = 50 \text{ Гц}$ и числе пар полюсов $p = 1 \dots 4$ приведены в Таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Синхронные частоты вращения ротора асинхронного электродвигателя

Число пар полюсов	p	1	2	3	4
Синхронная частота вращения	$n_c \left(\frac{\text{об}}{\text{хв}} \right)$	3000	1500	1000	750
Относительная стоимость	B_v	1,0	1,0	1,4	1,7

Под рабочей нагрузкой электродвигатель уменьшает частоту вращения ротора (так называемое электрическое скольжение), поэтому номинальная частота вращения ротора электродвигателя при номинальной нагрузке становится меньше синхронной (на 2% ... 5 %).

Надо иметь в виду, что с увеличением числа пар полюсов увеличивается стоимость двигателя, хотя и не линейно (табл. 3.1). Если стоимость двигателей с синхронной частотой 3000 *об/мин* и 1500 *об/мин* принять за единицу ($B_v = 1$), то при частоте обращения 1000 *об/мин* стоимость двигателя возрастает в среднем на 40%, а при частотах 750 *об/мин* и 600 *об/мин* стоимость возрастает на 70%.

В связи с тем, что рабочая нагрузка на приводе во время эксплуатации меняется, делать выбор электродвигателя по значению мощности, соответствующей максимальной нагрузке, нецелесообразно. Поэтому на основании приведенной в задании на проектирование диаграмме нагрузки определяется среднеквадратичная мощность $P_{дск}$ на валу электродвигателя – такая условная постоянная мощность, при которой нагревание двигателя будет таким же, как и в случае работы с переменной нагрузкой

$$P_{дск} = P_{д\max} \sqrt{\frac{\sum \left(\frac{F_{pi}}{F_{p\max}} \right)^2 \frac{L_i}{L_h}}{\sum \frac{L_i}{L_h}}} = P_{д\max} K_{зв}, \quad (3.9)$$

где $K_{зв}$ - коэффициент приведения эксплуатационной нагрузки к эквивалентной тепловой мощности двигателя.

Для унификации расчетов и нагрузочных характеристик машин режимы и классы нагрузки нормализованы. Согласно ГОСТ 21354-87 все реально возможные графики сведены к шести типичным: I - очень тяжелый, II - тяжелый, III - средний равно вероятный, IV - средний нормальный, V - легкий, VI - особо легкий. В табл. 3.2 представлены некоторые реальные режимы, эквивалентные типичным и соответствующие значения коэффициента приведения $K_{не}$.

Так, диаграмму в подразделе 3.5 (Пример определения основных параметров привода и выбора электродвигателя) можно отнести к режиму II, для которого коэффициент $K_{не} = 0,58$. То есть, значения достаточно приближенные к результатам расчета в Приложении 1.4 ($K_{не} = 0,62$).

По полученному значению $P_{дск}$ с учетом условий эксплуатации привода, которые заданы в ТЗ, по табличным данным Приложения Д5 выбирается *ближайшая большая номинальная мощность электродвигателя* $P_{дном}$. То есть должно выполняться условие

$$P_{дном} \geq P_{дск}. \quad (3.10)$$

При этом надо учитывать, что при большом запасе мощности активная составляющая электрической мощности двигателя уменьшается, но индуктивная составляющая остается почти неизменной и потому экономичность привода снижается. Поэтому не желательно, чтобы $P_{дном}$ превышала $P_{дск}$ больше, чем в два раза.

При перегрузке двигателя существует большая вероятность его выхода из порядка вследствие перегрева изоляции обмоток статора и ротора. Но небольшая перегрузка (не более, чем 10%) допускается – то есть должно быть выполнено условие $P_{дном} \geq (0,9...1,0)P_{дск}$.

Каждому значению номинальной мощности электродвигателя отвечает несколько возможных *номинальных частот вращения ротора*. Надо выбрать все значения $n_{дн}$, которые попадают в диапазон возможных частот вращения ротора электродвигателя, который был определен по формуле (3.7). Параметры выбранных электродвигателей заносятся в таблицу (подраздел 3.5). Критерием выбора рационального варианта является результат проверки на возможность запуска электродвигателя под нагрузкой и относительная стоимость.

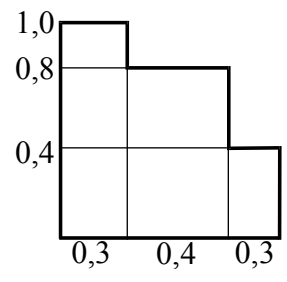
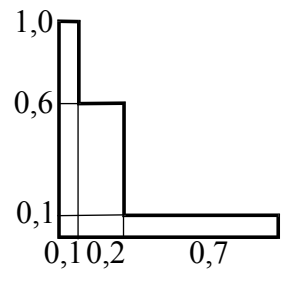
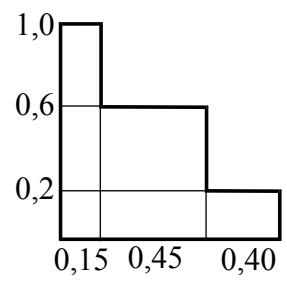
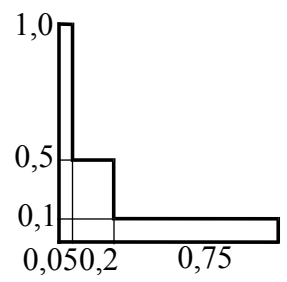
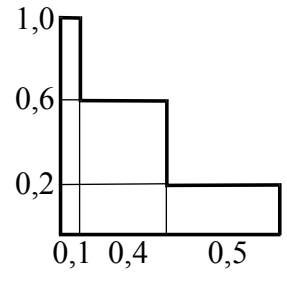
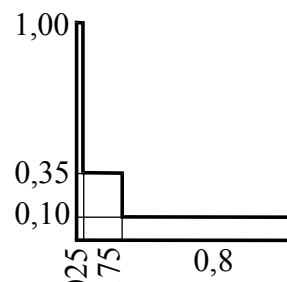
Условие запуска электродвигателя под нагрузкой имеет вид

$$P_{\text{дном}} \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} \geq P_{\text{дмах}}, \quad (3.11)$$

где $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$ - соотношение пускового и номинального моментов

электродвигателя.

Таблица 3.2 - Эквивалентные типовым реальные режимы нагружения машин (ГОСТ 21354–87)

Класс режима	Реальный режим	K_{ne}	Класс режима	Реальный режим	K_{ne}
I		0,76	IV		0,41
II		0,58	V		0,27
III		0,47	VI		0,23

Электродвигатели, для которых условие (3.11) не выполняется, из дальнейшего анализа исключаются.

Если ни один из избранных типоразмеров электродвигателя не удовлетворяет условию (3.11) (а это может быть при легких режимах работы привода), то выбирают из Приложения Д4 следующее значение номинальной мощности электродвигателя и повторяют проверку условия (3.11).

Если условию (3.11) отвечает несколько двигателей, выбирается двигатель с минимальной относительной стоимостью или массой.

Определение передаточного числа редуктора и его распределение между ступенями.

Передаточное число привода определяется согласно зависимости

$$u_{np} = \frac{n_{дн}}{n_p}. \quad (3.12)$$

С другой стороны (формула 3.4), передаточное число привода u_{np} равняется произведению передаточных чисел отдельных ступеней (передач). Например, для последовательно соединенных механизмов ременной передачи (с передаточным числом u_{nn}) и редуктора (с передаточным числом $u_{ред}$) передаточное число привода равняется

$$u_{np} = u_{nn} \cdot u_{ред}. \quad (3.13)$$

Таким образом, приняв конкретное значение передаточного числа ременной передачи, передаточное число редуктора находится по формуле

$$u_{ред} = \frac{u_{np}}{u_{nn}}. \quad (3.14)$$

Полученное значение передаточного числа редуктора не должно выходить за диапазон, который рекомендуется в пределах $u_{ред} = 8 \dots 40$ для двухступенчатых редукторов и $u_{ред} = 45 \dots 200$ для трехступенчатых редукторов.

В противном случае надо принять другой электродвигатель, или изменить передаточное число ременной (цепной) передачи. После окончательного определения передаточное число редуктора распределяется между отдельными ступенями редуктора.

От распределения передаточного числа редуктора зависят важные параметры: масса, габариты, стоимость, удобство смазки и прочие. В связи с тем, что обеспечить одновременно рациональные значения всех этих параметров невозможно, то ниже предлагаются ориентировочные рекомендации для распределения общего передаточного числа по ступеням.

Двухступенчатые редукторы. Для цилиндрических редукторов, которые выполняются по развернутой схеме (Д1.1,а), для вертикально-горизонтальных редукторов (Д1.1,в) и вертикальных редукторов с принудительным смазыванием (с помощью специального насоса) распределение передаточного числа обычно выполняется из условия приблизительно одинакового погружения колес обеих ступеней в масляную ванную, то есть из условия получения приблизительно одинаковых диаметров зубчатых колес. При удовлетворении такого условия общие габариты редуктора будут наименьшими. Формулы распределения передаточного числа имеют вид

$$u_1 = 0,94 \sqrt[3]{u_{ред}^2},$$

или

$$u_1 = u_{ред}^{0,6}; \quad (3.15)$$

$$u_2 = \frac{u_{ред}}{u_1}.$$

Для цилиндрических вертикальных редукторов со смазыванием путем погружения колес в масляную ванну (Д2.1,г) рациональное распределение передаточного числа редуктора выполняется из условия минимума суммы межосевых расстояний обеих ступеней

$$u_1 = \frac{u_{ред} + \sqrt[3]{u_{ред}}}{2(1 + \sqrt[3]{u_{ред}})}. \quad (3.16)$$

Для цилиндрических редукторов, которые выполняются соосными (Д2.2,д), передаточное число первой ступени определяется по формуле

$$u_1 \geq \sqrt{u_{ред}}. \quad (3.17)$$

Для коническо-цилиндрических редукторов (Д1.2,е) передаточное число первой зубчатой пары определяется по формуле

$$u_1 \leq \sqrt{u_{ред}} \leq 4. \quad (3.18)$$

Для червячно-цилиндрических (Д1.2,же) и цилиндрично-червячных редукторов (Д1.2,з), которые передают мощность до 15 кВт, число зубьев червячного колеса назначают в пределах $Z_{чк} = 30 \dots 50$, а для редукторов, которые передают мощность более 15 кВт - в пределах $Z_{чк} = 60 \dots 70$. При этом число заходов червяка принимается для самотормозящих передач $Z_{ч} = 1$, а для несамотормозящих - $Z_{ч} = 2$, или $Z_{ч} = 4$. Тогда передаточное число червячной передачи определится как

$$u_{чп} = \frac{Z_{чк}}{Z_{ч}}. \quad (3.19)$$

Соответственно, передаточное число цилиндрической передачи будет равным

$$u_{цп} = \frac{u_{ред}}{u_{чп}} \quad (3.20)$$

При этом надо следить, чтобы передаточное число цилиндрической передачи не вышло за пределы рекомендованного диапазона (Приложение 4).

Если шестерня первой степени насаживается на вал двигателя (двигатель фланцевый) или редуктор цилиндрически-червячный, то передаточное **число** первой степени рекомендуется принимать $u_1 = 2 \dots 3$.

Трехступенчатые редукторы. Для цилиндрических горизонтальных редукторов (Д1.3,а и Д1.3,б) передаточные числа отдельных ступеней определяются по формулам

$$\begin{aligned} u_1 &\approx 1,3 \sqrt[3]{u_{ред}}, \\ u_2 &\approx 0,83u_1, \\ u_3 &= \frac{u_{ред}}{u_1u_2}. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Для цилиндрических вертикальных редукторов (Д1.3,в) желательно назначать передаточные числа ступеней таким образом, чтобы передаточное число каждой следующей, более тихоходной ступени, было меньше предыдущего на 30% ... 40%. То есть

$$\begin{aligned} u_1 &\approx 1,54 \sqrt[3]{u_{ред}}, \\ u_2 &\approx 0,65u_1, \\ u_3 &= \frac{u_{ред}}{u_1u_2}. \end{aligned} \quad (3.22)$$

Для коническо-цилиндрических горизонтальных редукторов (Д1.3,д) передаточные числа определяются по формулам

$$\begin{aligned} u_1 &\approx u_2 \approx u_{ред}^{0,4}, \quad \text{но } u_1 \leq 4; \\ u_3 &= \frac{u_{ред}}{u_1u_2}. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Для червячно-цилиндрических трехступенчатых редукторов (Д1.3г) передаточные числа ступеней принимаются аналогично двухступенчатым редукторам.

Полученные по приведенным выше формулам значения передаточных чисел для передач редукторов не должны превышать предельных значений, которые рекомендуются в Приложении Д,3. После проверки этого условия расчетные значения передаточных чисел зубчатых передач округляются к ближайшему значению из единого стандартного ряда (Приложение Д,5). После стандартизации передаточных чисел надо определить новое значение передаточного числа

редуктора ($u_{ред} = u_1 u_2 u_3$), а также определить новое значение передаточного числа привода (формула 3.13). При этом нужно, чтобы отклонение полученного нового значения от рассчитанного было минимальным (не более $\pm 4\%$). В случае невыполнения этого требования, надо выполнить соответствующее корректирование передаточных чисел ременной или цепной передачи.

Выбор типа передач редуктора

Если тип передач редуктора не указан в задании на проектирование, или не рекомендован непосредственно руководителем курсового проекта, выбор типа передач можно выполнить руководствуясь следующими рекомендациями.

Двухступенчатые редукторы (Приложения Д1.1 и Д1.2)

Для цилиндрических редукторов, которые выполняются по развернутой схеме (Д1.1,а), для вертикально-горизонтальных редукторов (Д1.1,в), вертикальных редукторов (Д1.1,г) и цилиндрических редукторов, которые выполняются соосными (Д1.2,д), первую ступень редуктора целесообразно выполнить косозубой. Вторая ступень в этих редукторах может быть косозубой, если редуктор непосредственно соединяется с электродвигателем, и прямозубой, когда между электродвигателем и редуктором находится ременная передача. При мощности привода больше 50 кВт обе ступени могут быть выполнены шевронными.

Для цилиндрических редукторов с раздвоенной первой ступенью (Д1.1,б), эта ступень выполняется косозубой, вторая ступень - шевронной.

Для коническо-цилиндрических (Д1.2,е) первую ступень редуктора рекомендуется выполнить прямозубой. Тип передачи второй ступени выбирается так, как и для первой группы редукторов.

Для червячно-цилиндрических редукторов (Д1.2,же) цилиндрическая передача выполняется прямозубой. Для цилиндрично-червячных редукторов (Д1.2,з) цилиндрическая передача выполняется косозубой.

Трехступенчатые редукторы (Приложение Д1.3)

Для цилиндрических горизонтальных и вертикальных редукторов по развернутой схеме (Д1.3,а и 3,в) чаще всего первая ступень выполняется шевронной (косозубой), вторая ступень – косозубой (шевронной), третья ступень – прямозубой.

Для цилиндрических горизонтальных редукторов с раздвоенными ступенями (Д1.3,б) обычно первая ступень выполняется шевронной, вторая – косозубой, третья – прямозубой.

Для червячно-цилиндрических и коническо-цилиндрических горизонтальных трехступенчатых редукторов (Д1.3,г и Д1.3,д) вторая ступень выполняется косозубой, третья – прямозубой.

3.3. Исходные данные для расчетов передач привода

Часть исходных данных, которые являются одинаковыми для всех передач привода, приводятся непосредственно в задании на проектирование. Для дальнейших расчетов надо определить время эксплуатации (в *часах*), если это время не указано в задании на проектирование, а также определиться с возможностью реверсивной работы привода.

Значительное большинство редукторов машин работает с неизменным направлением вращения ротора электродвигателя и потому режим работы передач является *нереверсивным*. В отдельных случаях режим работы может быть *реверсивным*.

Время эксплуатации определяется по формуле

$$L_h = L \cdot t_p \cdot Z \cdot t_{зм} \cdot K_z, \text{ час.} \quad (3.24)$$

где L - продолжительность эксплуатации (*год*),

$t_p = 250 \dots 365$ - количество рабочих суток на протяжении года;

Z - количество рабочих изменений через сутки;

$t_{зм} = 8$ - продолжительность смены (*час.*);

K_z - коэффициент использования привода на протяжении смены.

Основными исходными данными для выполнения расчетов передач привода являются нагрузочно-кинематические параметры вращательного движения на каждом валу. Для этого надо последовательно от вала электродвигателя к валу рабочего органа (j - порядковый номер вала) определить

- мощность P_j , [*кВт*];

- угловую скорость ω_j , [*1/с*] или частоту вращения n_j , [*об/мин*];

- номинальный вращающийся момент $T_j = \frac{P_j}{\omega_j} 10^3$, [*Н·м*].

Номинальная нагрузка, по которой выполняется расчет на усталостную прочность, определяется по диаграмме нагрузки (рис. 3.1).

Чтобы определить номинальную нагрузку для каждого j -го вала надо сначала подсчитать количество циклов действия максимальной нагрузки (первый участок диаграммы за рис. 3.1)

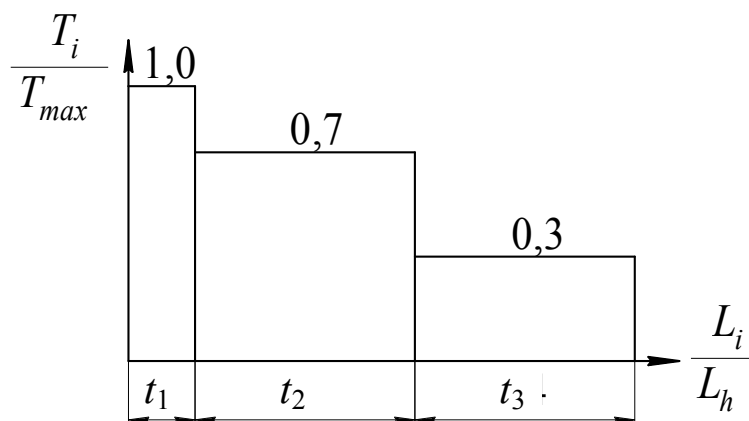


Рисунок 3.1 – Диаграмма нагружения (L_i - время действия силы F_{pi})

$$N_{1j} = 60n_j L_h t_1, \quad (3.35)$$

где $t_1 = \frac{L_1}{L_h}$ - относительная продолжительность действия максимальной нагрузки (по диаграмме нагрузки на рис. 3.1 – первый участок).

Если $N_{1j} \leq 50000$, то $T_{\max j} = \frac{T_1}{T_{\max}} \cdot T_j$, а $T_{\text{ном } j} = \frac{T_2}{T_{\max}} \cdot T_j$, то есть номинальный момент отвечает второй ступени диаграммы нагрузки.

Если $N_{1j} > 50000$, то $T_{\text{ном } j} = T_1$ и расчеты на кратковременные перегрузки не выполняются.

Для удобства пользования результаты расчетов сводятся в соответствующие таблицы (табл. 3.3).

Контрольные вопросы

1. Что собой представляет структура привода машины?
2. В чем состоит назначение передач, а также редуктора в целом?
3. Как определяется мощность на валу рабочего органа машины?
4. Как установить диапазон возможных частот вращения электродвигателя?
5. Какие параметры считаются основными техническими характеристиками асинхронного электродвигателя?
6. Для чего выполняется расчет электродвигателя на перегрев и на запуск под нагрузкой?
7. Согласно каким критериям выполняется распределение общего передаточного числа редуктора на отдельные ступени?
8. В каком соотношении находятся вращательные моменты и мощности на тихоходном и быстроходном валах редуктора?

3.4. Пример определения основных параметров привода и выбор электродвигателя

Задание на проектирование привода

ЗАДАНИЕ № ____ вариант ____

на курсовой проект студенту гр. _____

Бондаренко Андрею Алексеевичу

(фамилия, имя и отчество)

Тема проекта Спроектировать редуктор привода конвейера

Дата защиты проекта _____

Исходные данные к проекту: тяговое усилие транспортной ленты $F_{p\max} = 15$ кН; скорость ленты $V = 1,0$ м/с ($\pm 6\%$); диаметр барабана $D = 0,375$ м; продолжительность эксплуатации $L = 2$ года; количество смен в сутки $z = 1$ смена; коэффициент использования привода на протяжении смены $K_z = 0,48$; производство - серийное; требования к габаритам привода - жесткие

Кинематическая схема привода

Диаграмма нагрузки

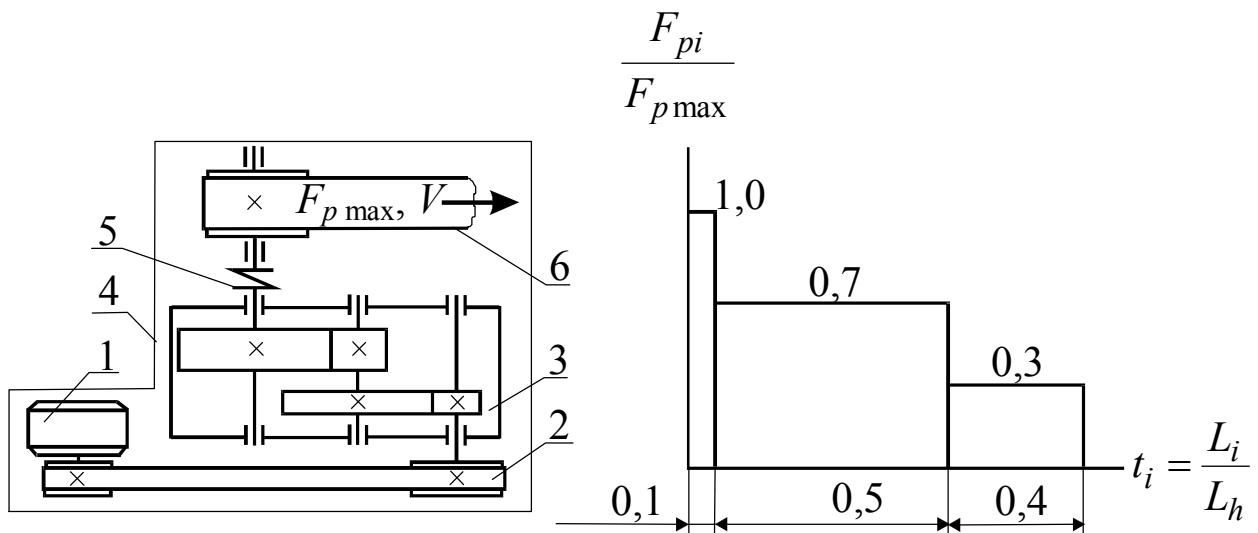


Рисунок 3.2 – Пример задания на проектирование привода машины:

1 – электродвигатель, 2 – клиноременная передача, 3 – редуктор, 4 – фундаментная рама, 5 – муфта, 6 – транспортная лента, L_i – время действия силы F_{pi} ; L_h – время эксплуатации (часов)

Пример оформления кинематической схемы привода машины

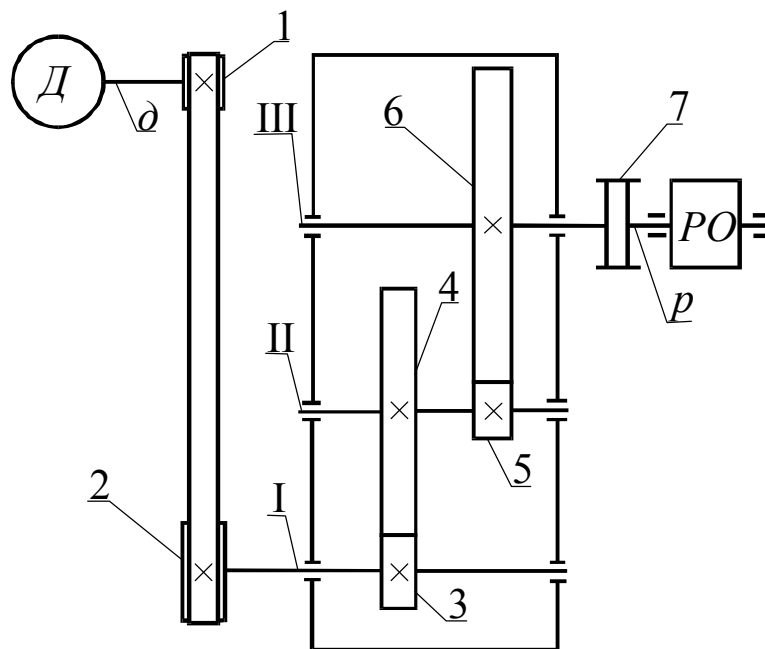


Рисунок 3.3 – Кинематическая схема привода машины:

1 – ведущей шкив ременной передачи, 2 – ведомый шкив ременной передачи, 3 – шестерня зубчатой передачи первой ступени, 4 – колесо зубчатой передачи первой ступени, 5 – шестерня зубчатой передачи второй ступени, 6 – колесо зубчатой передачи второй ступени, I – быстроходный вал редуктора, II – промежуточный вал редуктора, III – тихоходный вал редуктора, d – вал двигателя, p – входной вал рабочего органа.

Определение нагрузочно-кинематических параметров рабочего органа

Для примера, который рассматривается, угловая скорость рабочего органа, максимальный вращающий момент и максимальная мощность будут такие

$$\omega_p = \frac{V_p}{0,5D} = \frac{1,0}{0,5 \cdot 0,375} = 5,33 \text{ 1/с};$$

$$T_{p\max} = F_{p\max} \cdot 10^3 \frac{D}{2} = 15 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,375}{2} = 2812,50 \text{ Нм};$$

$$P_{p\max} = F_{p\max} V_p 10^{-3} = 15 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3} = 15,0 \text{ кВт}.$$

Если заданы линейная скорость цепи конвейера V_p [м/с], шаг цепи p [мм], число зубьев тяговой звездочки z_1 и максимальная сила тяги $F_{p\max}$ [кН], то сначала определяется делительный диаметр звездочки

$$d_{z1} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \cdot 10^{-3}, \text{ м} .$$

Далее нагрузочно-кинематические параметры определяются также, как и в предыдущем случае, но поменяв диаметр барабана на диаметр звездочки.

Определение нагрузочно-кинематических параметров электродвигателя

Частота вращения ведущего вала рабочего органа составляет

$$n_p = \frac{30\omega_p}{\pi} = \frac{30 \cdot 5,33}{\pi} = 50,9 \text{ об / хв} .$$

Диапазон возможных значений передаточного числа привода

$$u'_{np} = u'_{nn} \cdot u'_{zn1} \cdot u'_{zn2} .$$

Диапазоны возможных значений передаточного числа ременной передачи $u'_{nn}=2...3$; зубчатых передач $u'_{zn1} = u'_{zn2}=2...6$ (Приложение Д3). Тогда диапазон возможных значений передаточного числа

$$u'_{np} = (2...3) \cdot (2...6) \cdot (2...6) = 8...108 .$$

Соответствующий диапазон частоты вращения ротора двигателя

$$n'_\partial = 50,9 \cdot (8...108) = (407... 5497) \text{ об/мин} .$$

Коэффициент полезного действия привода равняется произведению значений КПД отдельных элементов: ременной передачи - $\eta_{nn} = 0,95$; уплотнения - $\eta_{уц} = 0,99$; подшипников качения - $\eta_{коч} = 0,99$, зубчатых передач - $\eta_{зц} = 0,96$; муфты $\eta_m = 0,98$ (Приложение Д3)

$$\begin{aligned} \eta_{np} &= \eta_{nn} \eta_{уц} \eta_{коч} \eta_{зц} \eta_{коч} \eta_{зц} \eta_{коч} \eta_{уц} \eta_m \eta_{коч} = \\ &= 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,81 . \end{aligned}$$

Соответствующее значение максимальной мощности на валу электродвигателя составляет

$$P_{\partial \max} = \frac{P_{p \max}}{\eta_{np}} = \frac{15,0}{0,81} = 18,52 \text{ кВт} .$$

Коэффициент приведения эксплуатационной нагрузки

$$K_{ne} = \sqrt{\frac{1,0^2 \cdot 0,1 + 0,7^2 \cdot 0,5 + 0,3^2 \cdot 0,4}{0,1 + 0,5 + 0,4}} = 0,62.$$

Соответствующее значение среднеквадратичной мощности

$$P_{дск} = P_{дmax} K_{ne} = 18,52 \cdot 0,62 = 11,48 \text{ кВт}.$$

Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя осуществляется по Приложению Д4 по условию $P_{дн} \geq P_{дск}$. В таблицу заносят несколько двигателей с разными скоростями для выбора двигателя с рациональными параметрами.

Таблица 3.1. – Исходные данные для выбора электродвигателя

Номер варианта	Электродвигатель						
	Серия и типоразмер	Конструктивное исполнение	$P_{дн}$, кВт	$n_{дн}$, об/хв	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Масса, кг	Относительная стоимость
1	4A160S2 У3	на лапах	15,0	2940	1,4	130	1,0
2	4A160S2 У3			1465	1,4	135	1,0
3	4A160M6 У3			975	1,2	160	1,4
4	4A180M8 У3			730	1,2	160	1,7

Анализ данных показывает, что условие запуска электродвигателя под нагрузкой ($P_{дн} \frac{T_{пуск}}{T_{ном}} \geq P_{дmax}$) выполняется для вариантов 1 и 2. Целесообразно выбрать двигатель с меньшей массой, то есть вариант 1.

Определение передаточного числа редуктора и его распределение между ступенями

Для примера, который рассматривается, передаточное число редуктора и его распределение определяется следующим образом.

Передаточное число привода

$$u_{пр} = \frac{n_{дн}}{n_p} = \frac{2940}{50,9} = 57,76.$$

Передаточное число ременной передачи принимается равным: $u_{nn} = 3,0$ (Приложение Д3), тогда передаточное число редуктора

$$u_{ред} = \frac{u_{np}}{u_{nn}} = \frac{57,76}{3,0} = 19,25.$$

Для двухступенчатых редукторов по развернутой схеме распределение передаточного числа выполняется по формулам (3.17) и (3.19)

$$u_1 = 0,94 \sqrt[3]{u_{ред}^2} = 0,94 \cdot \sqrt[3]{19,25^2} = 6,75;$$

$$u_2 = \frac{u_{ред}}{u_1} = \frac{19,25}{6,75} = 2,85.$$

Передаточные числа зубчатых передач округляются до ближайшего значения из единого стандартного ряда (Приложение Д5). Принимается $u_1 = 6,3$ и $u_2 = 2,8$. Тогда передаточное число редуктора будет равным $u_{ред} = u_1 u_2 = 6,3 \cdot 2,8 = 17,64$, а передаточное число привода $u'_{np} = u_{nn} u_{ред} = 3,0 \cdot 17,64 = 52,92$. В сравнении с предыдущим значением (57,76) разность составляет 8,4%, что больше допустимых 6% согласно заданию. В связи с этим, целесообразно принять новое значение передаточного числа ременной передачи:

$$u_{nn} = \frac{u_{np}}{u_{ред}} = \frac{57,76}{17,64} = 3,27.$$

Выбор типа передач редуктора

Для примера, который рассматривается, согласно приведенным раньше рекомендациям принимается первая ступень – передача косозубая, вторая – прямозубая.

Исходные данные для расчетов передач привода

Относительно схемы привода на рис. 3.2 время эксплуатации привода будет таким (формула 3.34)

$$L_h = L t_p z t_{zm} K_z = 2 \cdot 365 \cdot 1 \cdot 8 \cdot 0,48 = 2803 \text{ часов.}$$

Режим работы привода принимается нереверсивным.

Нагрузочно-кинематические параметры на соответствующих валах определяются в таком порядке.

Вал электродвигателя (вал δ)

$$P_{\delta \max} = 18,52 \text{ кВт};$$

$$n_{\partial H} = 2940 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad \omega_{\partial H} = \frac{\pi n_{\partial H}}{30} = \frac{\pi \cdot 2940}{30} = 307,87 \text{ 1/с};$$

$$T_{\partial \max} = \frac{P_{\partial \max}}{\omega_{\partial H}} = \frac{18,52 \cdot 10^3}{307,87} = 60,16 \text{ Нм}$$

Быстроходный вал редуктора (вал I)

$$P_I = P_{\partial \max} \eta_{nn} \eta_{уш} \eta_{коч} = 18,52 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 16,89 \text{ кВт};$$

$$n_I = \frac{n_{\partial H}}{u_{nn}} = \frac{2940}{3,27} = 899,1 \text{ об/мин};$$

$$T_{I \max} = T_{\partial \max} u_{nn} \eta_{nn} \eta_{уш} \eta_{коч} = 60,16 \cdot 3,27 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 183,27 \text{ Нм};$$

количество циклов действия момента $T_{I \max}$ на валу I

$$N_{1I} = 60 n_I L_h l_1 = 60 \cdot 899,1 \cdot 2803 \cdot 0,1 = 15\,127\,800 \text{ циклів.}$$

Поскольку $N_{1I} > 50000$, то $T_{номI} = T_I = 183,27 \text{ Нм}$ и расчеты на кратковременные перегрузки выполнять не надо.

Промежуточный вал редуктора (вал II)

$$P_{II} = P_I \eta_{зц} \eta_{коч} = 16,89 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 16,05 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_1} = \frac{899,1}{6,3} = 142,7 \text{ об/мин};$$

$$T_{II \max} = T_{I \max} u_1 \eta_{зц} \eta_{коч} = 183,27 \cdot 6,3 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1093,33 \text{ Нм};$$

количество циклов действия момента $T_{II \max}$ на валу II

$$N_{1II} = \frac{N_{1I}}{u_1} = \frac{15\,127\,800}{6,3} = 2\,401\,200 \text{ циклів.}$$

Поскольку $N_{1II} > 50000$, то $T_{номII} = T_{II} = 1093,33 \text{ Нм}$ и расчеты на кратковременные перегрузки выполнять не надо.

Тихоходный вал редуктора (вал III)

$$P_{III} = P_{II} \eta_{зц} \eta_{коч} = 16,05 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 15,25 \text{ кВт};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_2} = \frac{142,7}{2,8} = 51,0 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

$$T_{III \max} = T_{II \max} u_2 \eta_{зц} \eta_{коч} = 1093,33 \cdot 2,8 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 2909,48 \text{ Нм},$$

количество циклов действия момента $T_{III \max}$ на валу III

$$N_{1III} = \frac{N_{1II}}{u_2} = \frac{2\,401\,200}{2,8} = 857\,600 \text{ циклів.}$$

Поскольку $N_{1III} > 50000$, то $T_{номIII} = T_{III} = 2909,48 \text{ Нм}$ и расчеты на кратковременные перегрузки выполнять не надо.

С целью проверки правильности расчетов целесообразно определить нагрузочно-кинематические параметры на валу рабочего органа и сравнить их со значениями, полученными ранее

$$P_{p\max} = 15 \text{ кВт}, \quad \omega_p = 5,33 \frac{1}{\text{с}}, \quad n_p = 50,9 \text{ об/мин},$$

$$T_{p\max} = 2812,50 \text{ Нм)}$$

$$P_{p\max} = P_{III} \eta_{уц} \eta_m \eta_{коч} = 15,25 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 14,65 \text{ кВт}$$

$$n_p = n_{III} = 51,0 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$T_{p\max III} = T_{III\max} \eta_y \eta_m \eta_{коч} = 2909,48 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2794,09 \text{ Нм}$$

Сравнение показывает значительную сходимость результатов, что свидетельствует о правильности выполненных расчетов.

Таблица 3.2 - Результаты определения исходных данных для расчетов передач привода

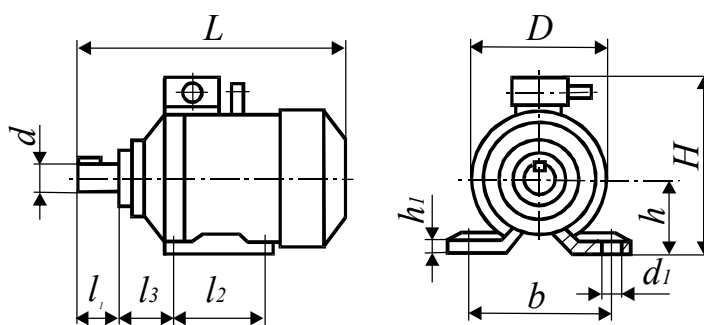
Степень	Клиноременная передача	Быстроходная	Тихоходная
Передаточное число	3,27	6,3	2,8
Тип передачи	-	косозубая	прямозубая
Режим работы привода	Нереверсивный		
Требования к габаритам привода	Жесткие		
Тип производства	Серийное		

Таблица 3.3 - **Нагрузочно-кинематические параметры привода**

Вал	Мощность <i>кВт</i>	Частота обращение, <i>об/мин</i>	Вращательный момент, <i>Нм</i>	
			Максимальный	Номинальный
<i>∂</i>	18,56	2940	61	61
<i>I</i>	16,93	899	187	187
<i>II</i>	16,09	143	1118	1118
<i>III</i>	15,29	51	2975	2975
<i>p</i>	14,69	51	2857	2857

Таблица 3.4 - **Техническая характеристика электродвигателя**

Серия и типоразмер	Конструктивное выполнение	$P_{дн}$, <i>кВт</i>	$n_{дн}$, <i>об/мин</i>	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Масса, <i>кг</i>
4A160S2 УЗ	На лапах	15,0	2940	1,4	130

Размеры электродвигателя

Серия и типораз- мер	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм							
	<i>L</i>	<i>H</i>	<i>D</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>h</i> ₁
4A160S2 УЗ	624	430	358	110	178	108	42	15	254	160	18

ГЛАВА 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ

Зубчатая передача - это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает энергию, изменяя при этом угловую скорость, вращательный момент или сам характер движения. При этом энергия может передаваться между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями.

Зубчатые передачи с цилиндрическими колесами передают энергию между параллельными валами и выполняются с прямыми, косыми или шевронными зубьями. Передача энергии между валами с пересекающимися осями осуществляется коническими колесами - обычно с прямыми или круговыми зубьями, реже с косыми зубьями. Преобразование вращательного движения в поступательное, или наоборот, осуществляется цилиндрическим колесом и рейкой. Для валов с перекрещивающимися осями применяют зубчатые винтовые передачи.

Червячная передача состоит из червяка, то есть винта с резьбой, подобной трапецевидной; и червячного колеса, представляющего собой косозубое колесо с зубьями особой формы. Основное преимущество червячных передач – значительные передаточные числа – обеспечило их широкое применение.

Размеры зубчатых и червячных передач в значительной степени определяют размеры и массу редуктора в целом, поэтому обеспечение их работоспособности при минимальной массе и стоимости является важной технико-экономической задачей. Расчет передач на прочность состоит из двух этапов: проектный и проверочный расчеты. Проектный расчет проводится в условиях неполной информации об объекте и потому имеет упрощенный, приближенный характер. В связи с этим после проектного расчета выполняют проверочный расчет передач в полном объеме - на изгибную и контактную прочность. Проверочный расчет проводится после определения размеров передач, его цель - определить расчетные напряжения при изгибе зуба и напряжения на контактной поверхности зуба (коэффициенты запаса прочности) и сравнить их с допустимыми напряжениями (допустимыми коэффициентами запаса прочности).

Приведенные ниже указания относятся к закрытым передачам и базируются на ГОСТ 21354-87, в который в учебных целях внесены некоторые упрощения.

Компьютерная методика расчета передач осуществляется с помощью программы **APM Trans**, которая является составной частью САПР **APM WinMachine** и предназначена для расчета зубчатых, червячных, ременных и цепных передач, а также генерации чертежей элементов этих передач в автоматическом режиме.

4.1. Основные условные обозначения и исходные данные

Основные условные обозначения, принятые в пособии, приведены в табл. 4.1. Параметры в приведенных формулах имеют размерность согласно табл. 4.1.

Все параметры, которые относятся к шестерне (червяку) и к зубчатому (червячному) колесу, имеют соответственно индексы 1 и 2. Индексы F и H соответствуют параметрам, которые используются в расчетах на изгибную F и контактную H прочность.

Исходными для расчетов на прочность передач являются данные, которые получены при расчетах в Главе 3.

Таблица 4.1 - Основные условные обозначения и размерности параметров

Условные обозначения	Название
1	2
$\sigma_{F \lim b}, \sigma_{H \lim b}$	Предел выносливости при изгибе и предел контактной выносливости соответственно, [МПа]
$N_{F \lim b}, N_{H \lim b}$	Базовые числа циклов нагрузок
N_{FE}, N_{HE}	Эквивалентные числа циклов нагружения при заданной диаграмме нагрузки
$[\sigma]_F, [\sigma]_H$	Допустимые напряжения при расчетах зубьев передач на изгибную и контактную выносливость, [МПа]
σ_F, σ_H	Фактические напряжения при расчетах зубьев передач на изгибную и контактную выносливость, [МПа]
T	Вращательный момент, [Н·мм]
$T_{ном}$	Номинальный вращательный момент, [Н·мм]
T_{max}	Максимальный вращательный момент на диаграмме нагружения, [Н·мм]
T_i	Вращательный момент, который отвечает i -ой ступени диаграммы нагружения, [Н·мм]
F_t	Окружная (тангенциальная) сила, [Н]
m $m_n, m_t,$ m_e, m_m	Модули зубьев, [мм]: прямозубых цилиндрических колес; косозубых цилиндрических зубчатых и червячных колес в нормальном и торцевом сечениях; конических колес в нормальном сечении соответственно на внешнем и среднем дополнительном конусе .
d	Диаметр делительной окружности зубчатого (червячного) колеса, [мм]

Таблица 4.1 - Продолжение

1	2
d_w	Диаметр начальной окружности зубчатого колеса, [мм]
d_e, d_m	Внешний и средний делительные диаметры конических колес, [мм]
a_w	Межосевое расстояние, [мм]
R_e, R_m	Внешнее и среднее конусное расстояние конических колес, [мм]
b_w	Ширина колеса, [мм]
β	Угол наклона зубьев цилиндрических колес
$\delta = \delta_1 + \delta_2$ δ_1, δ_2	Угол между осями колес в конических передачах Углы делительных конусов шестерни и колеса в конической передаче
d_s	Диаметр вала, [мм]
n	Частота вращения, [об/мин]
ω	Угловая скорость, [1/с]
V	Круговая скорость зубчатого колеса на делительном цилиндре, [м/с]
u	Передаточное число
L_h	Срок работы передачи за расчетный срок службы, [часов]
z_1, z_2	Число зубьев шестерни, колеса
z_c	Суммарное число зубьев колеса и шестерни
S_F, S_H	Коэффициенты запаса прочности по изгибным и контактным напряжениям соответственно
K_{FL}, K_{HL}	Коэффициенты долговечности, которые учитывают повышение предельных напряжений при числе циклов напряжений N_{FE}, N_{HE} , меньше базовых $N_{F \lim b}, N_{H \lim b}$
K	Коэффициент нагрузки
K_β	Коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зубца
K_v	Коэффициент, который учитывает динамические нагрузки в зацеплении
K_α	Коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями
K_{FC}	Коэффициент, который учитывает характер изменения напряжений при изгибе в реверсивных и нереверсивных передачах
ε_α	Торцевой коэффициент перекрытия

Таблица 4.1 - Продолжение

1	2
Y_F	Коэффициент формы зубца, (учитывает форму зуба и концентрацию напряжений в ножке зуба)
Y_β	Коэффициент, который учитывает угол наклона зуба
q	Коэффициент диаметра червяка

4.2. Проектный расчет зубчатой передачи

Назначение уровня твердости и вида термической обработки зубчатых колес

При проектировании колес зубчатых передач необходимо выполнить два основных условия – обеспечить прочность зубьев на изгиб (исключить их поломку) и прочность их контактной поверхности. Прочность на изгиб и контактная прочность возрастают при повышении твердости материала колес. Чаще всего для их изготовления применяют среднеуглеродистые или среднеуглеродистые низколегированные стали типа 45, 40Х, 40ХН и т.п. после термообработки (ТО) на нужную твердость.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после ТО зубчатые колеса можно условно разделить на три группы (табл. 4.2.) и назначить приближенное значение предела выносливости материала.

Таблица 4.2 - Значение рекомендованной твердости и термической обработки стали для зубчатых колес

Требования к габаритам передачи	Область применения	Термическая обработка	Твердость поверхности зуба	Предел изгибной выносливости $\sigma_{F \lim b}$, [МПа]
Нежесткие (первая группа)	Редукторы общего назначения в единичном и мелкосерийном производстве	Нормализация	$H=160 \dots 200$ НВ	280...360
		Улучшение (закалка с высокой температурой отпуска)	$H=200 \dots 320$ НВ	360...570
Жесткие (вторая группа)	Редукторы общего назначения в серийном и массовом производстве	Объемная закалка	$H=45 \dots 50$ HRC	500...600
		Закалка СВЧ	$H=50 \dots 55$ HRC	600...700
Особенно жесткие (третья группа)	Транспортные машины и машины горной промышленности	Цементация	$H=56 \dots 63$ HRC	800...950
		Азотирование	$H=55 \dots 65$ HRC	650...750

Колеса первой группы имеют сравнительно низкую твердость $H < 350 HB$ (ТО – нормализация или улучшение) и применяются при нежестких требованиях к габаритам, тогда как колеса второй (ТО - объемная закалка или закалка СВЧ – токами высокой частоты) и третьей (ТО - цементация или азотирование) групп имеют более высокую твердость – соответственно $H = 45...55 HRC$ и $H = 55...65 HRC$. (Напомним, что коэффициент пересчета единиц твердости по Бринеллю и Роквеллу равняется 10. $350 HB \approx 35 HRC$).

В колесах первой группы нарезание зубьев выполняют после окончательной ТО заготовки. Поверхности зубьев этих колес хорошо прирабатываются, в результате чего погрешности, которые допущены при нарезании зубьев и сборке передач, в начальный период работы частично устраняются (колеса прирабатываются за счет небольшого изнашивания).

Высокая твердость зубьев колес второй и третьей групп не позволяет их нарезать после ТО, поэтому нарезание зубьев делают на термически необработанной заготовке, а ТО подвергают зубчатые колеса с уже нарезанными зубьями. Для устранения термических деформаций обычно предусматривается шлифование зубьев.

Применяют следующие виды ТО зубчатых колес.

Закалка. Нагревание детали, которая изготовлена из стали с содержанием углерода более чем 0,3%, до температуры порядка $900^\circ C$ с последующим быстрым охлаждением в воде или масле. С целью снижения хрупкости после закалки деталь подвергают отпуску (повторному нагреванию с медленным охлаждением). Различают объемную закалку, когда деталь закаливается по всему объему (сечению) и поверхностную закалку (при модуле $m > 4 мм$), когда закаливается только поверхностный слой металла, что достигается за счет нагрева токами высокой частоты (СВЧ).

Отпуск. Нагрев закаленной детали до определенной температуры. Различают три вида отпуска – низкий ($\leq 250^\circ C$), средний ($250...450^\circ C$) и высокий ($450...600^\circ C$).

Улучшение. Закалка заготовки зубчатого колеса с последующим высоким отпуском.

Нормализация. Нагрев стальных деталей до температуры порядка $900^\circ C$ с последующим медленным охлаждением на воздухе. Нормализация выравнивает структурную неоднородность стали и улучшает ее обрабатываемость резанием.

Цементация. Длительная выдержка зубчатого колеса с низким содержанием углерода ($\leq 0,3\%$) при высокой температуре в среде, насыщенной углеродом, с последующей закалкой и низким отпуском. Значительное содержание углерода (порядка 1%) в тонком (до 2 мм) поверхностном слое зуба зубчатого колеса предопределяет его высокую – до $H = 63 HRC$ твердость, а следовательно, высокие износостойчивость и контактную выносливость. При этом не закаленная, вязкая сердцевина зуба обеспечивает, как и для зубьев, закаленных СВЧ, высокую изгибную выносливость.

Азотирование - насыщение поверхностного слоя азотом. Обеспечивает особенно высокие твердость ($H = 65 \text{ HRC}$) и износостойкость поверхностей зубьев, при этом искривление формы зубьев минимальное.

Приближенное определение модуля передачи

Этот расчет проводят для правильного выбора марки стали и режима ТО, поскольку механические свойства стали зависят не только от марки и ТО, но также от размеров сечения детали (шестерни и колеса). Размеры шестерни и колеса, в свою очередь, определяются значением их модуля.

Значение модуля определяют из условия обеспечения изгибной выносливости зубьев. Приближенное значение его определяют при усредненных параметрах для передач (mm):

- прямозубые $m' \geq 0,35 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$;
- косозубые $m'_n \geq 0,28 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$;
- шевронные $m'_n \geq 0,22 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$;
- конические $m'_{nm} \geq 0,40 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F}$.

Здесь $T_{ном1}$, $[H \cdot mm]$ - номинальный вращательный момент на шестерне;

$[\sigma]'_F$, $[MPa]$ - предварительное значение допускаемых напряжений при изгибе.

При наличии диаграммы нагружения (рис. 3.1.) под номинальным моментом $T_{ном1}$ понимают самый большой из долгосрочно действующих моментов, число циклов изменений которого за весь срок службы передачи L_{h1} превышает $5 \cdot 10^4$ (более подробно – Глава 3).

Предварительные значения допускаемых напряжений при изгибе:

$$[\sigma]'_F = \sigma_{F \lim b} / 2 - \text{для нереверсивных передач};$$

$$[\sigma]'_F = \sigma_{F \lim b} / 3 - \text{для реверсивных передач}.$$

Значение предельных напряжений $\sigma_{F \lim b}$ предварительно определяют по назначенному уровню твердости и виду ТО, пользуясь табл.4.2.

Полученное значение модуля передачи (кроме m'_{nm}) необходимо округлить до стандартного (табл.4.5).

Выбор материала для зубчатых колес, определение допускаемых напряжений

Назначение марок сталей для зубчатых колес, вида ТО и определение допускаемых напряжений проводится согласно табл. 4.3 с учетом предварительно принятых значений предельных напряжений σ_{Flimb} (табл. 4.2.). При этом учитывают размер сечения S проектируемых зубчатых колес (рис. 4.2.).

Таблица 4.3 - Механические свойства сталей для зубчатых колес

Марка стали	Вид термообработки	Размер пере-реза S , мм.	Твердость		Граница прочно-сти σ_{63} , МПа	Граница текущей σ_T , МПа	Граница контакт-ной выносливости σ_{Hlim} , МПа	Граница сгибаю-щей выносливо-сти σ_{Flimb} , МПа
			Поверх-ности, HRC	Сердцевины, HB				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	Улучшение	До 20	-	239...280	920	760	590	465
		20...40	-	200...240	770	560	510	395
		40...60	-	189...217	700	520	490	365
45	Объемная за-калка с отпус-ком	До 20	40...45	-	1400	1250	910	500
		Любой	45...50	160...200	550	450	1000	600
			48...53	170...210	700	480	1050	600
40X	Улучшение	До 40	-	300...345	1100	900	710	580
		40...60	-	265...315	1000	800	650	520
		60...100	-	250...280	900	750	600	480
40XH	Объемная за-калка с отпус-ком	До 40	45...50	-	1600	1400	1000	550
		Любой	45...50	220...260	870	700	1000	700
			48...54	220...280	880	760	1060	700
40XФА	Улучшение	До 70	-	280...320	1050	900	670	540
		70...150	-	250...290	900	700	610	485
		До 70	48...54	-	1700	1500	1050	550
18ХГТ	Объемная за-калка с отпус-ком	До 70	48...54	220...280	880	760	1060	700
		Любой	48...54	220...280	880	760	1060	700
			48...54	220...280	880	760	1060	700
12ХН3А	Улучшение	До 40	40...50	-	1600	1300	1000	550
38Х2МЮ	Цементация	До 60	58...62	≥ 241	1000	800	1380	950
50Л	Цементация	До 100	58...62	255	850	-	1380	820
35ХГСЛ	Азотирование	-	60...65	240...300	1000	800	1050	700
	Нормализация	-	-	160...210	600	400	440	330
	Улучшение	До 300	-	220...260	850	550	550	430

Марки углеродистой качественной конструкционной стали (ГОСТ 1050-88) обозначаются двумя цифрами, которые указывают содержание углерода в сотых долях процента. В обозначении легированной марки стали (ГОСТ 4543-71) следующие буквы обозначают легирующий элемент (X – хром, H – никель, T – титан, M – молибден, G – марганец и т.п.), а цифры после обозначения легирующего элемента отвечают его процентному содержанию (цифра отсутствует, если содержание данного элемента в стали не более 1%). Последняя буква A в обозначении марки стали указывает на сниженное содержание вредных примесей. Литые стали (ГОСТ 977-88) в конце обозначения имеют букву L (Сталь 30 L).

Для выбора марки стали необходимо располагать следующей дополнительной информацией.

Размер сечения заготовки S , что определяет необходимую прокаливаемость сталей (рис.4.1).

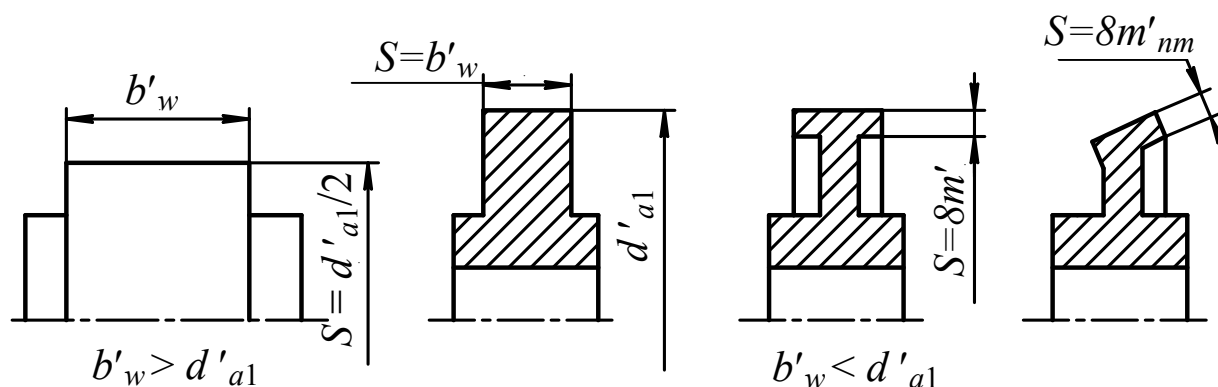


Рисунок 4.1 –К определению размера сечения заготовки

Диаметры окружностей вершин зубьев соответственно шестерни и колеса для цилиндрических прямозубых передач предварительно определяют

$$d'_{a1} = m'(z'_1 + 2); \quad d'_{a2} = m'(z'_2 + 2); \quad z'_1 = 20; \quad z'_2 = z'_1 \cdot u.$$

Для цилиндрических косозубых и шевронных, а также конических передач эти диаметры предварительно можно принять такими же.

Ширину шестерни и колеса принимают из интервала для передач:

- прямозубая – $b'_w = (8 \dots 12) \cdot m'$;
- косозубая – $b'_w = (12 \dots 15) m'_n$;
- шевронная – $b'_w = (20 \dots 30) m'_n$;
- коническая – $b'_w = (6 \dots 12) m'_{nm}$.

Приближенное значение диаметра вала

$$d_v \geq 3 \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}}, \text{ мм}, \quad (4.1)$$

где T – вращательный момент на валу, [Н мм];

$[\tau]_{кр}$ – допускаемые напряжения при кручении. Предварительно можно принять $[\tau]_{кр} = 15...25 \text{ МПа}$.

Относительная стоимость материала:

- стали углеродистые качественные типа 40, 45 (ГОСТ 1050-88) - 1,0;
- стали легированные конструкционные типа 20Х, 40Х (ГОСТ 4543-71) - 1,25;
- стали легированные конструкционные типа 40ХН, 18ХГТ (ГОСТ 4543-71) - 1,5;
- стали легированные конструкционные типа 12ХНЗА, 38Х2МЮА (ГОСТ 4543-71) - 2,0.

Определение допускаемых напряжений при расчете на изгибную выносливость. Определение осуществляют по формуле

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{[S]_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (4.2)$$

где $\sigma_{F \text{ lim } b}$ – предел изгибной выносливости (табл. 4.3);

K_{FC} – коэффициент, который учитывает характер изменения напряжений изгиба в реверсивных и нереверсивных передачах. Для реверсивных передач - $K_{FC} = 0,7$; для нереверсивных - $K_{FC} = 1,0$;

$[S]_F$ – допускаемый коэффициент запаса выносливости по изгибным напряжениям. $[S]_F = 1,6$ при ТО цементация и нитроцементация, $[S]_F = 1,7$ при других видах ТО;

K_{FL} – коэффициент долговечности, который учитывает повышение предельных напряжений при числе циклов нагружения меньших базового

$$K_{FL} = q \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim } b}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad (4.3)$$

где $q = 6$ – для зубчатых колес с однородной структурой материала (ТО – нормализация, улучшение) и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зуба, независимо от твердости и ТО их зубьев;

$q = 9$ – для зубчатых колес с поверхностным упрочнением (ТО – закалка СВЧ, цементация и т.п.) и не шлифованной поверхностью;

$N_{F \lim b} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов нагружения;

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60 n L_h K_{FE}, \quad (4.4)$$

где n – частота вращения, [об/мин];

L_h – срок службы, [часов];

K_{FE} – коэффициент эквивалентности нагрузки.

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^q t_i, \quad (4.5)$$

где $t_i = \frac{L_i}{L_h}$ – относительное время действия момента T_i за расчетный

срок службы L_h , L_i – срок работы передачи при вращательном моменте T_i (рис. 3.1)

При $N_{FE} > N_{F \lim}$ принимают $K_{FL} = 1$.

Определение допускаемых напряжений при расчете на контактную выносливость. Определения осуществляют по формуле

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S]_H}, \quad (4.6)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости (табл. 4.3);

$[S]_H$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по контактным напряжениям. $[S]_H = 1,1$ – для зубчатых колес с однородной структурой материала (ТО – нормализация, улучшение, объемная закалка с отпуском); $[S]_H = 1,2$ – для зубчатых колес с поверхностным упрочнением (ТО – закалка СВЧ, цементация, азотирование);

K_{HL} – коэффициент долговечности, который учитывает повышение предельных напряжений при числе циклов нагрузки, меньших базового.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim b}}{N_{HE}}} \geq 1, \quad (4.7)$$

где $N_{H \lim b}$ – базовое число циклов нагружения (см. ниже);

N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{HE} = 60 n L_h K_{HE}. \quad (4.8)$$

где K_{HE} - коэффициент эквивалентности нагрузки.

По аналогии с расчетом на изгиб

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 t_i. \quad (4.9)$$

Базовое число циклов нагружения можно принимать: при твердости поверхностей зубчатых колес $H=200...350$ HB - $N_{H\lim b} = (10...40) \cdot 10^6$, а при твердости $H = 40...60$ HRC - $N_{H\lim b} = (40...100) \cdot 10^6$.

При $N_{HE} > N_{H\lim}$, принимают $K_{HL}=1$.

Проектный расчет зубчатых передач на изгибную выносливость

Этот расчет выполняется для колес с твердостью рабочих поверхностей зубьев $H > 350$ HB.

Минимальное значение модуля, при котором обеспечивается изгибная выносливость зубьев, определяется [мм]

- для цилиндрических прямозубых передач

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 Y_F K T_{\text{ном}}}{\psi_m z [\sigma]_F}}; \quad (4.10)$$

- для цилиндрических косозубых и шевронных передач

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 Y_F Y_\beta Y_\varepsilon K T_{\text{ном}} \cos \beta}{\psi_m z [\sigma]_F}}; \quad (4.11)$$

- для конических передач

$$m_{nm} \geq \sqrt[3]{\frac{2 Y_F K T_{\text{ном}}}{v_F \psi_m z [\sigma]_F}}. \quad (4.12)$$

В приведенные формулы подставляют значение $T_{\text{ном}}$ [Н·мм], $[\sigma]_F$ [МПа], z , Y_F менее прочного элемента (шестерни или колеса), у которого отношение $[\sigma]_F / Y_F$ меньше.

Для прямозубых цилиндрических колес Y_F выбирают из табл. 4.4 в зависимости от числа зубьев. Для косозубых, шевронных и конических колес Y_F выбирают из той же таблицы, но по эквивалентному числу зубьев z_v :

- для косозубых и шевронных передач

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta};$$

- для конических передач

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \delta}.$$

Число зубьев шестерни назначают в зависимости от типа передачи:

- прямозубая $z_1 \geq 18;$
- косозубая $z_1 \geq 17;$
- шевронная $z_1 \geq 15;$
- коническая $z_1 \geq 20.$

Соответственно число зубьев колеса определяют по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot u.$$

Числа зубьев шестерни и колеса должны быть целыми числами.

Таблица 4.4- Коэффициент Y_F , который учитывает форму зубьев и концентрацию напряжений

z, z_v	Коэффициент смещения исходного контура			
	-0,2	0	+0,2	+0,5
16	-	4,47	3,99	3,57
17	-	4,30	3,97	3,58
20	-	4,12	3,90	3,59
25	4,39	3,96	3,81	3,60
30	4,14	3,85	3,75	3,61
40	3,90	3,75	3,68	3,62
50	3,83	3,73	3,66	3,62
60	3,82	3,73	3,68	3,63
80	3,81	3,74	-	-
100	3,80	3,75	-	-

Угол наклона зуба для передач (рекомендованные значения):

- цилиндрических косозубых $\beta = 8...15^\circ;$
- шевронных $\beta = 25...40^\circ;$

- конических с косым зубом $\beta = 20 \dots 30^\circ$;
- конических с круговым зубом $\beta = 35^\circ$.

Для конических передач (рис. 4.2) $\delta_1 = \arctg \frac{1}{u}$, $\delta_2 = \arctg(u)$.

Коэффициент нагрузки предварительно принимают $K = 1,3 \dots 1,5$ с последующим уточнением.

Коэффициент ширины колеса $\psi_m = b / m_n$ выбирают из интервала в зависимости от типа передач:

- прямозубая $\psi_m = 8 \dots 12$;
- косозубая $\psi_m = 12 \dots 15$;
- шевронная $\psi_m = 20 \dots 30$;
- коническая $\psi_m = 6 \dots 12$.

Коэффициент, который учитывает угол наклона зубьев

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}.$$

Коэффициент, который учитывает участие в зацеплении одновременно нескольких пар зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1,1}{\varepsilon_\alpha}, \quad (4.13)$$

где ε_α - торцевой коэффициент перекрытия.

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (4.14)$$

(Здесь знак "плюс" – для внешнего, знак "минус" – для внутреннего зацепления).

Коэффициент v_F , который учитывает снижение нагрузочной способности по изгибным напряжениям конической передачи в сравнении с цилиндрической прямозубой принимают для конических прямозубых колес $v_F = 0,85$, а для колес с не прямыми зубьями:

- $v_F = 0,94 + 0,08 u$ (при твердости $H \leq 350 HB$);
- $v_F = 0,65 + 0,11 u$ (при твердости $H \geq 45 HRC$).

Вычисленное значение модуля нужно согласовать с ГОСТ 9563–80 (табл. 4.5), приняв ближайшее большее значение.

Таблица 4.5 - Стандартные значения модуля m , [мм], ГОСТ 9563-80

1-и ряд	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0
2-и ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0	

В конических передачах согласовывать с ГОСТ 9563–80 нужно внешний круговой модуль m_{te} , который определяется через средний модуль m_{nm}

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta} \left(1 + \frac{\psi_m \sin \delta_1}{z_1} \right). \quad (4.15)$$

После получения стандартного модуля для косозубых и шевронных передач определяют межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (4.16)$$

Полученное значение округляют к ближайшему числу из ряда $Ra40$ ГОСТ 6636-69 (табл. 4.6), а в редукторах, которые серийно выпускаются - к стандартному межосевому расстоянию (табл. 4.7) и по нему уточняют фактический угол наклона зубьев $\beta_{факт}$

$$\beta_{факт} = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_w}. \quad (4.17)$$

В тех случаях, когда межосевое расстояние нужно округлить для прямозубых передач, необходимо подобрать необходимое число зубьев, или назначить нарезание со смещением исходного контура.

Таблица 4.6 - Нормальные линейные размеры ряда $Ra40$ (ГОСТ 6636-69), мм

12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000
--

Таблица 4.7 - Стандартные межосевые расстояния a_w (ГОСТ 2185-66), мм

1-и ряд	40	50	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
2-и ряд					140	180	225	280	355	450	560	710	900	1120	1400	1800

Основные размеры колес передач (рис. 4.2) определяют по формулам, которые приведены в табл. 4.8.

Таблица 4.8 - Основные размеры колес передач, которые изготавливаются без смещения исходного контура (рис. 4.2)

Параметры зацепления	Формулы для определения параметров	
	Цилиндрические передачи	Конические передачи
Диаметры окружностей:		
- делительной	$d_w = d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$	$d_e = m_e z$
- впадин	$d_f = d - 2,5 m_n$	$d_{fe} = d_e - 2,4 m_{te} \cos \delta$
- вершин	$d_a = d + 2 m_n$	$d_{ae} = d_e + m_{te} \cos \delta$
Фактический средний модуль	-	$m_{nm} = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right) \cos \beta$
Межосевое (конусное) расстояние	$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Углы делительных конусов:		
- шестерни	-	$\delta_1 = \arctg 1/u$
- колеса	-	$\delta_2 = \arctg u$
Среднее конусное расстояние	-	$R_m = R_e - 0,5 b$
Ширина зубчатого венца:		
- шестерни	$b_{w1} = b_{w2} + (2 \dots 6) \text{ мм}$	$b_{w1} = b_{w2} = b_w$
	$b_{w2} = \psi_m m_n$	$b_w = \psi_m m_n$
- колеса	$b_{w2} = \psi_a a_w$	$b_w = K_{be} R_e$

Для цилиндрических передач высота зуба

$$h = 2,25 m_n.$$

Для конических передач дополнительно к табл. 4.8 следует определить:

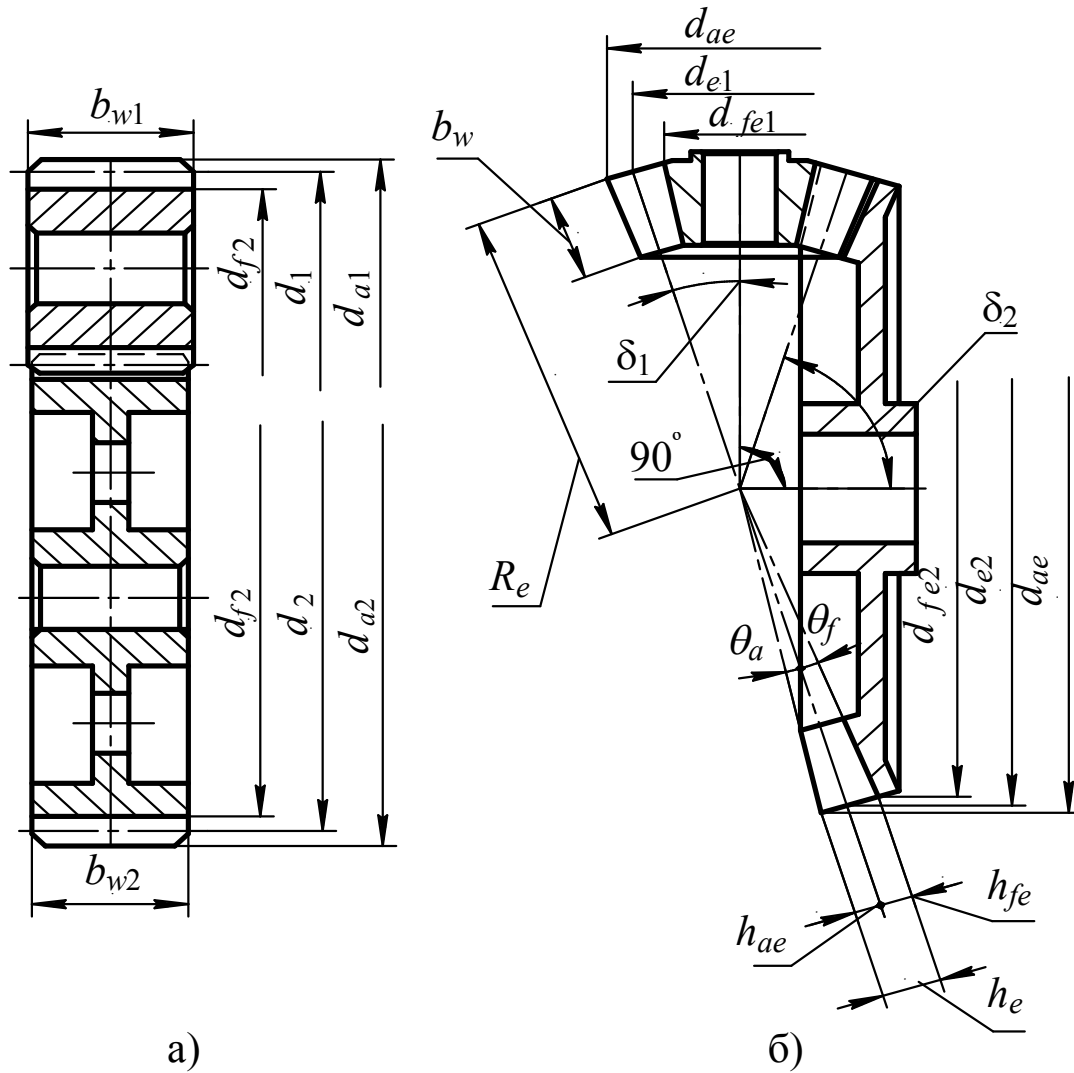


Рисунок 4.2 – Основные размеры передач: а) цилиндрических; б) конических
- высоту зуба на торце дополнительного конуса

$$h_e = 2 m_{te} (\cos \beta + 0,1);$$

- высоту головки и ножки зуба на торце дополнительного конуса

$$h_{ae1} = m_{te}; \quad h_{ae2} = m_{te} (2 \cos \beta - 1),$$

$$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}; \quad h_{fe2} = h_e - h_{ae2};$$

- углы головки и ножки зубьев

$$\theta_a = \arctg \frac{h_{ae}}{R_e}, \quad \theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e};$$

- углы конуса вершин

$$\delta_{a_1} = \delta_1 + \theta_a, \delta_{a_2} = \delta_2 + \theta_a;$$

- углы конуса впадин

$$\delta_{f_1} = \delta_1 - \theta_f, \delta_{f_2} = \delta_2 - \theta_f.$$

Приведенные формулы действительны для ортогональных конических передач с межосевым углом $\delta = 90^\circ$.

Примечание. Значение b_w нужно округлить к ближайшему значению из ряда $Ra40$ за ГОСТ 6636-69 (табл.4.6).

Проектный расчет зубчатых передач на контактную выносливость зубьев

Этот расчет выполняется для колес с твердостью рабочих поверхностей зубьев $H < 350$ НВ в следующем порядке.

Цилиндрические передачи.

Межосевое расстояние, [мм]

$$a_w \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{C}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{K T_{ном2}}{\psi_a}}, \quad (4.18)$$

где «+» – для внешнего зацепления, «-» – для внутреннего;

$C = 310$ – для прямозубых и $C = 270$ – для косозубых и шевронных колес;

K – коэффициент нагрузки (предварительно принимают $K = 1,3 \dots 1,5$ со следующим уточнением);

$\psi_a = \frac{b_w}{a_w}$ – коэффициент ширины колеса:

- для прямозубых передач $\psi_a = 0,2 \dots 0,3$;

- для косозубых передач $\psi_a = 0,3 \dots 0,4$;

- для шевронных передач $\psi_a = 0,4 \dots 0,6$.

При наличии диаграммы нагружения (рис. 3.1) номинальный момент на колесе $T_{ном2}$ определяют с учетом приведенных выше рекомендаций п. 4.2.2.

Ширина колеса

$$b_w = \psi_a a_w.$$

Значение ширины колеса и межосевого расстояния нужно округлить (табл. 4.6)

Для косозубых колес под b_w имеется в виду ширина обода колеса в осевом сечении (рис.4.2), а для шевронных колес – рабочая ширина обоих полушевронов (ширина проточки не учитывается). Модуль зубьев определяют согласно рекомендации

$$m_n = (0,01...0,02) a_w. \quad (4.19)$$

Полученное значение модуля нужно согласовать с ГОСТ 9563-80 (табл.4.5).

Числа зубьев определяют согласно следующим зависимостям.

Суммарное число зубьев

$$z_c = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n}, \quad (4.20)$$

где $\beta = 8 \div 15^\circ$ - для косозубых колес; $\beta = 25 \div 40^\circ$ - для шевронных.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_c}{u + 1}.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_c - z_1.$$

После вычисления и округления чисел зубьев к целому значению нужно уточнить:

- передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1};$$

- угол наклона зубьев для косозубой и шевронной передачи

$$\beta_{\text{факт}} = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_w}.$$

Основные геометрические размеры колес – см. рис. 4.2 и табл. 4.8.

Конические передачи.

Диаметр внешнего делительного кола колеса (на внешнем дополнительном конусе) [мм]

$$d_{e2} \geq 96_3 \sqrt{\frac{T_{\text{ном}2} u K}{v_H (1 - K_{be}) K_{be} [\sigma]_{H2}^2}}, \quad (4.21)$$

где $K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = 0,25 \dots 0,30$ – коэффициент ширины зубчатого венца

по внешнему конусному расстоянию.

Как и раньше $K = 1,3 \dots 1,5$; $[\sigma]_H$, [МПа]; $T_{ном2}$, [Н·мм].

Коэффициент v_H , который учитывает уменьшение нагрузочной способности конической передачи по контактным напряжениям в сравнении с цилиндрической прямозубой передачей, принимают для конических прямозубых колес $v_H = 0,85$. Для колес с непрямыми зубьями:

- $v_H = 1,22 + 0,21 u$ (при твердости $H \leq 350 HB$);

- $v_H = 0,81 + 0,15 u$ (при твердости $H \geq 45 HRC$).

Модуль передачи определяют согласно найденному диаметру колеса $m_{te} = d_{e2} / z_2$, приняв $z_1 \geq 20$ и найдя $z_2 = z_1 u$.

Полученное значение модуля округляют до стандартного (табл.4.5).
Ширина зубчатого венца колеса

$$b_w = K_{be} R_e.$$

Другие геометрические размеры колес (рис.4.2) определяют по формулам табл.4.8.

Выполнение эскиза редуктора. Уточнение конструктивных и кинематических параметров передач

После определения габаритных размеров зубчатых колес (диаметров и ширины) приступают к сборочной компоновке редуктора (рис.4.4).

При сборочной компоновке определяют взаимное расположение зубчатых колес, ориентировочно диаметры валов, (см. п. 4.2.3) назначают способ смазки и проверяют возможность сборки редуктора (наличие зазоров между вращающимися и невращающимися деталями).

Минимальные зазоры Δ между кругами выступлений колес и поверхностями валов должны быть не менее 5 мм. Например, для редуктора (рис.4.4) нужно выполнить условия:

$$a_{w2} - (d_{a2} / 2 + d_{a5} / 2) \geq 5;$$

$$a_{w3} - (d_{a4} / 2 + d_e / 2) \geq 5.$$

При невыполнении этих условий нужно изменить габаритные размеры колес (диаметры и ширину) таким образом, чтобы прочность их не уменьшалась.

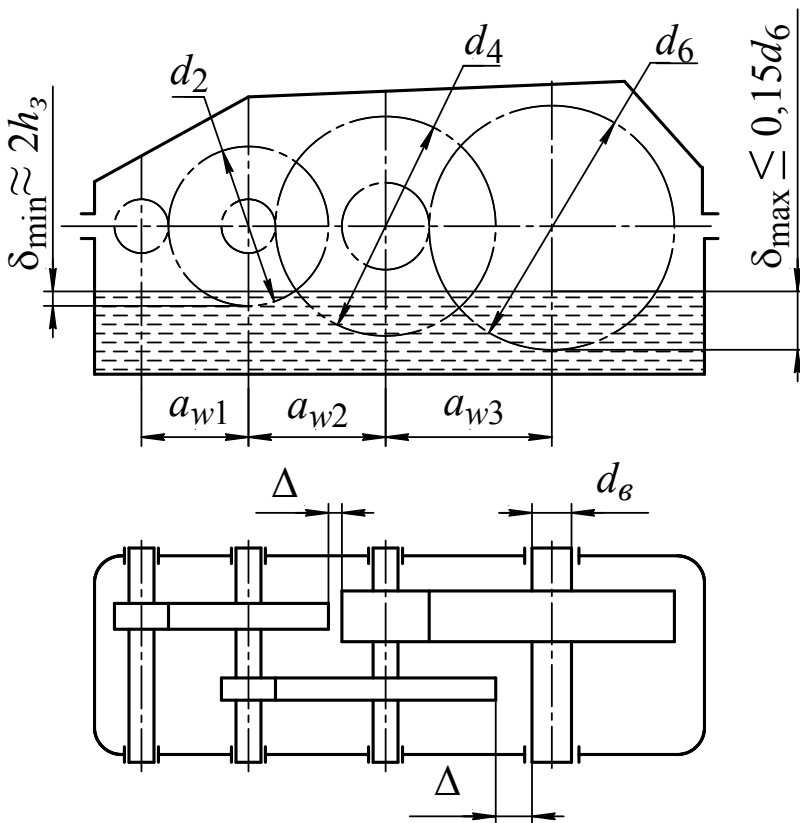


Рисунок 4.3 - Сборочная компоновка редуктора (выполняется в масштабе)

погружение тихоходного колеса с диаметром d_6 допускается максимально на $0,15 \cdot d_6$. (рис. 4.3).

При окружных скоростях $V > 15$ м/с применяется принудительное смазывание от специальной системы смазки. В этом случае приблизительное равенство диаметров зубчатых колес необязательно.

4.3. Проверочный расчет зубчатых передач

После проектного расчета параметры передачи (коэффициент нагрузки, материал и термообработка, модуль и др.) могут изменяться, поэтому проверочный расчет проводится как на контактную выносливость, так и на выносливость при изгибе.

Если условия прочности не удовлетворяются, необходимо изменить материал или размеры передачи.

Назначение степени точности передач

Выбор степени точности изготовления зубчатых передач определяется эксплуатационными и техническими требованиями к ним: окружной скоростью; передаваемой мощностью; требованиями к кинематической точности, плавности, бесшумности, долговечности; отсутствию вибрации, и т.п.

При выборе способа смазки зацепления необходимо руководствоваться следующим. При окружных скоростях зубчатых колес $V \leq 15$ м/с смазка зубчатого зацепления обычно осуществляется погружением зубьев колес в масляную ванну в корпусе редуктора, которая требует приблизительного равенства диаметров зубчатых колес всех ступеней передачи.

Меньшее колесо с диаметром d_2 должно минимально погружаться приблизительно на две высоты зуба, а

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности (по норме плавности) и шероховатости рабочих поверхностей зубьев приведены в табл.4.9.

Таблица 4.9 - Рекомендации выбору степени точности зубчатой передачи и шероховатости рабочих поверхностей зубьев

Степень точности по ГОСТ1643-81	Характеристика передач	Шероховатости рабочих поверхностей зубьев ГОСТ2789-73	Максимальные окружные скорости, м/с				Область применения
			Цилиндрические передачи		Конические передачи		
			Прямозубые	Непрямозубые	Прямозубые	Непрямозубые	
7	Точные	Ra 1,25...0,63	12	20	6	12	Передачи, работающие с повышенными скоростями и умеренными нагрузками
8	Средней точности	Ra 2,5...1,25	6	10	3	7	Передачи общего машиностроения, не нуждающиеся в высокой точности
9	Сниженной точности	Rz 20...10	3	5	2	4	Тихоходные передачи со сниженными требованиями к точности

Окружная скорость зубчатых колес определяется (d [мм], n [мин⁻¹], [м/с]), (для конических передач $d = d_m = m_{nm} \cdot z$)

$$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} \quad (4.22)$$

Уточнение расчетной нагрузки

Расчетная нагрузка на зубчатые колеса состоит из:

- номинальной нагрузки в предположении, что она распределяется по длине зубьев и между зубьями равномерно и прикладывается статически;

- дополнительной нагрузки, связанные с неравномерностью распределения номинальной нагрузки по длине зубца и между зубьями из-за погрешности изготовления и деформации деталей передач, а также динамическим характером этой нагрузки.

Дополнительные нагрузки учитываются коэффициентом нагрузки K . Тогда расчетная нагрузка (окружная сила):

- цилиндрические передачи

$$F_{tp} = F_t \cdot K = 2T_{ном1} K / d_1;$$

- конические передачи

$$F_{tp} = F_t \cdot K = 2T_{ном1} K / d_{m1}.$$

Здесь d_1 - делительный диаметр, $d_{m1} = m_{nm} z_1$ - средний делительный диаметр

Далее принято, что $K = K_F = K_H$. Для конических передач, а также цилиндрических передач при окружных скоростях больше 10 м/с, разность значений K_F и K_H может быть до 20%, подробнее [1].

$$K = K_\beta \cdot K_\alpha \cdot K_v$$

Значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине зубец K_β приведено на рис. 4.4.

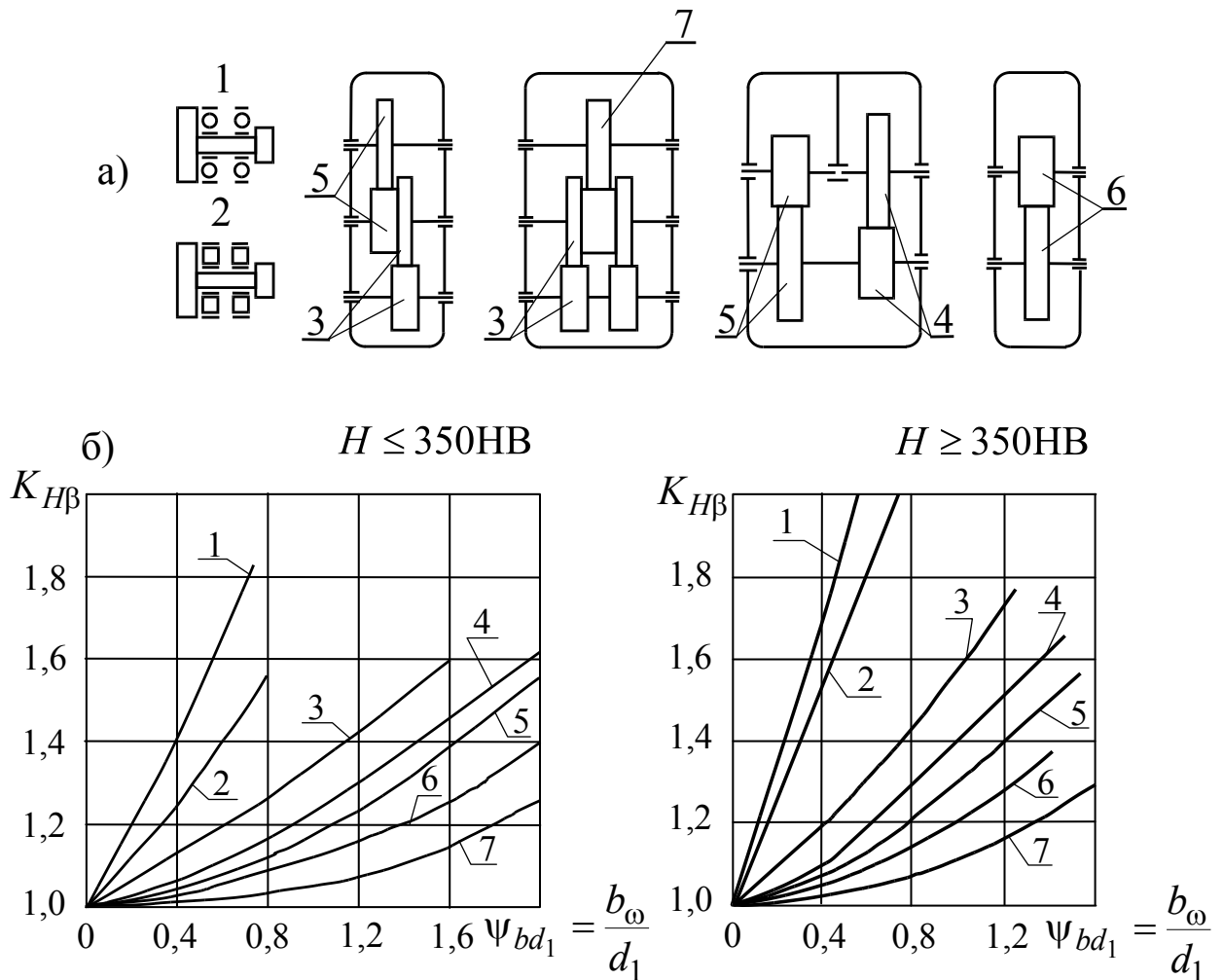


Рисунок 4.4 – Схемы передач а) и графики б) для определения значений коэффициента K_β для цилиндрических колес (1...7 – кривые применительно к схемам передач)

Коэффициент K_α , который учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями для цилиндрических колес

$$K_\alpha = 1 + 0,06 (P_{СТ} - 5),$$

где $P_{СТ}$ - степень точности передачи (табл.4.9).

Для конических передач этот коэффициент учитывается коэффициентом ν .

Значения K_ν выбирают по табл. 4.10. Для конических колес принимая степень точности на одну степень грубее фактического.

Таблица 4.10 - Ориентировочные значения коэффициента K_ν (числитель – прямозубые, знаменатель – косозубые колеса)

Степень точности передачи ГОСТ 1643-81	Твердость поверхности зубьев	Круговая скорость, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	$H \leq 350$ HB	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,62}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
		$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
	$H > 350$ HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$
8	$H \leq 350$ HB	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,38}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	$H > 350$ HB	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,38}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$
9	$H \leq 350$ HB	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,72}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,27}{1,12}$	$\frac{1,34}{1,14}$
	$H > 350$ HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,27}{1,12}$	$\frac{1,34}{1,14}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,08}$	$\frac{1,27}{1,12}$	$\frac{1,34}{1,14}$

Поверочный расчет зубчатых передач на изгибную выносливость

Фактическое значение коэффициента запаса прочности по изгибным напряжением в опасном сечении зубьев шестерни и колеса должны быть не меньшим допустимого:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim b} K_{Fc} K_{FL}}{\sigma_F} \geq [S]_F. \quad (4.23)$$

Напряжение при изгибе в зубьях шестерни определяют:
- для цилиндрических прямозубых передач

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{tp} Y_{F_1}}{b_{w1} m}; \quad (4.24)$$

- для цилиндрических косозубых и шевронных передач

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{tp} Y_{F_1}}{b_{w1} m_n} Y_{\beta} Y_{\varepsilon}; \quad (4.25).$$

- для конических передач

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{tp} Y_{F_1}}{v_F b_{w1} m_{nm}}. \quad (4.26)$$

Фактические напряжения при изгибе в опасном сечении зуба колеса

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \frac{Y_{F_2} b_{w1}}{Y_{F_1} b_{w2}}. \quad (4.27)$$

Рекомендации по выбору величин в эти формулы приведены ранее.

Проверочный расчет зубчатых передач на контактную выносливость

Фактическое значение коэффициента запаса прочности по контактным напряжениям на рабочих поверхностях зубьев шестерни и колеса, должно быть не меньше допустимого

$$S_H = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{\sigma_H} \geq [S]_H. \quad (4.28)$$

Для цилиндрических прямозубых передач:

$$\sigma_H = 440 \sqrt{\frac{F_{tp}}{b_{w2}} \frac{u+1}{d_1 u}}.$$

Для цилиндрических косозубых и шевронных передач

$$\sigma_H = 490 Z_k \sqrt{\frac{F_{tp}}{b_{w2}} \frac{u+1}{d_1 u}}.$$

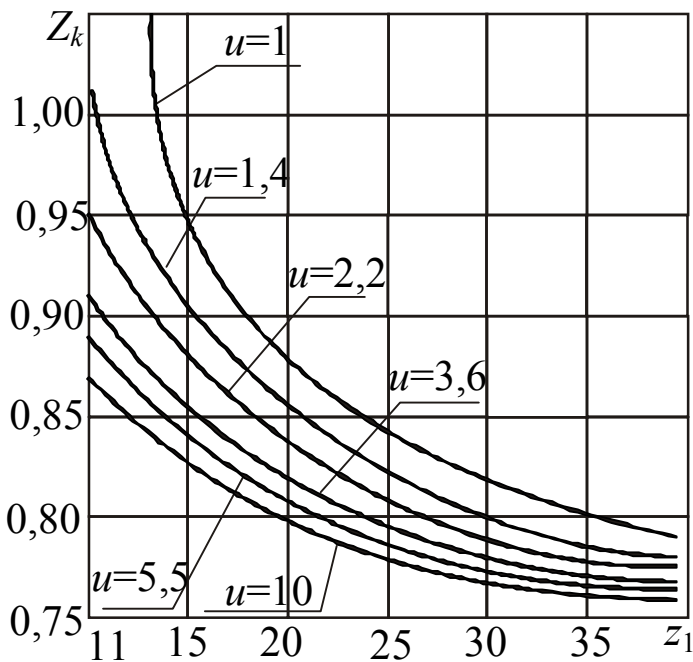


Рисунок 4.5 – Коэффициент Z_k для расчета косозубых и шевронных передач

Для конических передач

$$\sigma_H = 490 \sqrt{\frac{F_{tp} \cos \delta_1}{v_H b_{w2} d_{m1}} \frac{u^2 + 1}{u^2}}$$

Рекомендации по выбору входящих в эти формулы величин приведены выше.

Значение коэффициента Z_k , который учитывает более высокую прочность косозубых и шевронных колес в сравнении с прямозубыми, приведены на рис. 4.5.

Проверка прочности зубьев колес при кратковременных перегрузках

Условие прочности зубьев по кратковременным перегрузкам, число циклов нагрузок которых за весь срок службы повода не превышает $5 \cdot 10^4$:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma]_{H \max}; \quad (4.29)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (4.30)$$

где T_{\max} - максимальный момент по диаграмме нагружения (рис.3.1) с учетом числа циклов нагружения;

$\sigma_{H \max}$ и $\sigma_{F \max}$ - максимальные напряжения, которые возникают в зубьях при действии максимального кратковременного нагружения T_{\max} ;

σ_H и σ_F - напряжения, которые возникают при действия номинального нагружения $T_{\text{ном}}$;

$[\sigma]_{H \max}$, $[\sigma]_{F \max}$ - допустимые напряжения при кратковременных перегрузках.

Для пластичных сталей ($H \leq 350$ НВ):

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_T; \quad [\sigma]_{F \max} = (0,8 \dots 0,9) \sigma_T.$$

Для закаленных сталей ($H > 350$ НВ):

$$[\sigma]_{H \max} = 40 \text{HRC}; \quad [\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_{\sigma},$$

где σ_T , σ_{σ} - границы текучести и прочности материалов зубьев соответственно (табл. 4.3).

4.4. Проектный и проверочный расчеты червячных передач

Червячные передачи рассчитывают на контактную и изгибную выносливость. Расчеты проводят по зубьям червячного колеса (изготовленным из бронзы или чугуна), которые имеют меньшую прочность, чем стальные витки червяка. Расчет на контактную прочность должен обеспечить не только отсутствие усталостного разрушения (выкрашивания) рабочих поверхностей зубьев, но и отсутствие заедания, которое приводит к задиру рабочих поверхностей.

Исходными данными для расчета являются:

- номинальный вращательный момент на валу червячного колеса $T_{ном2}$, [Н·мм];
- частота вращения червяка n_1 , [об/мин];
- передаточное число u .

Выбор материалов для изготовления червячных колес и червяков

Выбор материалов проводят в следующем порядке.

По табл. 4.11 определяют число заходов червяка z_1 .

Таблица 4.11 - Рекомендованные значения числа заходов червяка

u	7-14	14-28	28-36	≥ 36
z_1	4	2	1-2	1

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u.$$

Ориентировочное значение скорости скольжения V_k [м/с] между зубьями червячного колеса и витками червяка

$$V_k = \frac{n_1}{1950} \sqrt[3]{\frac{T_{ном2}}{z_2^2}}. \quad (4.31)$$

При скоростях скольжения $V_k \geq 6$ м/с для изготовления червячных колес применяют оловянистые бронзы (табл.4.12). Червяк изготавливается из сталей марок 45, 40Х; термообработка улучшение ($H = 240 \dots 270$ НВ) или закалка СВЧ ($H = 45 \dots 50$ HRC).

Таблица 4.12 - Условные допустимые напряжения $[\sigma]_H^\circ$ для материалов червячных колес, МПа. Оловянистые бронзы (ГОСТ 613-79)

Материал и образ отливки	$[\sigma]_H^\circ$ при твердости витков червяка	
	$H \leq 45$ HRC	$H > 45$ HRC
Бр010Ф1 в песок	130	160
Бр010Ф1 в кокиль	190	225
Бр010Н1Ф1 центробежное литье	210	250

При скоростях скольжения $V_k \leq 6$ м/с зубчатые венцы выполняются из менее дорогих безоловянистых бронз типа Бра9ЖЗЛ или чугуна (табл. 4.13). При этом червяк обязательно должен иметь твердость $H > 45$ HRC.

Таблица 4.13 - Условные допускаемые напряжения $[\sigma]_H^\circ$ для материалов червячных колес, МПа. Твердые бронзы (ГОСТ 493-79) и чугун (ГОСТ 1412-85)

Материал		$[\sigma]_H^\circ$ при скорости скольжения, м/с					
Червячного колеса	Червяка	0,5	1	2	3	4	5
Бра9ЖЗЛ	Закаленная сталь 45, 40X	250	230	210	180	160	120
СЧ 15	Закаленная сталь 45, 40X	130	115	90	-	-	-

Определение допускаемых напряжений материала червячных колес

Допускаемые напряжения при расчете на контактную выносливость

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H^\circ K_{HL},$$

где $[\sigma]_H^\circ$ - условное допускаемое напряжение при расчете на контактную выносливость (табл. 4.12. и табл. 4.13);

K_{HL} – коэффициент долговечности

$$K_{HL} = 8 \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}; \quad (4.32)$$

$$10^7 \leq N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} \leq 25 \cdot 10^7.$$

При $N_{HE} \leq 10^7$ принимают $N_{HE} = 10^7$, а при $N_{HE} \geq 25 \cdot 10^7$ $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$.

Коэффициент эквивалентной нагрузки (рис.3.1):

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 t_i. \quad (4.33)$$

Для колес из чугуна $K_{HL} = 1$.

Допускаемые напряжения при расчете на изгибную выносливость реверсивных и нереверсивных передач:

$$[\sigma]_{F_{-1}} = [\sigma]_{F_{-1}}^{\circ} K_{FL}; \quad (4.34)$$

$$[\sigma]_{F_0} = [\sigma]_{F_0}^{\circ} K_{FL}, \quad (4.35)$$

где $[\sigma]_{F_{-1}}^{\circ}$, $[\sigma]_{F_0}^{\circ}$ – условные допускаемые напряжения при изгибе (при базовом числе циклов $N_{F_0} = 10^7$) для реверсивных и нереверсивных передач соответственно (табл.4.14).

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad (4.36)$$

$$10^6 \leq N_{FE} = 60 n_2 L_h K_{FE} \leq 25 \cdot 10^7.$$

Таблица 4.14 - Условные допускаемые напряжения для материалов зубьев червячных колес при расчете на изгибную выносливость, МПа.

Материал	Образ отливки	σ_v , МПа	σ_T , Мпа	$[\sigma]_{F_{-1}}^{\circ}, [\sigma]_{F_0}^{\circ}$ при твердости червяка			
				$H < 45$ HRC		$H > 45$ HRC	
				Реверсивные	Нереверсивные	Реверсивные	Нереверсивные
Бр010Ф1	В песок	180	100	29	40	36	50
Бр010Ф1	В кокиль	260	150	42	58	52	72
Бр010Н1Ф1	Центробежное	290	170	46	65	57	81
Бра9ЖЗЛ	В песок	400	200	64	78	75	100
СЧ15	В песок	150	-	24	38	30	48

При $N_{FE} \leq 10^6$ принимают $N_{FE} = 10^6$, а при $N_{FE} \geq 25 \cdot 10^7$ $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$.

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 t_i. \quad (4.37)$$

Для колес из чугуна $K_{FE} = 1$.

Предельные допускаемые напряжения $[\sigma]_{F \max}$, по которым ведется проверочный расчет при кратковременных перегрузках, число циклов действия которых за весь срок службы не превышает $5 \cdot 10^4$, приведены в табл.4.15.

Таблица 4.15 - **Предельные допускаемые напряжения при кратковременных перегрузках, МПа**

Материал	$[\sigma]_{F \max}$
Бра9Ж4	160
Бр010Ф1	100
Бр010Н1Ф1	100
СЧ15	90

Определение расчетной нагрузки

Расчетная нагрузка определяется умножением номинальной нагрузки $T_{ном}$ на коэффициент нагрузки K .

$$T_p = T_{ном} K = T_{ном} K_\beta K_v.$$

Коэффициент концентрации нагрузки K_β зависит от деформации червяка и приработки зубьев червячного колеса.

При постоянной нагрузке происходит полная приработка зубьев ($K_\beta=1$). При переменной нагрузке происходит частичная приработка зубьев. В этом случае коэффициент K_β определяется

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X), \quad (4.38)$$

где θ – коэффициент деформации червяка, который определяется по табл.4.16 в зависимости от коэффициента диаметра $q = (0,15...0,25) \cdot z_2$ и числа заходов червяка z_1 . Полученные значения q округляют до стандартных (табл.4.17);

X – отношение средневзвешенного момента к максимальному (самому большому из долгосрочно действующих)

$$X = \frac{T_{cp}}{T_{\max}} = \sum \frac{T_i}{T_{\max}} t_i \quad (4.39)$$

Коэффициент динамичности K_v зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения V_k (табл. 4.18). При скорости скольжения $V_k \leq 5$ м/с назначают 8-ую степень точности, при $V_k \leq 10$ м/с – 7-ую.

Таблица 4.16 - Значение коэффициента деформации червяка θ

z_1	q						
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
4	37	47	58	70	82	101	123

Таблица 4.17 - Значение коэффициента диаметра червяка q , ДСТУ 19672-74

1-и ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25
2-и ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	-

Таблица 4.18 - Значение коэффициента динамичности K_v

Степень точности	$V_k, \text{ м/с}$			
	До 1,5	1,5 – 3	3-7,5	7,5 – 10
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-

Проектный расчет червячной передачи из условия обеспечения контактной выносливости зубьев колеса

Межосевое расстояние червячной передачи, [мм]

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{z_2 [\sigma]_H / q} \right)^2 T_{p2} } . \quad (4.40)$$

Модуль зацепления, [мм]

$$m = \frac{2 a_w}{q + z_2} .$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного (табл.4.19).

Таблица 4.19 - Значение модулей m и коэффициента диаметра червяка q (ГОСТ 2144-76)

$m, \text{ мм}$	q	$m, \text{ мм}$	q
2	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	(7)	(12)
2,5	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	8	8; 10; 12,5; 16; 20
(3)	10; (12)	10	8; 10; 12,5; 16; 20
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	(12)	(10)**
(3,5)	10; (12)*; (14)*	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
4	8; (9); 10; (12); 12,5; 16; 20	(14)	(8)***
5	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
(6)	(9); (10)	20	8; 10
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20		

* только при $z_1 = 1$; ** только при $z_1 = 1$ и 2; *** только при $z_1 = 2$.

Определение основных размеров червячного зацепления

Основные геометрические размеры червячного зацепления (рис. 4.6) определяют по формулам табл.4.20.

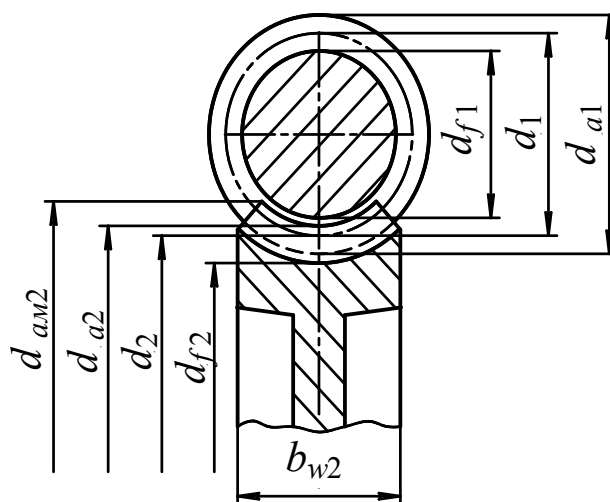


Рисунок 4.6 - Размеры зацепления червячной передачи

Таблица 4.20 - Основные параметры червячного зацепления (ГОСТ 2144-76, ГОСТ 18498-89)

Параметры	Расчетные формулы
Диаметр делительного кола червяка	$d_1 = q m$
Диаметр делительного кола колеса (в главном сечении)	$d_2 = z_2 m$
Высота головки зубца	$h_a = m$
Высота ножки зубца	$h_f = 1,2 m$
Высота зубца	$h = 2,2 m$
Диаметр вершин: - червяка - колеса	$d_{a1} = d_1 + 2 h_a = m (q + 2)$ $d_{a2} = d_2 - 2 h_a = m (z_2 - 2,4)$
Диаметр впадин: - червяка - колеса	$d_{f1} = d_1 - 2 h_f = m (q - 2,4)$ $d_{f2} = d_2 - 2 h_f = m (z_2 - 2,4)$
Внешний диаметр червячного колеса при: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	$d_{am} \leq d_{a2} + 2 m$ $d_{am} \leq d_{a2} + 1,5 m$ $d_{am} \leq d_{a2} + m$
Межосевое расстояние	$a_w = 0,5 (q + z_2) m$

Длина нарезной части червяка при: $z_1 = 1 - 2$ $z_1 = 4$	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) m$ $b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) m$
Ширина обода червячного колеса при: $z_1 = 1 - 2$ $z_1 = 4$	$b_{w2} \leq 0,75 d_{a1}$ $b_{w2} \leq 0,67 d_{a1}$
Угол подъема витков червяка и угол наклона зубьев колеса	$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$
Условный угол обхвата червяка колесом	$\delta = \operatorname{arcsin} \frac{b_{w2}}{d_{a1} - 0,5 m}$

Уточнение скорости скольжения

Значение скорости скольжения, [м/с]:

$$V_k = \frac{\pi m n_1}{60000} \sqrt{z_1^2 + q^2}.$$

При значительном отличии уточненного значения скорости скольжения от его ориентировочного значения, нужно уточнить значение коэффициента нагрузки и допустимых напряжений.

Проверочный расчет зубьев червячного колеса на контактную прочность

Расчет состоит в определении фактических контактных напряжений и сравнении их с допустимыми

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2 + 1}{q} \right)^3 \frac{T_{p2}}{a_w}} \leq [\sigma]_H. \quad (4.41)$$

Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгибную выносливость

Условие изгибной выносливости

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K Y_F \cos \gamma}{1,3 m^2 q} \leq [\sigma]_F, \quad (4.42)$$

где F_{t2} - тангенциальная сила

$$F_{t2} = 2 T_{ном2} / d_2;$$

Y_F – коэффициент формы зубьев для червячных колес (табл. 4.21), зависящий от эквивалентного числа зубьев

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}; \quad (4.43)$$

$[\sigma]_F = [\sigma]_{F_{-1}}$ – для реверсивных передач;

$[\sigma]_F = [\sigma]_{F_0}$ – для нереверсивных передач.

Таблица 4.21 - Коэффициент формы зубьев червячных колес

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	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 подавляющем большинстве случаев расчетные напряжения изгиба в зубьях колес, размеры которых определены из расчета на контактную выносливость, значительно ниже допустимых.

Проверка прочности зубьев червячного колеса при кратковременных перегрузках

При наличии кратковременных перегрузок необходима проверка зубьев на статическую прочность при изгибе

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max 2}}{T_{ном 2}} \leq [\sigma]_{F \max}. \quad (4.44)$$

Значения $[\sigma]_{F \max}$ приведены в табл. 4.15.

Тепловой расчет редуктора

Поскольку в червячных передачах имеют место сравнительно большие потери мощности на преодоление сил трения скольжения, то они работают с большим тепловыделением. Смазывающие свойства масла при нагревании резко ухудшаются, возникает опасность заедания передачи и выхода ее из строя.

Для нормальной работы передачи разница температур смазочного масла t_m и воздуха t_n не должна превышать допустимого значения:

$$\Delta t = t_m - t_n = \frac{P_1(1 - \eta)}{k A} \leq [\Delta t], \quad (4.45)$$

где P_1 – передаваемая червяком мощность, Вт;
(- КПД передачи;

$k = 10...17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – коэффициент теплопередачи, который назначается в зависимости от циркуляции окружающего редуكتور воздуха;

A – площадь поверхности охлаждения редуктора, $[\text{м}^2]$ (определяется после конструирования корпуса).

При среднем значении $t_n = 20^\circ\text{С}$ принимают $[\Delta t] \leq 70^\circ\text{С}$.

Общий К.П.Д. передачи

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3,$$

где η_1 – КПД зацепления. При $z_1 = 1$ $\eta_1 = 0,60...0,70$; а при $z_1 = 2...4$ $\eta_1 = 0,80...0,90$;

η_2 и η_3 – коэффициенты, которые учитывают потери мощности в одной паре подшипников и на перемешивание масла соответственно. При расчете можно принять $\eta_2 = 0,99$; $\eta_3 = 0,97$.

Если значение площади охлаждения редуктора недостаточно, то корпус редуктора выполняют ребристым, а в расчете учитывают 50% поверхности ребер.

Если и при ребристом корпусе охлаждение недостаточное, то редуكتور принудительно обдувают воздухом, в результате коэффициент теплопередачи увеличивают до $k = 18...35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

4.5. Конструирование зубчатых, червячных колес и червяков

Цилиндрические и конические зубчатые колеса

Цилиндрические колеса с $d_a < 250 \text{ мм}$ выполняют методом штампования (ковки), или прокатки в форме дисков (рис. 4.7,а), а колеса с $d_a = 250...600 \text{ мм}$ – с дисками облегченной формы (рис. 4.7,б).

Размеры конструктивных элементов принимают:

$$l_m = (1,0...1,5) d_g \geq b_w; d_m = 1,7 d_g; \delta_o = (2,5...4,0) m_n;$$

$$K = (1...3) \text{ мм}; \alpha_\phi = 45^\circ; C = 0,3 b_w; D_k = d_f - 2 \delta_o;$$

$$D_o = 0,5 (D_k + d_m); d_o = 0,25 (D_k - d_m); R = (2...6) \text{ мм};$$

$$f = (1...4) \text{ мм}.$$

Зубчатые колеса с $d_a > 600 \text{ мм}$ при ширине $b_w \leq 200 \text{ мм}$ изготавливают литыми со спицами крестообразного сечения (рис. 4.8,а), а при

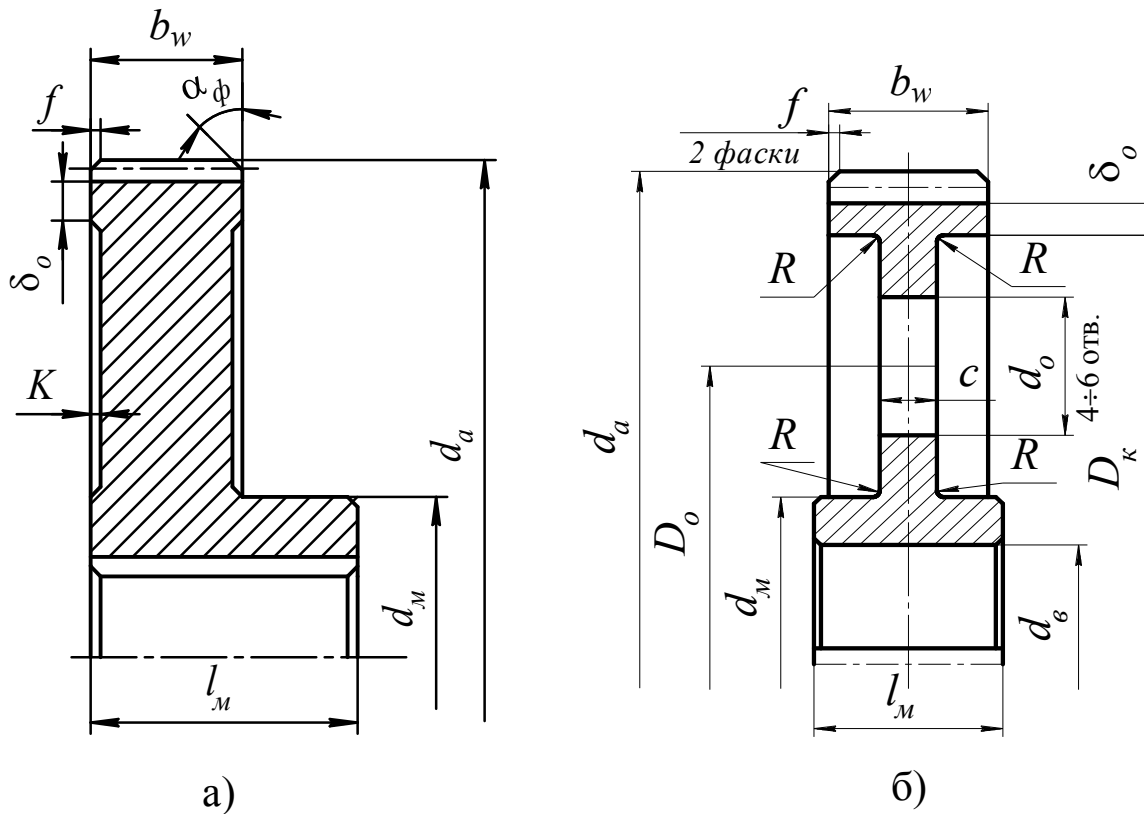


Рисунок 4.7 – Конструкция штампованного (кованого) цилиндрического зубчатого колеса

$b_w \geq 200 \text{ мм}$ – двутаврового сечения. Число спиц принимается парным и определяется по формуле

$$i_{cn} = \frac{1}{7} \sqrt{d_2}, \quad (4.46)$$

где d_2 – диаметр делительной окружности колеса, [мм].

Ширину спицы H в условном сечении по оси колеса определяют для крестообразных спиц по формуле:

$$H = 3 \sqrt{\frac{c \cdot T_{H2}}{i_{cn} [\sigma]_{32}}}, \quad (4.47)$$

где $[\sigma]_{32}$ – допускаемое напряжение изгиба, принимают 30 МПа для чугуна и 50 МПа для стального литья.

Для крестообразных спиц $c = 90$, для двутавровых $c = 45$.

Другие размеры конструктивных элементов принимают:

$\delta_o = 4,0 m_n$, но не менее 8 мм; $e = 0,8 \delta_o$; $c = \delta_p = 0,2 H$, но не менее 10 мм; $R = 1,5 e$. Размеры ступицы и фасок такие же, как и для дисковых колес.

С целью экономии легированных сталей зубчатые колеса могут выполняться бандажированными (рис.4.8,б). Размеры конструктивных элементов принимают: $\delta_o = (2,5...4,0) \cdot m_n$; $s = 1,2 \cdot \delta_o$; $h = 0,15 \cdot b_w$; диаметр винта $d = 0,1 b_w$; длина $l = 3 d$; количество винтов 4...8.

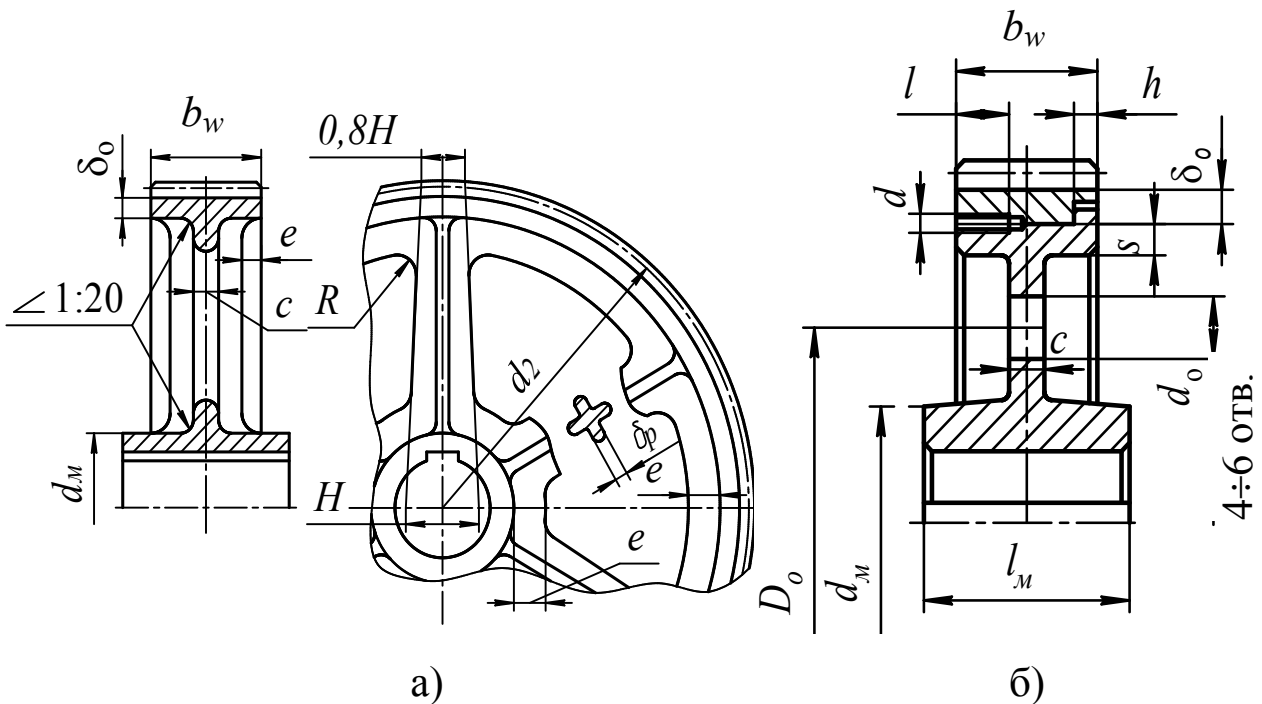


Рисунок 4.8 – Конструкция зубчатого колеса: литого (а), бандажированного (б)

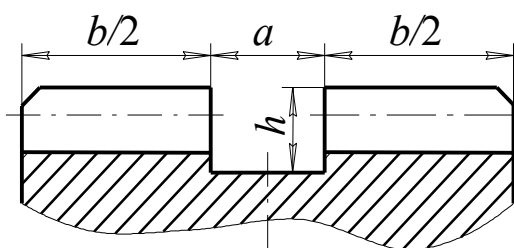


Рисунок 4.9 – Шевронное колесо с канавкой

Шевронные зубчатые колеса изготавливают с канавкой в середине колеса для выхода инструмента (червячной фрезы, рис. 4.9) и без канавки. Шевронные колеса без канавки изготавливают с помощью пальцевой фрезы на малопродуктивных станках низкой точности, поэтому они применяются реже.

Глубину канавки принимают $h = 2,5 m_n$; ширину канавки a – по табл. 4.22.

Таблица 4.22 - Ширина канавки a для выхода фрезы, мм

m_n , мм	угол наклона β°			m_n , мм	угол наклона β°		
	до 20	от 20 до 40	от 40		до 20	от 20 до 40	от 40
2	28	32	35	5	52	58	63
2,5	32	37	40	6	60	67	72
3	36	42	45	7	68	75	82
3,5	40	47	50	8	75	82	90
4	46	52	55	10	90	100	108

Конструкция конического зубчатого колеса с $d_{ae} < 120$ мм показана на рис. 4.10,а, а с $d_{ae} > 120$ мм – на рис. 4.10,б.

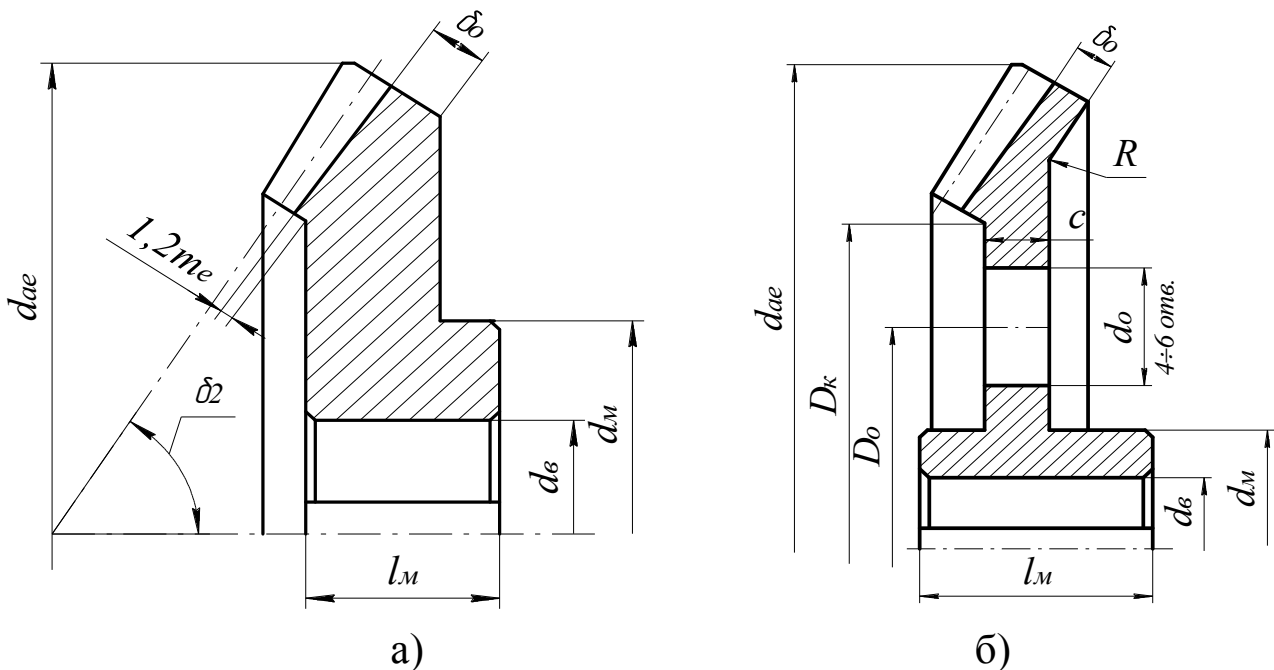


Рисунок 4.10 – Конструкция конических зубчатых колес

Размеры конструктивных элементов берут как и для цилиндрических зубчатых колес, используя вместо нормального модуля m_n внешний торцевой модуль m_{te} .

Шестерня выполняется вместе с валом обычно в тех случаях, когда ее делительный диаметр удовлетворяет условию $d_1/d_b < 2$ (рис. 4.11,а), в противном случае шестерня выполняется насадной (рис. 4.11,б).

В зависимости от соотношения диаметров шестерни и вала зубья нарезают на выступающем венце (рис. 4.11,а) или частично углубляют в тело вала (рис. 4.11,в). В этом случае необходимо учитывать участки длиной $a/2$ захода и выхода фрезы радиусом R . Значение a принимают согласно табл. 4.22.

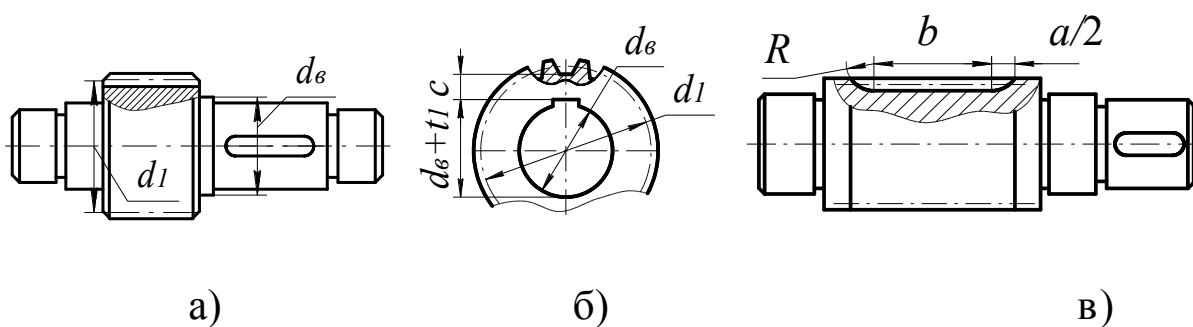


Рисунок 4.11 - Конструктивные варианты шестерни

Конструктивно насадная шестерня изготавливается в виде сплошного диска, если $d_1 / d_e \leq 3$, в противном случае шестерня выполняется так же, как и дисковые колеса (см. выше).

Конструктивные особенности некоторых узлов иногда требуют выполнения шестерни насадной и при $d_1 / d_e \leq 2$. В этом случае шестерня может быть выполнена насадной, если (рис.4.12,б):

$$d_1 \geq d_e + 2t_1 + 2c + 2,5m_n,$$

где $c = 2 m_n$ - наименьшая толщина шестерни;

t_1 – глубина шпоночного паза (выбирается по ГОСТ 23360-78).

Для конических шестерен вместо m_n подставляют m_{te} .

Червячные колеса и червяки

Червячные колеса обычно изготовляют сборными: центр – из серого чугуна (реже из стали), а зубчатый венец – из антифрикционного материала, например из бронзы. Такая конструкция позволяет экономить сравнительно дорогие и дефицитные цветные металлы. При единичном и мелкосерийном производстве соединения зубчатого венца с центром осуществляют посадкой с гарантированным натягом, усиленной винтами (рис. 4.12,а). Если выполнение такой посадки вызывает затруднение (обычно при больших диаметрах $d_a > 400$ мм), применяют болтовое соединение венца с центром (рис. 4.12,б). В крупносерийном и массовом производстве часто наплавляют бронзовый обод на чугунный или стальной центр (рис. 4.12, в).

Толщину зубчатого венца для червячных колес в самом тонком месте принимают

$$\delta = (2,5 \dots 4,0) m.$$

Размеры винтов (3 – 4 шт.), устанавливаемых по кругу

$$d = 0,7 \delta; \quad l = 2 d.$$

Размеры других конструктивных элементов червячных колес следует принимать такими же, как и для зубчатых колес.

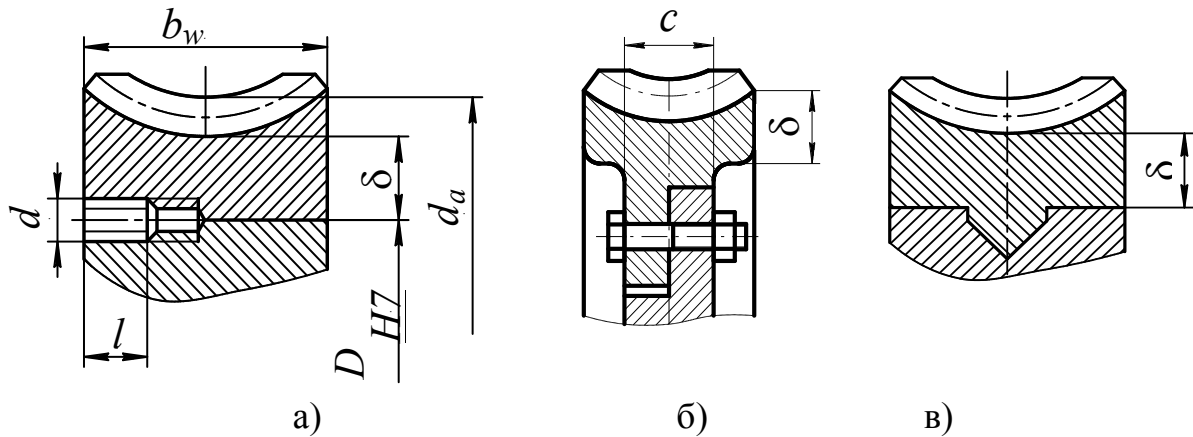


Рисунок 4.12 - Конструктивные варианты бандажированных червячных колес

Червяки чаще всего выполняют стальными и за одно целое с валом (рис.4.13). Заготовками служат круглый прокат или поковка. При конструировании червяков необходимо обеспечить свободный выход инструмента для нарезания витков, то есть $d_{f1} > d_e$ (рис.4.13,а).

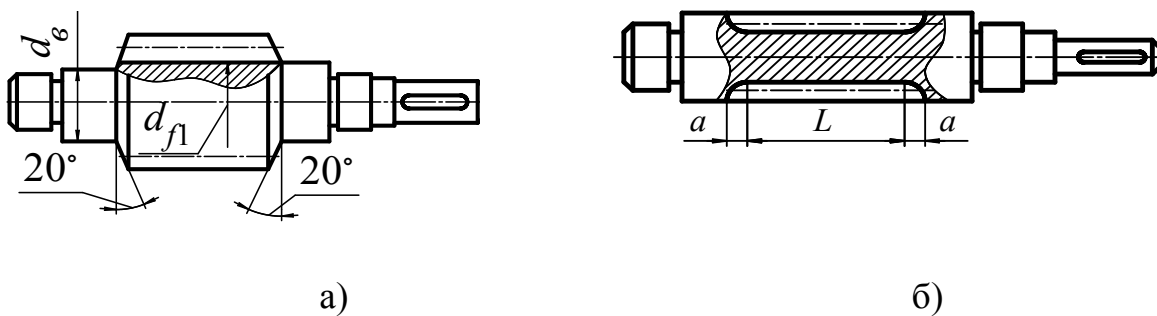


Рисунок 4.13 - Конструктивные варианты исполнения червяков

При относительно малом диаметре с целью повышения жесткости червяка как вала, его выполняют согласно рис. 4.13,б. При этом с обеих сторон нарезки L предусматривают участки для выхода инструмента (фрезы), которые можно принимать $a = 2m$.

При окружной скорости червяка $V > 5 \text{ м/с}$ его размещают над колесом и наоборот.

4.6. Примеры расчета зубчатых и червячных передач

Расчет цилиндрической косозубой передачи

Исходные данные: мощность, которая передается $P_1 = 17,3 \text{ кВт}$; угловая скорость шестерни $\omega_1 = 94 \text{ рад/с}$; передаточное число $u = 6,3$; срок службы $L = 5$ лет, количество смен $z = 2$, коэффициент использования передачи по времени $K_z = 0,48$. Диаграмма нагружения – рис. 3.1, кратковременные перегрузки – до 200% от номинальной. Передача реверсивная, требования к габаритам передачи – жесткие.

а) Назначение уровня твердости и вида термической обработки зубчатых колес.

При жестких требованиях к габаритам передачи назначаем для шестерни и колеса объемную закалку с отпуском на твердость $H=45...50$ HRC, предел изгибной выносливости $\sigma_{F\lim b} = 500...600$ МПа (табл. 4.2.).

б) Приближенное определение модуля передачи

Для косозубых передач

$$m'_n = 0,28 \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]'_F} = 0,28 \sqrt[3]{184 \cdot 10^3 / 166} = 2,9 \text{ мм.}$$

Вращательный момент на шестерне

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 17,3 \cdot 10^3 / 94 = 184 \text{ Н·м.}$$

Число циклов нагружения зубьев шестерни на первой ступени диаграммы нагружения

$$N_1 = 60 n_1 0,1 L_h = 60 \cdot 898 \cdot 0,1 \cdot 14016 = 75 \cdot 10^6.$$

Здесь $n_1 = 30\omega_1 / \pi = 30 \cdot 94 / 3,14 = 898$ об/мин,

$$L_h = L 365 \cdot 8 z K_z = 5 \cdot 365 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 0,48 = 14016 \text{ часов.}$$

Поскольку $N_1 > 5 \cdot 10^4$, то $T_1 = T_{ном1}$.

Допускаемые напряжения при расчете на изгибную выносливость для реверсивной передачи предварительно определяют:

$$[\sigma]'_F = \sigma_{F\lim b} / 3 = 500 / 3 = 166 \text{ МПа.}$$

Согласно ГОСТ 9563 – 80 (табл.4.5) принимаем $m'_n = 3$ мм.

в) Выбор материала для зубчатых колес, определение допускаемых напряжений.

Определяем приближенные значения диаметров вершин зубьев шестерни и колеса, а также их ширину:

$$d'_{a1} = m' (z'_1 + 2) = 3 \cdot (20 + 2) = 66 \text{ мм;}$$

$$d'_{a2} = m'_n (z'_2 + 2) = m'_n (z'_1 u + 2) = 3 \cdot (20 \cdot 6,3 + 2) = 384 \text{ мм;}$$

$$b'_{w1} = b'_{w2} = 14 \cdot m'_n = 14 \cdot 3 = 42 \text{ мм.}$$

Приближенное значение диаметра вала шестерни

$$d_{e1} = \sqrt[3]{T_1 / (0,2 [\tau]_{кр})} = \sqrt[3]{184 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 20)} = 38 \text{ мм.}$$

Определяем для шестерни $\frac{d'_{a1}}{d_{e1}} = \frac{66}{38} = 1,7 < 2$. Итак, шестерню

выполняем вместе с валом (вал - шестерня).

Определяем толщину заготовки для шестерни и колеса (рис. 4.1.)

$$S_1 = \frac{d'_{a1}}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ мм}; \quad S_2 = 8 m'_n = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}.$$

Согласно табл. 4.3, для шестерни и колеса назначаем сталь 40Х ($S \leq 40 \text{ мм}$).

Механические свойства стали выбранной марки приведены в табл. 4.3.

Определяем допускаемые напряжения при расчете на изгибную выносливость для шестерни, потому что при одинаковых материалах для шестерни и колеса расчет на изгибную выносливость проводим по шестерне

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{[S]} K_{FC} K_{FL} = \frac{550}{1,7} \cdot 0,7 \cdot 1 = 226 \text{ МПа}.$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[q]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6}} < 1.$$

Принимаем $K_{FL} = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60 n_1 L_h K_{FE} = 60 \cdot 898 \cdot 14 \cdot 016 \cdot 0,16 = 120 \cdot 10^6.$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки (рис.4.1).

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\text{max}}} \right)^q \quad t_i = 1^6 \cdot 0,1 + 0,7^6 \cdot 0,5 + 0,3^6 \cdot 0,4 = 0,16.$$

г) Проектный расчет передачи на изгибную выносливость зубьев

Определяем модуль передачи. При одинаковых допускаемых напряжениях, расчет на изгиб проводим по шестерне.

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2Y_F Y_\beta Y_\epsilon K T_{\text{ном1}} \cos \beta}{\Psi_m z_1 [\sigma]_F}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{2 \cdot 4,18 \cdot 0,92 \cdot 0,67 \cdot 1,3 \cdot 184 \cdot 10^3 \cdot \cos 12^\circ}{13 \cdot 18 \cdot 226}} = 2,9 \text{ мм}.$$

Выбираем (табл. 4.4) коэффициент $Y_F = 4,18$ по эквивалентному числу зубьев шестерни

$$z_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3 12^\circ} = 19.$$

Определяем коэффициент, который учитывает угол наклона зубьев

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{12}{140} = 0,92.$$

Определяем коэффициенты, которые учитывают участие в зацеплении нескольких пар зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1,1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1,1}{1,65} = 0,67;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{113} \right) \right] \cos 12^\circ = 1,65.$$

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 6,3 = 113$.

Принимаем $\psi_m = 13$, $K = 1,3$.

Согласно ГОСТ 9563-80 (табл. 4.5) принимаем $m_n = 3$ мм, что отвечает предварительно принятому модулю.

Определяем основные размеры зубчатых колес (табл. 4.8, рис. 4.2), в том числе

$$a_w = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{3 \cdot (18 + 113)}{2 \cdot \cos 12^\circ} = 200,5 \text{ мм.}$$

По ряду $R_a 40$ (табл. 4.6) принимаем $a_w = 200$ мм, уточняем значение угла β :

$$\beta_{\text{факт}} = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_w} = \arccos \frac{3 \cdot (18 + 113)}{2 \cdot 200} = 10^\circ 40'.$$

$$d_{w1} = d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 18}{\cos 10^\circ 40'} = 54,96 \text{ мм.}$$

$$d_{w2} = d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 113}{\cos 10^\circ 40'} = 345,04 \text{ мм.}$$

$$b_{w2} = \psi_m m_n = 13 \cdot 3 = 39 \text{ мм.}$$

$$b_{w1} = b_{w2} + 5 = 39 + 5 = 44 \text{ мм.}$$

По ряду $R_a 40$ (табл. 4.6) принимаем $b_{w2} = 40 \text{ мм}$, $b_{w1} = 45 \text{ мм}$.

д) Проверочный расчет передачи на изгибную и контактную выносливость

При окружной скорости зубчатых колес

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 54,96 \cdot 898}{60 \cdot 1000} = 2,6 \text{ м/с}$$

назначаем 8-ую степень точности, допустима 9-ая (табл. 4.4).

Коэффициент нагрузки $K = K_\beta K_v K_\alpha = 1,4 \cdot 1,03 \cdot 1,18 = 1,7$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба $K_\beta = 1,4$ при $\psi_{bd} = \frac{b_{w1}}{d_1} = \frac{45}{54,96} = 0,82$ и схеме передач 3 (рис. 4.4).

Коэффициент динамичности нагрузки $K_v = 1,03$ (табл. 4.10).

Коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями

$$K_\alpha = 1 + 0,06 (P_{CT} - 5) = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) = 1,18.$$

Расчетная нагрузка

$$F_{tp} = F_t K = \frac{2 T_{ном1} K}{d_1} = \frac{2 \cdot 184 \cdot 10^3 \cdot 1,7}{54,96} = 11,3 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Определяем фактическое значение коэффициента запаса прочности в зубьях шестерни по изгибным напряжениям

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim b} K_{FC} K_{FL}}{\sigma_F} = \frac{550 \cdot 0,7 \cdot 1}{215} = 1,79 > 1,7.$$

Здесь расчетное напряжение

$$\sigma_F = \frac{F_{tp} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon}{b_{w1} m_n} = \frac{11,3 \cdot 10^3 \cdot 4,18 \cdot 0,92 \cdot 0,67}{45 \cdot 3} = 215 \text{ МПа.}$$

Определяем фактическое значение коэффициента запаса прочности для колеса и шестерни по контактным напряжениям:

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL2}}{\sigma_H} = \frac{1000 \cdot 1,1}{980} = 1,12;$$

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL1}}{\sigma_H} = \frac{1000 \cdot 1}{980} = 1,02,$$

Здесь расчетное напряжение

$$\sigma_H = 490 Z_k \sqrt{\frac{F_{tp}}{b_{w2} d_1} \frac{u+1}{u}} = 490 \cdot 0,82 \sqrt{\frac{11,3 \cdot 10^3}{40 \cdot 54,96} \cdot \frac{6,3+1}{6,3}} = 980 \text{ МПа},$$

где $Z_k = 0,82$ при $u = 6,3$ и $z_1 = 18$ (рис. 4.5).

Коэффициент долговечности (для колеса и шестерные):

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{55 \cdot 10^6}{33 \cdot 10^6}} = 1,1; \quad K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{55 \cdot 10^6}{208 \cdot 10^6}} < 1.$$

Назначаем $K_{HL1} = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{HE2} = 60 n_2 L_h K_{HE} = 60 \cdot 142 \cdot 14\,016 \cdot 0,28 = 33 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE1} = N_{HE2} u = 33 \cdot 10^6 \cdot 6,3 = 208 \cdot 10^6.$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{898}{6,3} = 142 \text{ об/мин.}$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки (рис. 3.1):

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\text{max}}} \right)^3 t_i = 1^3 \cdot 0,1 + 0,7^3 \cdot 0,5 + 0,3^3 \cdot 0,4 = 0,28.$$

Поскольку $S_{H1} < 1,1$ назначаем $b_{w1} = b_{w2} = 50 \text{ мм}$ и делаем перерасчет. Окончательное значение $\sigma_H = 874 \text{ МПа}$ и $S_{H1} = 1,14 > 1,1$.

Фактические значения коэффициентов запаса прочности превышают рекомендованные, значит, выносливость зубьев по изгибным и контактным напряжениям обеспечена.

Проверяем прочность зубьев при кратковременных перегрузках.

Условие прочности:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}} = 874 \sqrt{2} = 1240 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H \text{ max}};$$

$$\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_F \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 215 \cdot 2 = 430 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \text{ max}};$$

$$[\sigma]_{H \max} = 40 \text{ HRC} = 40 \cdot 45 = 1800 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_s = 0,8 \cdot 1700 = 1360 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено.

е) Конструирование шестерни и колеса

Цилиндрические колеса с $d_a = 250...600$ мм изготавливают в виде дисков облегченной формы (рис. 4.7,б). Размеры конструктивных элементов приведены выше.

Диаметр ступицы $d_M = 1,7d_{e2} = 1,7 \cdot 70 = 119$ мм. Принимаем $d_M = 120$ мм;

$$d_{e2} \cong 3 \sqrt{\frac{T_1 u}{0,2 [\tau]_{кр}}} = 3 \sqrt{\frac{184 \cdot 10^3 \cdot 6,3}{0,2 \cdot 20}} = 70 \text{ мм}; \quad (T_2 \cong T_1 u).$$

Длина ступицы $l_M = (1,0...1,5) d_{e2} \geq b_{w2}$. Принимаем $l_M = d_{e2} = 70$ мм.

Расчет червячной передачи

Исходные данные: мощность, которая передается $P_1 = 10$ кВт; угловая скорость червяка $\omega_1 = 150$ советов/с; передаточное число $u = 20$; срок службы $L = 5$ лет, количество изменений $z = 1$, коэффициент использования передачи по времени $K_z = 0,8$. Диаграмма нагрузки – рис. 3.1, кратковременные перегрузки – до 200% от номинальной нагрузки. Передача реверсивная.

а) Выбор материала

По табл. 4.11 принимаем $z_1 = 2$ и определяем $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40$. Ориентировочное значение скорости скольжения:

$$V_k = \frac{n_1}{1950} 3 \sqrt{\frac{T_{ном2}}{z_2^2}} = \frac{1430}{1950} \cdot 3 \sqrt{\frac{1013 \cdot 10^3}{40^2}} = 6,3 \text{ м/с}.$$

$$\text{Частота обращения } n_1 = \frac{30 \omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 150}{3,14} = 1430 \text{ об/мин}.$$

Вращательный момент на колесе ($\eta = 0,8 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,76$):

$$T_2 = T_1 u \eta = \frac{P_1 u \eta}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 0,76}{150} = 1013 \text{ Н·м}.$$

Число циклов нагрузок зубьев колеса на 1-и ступени диаграммы (рис. 3.1):

$$N_1 = 0,1L_h n_2 60 = 0,1 \cdot 11680 \cdot 72 \cdot 60 = 5 \cdot 10^6;$$

$$L_h = L \cdot 365 \cdot 8 \cdot z K_z = 5 \cdot 365 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 0,8 = 11680 \text{ часов};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{1430}{20} = 72 \text{ об/мин.}$$

Поскольку $N_1 > 5 \cdot 10^4$, то $T_2 = T_{ном2}$.

По табл.4.12 принимаем для червяка сталь 40Х, ТО – закалка с отпуском $H=45...50$ НРС. Для колеса - бронзу Бр010Ф1, отливки в песок, $[\sigma]_H^\circ = 160$ МПа.

б) Определение допускаемых напряжений

Напряжения, которые допускаются при расчете на контактную выносливость

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H^\circ K_{HL} = 160 \cdot 1 = 160 \text{ МПа.}$$

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = 8 \sqrt{\frac{10^7}{N_{HE}}} = 8 \sqrt{\frac{10^7}{1,1 \cdot 10^7}} \cong 1.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{HE} = 60n_2 L_h K_{HE} = 60 \cdot 72 \cdot 11680 \cdot 0,22 = 1,1 \cdot 10^7.$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 t_i = 1^4 \cdot 0,1 + 0,7^4 \cdot 0,5 + 0,3^4 \cdot 0,4 = 0,22.$$

Напряжения, которые допускаются при расчете на изгибную выносливость

$$[\sigma]_{F_{-1}} = [\sigma]_{F_{-1}}^\circ K_{FL} = 36 \cdot 0,87 = 31 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F_{-1}}^\circ = 36 \text{ МПа (табл. 4.14).}$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{6 \cdot 10^6}} = 0,87.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60n_2 L_h K_{FE} = 60 \cdot 72 \cdot 11680 \cdot 0,12 = 6 \cdot 10^6.$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 t_i = 1^9 \cdot 0,1 + 0,7^9 \cdot 0,5 + 0,3^9 \cdot 0,4 = 0,12.$$

в) Определение расчетной нагрузки

$$T_{p2} = T_{ном2} K = T_{ном2} K_{\beta} K_v = 1013 \cdot 1,04 \cdot 1,1 = 1159 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X) = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^3 \cdot (1 - 0,57) = 1,04.$$

Коэффициент деформации червяка $\theta = 86$ (табл.4.16, 4.17, при $q = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10$).

$$X = \sum \frac{T_i}{T_{\max}} t_i = 1 \cdot 0,1 + 0,7 \cdot 0,5 + 0,3 \cdot 0,4 = 0,57.$$

Коэффициент динамичности нагрузки $K_v = 1,1$ при $V_k = 6,3 \text{ м/с}$ и 7-ой степени точности (табл.4.18).

г) Проектный расчет передачи

Межосевое расстояние

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2 \frac{[\sigma]_H}{q}} \right)^2 T_{p2}} =, \text{ мм}.$$

$$= \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{40 \cdot \frac{160}{10}} \right)^2 \cdot 1159 \cdot 10^3} = 217 \text{ мм}.$$

Модуль

$$m = \frac{2 a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 217}{10 + 40} = 8,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $m = 10 \text{ мм}$ (табл. 4.19).

д) Определение основных размеров передачи (табл.4.20, рис. 4.6).

$$a_w = 0,5 (q + z_2) m = 0,5 \cdot (10 + 40) \cdot 10 = 250 \text{ мм.}$$

$$d_1 = q m = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм}; \quad d_2 = z_2 m = 40 \cdot 10 = 400 \text{ мм.}$$

$$b_{w2} \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 120 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = m (q + 2) = 10 \cdot (10 + 2) = 120 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{w2} = 90 \text{ мм}$ (табл.2.5).

Угол наклона зубьев $\gamma = \arctg z_1 / q = \arctg 2 / 10 = 11^\circ 30'$.

е) Уточнение значения скорости скольжения

$$V_k = \frac{\pi m n_1}{60000} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{3,14 \cdot 10 \cdot 1430}{60000} \sqrt{2^2 + 10^2} = 7,5 \text{ м/с.}$$

Назначенные материалы для передачи и степень точности изготовления отвечают уточненному значению скорости скольжения.

ж) Проверочный расчет зубьев червячного колеса

Контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w}\right)^3} T_{p2}, \quad \sigma_H = \frac{170}{\frac{40}{10}} \sqrt{\left(\frac{\frac{40}{10} + 1}{250}\right)^3} \cdot 1159 \cdot 10^3 = 128 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_H] = 160 \text{ МПа.} \quad \sigma_H < [\sigma_H].$$

Изгибные напряжения (п. 4.4.8)

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K Y_F \cos \gamma}{1,3 m^2 q}.$$

$$\sigma_F = \frac{5065 \cdot 1,14 \cdot 1,5 \cdot \cos 11^\circ 30'}{1,3 \cdot 10^2 \cdot 10} = 6,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F-1} = 31 \text{ МПа.}$$

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1013 \cdot 10^3 / 400 = 5065 \text{ Н.}$$

$$K = K_{\beta} K_v = 1,04 \cdot 1,1 = 1,14; \quad Y_F = 1,5 \text{ (табл. 4.21).}$$

Проверка прочности зубьев по кратковременным перегрузкам.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max 2}}{T_{ном2}} = 6,5 \cdot 2 = 13 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max} ,$$

$$[\sigma]_{F \max} = 100 \text{ МПа (табл.4.15).}$$

з) Тепловой расчет редуктора

Необходимая площадь поверхности охлаждения редуктора

$$A \geq \frac{P_1(1-\eta)}{k[\Delta t]} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot (1-0,76)}{15 \cdot 60} = 2,7 \text{ м}^2 .$$

Полученная площадь должна быть согласована с фактической после разработки рабочих чертежей корпуса редуктора.

и) Конструирование червячного колеса и червяка

При $d_{a2} \geq 400 \text{ мм}$ конструкция червячного колеса показана на рис.4.13, размеры конструктивных элементов принимают такими же, как и для зубчатых колес. Возможная конструкция червяка приведена на рис. 4.13.

ГЛАВА 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ

5.1. Общие положения

Детали машин, вращающиеся вокруг своей оси (зубчатые колеса, шкивы, звездочки, полумуфты и т.п.), устанавливаются на валах или осях, которые обеспечивают постоянное положение оси вращения этих деталей.

Валы передают вращательный момент от одной детали к другой вдоль своей оси, а также поддерживают эти детали, обеспечивая их неподвижность относительно вала. В отличие от валов *оси* не передают вращательный момент, а только поддерживают детали, которые на них расположены.

Валы и оси чаще всего устанавливаются в корпус редуктора на подшипниках качения, которые обеспечивают возможность вращения валов относительно неподвижного корпуса редуктора. При этом ось вращения вала остается неподвижной относительно корпуса редуктора.

В редукторах машин чаще всего применяются прямые валы цилиндрической формы. Валы относятся к наиболее ответственным деталям, поскольку если ломается вал – не только редуктор, но и вся машина выходит из строя.

Основной расчетной нагрузкой вала является вращательный момент и поперечные силы, которые вызывают соответственно кручение и изгиб вала. Влияние сжимающих сил или сил, растягивающих вал, очень мало и не учитывается.

Расчет осей является частным случаем расчета валов при нулевом значении вращательного момента.

Расчет валов выполняется после разработки конструкции деталей, которые устанавливаются на валах. Поскольку объектом курсового проекта по деталям машин есть многоступенчатый редуктор, то на валах монтируются такие детали передач: колеса цилиндрических и конических зубчатых передач; колеса и червяки червячных передач; звездочки цепных передач; шкивы ременных передач; детали муфт, которые соединяют валы редуктора с двигателем или рабочим органом, а также вспомогательные элементы.

Исходными данными для расчета валов являются:

- номинальные вращательные моменты на валах;
- частоты вращения валов;
- диаметры зубчатых и червячных колес, смонтированных на валах;
- угол наклона зуба косозубой передачи и углы начальных конусов конических передач;
- силы, возникающие в зацеплениях и на хвостовиках валов;
- диаметры валов в месте посадки зубчатых колес, которые были определены во время проектирования зубчатых передач;

– длины ступиц и зубчатых венцов, которые были определены во время проектирования зубчатых передач.

Последовательность расчета вала следующая:

– проектный расчет вала, который состоит в предварительном определении диаметра вала с целью разработки компоновочной схемы редуктора;

– разработка конструкции вала (или оси);

– проверочный расчет вала на выносливость или на статическую прочность по максимальным перегрузкам.

Конструирование валов, выбор и проверочный расчет подшипниковых опор целесообразно проводить параллельно - поскольку исходные данные, которые получены при проектировании передач, являются общими для проектирования валов и опор. Нужно подчеркнуть, что решения, принятые во время конструирования вала и подшипникового узла, связаны друг с другом и используются во время проектирования как вала, так и подшипниковых опор.

Окончательным результатом выполнения этого этапа проектирования является разработка сборочного чертежа узла - вала в сборе; рабочих чертежей деталей; окончательный выбор стандартизированных деталей (шпонок, шлицев, подшипников качения). На основании проведенных расчетов и разработанной компоновочной схемы редуктора выполняется сборочный чертеж общего вида редуктора.

5.2. Проектный расчет вала

В начале конструирования вала необходимо определить его осевые (линейные) размеры. Это необходимо для создания компоновочной схемы (компоновки) редуктора, что является обязательным этапом выполнения курсового проекта, особенно при проектировании двух - и трехступенчатых редукторов.

При эскизной компоновке редуктора решаются следующие задачи:

– определяется относительное расположение деталей в редукторе (прежде всего расстояние между опорами валов и положение зубчатых колес относительно этих опор);

– на основании приближенных расчетов определяется конструктивная форма валов, корпуса и других деталей без выяснения подробностей их конструкции;

– выбирается способ смазки передач и подшипников.

Для разработки перечисленных элементов конструкции вала необходимо сначала выполнить приближенную оценку его диаметра.

Ориентировочное определение диаметра вала и эскизная компоновка редуктора

Диаметры валов в местах посадки зубчатых и червячных колес ориентировочно определяются при расчете зубчатых колес.

В случае, когда диаметры вала под зубчатыми (червячными) колесами неизвестны, ориентировочно их можно определить из расчета только на деформацию кручения. При этом, с целью учета деформации изгиба, занижаются значения допускаемых напряжений на кручение

$$d_{\text{в}} = 3 \sqrt{\frac{T_{\text{кр}}}{0,2[\tau]_{\text{кр}}}}; \text{ мм}, \quad (5.1)$$

где $T_{\text{кр}}$ – вращательный момент, который действует на валу, $\text{Н} \cdot \text{мм}$;

$[\tau]_{\text{кр}}$ – заниженное значение допускаемых касательных напряжений при кручении, МПа .

Для валов из сталей Ст5; Ст6; 35; 40; 45 принимают: при определении диаметра хвостовика $[\tau]_{\text{кр}} = 20 \dots 25 \text{ МПа}$; при определении диаметра промежуточной части вала $[\tau]_{\text{кр}} = 10 \dots 20 \text{ МПа}$.

Определение диаметров отдельных частей вала

Форма вала и его линейные размеры определяются наличием и значением нагрузки в радиальном и осевом направлении, технологией изготовления и технологией монтажа сборочной единицы. *Конструирование осей* выполняется по тем же принципам, что и конструирование валов.

Изгибающие моменты обычно уменьшаются возле опор, расположенных на концах валов, а вращательный момент действует между закрепленными на вале деталями. Поэтому, исходя из условия равнопрочности, валы целесообразно конструировать переменного сечения (ступенчатыми).

Во время конструирования вала необходимо обеспечить:

- возможность легкого монтажа всех деталей сборочной единицы.
- фиксацию деталей относительно вала в осевом направлении;
- необходимую точность центрирования деталей на вале (центры масс деталей вала должны совпадать с осью его вращения);
- передачу вращательного момента от ведущей детали к валу и от вала к ведомым деталям (колесам или шкивам).

Диаметры посадочных поверхностей под ступицы колес, шестерен, шкивов, звездочек и других деталей определяют во время их конструирования и согласовывают со стандартом на нормальные линейные размеры (табл. 4.6).

Диаметры под подшипники качения согласовывают со стандартным рядом посадочных размеров внутренних колец подшипников качения: 10, 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75,

80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 130...мм.

Перепад диаметров ступеней вала определяется: стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники; достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закруглений кромок и размеров фасок; условиями монтажа. Обычно стремятся выполнять перепады диаметров минимальными, особенно при увеличении диаметров ступеней - это обеспечивает минимальный расход материала, сокращает время на механическую обработку вала.

Диаметры шипов валов принимают

$$d_{ш} = (0,8...0,95)d_g ,$$

где d_g - диаметр вала под зубчатым или червячным колесами.

Полученный размер диаметра шипа округляют в соответствии со стандартизированным диаметром внутреннего кольца подшипника качения.

Диаметры хвостовиков под муфту быстроходного и тихоходного валов назначают

$$d_{МШ} = d_{МТ} = (0,85...0,95)d_{ш} \quad (5.2)$$

с последующим округлением полученных диаметров до стандартного значения по ГОСТ 6636-69. Диаметр хвостовика быстроходного вала $d_{МШ}$ согласовывают с диаметром вала электродвигателя d

$$d_{МШ} = (0,8...1,2)d . \quad (5.3)$$

При большом различии диаметров хвостовика быстроходного вала и вала электродвигателя тяжело подобрать муфту. Поэтому целесообразно диаметр быстроходного входного вала редуктора увеличить в сравнении с расчетным значением в 1,3...1,5 раза.

При наличии между электродвигателем и редуктором ременной или цепной передачи, диаметр хвостовика вала увеличивается на 15...20%. После этого корректируют диаметры шипа и вала под шестерней и окончательно принимают конструкцию вала (вала-шестерни).

Определение линейных размеров вала

Для выполнения компоновки редуктора также необходимо знать размеры отдельных элементов корпуса редуктора, зазоры между отдельными деталями, размеры некоторых стандартных деталей (рис. 5.7 – рис. 5.14).

Толщина стенки корпуса редуктора (мм):

- одноступенчатого (не менее 7 мм) $\delta = 0,025 \cdot a_w + 1$;
- двухступенчатого (не менее 8 мм) $\delta = 0,025 \cdot a_{wm} + 3$;
- трехступенчатого (не менее 8 мм) $\delta = 0,025 \cdot a_{wm} + 5$.

Здесь: a_w - межосевое расстояние, мм;

a_{wm} - межосевое расстояние тихоходной ступени, мм.

По определенному раньше диаметру шипа $d_{ш}$ ориентировочно определяется ширина подшипника

$$b_n = (0,4...0,5) d_{ш} . \quad (5.4)$$

Полученное значение b_n согласовывается с табл. 4.6, после чего схематично изображают подшипник на эскизной компоновке.

Размер c от торца подшипника качения до стенки корпуса редуктора:

- при жидкой смазке для смазывания подшипника $c = 0,1\delta$;
- при консистентной (густой) смазке $c = (0,4...0,6)\delta$.

Зазор между внутренними стенками корпуса и поверхностями вращающихся деталей

$$a = (1,0...1,2)\delta . \quad (5.5)$$

Минимальный допускаемый зазор между поверхностями вращающихся деталей

$$\Delta \geq 0,4\delta . \quad (5.6)$$

Зазор между торцевыми поверхностями зубчатых и червячных колес

$$e = (0,4...0,6)\delta . \quad (5.7)$$

Ширина фланца для крепления крышки к корпусу редуктора

$$K = (4...5)\delta . \quad (5.8)$$

Расстояние между торцами валов соосных редукторов (рис. 5.11)

$$\delta_m = (0,7...1,0)\delta . \quad (5.9)$$

Переходные части валов между соседними ступенями разных диаметров

Переходные части валов между двумя ступенями разных диаметров чаще всего выполняют двух типов: с желобом и с проточкой.

Скругленный галтельный переход (рис. 5.1, табл. 5.1) при небольшой высоте уступа не вызывает значительных местных напряжений. Поэтому такой переход особенно желателен в местах, где запасы прочности небольшие. Если для ступени меньшего диаметра предусмотрено шлифование, то для получения скругленной галтели необходимо предварительно закруглить заправкой кромку шлифовального круга.

Ширина плоской части перехода должна обеспечивать надежную фиксацию деталей с учетом уровня осевой силы, которой нагружен уступ вала, и абсолютных размеров сечения. Достаточно номинального значения этой ширины от 1,5 до 2,5 мм. Для соединения, которое приведено на рис. 5.1, а

$$d_1 = d + 2c_1 + (2...5) \text{ мм} .$$

Для соединения, которое приведено на рис. 5.1, б:

$$d_2 = d + 2c_2 + (2...5) \text{ мм};$$

$$d_1 = d_2 + 2c_2 + (2...5) \text{ мм};$$

$$R > c_2.$$

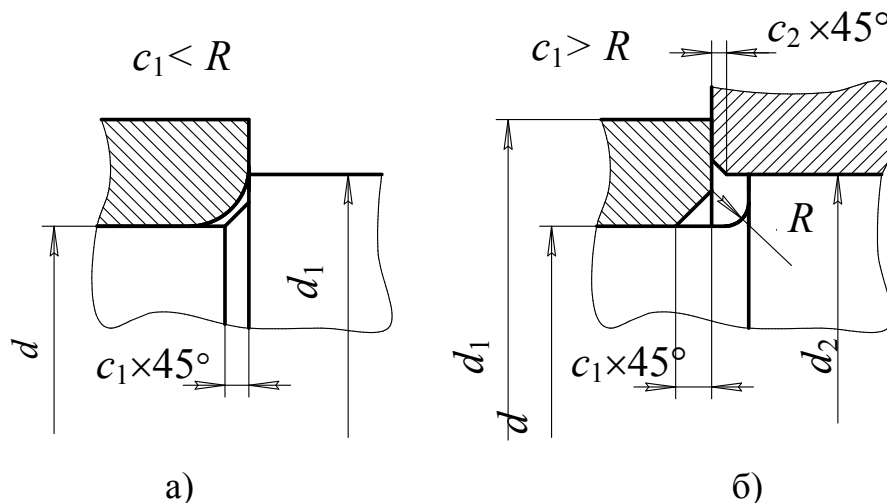


Рисунок 5.1 - Варианты исполнения галтельного перехода

Таблица 5.1 - Размеры галтельных переходов, мм (ГОСТ 10948-64)

d , мм от... до	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125	130...180	190...320
R , мм	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
c_1 , мм	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0

Переход с канавкой (табл. 5.2, рис. 5.2), которая необходима для выхода шлифовального круга и не требует заправки кромки круга по радиусу, обеспечивает наибольшую технологичность обработки вала. Однако, вследствие высокой концентрации напряжений возле канавки, ее можно применять лишь в слабонагруженных валах или на тех участках, размеры которых зависят от поверхностной твердости или других факторов, не связанными с явлением усталости.

При наличии на вале резьбы, выполняют проточки для выхода резца по ГОСТ 8234-69.

Таблица 5.2 - Размеры канавок для выхода шлифовального круга, мм (ГОСТ 8820-69)

b	d_1	h	r	r_1	d
3	$d - 0,5$	0,3	1,0	0,5	От 10 до 50
5	$d - 1,0$	0,5	1,6	0,5	От 50 до 100
8	$d - 1,0$	0,5	2,0	1,0	Свыше 100
10	$d - 1,0$	0,5	3,0	1,0	Свыше 100

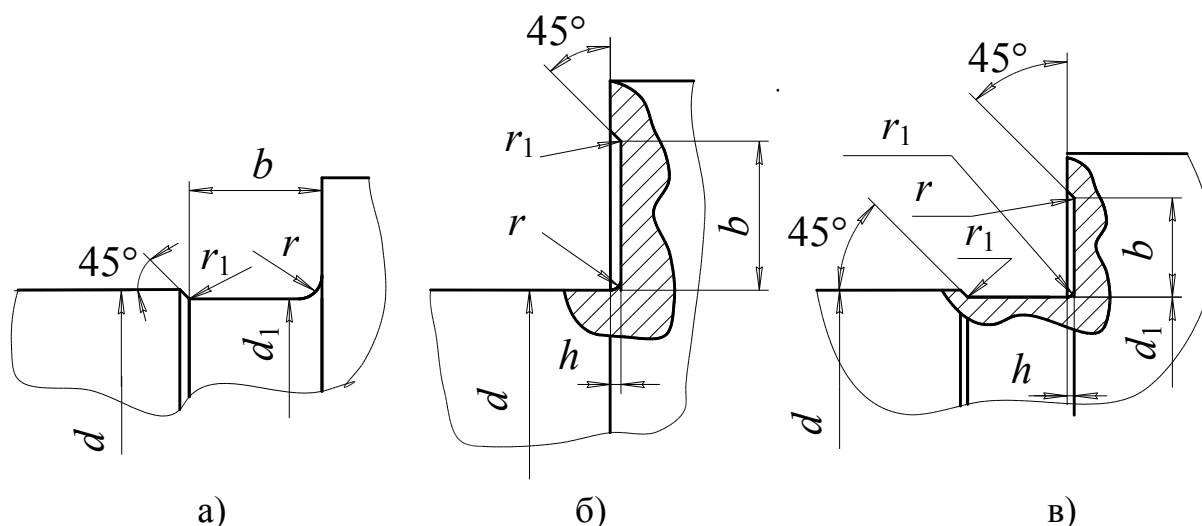


Рисунок 5.2 - Варианты выполнения канавок для выхода шлифовального круга при шлифовании: а) по цилиндру; б) по торцу; в) по цилиндру и торцу.

Уступ (заплечик) вала, который контактирует с кольцом подшипника качения (рис. 5.3), должен выполняться таким образом, чтобы фаски кольца подшипника свободно размещались внутри галтельного перехода вала. Высота h уступа должна обеспечить соответствующее положение кольца на вале. Размер r фаски кольца указывается в каталоге для каждого подшипника, а размеры перехода приведены в

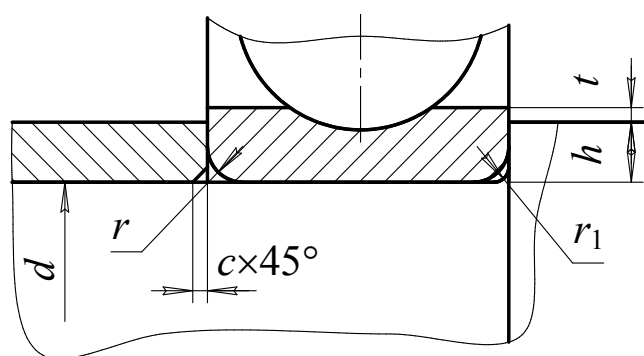


Рисунок 5.3 - Уступ вала возле торца подшипника качения

табл. 5.3.

Таблица 5.3 - Размеры галтельных переходов возле посадочных мест подшипников качения, мм (ГОСТ 3478-79)

R	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
$r_1 \leq$	0,3	0,6	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0
$h \geq$	1,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0	6,0	7,0	9,0

Назначать высоту уступа значительно больше номинальной, приведенной в табл. 5.3 не целесообразно, потому что размер t свободной части торцевой поверхности кольца должен обеспечить возможность извлечения кольца лапами съемника при демонтаже подшипника. Минимальные значения t приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4 - Минимальное значение размера t для демонтажа подшипника (рис. 5.3) (ГОСТ 20226-82)

d , мм	до 15	15...50	50...100	свыше 100
t , мм	1,0	2,0	2,5	3,0

То же самое значение t желательно оставлять, когда торец кольца опирается не на уступ вала, а на дистанционную втулку. Высота уступа, который контактирует с торцом кольца подшипника, назначается аналогично, если уступ выполняется с канавкой по рис. 5.2.

Соединение зубчатых и червячных колес редукторов с валом (рис. 5.4) часто выполняют с посадками, которые обеспечивают гарантированный натяг и дополнительно фиксируют шпонкой. При этих посадках во время монтажа зубчатых колес на валах достаточно тяжело соединить шпоночный паз колеса со шпонкой вала. Для облегчения сборки рекомендуется выполнять направляющий цилиндрический участок вала с допуском по $d6$ длиной l_x

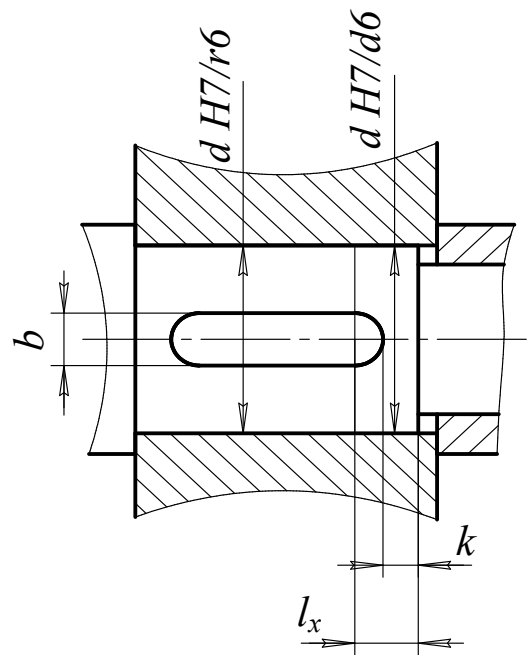


Рисунок 5.4 - Соединение колеса с валом

$$l_x = k + (0,7...0,9)b,$$

где k – расстояние от уступа вала до начала шпоночного паза, мм;

b – ширина шпонки, мм.

Присоединительные концы (хвостовики) валов

Присоединительные концы (хвостовики) валов предназначены для монтажа деталей, которые передают вращательные моменты. Они стандартизированы: цилиндрические – по ГОСТ 12080-66 (табл. 5.5, рис. 5.5); конические – по ГОСТ 12081-72 (табл. 5.6, рис. 5.6).

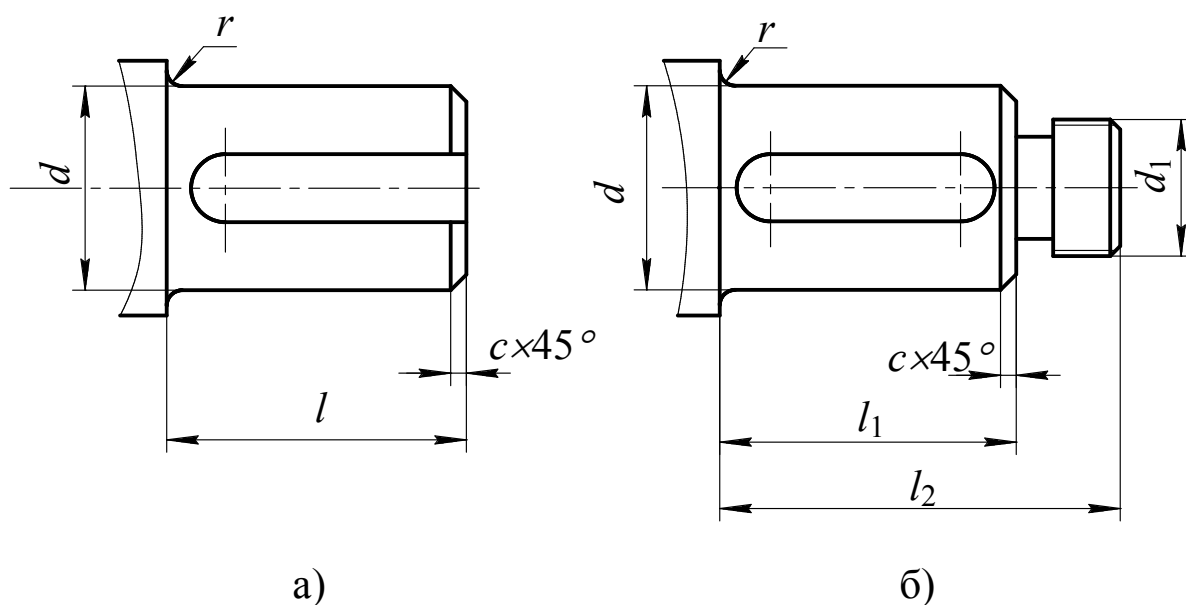


Рисунок 5.5. - Цилиндрические хвостовики валов: а) концы валов цилиндрические; б) концы валов цилиндрические с резьбой

Таблица 5.5 - Концы валов цилиндрические (по ГОСТ 12080-66), мм.

d		Цилиндрические				Цилиндрические с резьбой		
1-й ряд	2-й ряд	Выполнение		r	c	l_1	l_2	d_1
		1	2					
14	-	30	25	1,0	1,6	30	18	M8(1
16, 18	19	40	28	1,0	1,6	40	28	M10(1,25
20, 22	24	50	36	1,6	1,0	50	36	M12(1,25
25, 28	-	60	42	1,6	1,0	60	42	M16(1,5
32, 36	30, 35	80	58	2,0	1,6	80	58	M20(1,5
40	42	110	82	2,0	1,6	110	82	M24(2
45	48	110	82	2,0	1,6	110	82	M30(2
50, 55	52, 56	110	82	2,5	2,0	110	82	M36(2
60	63, 65	140	105	2,5	2,0	140	105	M42(3
70	71, 75	140	105	2,5	2,0	140	105	M48(3
80	-	170	130	3,0	2,5	170	130	M56(4
90	85, 95	170	130	3,0	2,5	-	-	-
100, 110,	120	240	165	3,0	2,5	-	-	-
125	130, 150	250	200	4,0	3,0	-	-	-
140	-	300	240	4,0	3,0	-	-	-

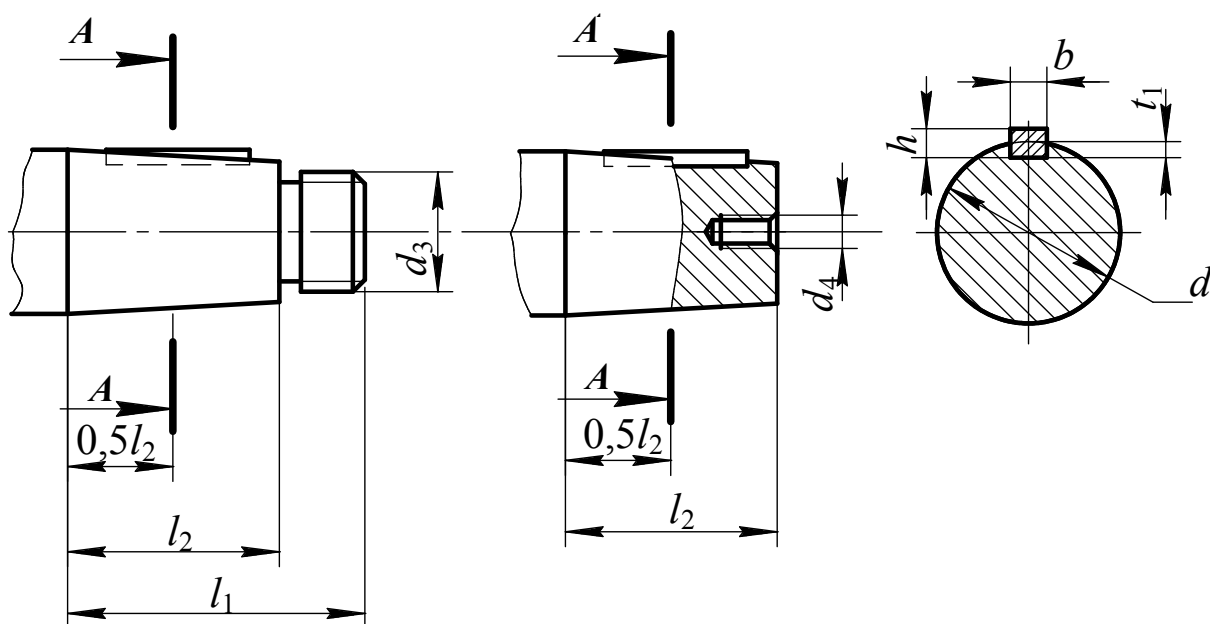


Рисунок 5.6 – Конические хвостовики валов

Таблица 5.6 - Концы валов конические 1:10 (по ГОСТ 12081-72), мм.

d		l_1		l_2		b	h	t_1	d_3	d_4
		Выполнение								
1-й ряд	2-й ряд	1	2	1	2					
20, 22	-	50	36	36	22	4	4	2,5	M12(1,25)	M6
-	24	50	36	36	22	5	5	3,0	M12(1,25)	M6
25, 28	-	60	42	42	24	5	5	3,0	M16(1,5)	M8
-	30	80	58	58	36	5	5	3,0	M20(1,5)	M10
32	35	80	58	58	36	6	6	3,5	M20(1,5)	M10
36	-	80	58	58	36	6	6	3,5	M20(1,5)	M12
-	38	80	58	58	36	6	6	3,5	M24(2)	M12
40	42	110	82	82	54	10	8	5,0	M24(2)	M12
45	48	110	82	82	54	12	8	5,0	M30(2)	M16
50	-	110	82	82	54	12	8	5,0	M36(3)	M16
56	55	110	82	82	54	12	8	5,0	M36(3)	M20
63	60, 65	140	105	105	70	16	10	6,0	M42(3)	M20
71	70, 75	140	105	105	70	18	11	7,0	M48(3)	M24
80	85	170	130	130	90	20	12	7,5	M56(4)	M30
90	-	170	130	130	90	22	14	9,0	M64(4)	M30
-	95	170	130	130	90	22	14	9,0	M64(4)	M36
100	-	210	165	165	120	25	14	9,0	M72(4)	M36
110	-	210	165	165	120	25	14	9,0	M80(4)	M42
-	120	210	165	165	120	28	16	10,0	M90(4)	M42
125	-	210	165	165	120	28	16	10,0	M90(4)	M48
-	130	250	200	200	150	28	16	10,0	M100(4)	-

5.3. Примеры компоновки некоторых типов редукторов

Для более полного учета факторов, которые влияют на длину отдельного вала, нужно выполнить эскизную компоновку всего редуктора. Компоновку рекомендуется выполнять на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 или 1:2 (если это позволяют размеры редуктора) - это позволит легче составить представление о конструкции редуктора.

Примеры эскизной компоновки представлены на рис. 5.7-5.14. На рисунках показаны примеры эскизной компоновки для наиболее распространенных конструкций редукторов:

- двухступенчатый цилиндрический - рис. 5.7;
- двухступенчатый коническо-цилиндрический – рис. 5.8;
- трехступенчатый цилиндрический – рис. 5.9;
- трехступенчатый коническо-цилиндрический - рис. 5.10;
- двухступенчатый цилиндрический с входным и выходным валами, оси которых совпадают - рис. 5.11;
- двухскоростная коробка скоростей - рис. 5.12;
- червячно-цилиндрический двухступенчатый с нижним расположением червяка – рис. 5.13;
- червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор с верхним расположением червяка – рис. 5.14.

Эскизная компоновка простых по компоновке редукторов ограничивается одной проекцией (рис. 5.7-5.8). Для более сложных редукторов (например, червячно-цилиндрических) компоновка содержит две проекции (рис. 5.13-5.14), потому что только в этом случае можно определить расстояние между осью червячной и следующей зубчатой передачи.

5.4. Разработка расчетной схемы вала редуктора

При составлении расчетной схемы вал рассматривается как балка, лежащая на шарнирных опорах и подвергнутая изгибу и кручению от действия внешних нагрузок. Используют три основных типа опор: шарнирно-недвижимая, шарнирно-подвижная, жесткая (защемление). Жесткая опора встречается иногда в опорах неподвижных осей. Для вращающихся осей и валов защемления не допускается.

Расчетные нагрузки, распределенные по длине зубьев зубчатых колес, пальцев упругих муфт, вдоль шпонок, зубьев шлицевых валов и т.п. заменяют сосредоточенными силами, приложенными посередине длины элементов, которые передают силы или моменты.

После выполнения эскизной компоновки определяются расчетные длины отдельных участков вала. Эти длины могут быть определены:

- непосредственным измерением соответствующих размеров (с учетом масштаба изображения);
 - расчетом по составным элементам расчетных длин.
- Расстояние между опорами вала червяка (рис. 5.13- 5.14)

$$l_1 = (0,8...1,0) d_{a2}, \quad (5.10)$$

где d_{a2} – диаметр окружности выступов червячного колеса.

Расстояние между опорами быстроходного входного вала конической передачи (рис. 5.8, рис. 5.10) можно определить по диаметру этого вала

$$l_1 = (2,5...3,0) d_{e1}. \quad (5.11)$$

Для определения длин хвостовиков валов (входного и выходного) можно предварительно выбрать стандартизированные муфты, взяв из справочников параметр l_m – длину посадочной поверхности полумуфты.

На схемах приводов, в которых на хвостовиках установлен шкив ременной передачи или звездочка цепной передачи, длину хвостовика определяется предварительно

$$l_{xв} = (1,2...1,8) d_{xв}. \quad (5.12)$$

Для промежуточного вала расстояния между плоскостями действия поперечных сил равняются:

$$\begin{aligned} L_1 &= 0,5 b_{n2} + c + a + 0,5 b_3; \\ L_2 &= 0,5 (b_3 + l_{cm2}) + e; \\ L_3 &= 0,5 b_{n2} + a + c + 0,5 l_{cm2}. \end{aligned} \quad (5.13)$$

Пример расчетной схемы вала представлен на рис. 5.15.

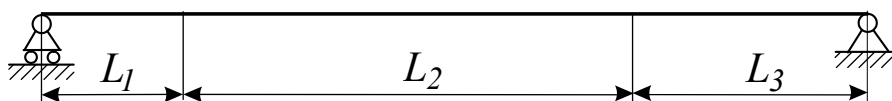


Рисунок 5.15 – Пример расчетной схемы вала

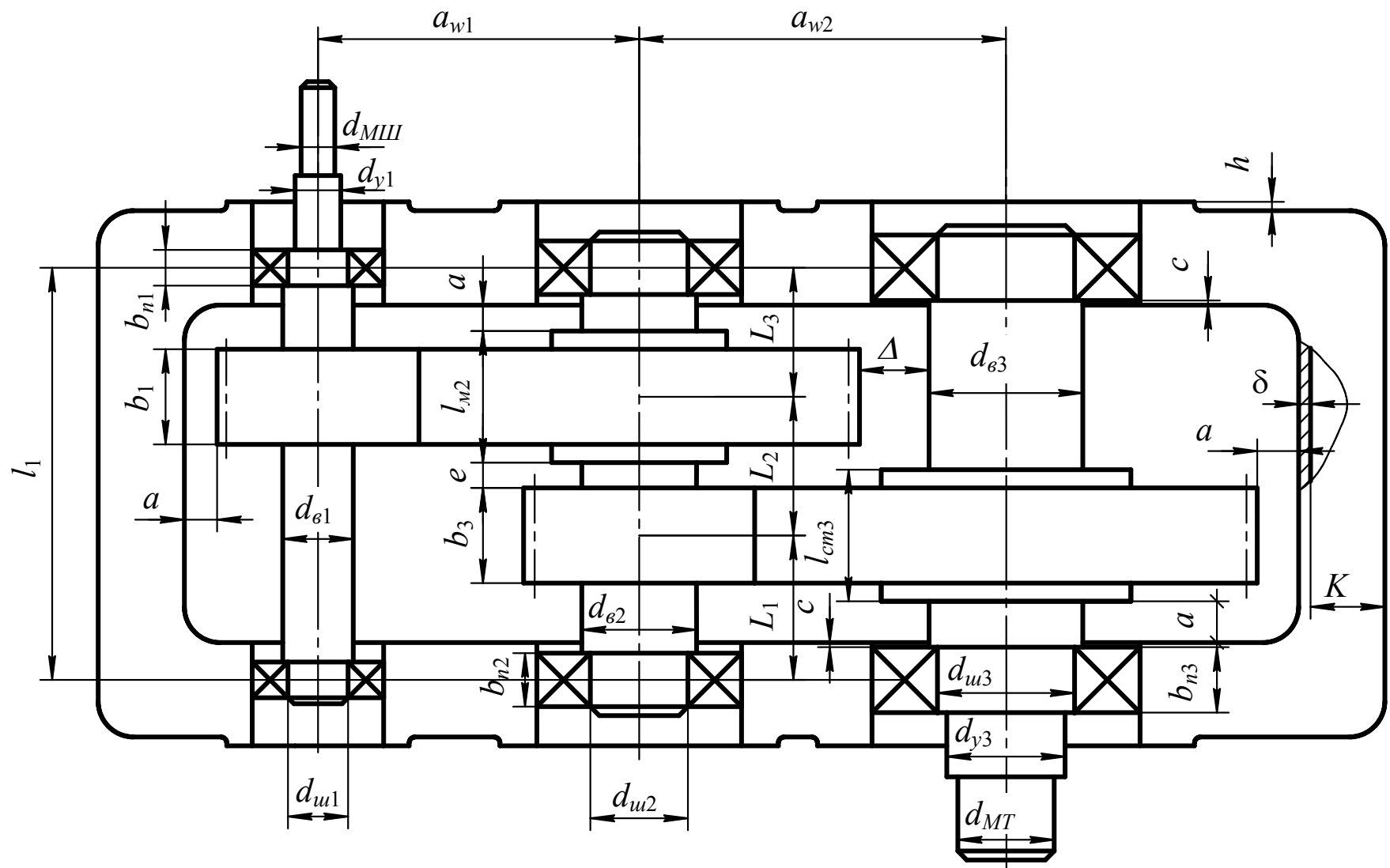


Рисунок 5.7 - Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора

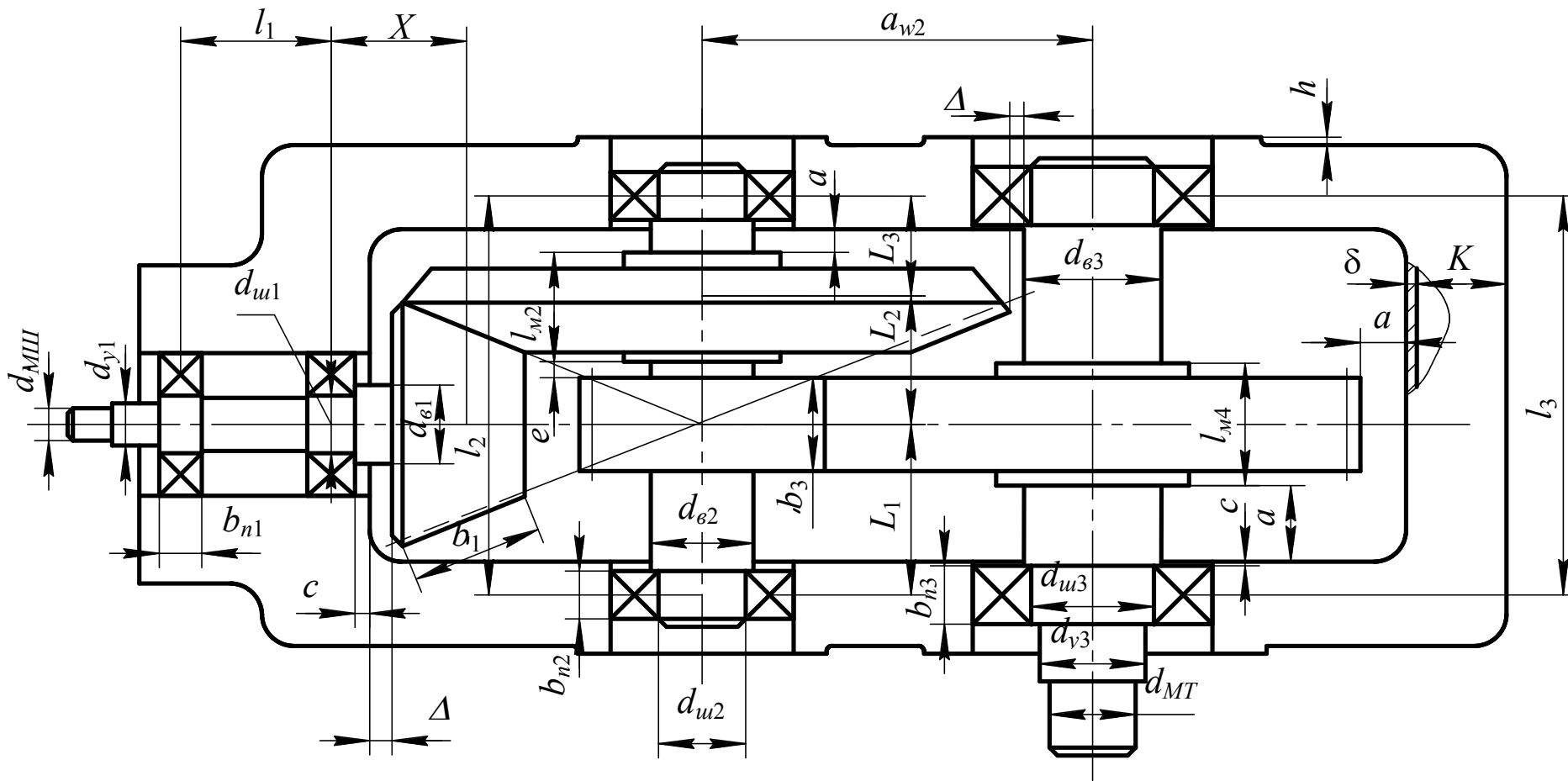


Рисунок 5.8 - Эскизная компоновка двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

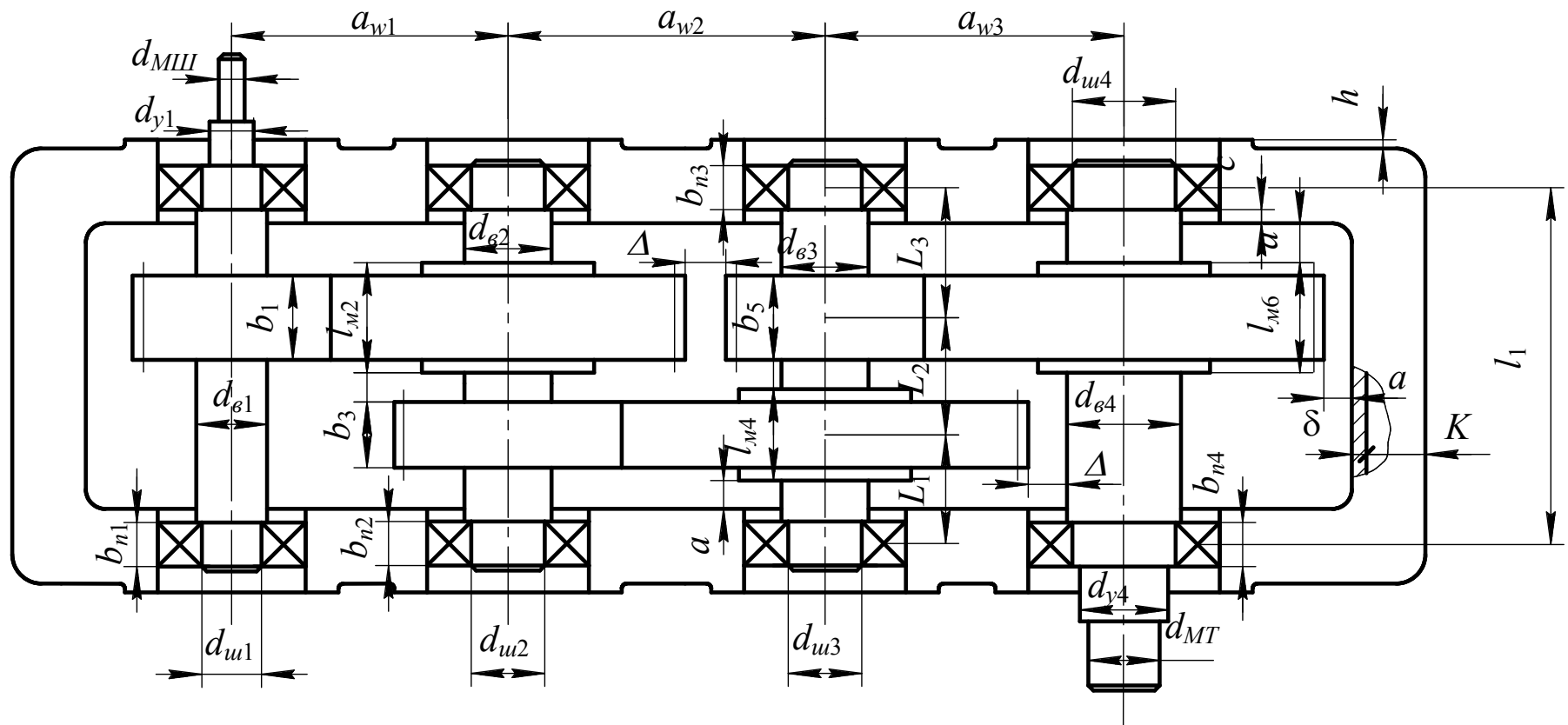


Рисунок 5.9 - Эскизная компоновка трехступенчатого цилиндрического редуктора

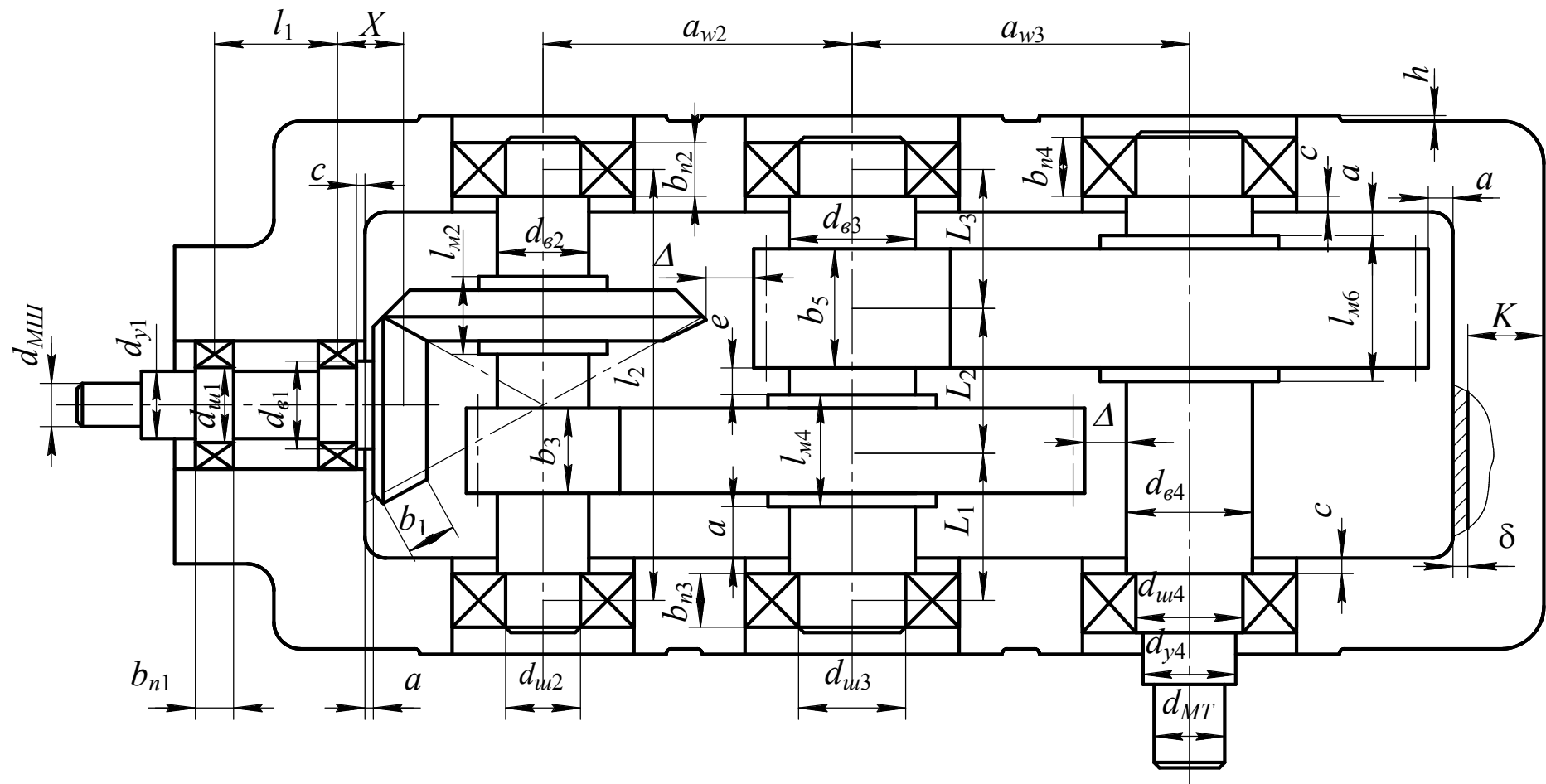


Рисунок 5.10 - Эскизная компоновка трехступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

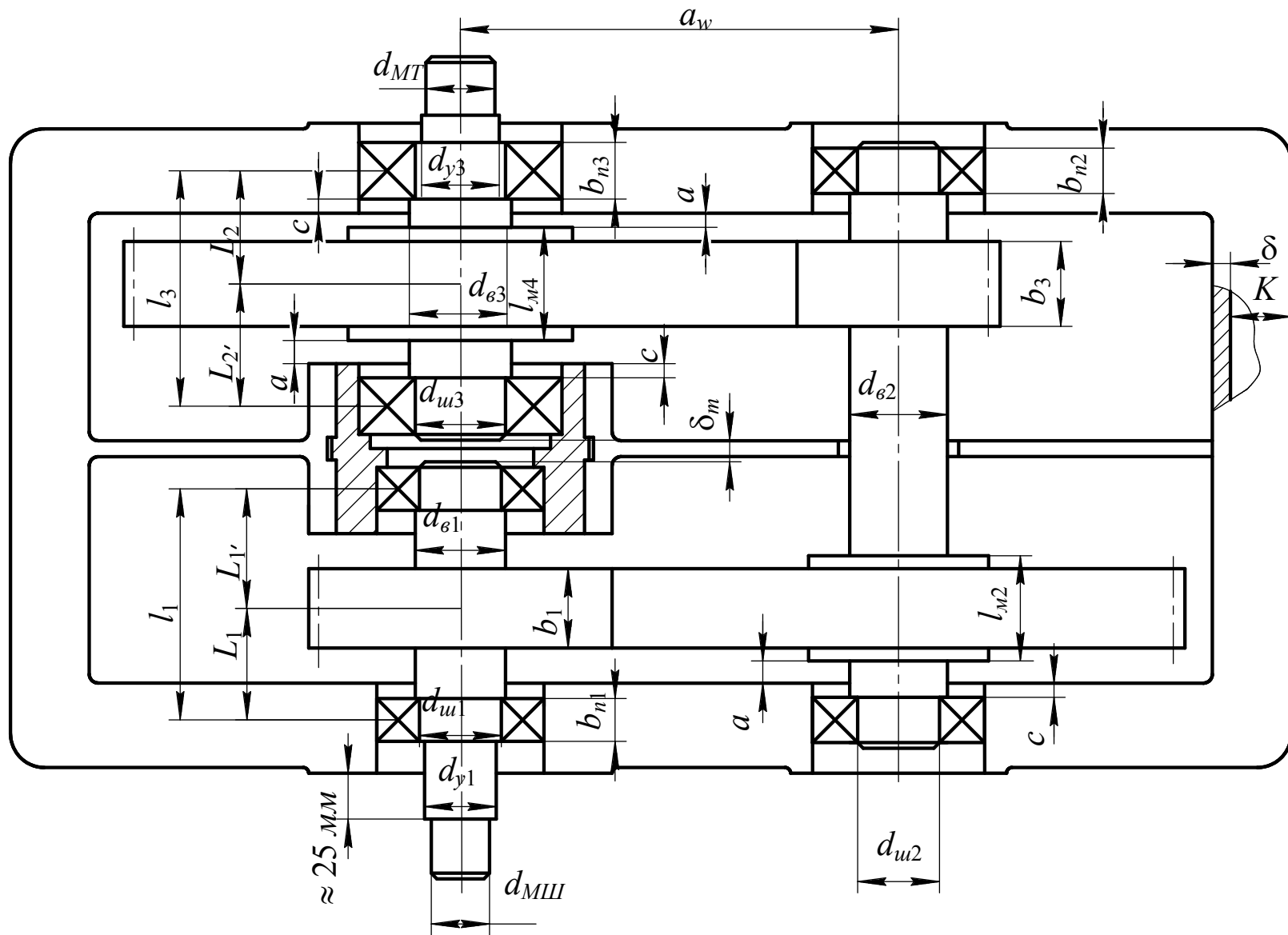


Рисунок 5.11 - Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора с входным и выходным валами, оси которых совпадают

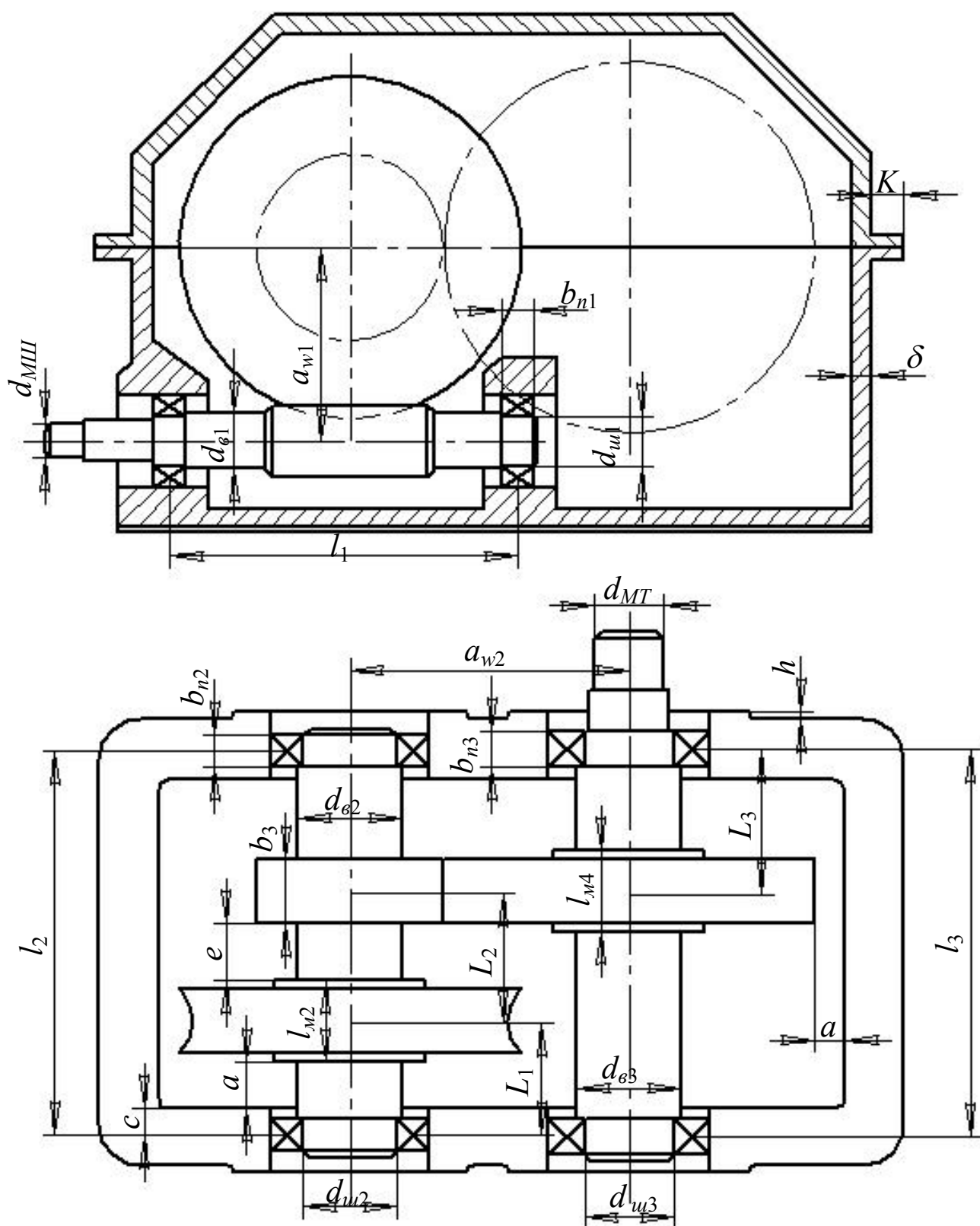


Рисунок 5.13 - Эскизная компоновка червячно-цилиндрического двухступенчатого редуктора с нижним расположением червяка

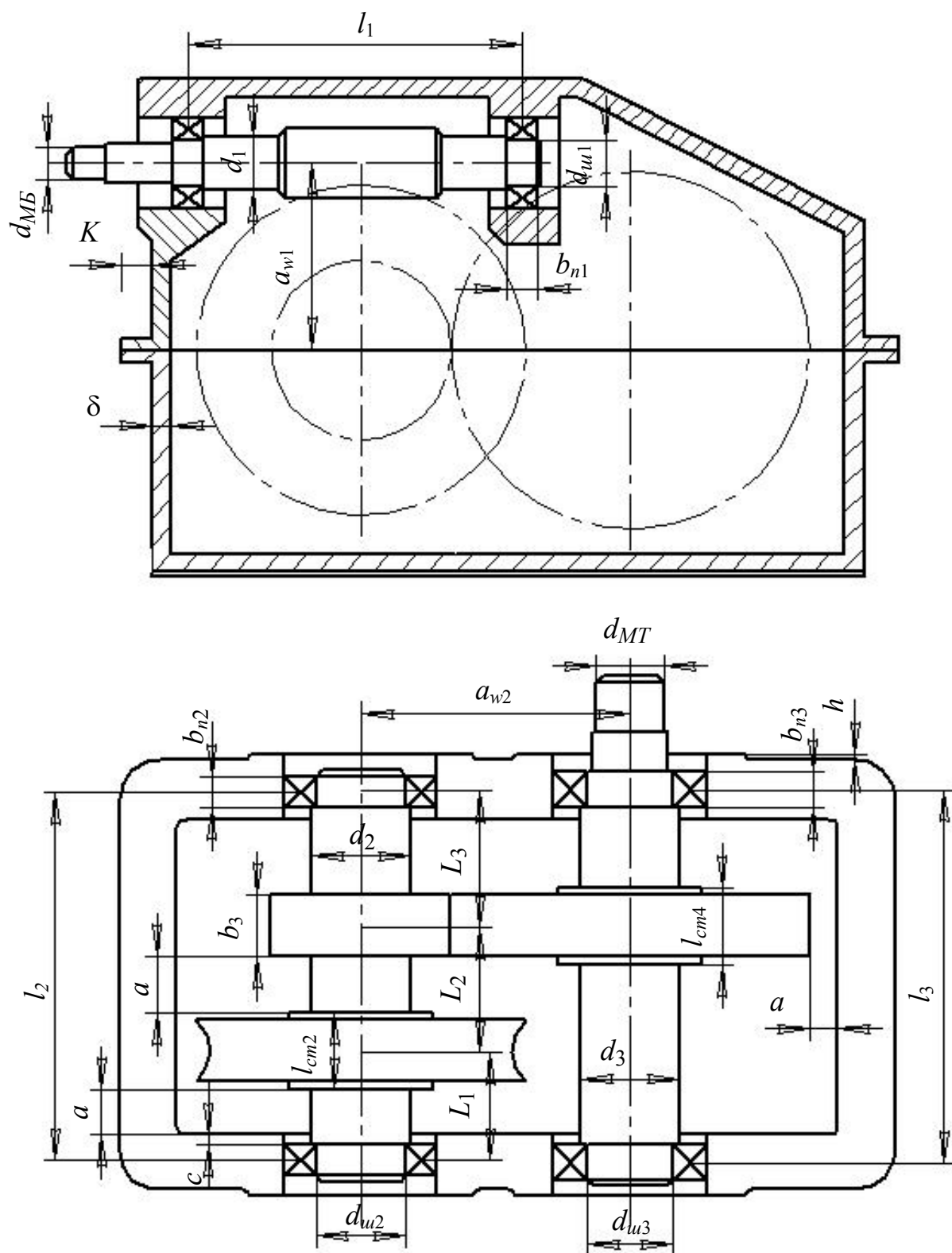


Рисунок 5.14 - Эскизная компоновка червячно-цилиндрического двухступенчатого редуктора с верхним расположением червяка

5.5. Проверочный расчет вала на усталостную прочность

Выбор вида проверочного расчета вала

На практике установлено, что чаще всего валы разрушаются в результате недостаточной выносливости. Статическое разрушение наблюдается значительно реже.

При наличии диаграммы нагружения (рис. 3.1) определяется количество циклов действия максимального вращательного момента первой степени диаграммы нагружения

$$N_{T_1} = 60nt_1L_h,$$

где n - частота вращения вала, *об/мин*; $t_1 = \frac{L_1}{L_h}$ - относительное время

действия момента T_1 ; L_h - расчетный срок службы, ч.

Если $N_{T_1} \leq 5 \cdot 10^4$, то по максимальному вращательному моменту T_1 диаграммы нагружения выполняется расчет на статическую прочность, а по следующему меньшему значению момента T_2 диаграммы (вторая степень диаграммы нагружения) выполняется расчет вала на выносливость, если $N_{T_2} > 5 \cdot 10^4$.

Если $N_{T_1} > 5 \cdot 10^4$, то по максимальному вращательному моменту T_1 выполняется расчет вала на выносливость. В этом случае расчет на статическую прочность не выполняется.

При отсутствии диаграммы нагружения вал рассчитывается на усталостную прочность по номинальному значению вращательного момента, а при наличии данных о перегрузке вал дополнительно рассчитывается на статическую прочность по максимальному значению вращательного момента.

Для проверочного расчета вала необходимо к разработанной расчетной схеме добавить поперечные силы (моменты), определить внутренние силовые факторы в виде эпюр внутренних изгибающих и вращательных моментов.

Определение нагрузок, которые действуют на вал

Основными нагрузками, которые действуют на валы редукторов, являются усилия в зубчатых и червячных зацеплениях, натяжения ветвей ремня или цепи соответствующих передач, а также вращательные моменты. Массы вала и закрепленных на нем деталей в большинстве случаев не учитывают.

Прямозубая зубчатая передача (рис. 5.16).

Круговая сила

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{T_1}{0,5 d_{\omega 1}} 10^3 \text{ Н}, \quad (5.14)$$

где T_1 – вращательный момент на шестерне, *Н · м*;

$d_{\omega 1}$ – диаметр делительной окружности шестерни, *мм*.

Радиальная сила

$$F_r = F_t \tan \alpha \quad H, \quad (5.15)$$

где α - угол зацепления (для передач без смещения исходного контура $\alpha = 20^\circ$).

Вектор *круговой* силы цилиндрической зубчатой передачи лежит на касательной к делительной окружности и направлен противоположно направлению вращения на ведущем элементе передачи (шестерне, червяке), а на ведомом элементе (колесе) – по направлению вращения.

Радиальная сила всегда направлена от места приложения к оси вала по радиусу.

Косозубая зубчатая передача (рис. 5.17).

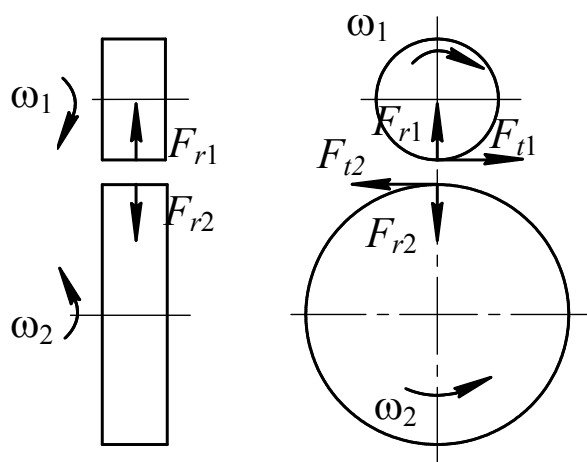


Рисунок 5.16– Силы в цилиндрической прямозубой передаче

Круговая сила

$$F_t = \frac{T_1}{0,5d_{w1}}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta},$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \tan \beta,$$

где β - угол наклона зубьев.

Осевая сила в косозубой цилиндрической передаче действует параллельно оси вала в направлении, которое зависит от направления вращения и направления наклона линии зубьев. На рис. 5.17 показаны схемы сил в косозубой передаче при правом (а) и левом (б) направлениях зубьев шестерни.

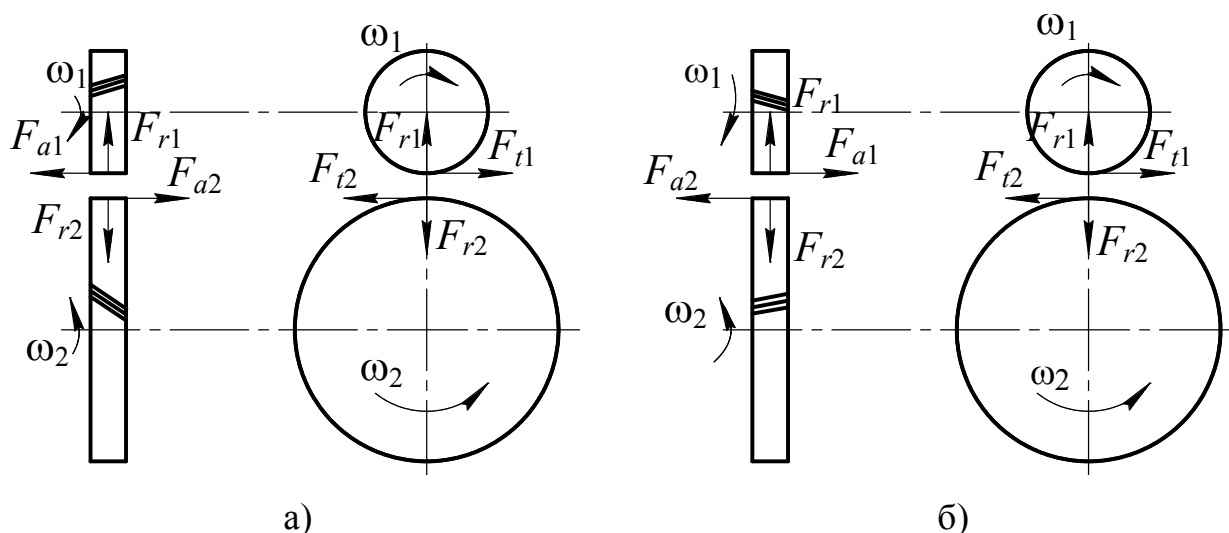


Рисунок 5.17 – Силы в цилиндрической косозубой передаче при а) правом и б) левом направлениях зубьев

В обычных шевронных передачах осевые силы полушевроннов взаимно компенсируются и в расчет не вводятся.

Шевронная передача с *разнесенными* полушевроннами рассматривается как две параллельно работающих косозубые передачи, при этом для расчета действующих в каждом полушевроне сил принимается половина переданного данным валом вращательного момента (при наличии "плавающего" вала).

Коническая прямозубая передача (рис. 5.18)

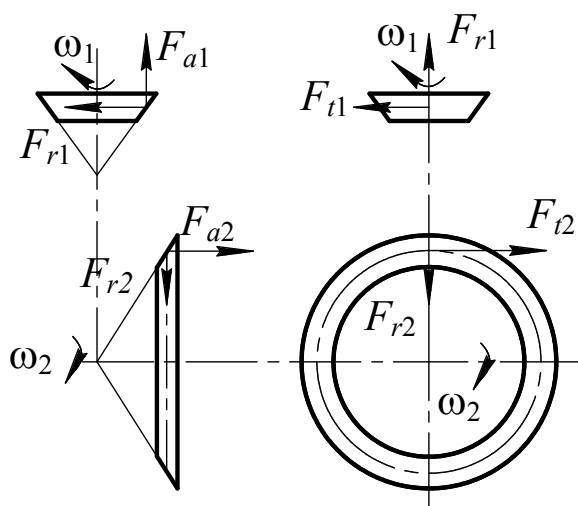


Рисунок 5.18 - Силы в конической передаче

Круговая сила

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{T_1 \cdot 10^3}{0,5d_{m1}},$$

где d_{m1} – средний диаметр делительной окружности шестерни, мм.

Радиальная сила, действующая на шестерню $F_{r1} = F_t \tan \alpha \cos \delta_1$,

где δ_1 – угол делительного конуса шестерни $\delta_1 = \arctan(u)$;

u – передаточное число конической передачи.

Радиальная сила, действующая на колесо $F_{r2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_2$

где δ_2 – угол делительного конуса колеса $\delta_2 = \arctan(u) = 90^\circ - \delta_1$.

Осевые силы:

на шестерне $F_{a1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_2 = F_t \tan \alpha \sin \delta_1$;

на колесе $F_{a2} = F_{r1} = F_t \tan \alpha \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha \sin \delta_2$.

Осевая сила в прямозубой конической передаче действует параллельно оси вала в направлении основания конуса шестерни или колеса.

Червячная передача (рис. 5.19).

Круговая сила, действующая на червяк

$$F_{t1} = \frac{T_1}{0,5d_{w1}}$$

Круговая сила, действующая на колесо

$$F_{t2} = \frac{T_2}{0,5d_{w2}}$$

Радиальная сила на червяке и колесе $F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_s$,

где α_s – угол зацепления в торцевом сечении зубьев (без сдвига исходного контура передачи).

Осевая сила на червяке

$$F_{a1} = F_{t2}$$

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{t1}$$

Муфты. При расчете валов необходимо учитывать действие сил, которые возникают в соединительных муфтах вследствие перекоса или не соосности валов, а также при неравномерном распределении вращательного момента между пальцами втулочно-пальцевой или зубьями зубчатой муфты. Экспериментальные исследова-

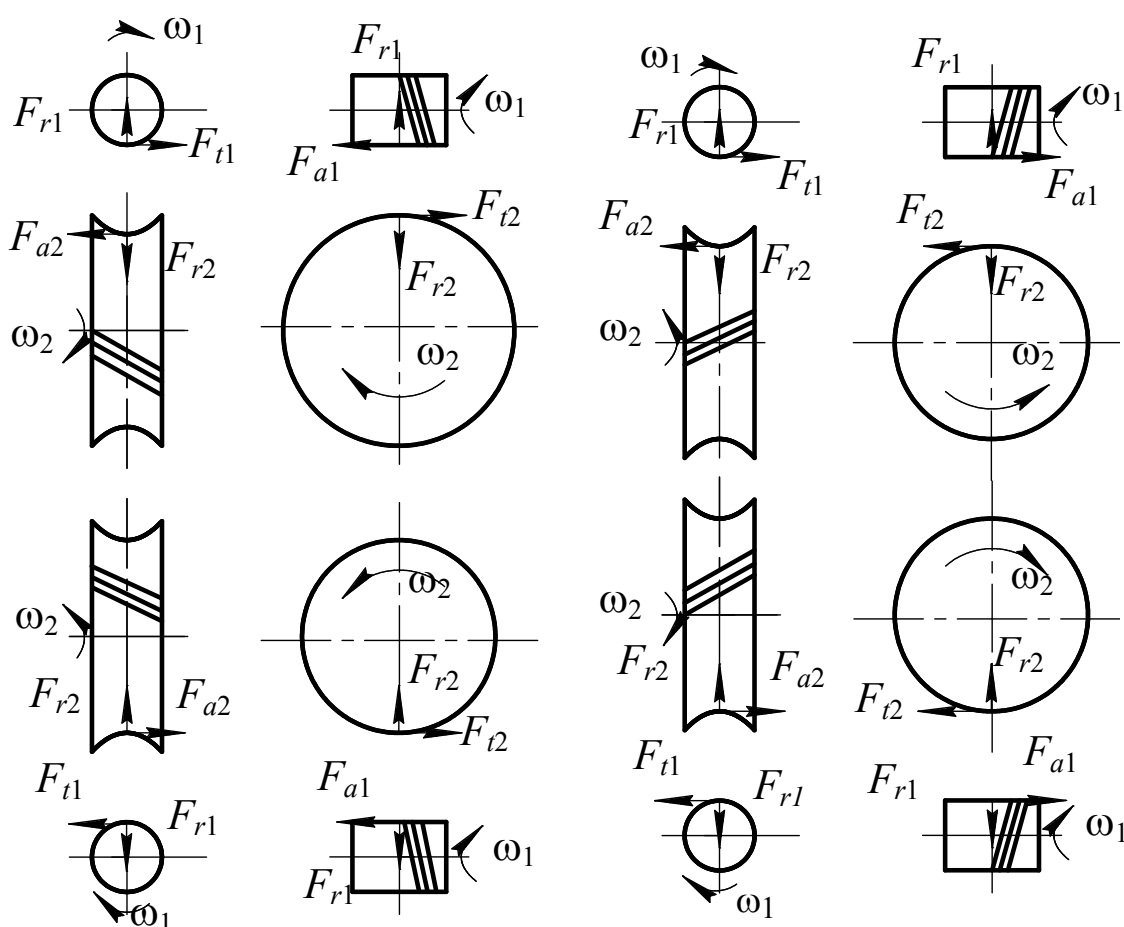


Рисунок 5.19 - Силы в червячной передаче

ния показали, что для распространенных конструкций компенсирующих муфт при обычных значениях несоосности и погрешностях изготовления приблизительное значение радиальной силы F_{rM} определяется по формулам

$$F_{rM} = (0,2 \dots 0,4) F_{tM}, \quad F_{tM} = \frac{T \cdot 10^3}{0,5 d_M}, \quad (5.16)$$

где d_M – диаметр делительной окружности зубчатой муфты или окружности расположения центров пальцев упругой втулочно-пальцевой муфты, мм;

T – вращательный момент на валу муфты, Нм;

F_{tM} – окружная сила на муфте.

Направление радиальной силы в соединительной муфте зависит от причины, которая ее обусловила: при несоосности или перекосе валов эта сила имеет постоянное направление, а при неравномерном распределении вращательного момента между зубьями или пальцами муфты эта сила вращается вместе с муфтой. Определить направление и величину радиальной силы в муфте не всегда возможно. Поэтому в расчетах учитывают такое направление этой силы, которое в комбинации с другими нагрузками создает наиболее неблагоприятные условия работы вала или подшипника.

Ориентировочно, для выбора муфты окружную силу можно определить, приняв делительный диаметр равным двойному диаметру хвостовика под зубчатую полумуфту $d_M = 2d_{xв}$.

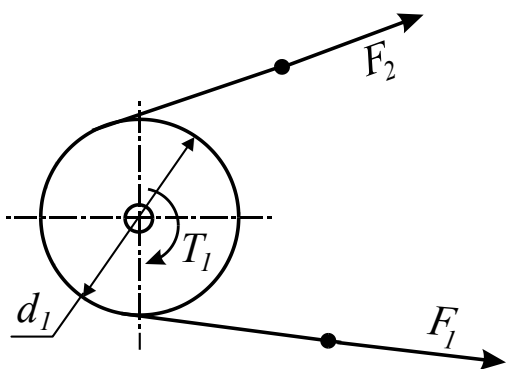


Рисунок 5.20 - Силы в ветках ремня

Ременные передачи (рис. 5.20). Различие и сумма сил натяжения ветвей ременной передачи определяется через вращательный момент

$$F_1 - F_2 = \frac{T_1}{0,5d_1}; \quad (5.17)$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0 = \frac{F_1 - F_2}{\psi}, \quad (5.18)$$

где F_0 – сила монтажного натягивания ремня;

ψ – коэффициент тяги ремня, который в первом приближении можно принимать $\psi = 0,40 \dots 0,45$.

При расчете вала можно принять допущение, что силы F_1 и F_2 параллельны.

Цепные передачи. Схема нагружения вала цепных передач аналогична схеме ременных передач. Обычно принимают $F_2=0$. Вал считается нагруженным силой

$$F_{\max} = k_m F_1, \quad (5.19)$$

где k_m - коэффициент, который учитывает силу натяжения цепи. Для горизонтальной цепной передачи $k_m = 1,15$; для вертикальной - $k_m = 1,05$.

Расчет реакций в опорах и определение внутренних силовых факторов в поперечных сечениях вала

Определенные в предыдущем разделе силы нужно приложить в соответствующих точках разработанных прежде расчетных схем. С целью упрощения расчетов вала силы разделяют на две группы: силы, которые действуют в вертикальной плоскости и силы, которые действуют в горизонтальной плоскости. Определение момента реакции и внутренних силовых факторов целесообразно рассмотреть на примере расчетной схемы вала, который нагружен, для упрощения задачи, одной силой (рис. 5.21).

Определение реакций в опорах. Балка, которая рассчитывается, является статически определимой, поскольку количество реакций (R_A и R_B) не превышает количество уравнений равновесия статики (два).

Согласно расчетной схеме составляются два уравнения статического равновесия, которые позволяют определить реакции в вертикальной V и горизонтальной H плоскостях. Целесообразно определять реакции опор

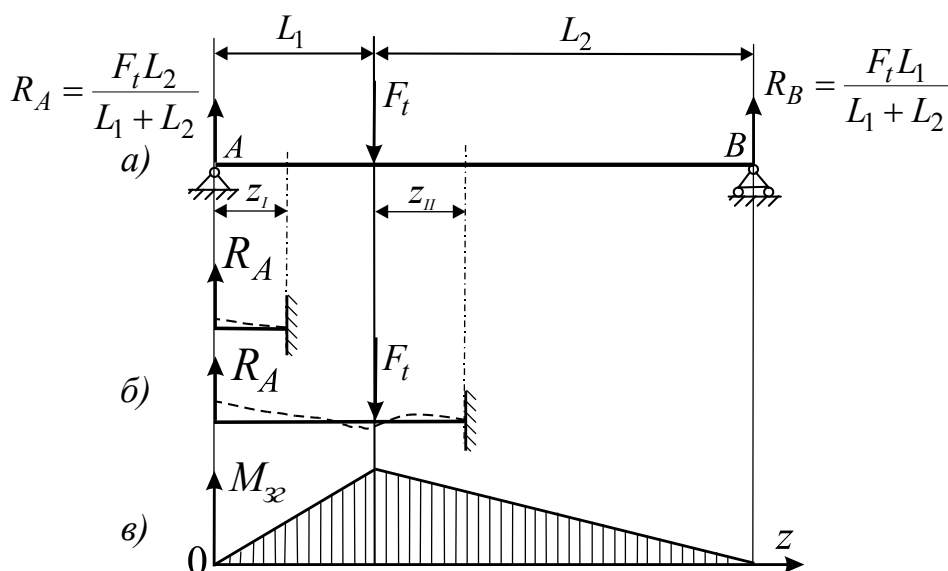


Рисунок 5.21 – Пример определения реакций и внутренних силовых факторов: а) расчетная схема вала; б) схема определения M_{32} ; в) эпюра внутреннего изгибающего момента M_{32}

из уравнений равновесия в форме суммы моментов сил относительно точек расположения реакций. В этом случае оба полученных уравнения независимые

$$\begin{aligned}\sum M_A(F_i) = 0 &\Rightarrow R_{BH}, R_{BV}; \\ \sum M_B(F_i) = 0 &\Rightarrow R_{AH}, R_{AV}.\end{aligned}\quad (5.20)$$

Проверка корректности определения реакций опор **обязательна** и выполняется по составленным уравнениям равновесия балки в форме проекций сил на вертикальную и горизонтальную оси

$$\sum F_{Vi} = 0, \quad \sum F_{Hi} = 0. \quad (5.21)$$

Примеры определения реакций опор приведены на рис. 5.20-5.25. Для контроля полученных значений реакций можно использовать формулы, приведенные в табл. 5.7-5.8.

Определение внутреннего изгибающего момента M_{z2} . Момент M_{z2} определяется по помощи метода поперечных сечений. Последовательность определения M_{z2} следующая.

1) Балка разделяется на отдельные части, в пределах которых внешняя нагрузка не изменяется. На рис. 5.21 таких частей две – одна длиной L_1 , а другая длиной L_2 .

2) От балки условно отрезается соответствующая часть длиной z_I ($0 \leq z_I \leq L_1$) и условно фиксируется (рис. 5.21, б), после чего записывается условие равновесия отрезанной части балки относительно зафиксированного сечения. Откуда вытекает, что внутренний изгибающий момент равняется сумме моментов внешних нагрузок (сил или моментов) относительно этого сечения

$$M_{z2I} = \sum M_i. \quad (5.22)$$

Момент M_i является положительным, когда внешняя нагрузка выгибает балку выпуклостью вниз, в противоположном случае этот момент будет отрицательным. В пределах первой части балки уравнения изгибающего момента имеет вид

$$M_{z2I} = R_A z_I,$$

что отвечает уравнению прямой линии. По результатам подстановки в это уравнение границ первой части балки ($z_I = 0$ и $z_I = L_1$) строится эпюра изгибающего момента – графическое изображение уравнения момента M_{z2I} (рис. 5.21, в).

3) После анализа первой части балки отрезанная часть возвращается на свое место и балка снова становится цельной, после чего балка снова разрезается в пределах второй части ($0 \leq z_{II} \leq L_2$) и отрезанная часть своим сечением фиксируется. В пределах второй части балки уравнения изгибающего момента имеет вид

$$M_{z_{II}} = R_A(L_1 + z_{II}) - F_t z_{II},$$

что также отвечает уравнению прямой линии. По результатам подстановки в это уравнение границ второй части балки ($z_{II} = 0$ и $z_{II} = L_2$) строится эпюра изгибающего момента $M_{z_{II}}$ (рис. 5.21, в).

Таким же образом строятся эпюры внутренних изгибающих моментов для нагрузки вала в вертикальной M_{32}^V и горизонтальной M_{32}^H плоскостях (рис. 5.22, б, в ... 5.27, б, в).

С целью учета одновременного влияния на прочность вала моментов M_{32}^V и M_{32}^H определяется результирующей изгибающий момент, значение которого условно отображается на соответствующей эпюре в одной плоскости

$$M_{32} = \sqrt{\left(M_{32}^V\right)^2 + \left(M_{32}^H\right)^2}. \quad (5.23)$$

На рис. 5.22,г-5.27,г приведены примеры эпюр внутреннего результирующего изгибающего момента для разных схем нагружения валов.

Определение внутреннего вращательного момента $M_{кр}$. Момент $M_{кр}$ также определяется при помощи метода поперечных сечений – от балки (вала) отрезается часть и условно фиксируется. Тогда внутренний вращательный момент будет равняться сумме внешних вращательных моментов, действующих на отрезанную часть вала

$$M_{кр} = \Sigma T_I. \quad (5.24)$$

Нужно отметить, что чаще всего на отрезанную часть вала действует только один вращательный момент, то есть $M_{кр} = T$ (рис. 5.22, д; рис. 5.23, д; рис. 5.24, д; рис. 5.26, д). Исключением являются валы шевронных передач с распределенной ступенью (рис. 5.25, д и рис. 5.27, д).

Материалы, термическая и механическая обработка валов и осей

Валы и оси чаще всего изготавливают из углеродистых и легированных сталей благодаря их высоким механическим характеристикам, способно-

сти к упрочнению и легкости получения цилиндрических заготовок прокаткой.

Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для высоконагруженных валов ответственных машин применяют легированные стали: 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА и др. Валы из этих сталей обычно подвергают улучшению (закалке высоким отпуском) или поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и низким отпуском (шлицевые валы).

Быстроходные валы, которые вращаются в подшипниках скольжения, требуют очень высокой твердости цапф, поэтому их изготавливают из цементируемых сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ или азотируемых сталей типа 38Х2МЮА. Высокую износоустойчивость имеют хромированные валы. По опыту автомобилестроения хромирование шеек коленчатых валов увеличивает ресурс до перешлифовки в 3...5 раз.

Механические характеристики сталей некоторых марок, которые используются для изготовления валов, приведены в табл. 5.8.

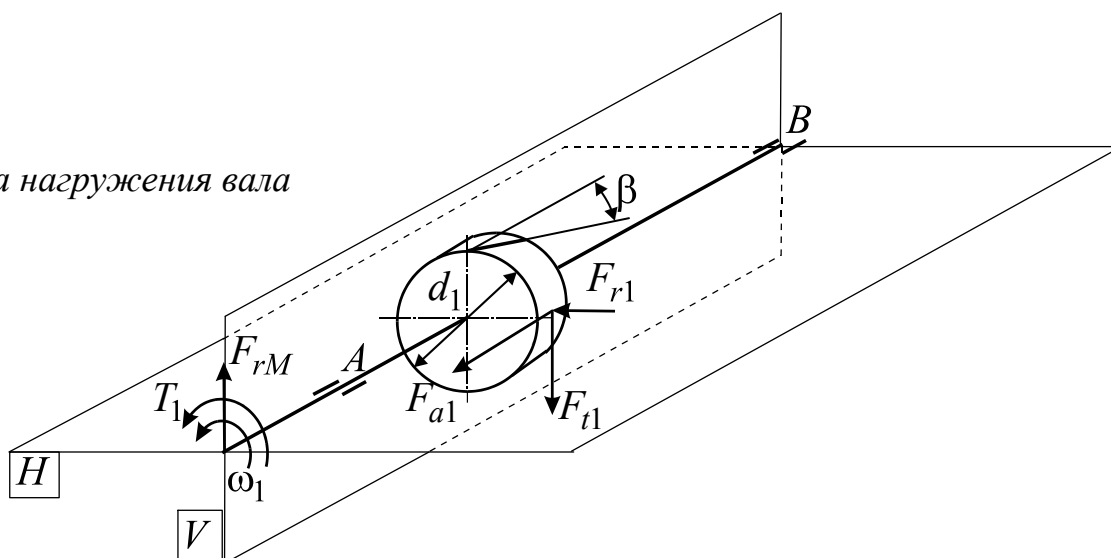
Для валов, размеры которых определяются условиями жесткости, прочные термически обработанные стали целесообразно применять лишь тогда, когда это определяется требованиями долговечности цапф, шлицев и других поверхностей, которые изнашиваются.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, для валов большего диаметра и фасонных валов - поковки.

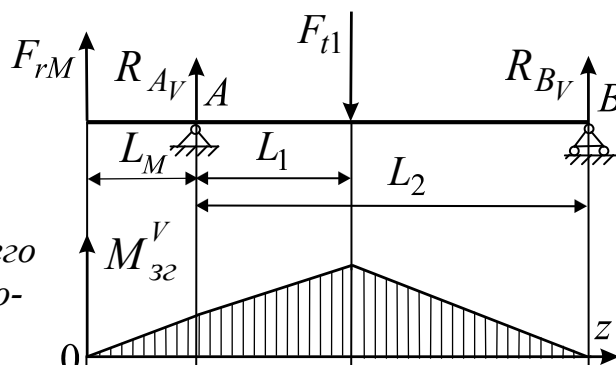
Валы подвергают токарной обработке с дальнейшим шлифованием посадочных поверхностей. Высоконагруженные валы шлифуют по всей поверхности. Шероховатость поверхности под подшипник качения в зависимости от класса точности подшипников и диаметра назначают: $R_a = 0,16...0,32$ мкм под высокоточные подшипники; $R_a = 1,5...2,5$ мкм под подшипники класса точности 0; под подшипники скольжения в зависимости от условий работы $R_a = 0,16...1,25$ мкм.

Торцы валов для облегчения сборки деталей, а также во избежание повреждения рук рабочих выполняют с фасками.

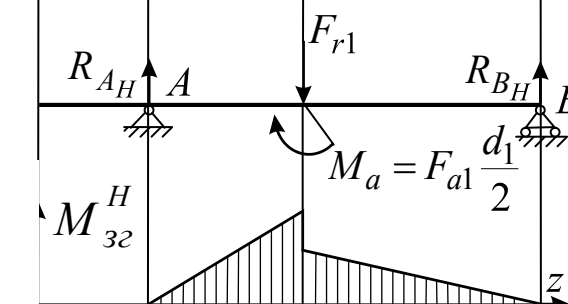
а) Схема нагружения вала



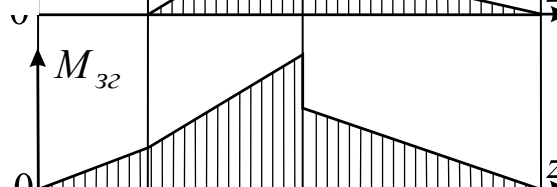
б) Эпюра внутреннего изгибающего момента в вертикальной плоскости



в) Эпюра внутреннего изгибающего момента в горизонтальной плоскости



г) Эпюра внутреннего результирующего изгибающего момента



д) Эпюра внутреннего крутящего момента

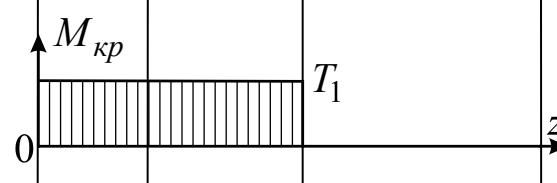
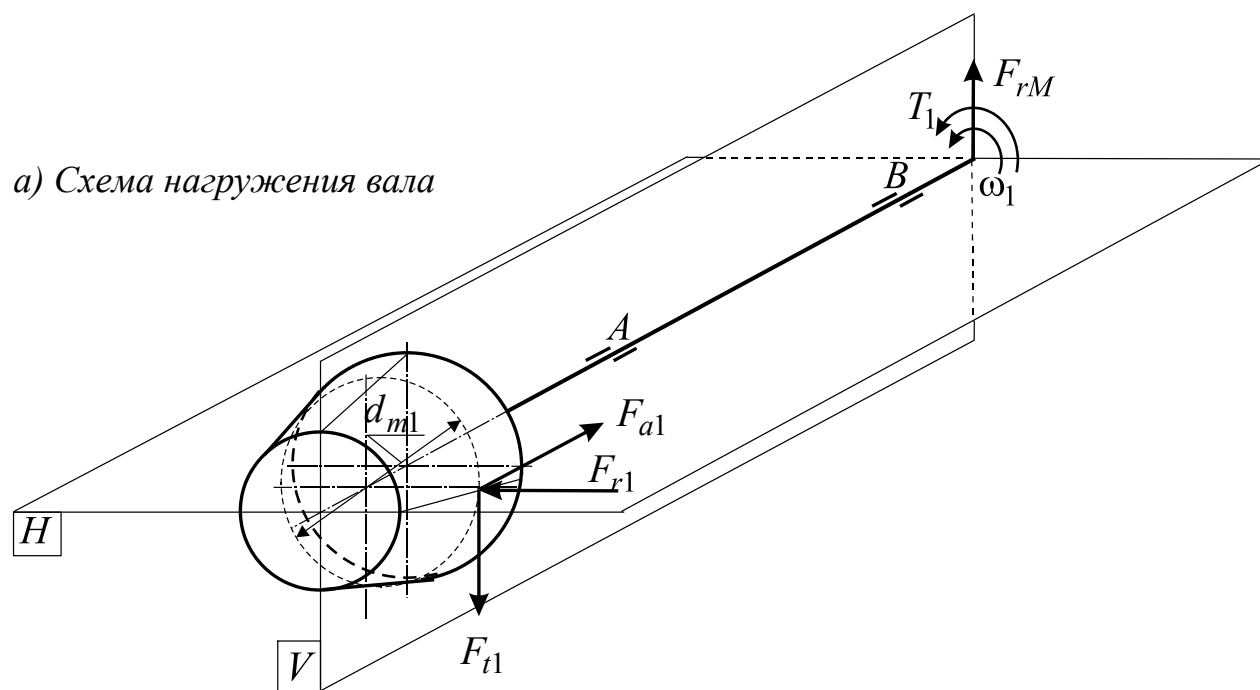
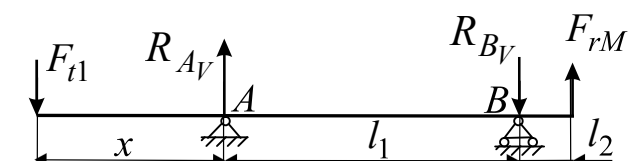


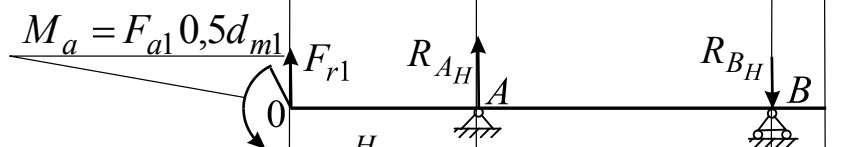
Рисунок 5.22 – Определение внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях первого вала цилиндрического редуктора



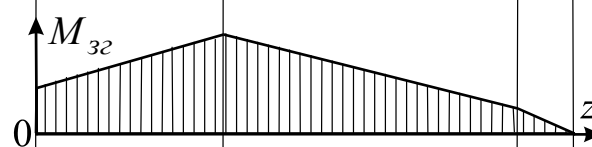
б) Эпюра внутреннего изгибающего момента в вертикальной плоскости



в) Эпюра внутреннего изгибающего момента в горизонтальной плоскости



г) Эпюра внутреннего результирующего изгибающего момента



д) Эпюра внутреннего крутящего момента

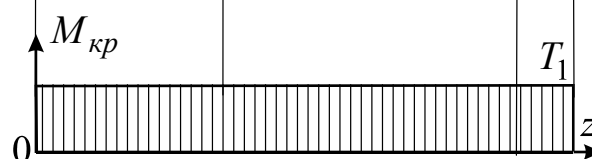
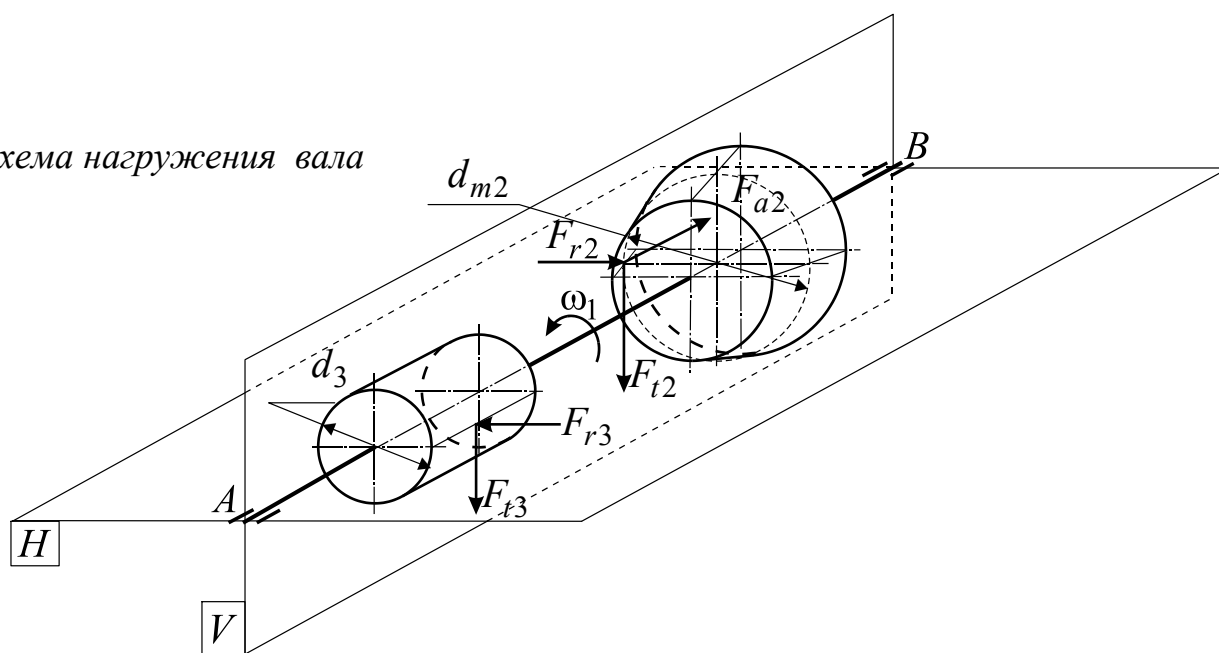
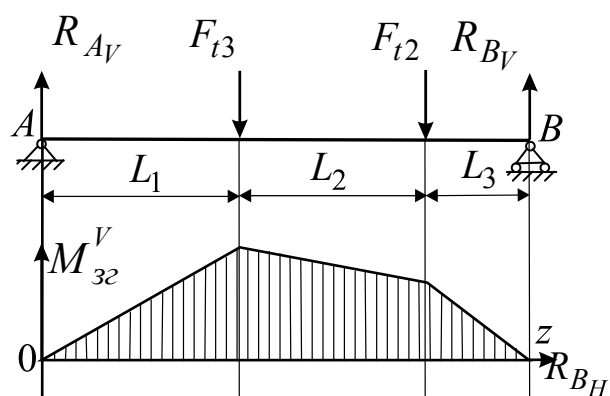


Рисунок 5.23 – Определение внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях первого вала коническо-цилиндрического редуктора

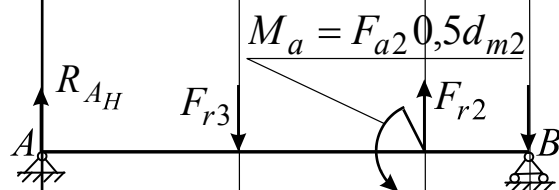
а) Схема нагружения вала



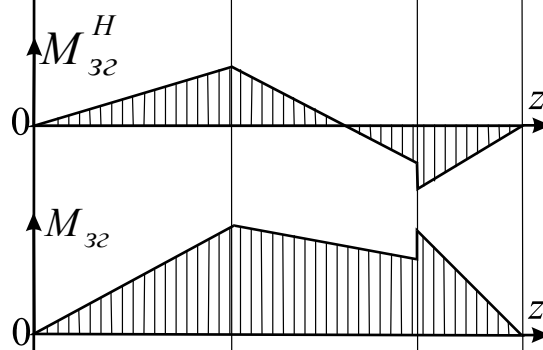
б) Эпюра внутреннего изгибающего момента в вертикальной плоскости



в) Эпюра внутреннего изгибающего момента в горизонтальной плоскости



г) Эпюра внутреннего результирующего изгибающего момента



д) Эпюра внутреннего крутящего момента

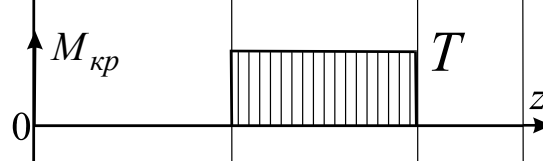
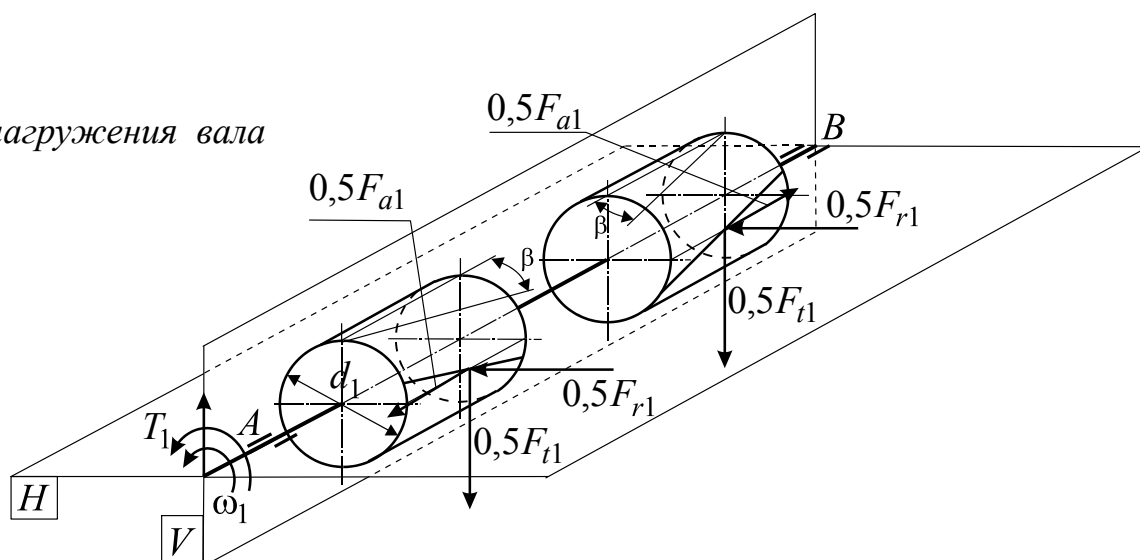
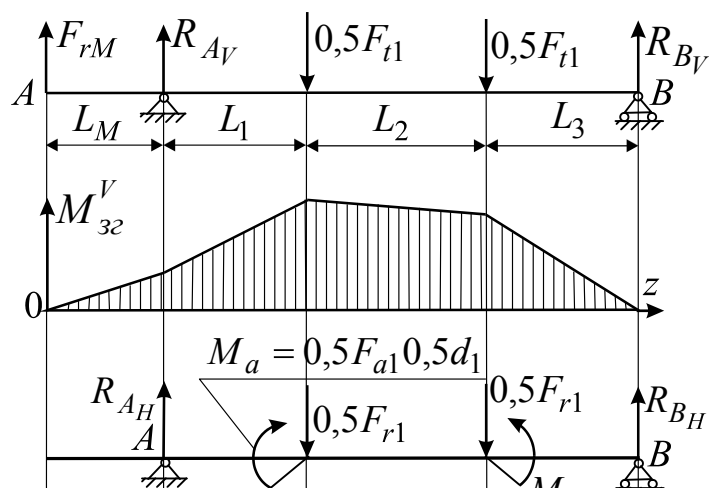


Рисунок 5.24 – Определение внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора

а) Схема нагружения вала



б) Эпюра внутреннего изгибающего момента в вертикальной плоскости



в) Эпюра внутреннего изгибающего момента в горизонтальной плоскости



г) Эпюра внутреннего результирующего изгибающего момента



д) Эпюра внутреннего крутящего момента

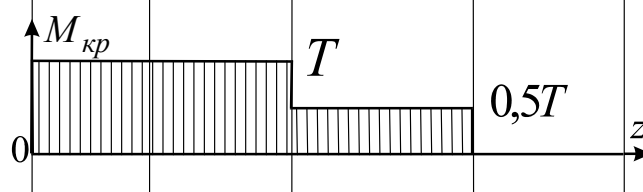
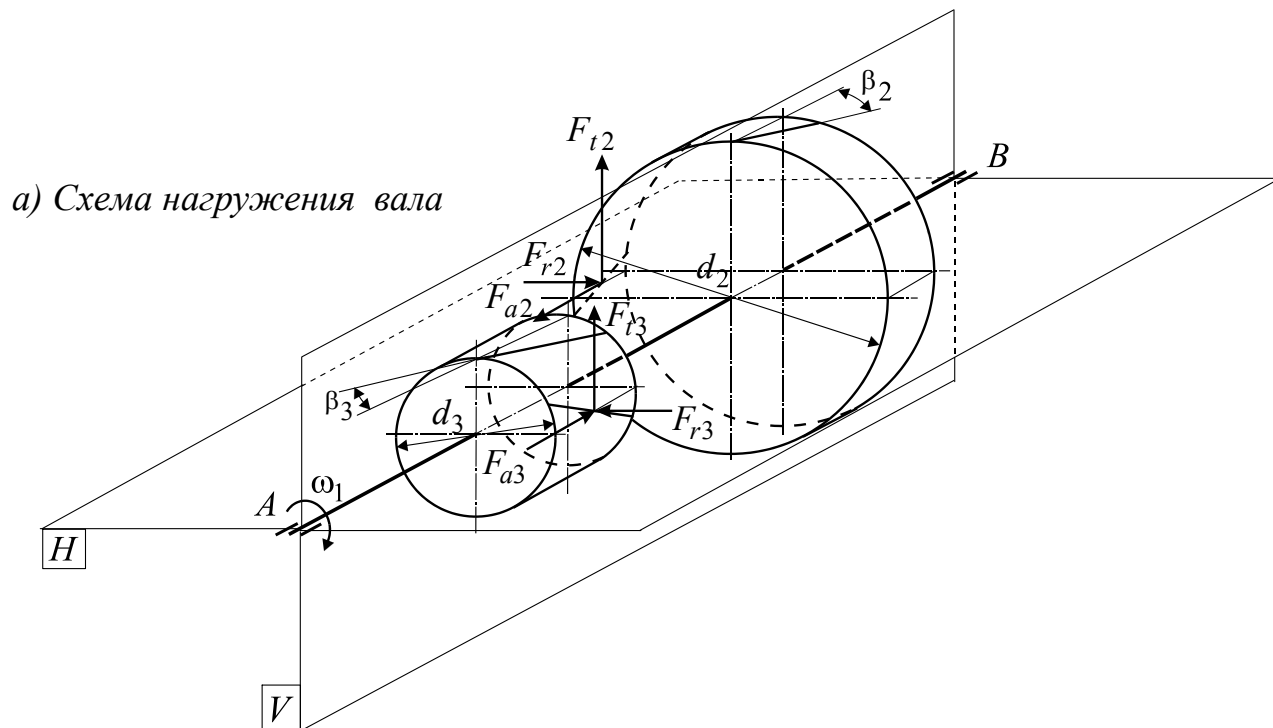
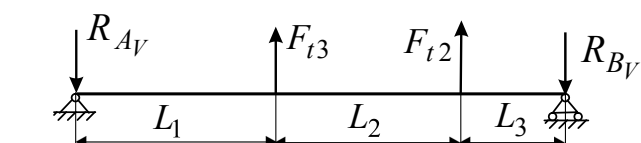


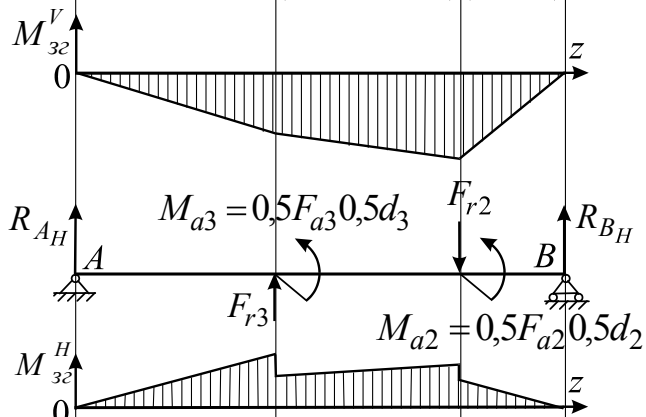
Рисунок 5.25 – Определение внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях первого вала цилиндрического редуктора с распределенной шевронной ступенью



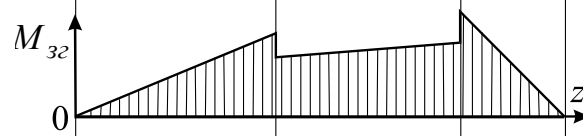
б) Эпюра внутреннего изгибающего момента в вертикальной плоскости



в) Эпюра внутреннего изгибающего момента в горизонтальной плоскости



г) Эпюра внутреннего результирующего изгибающего момента



д) Эпюра внутреннего крутящего момента

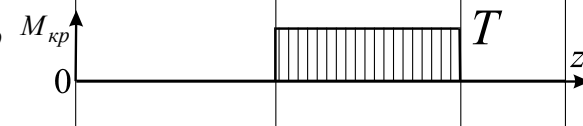
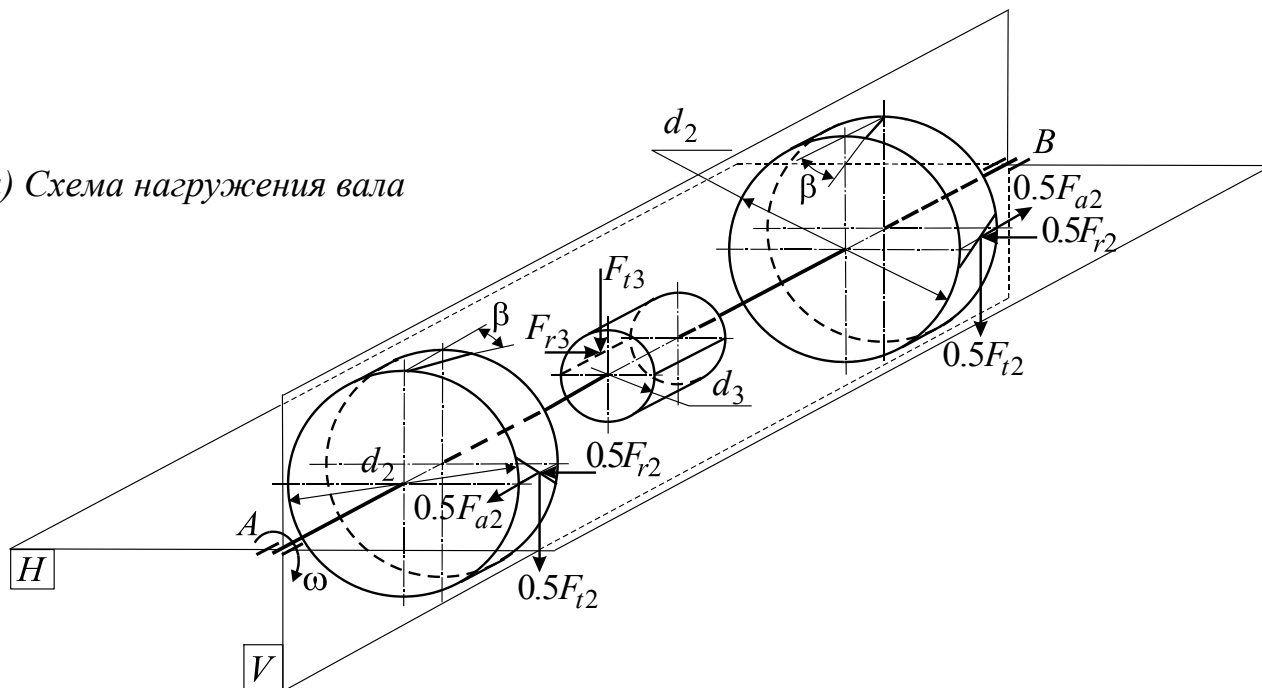
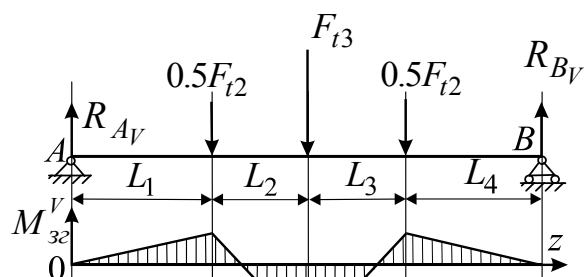


Рисунок 5.26 – Определение внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях промежуточного вала цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме

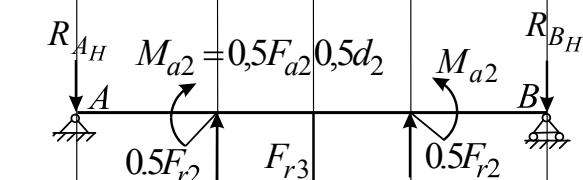
а) Схема нагружения вала



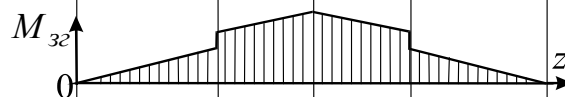
б) Эпюра внутреннего изгибающего момента в вертикальной плоско-



в) Эпюра внутреннего изгибающего момента в горизонтальной плоско-



г) Эпюра внутреннего результирующего изгибающего момента



д) Эпюра внутреннего крутящего момента



Рисунок 5.27 – Определение внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях промежуточного вала двухступенчатого шевронного редуктора с распределенной быстроходной ступенью

Таблица 5.7 - Результаты определения опорных реакций для расчетных схем на рис. 5.22 - 5.24

Схема балки	Реакции на опорах <i>A</i> и <i>B</i>
Рис. 5.22	$R_{AV} = \frac{F_{t1}(L_2 - L_1) - F_{rM}(L_M + L_2)}{L_2};$ $R_{BV} = \frac{F_{rM}L_M + F_{t1}L_1}{L_2};$ $R_{AH} = \frac{F_{r1}(L_2 - L_2) - M_a}{L_2};$ $R_{BH} = \frac{F_{r1}L_1 + M_a}{L_2};$
Рис. 5.23	$R_{AV} = \frac{F_{t1}(x + l_1) + F_{rM}l_2}{l_1};$ $R_{BV} = \frac{F_{t1}x + F_{rM}(l_1 + l_2)}{l_1};$ $R_{AH} = \frac{-F_{r1}(x + l_1) + M_a}{l_1};$ $R_{BH} = \frac{-F_{r1}x + M_a}{l_1};$
Рис. 5.24	$R_{AV} = \frac{F_{t3}(L_2 + L_3) + F_{t2}L_2}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BV} = \frac{F_{t3}L_1 + F_{t2}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{AH} = \frac{F_{r3}(L_2 + L_3) + M_a - F_{r2}L_2}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BH} = \frac{F_{r3}L_1 - F_{r2}(L_1 + L_2) - M_a}{L_1 + L_2 + L_3};$

Таблица 5.7 - Результаты определения опорных реакций для расчетных схем на рис. 5.25 - 5.27

Схема балки	Реакции на опорах <i>A</i> и <i>B</i>
Рис. 5.25	$R_{AV} = \frac{-F_{rM}(L_M + L_1 + L_2 + L_3) + 0,5F_{t1}(L_2 + L_3) + 0,5F_{t1}L_3}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BV} = \frac{F_{rM}L_M + 0,5F_{t1}L_1 + 0,5F_{t1}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{AH} = \frac{0,5F_{r1}(L_2 + L_3) + 0,5F_{r1}L_3}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BH} = \frac{0,5F_{r1}L_1 + 0,5F_{r1}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$
Рис. 5.26	$R_{AV} = \frac{F_{t3}(L_2 + L_3) + F_{t2}L_3}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BV} = \frac{F_{t3}L_1 + F_{t2}(L_2 + L_3)}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{AH} = \frac{M_{a2} + M_{a3} - F_{r3}(L_2 + L_3) + F_{r2}L_2}{L_1 + L_2 + L_3};$ $R_{BH} = \frac{-F_{r3}L_1 - M_{a2} - M_{a3} + F_{r2}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3};$
Рис. 5.27	$R_{AV} = \frac{F_{t2} + F_{t3}}{2}$ $R_{BV} = \frac{F_{t2} + F_{t3}}{2}$ $R_{AH} = \frac{F_{r2} - F_{r3}}{2}$ $R_{BH} = \frac{F_{r2} - F_{r3}}{2}$
Примечание	Если численное значение опорной реакции будет отрицательным, направление этой реакции нужно изменить на противоположное.

Таблица 5.8 - Механические характеристики сталей некоторых марок, используемые для изготовления валов

Сталь	Диаметр заготовки не больше, мм	Твердость НВ _{min}	σ_B , Мпа	σ_{-1} , Мпа	τ_{-1} , Мпа	Термообработка
Ст5	Любой	190	520	220	130	Нормализация
40	40	280	860	400	230	Улучшение
	80	240	720	340	200	
	120	217	680	320	185	
45	80	270	900	380	230	Улучшение
	120	240	800	350	210	
	Любой	200	560	250	150	
50	40	280	1010	460	270	Улучшение
	120	217	780	360	210	
40X	120	270	900	410	240	Улучшение
	200	240	800	360	210	
	Любой	200	730	320	200	
20	60	145	400	170	100	Нормализация
20X	120	197	650	300	60	

Проверочный расчет вала на выносливость

Во время расчета вала на выносливость необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений (рис. 5.28).

При вращении вала нормальные напряжения в нем изменяются по симметричному циклу (рис. 5.28, а), даже при постоянном значении нагрузки*. Кроме того, в связи с небольшим значением напряжений от действия осевой силы F_a (рис. 5.22 - рис 5.27) ее влиянием пренебрегают.

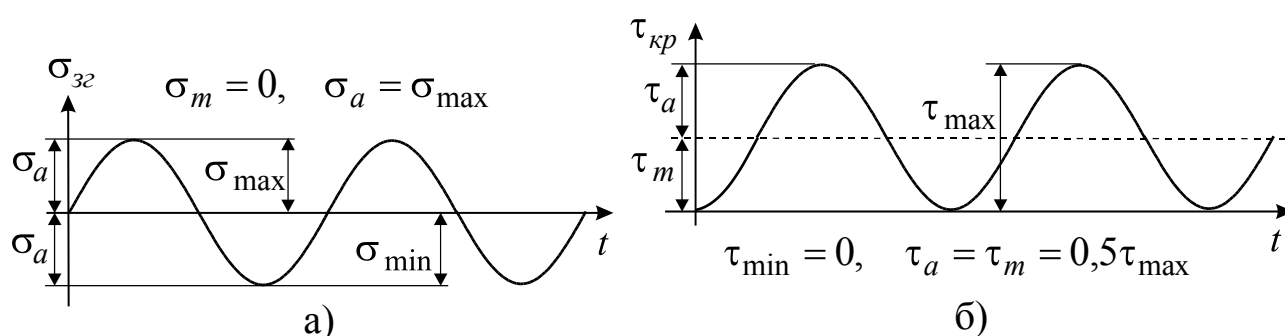


Рисунок 5.28 – Условные циклы изменения напряжений вала:

- а) симметричный цикл изменения изгибающих напряжений;
- б) пульсирующий (отнулевой) цикл изменения напряжений кручения

* Исключения представляют случаи, когда нагрузка вращается вместе с валом (например, центробежная сила).

Касательные напряжения $\tau_{кр}$ изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев сложно установить действительный характер нагружения машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет выполняется условно по номинальной нагрузке, а форма цикла нагружения принимается симметричной для нормальных напряжений и пульсирующей (отнулевой) для касательных напряжений (рис. 5.28, б) в случае нереверсивного движения.

Выбор пульсирующего цикла для касательных напряжений обосновывается тем, что большинство машин работает с переменным вращательным моментом, а знак момента изменяется только в машинах с реверсивным режимом работы.

В случае частого изменения направления вращения вала принимается симметричный цикл изменения и для касательных напряжений.

Таким образом, для любого поперечного сечения вала диаметром d параметры симметричного цикла нормальных напряжений $[MIIa]$ имеют следующие значения

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{oc}} = \frac{\sqrt{(M_{32}^V)^2 + (M_{32}^H)^2}}{W_{oc}}, \quad (5.25)$$

где M_{32} – результирующий внутренний изгибающий момент от действия изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 5.22, г - 5.27, г), Hm ;

$W_{oc} = 0,1d^3$ – осевой момент сопротивления поперечного сечения вала, mm^3 .

Соответствующие параметры пульсирующего цикла касательных напряжений кручения имеют значение

$$\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{\max} = 0,5 \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (5.26)$$

где $M_{кр} = T$ – внутренний момент кручения, который равняется вращательному моменту на валу (рис. 5.22, д - 5.27, д), Hmm ;

$W_p = 0,2d^3$ – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала, mm^3 .

Для опасных сечений определяют запасы выносливости и сравнивают их с допустимыми значениями.

В случае одновременного действия в поперечном сечении нормальных и касательных напряжений, запас выносливости определяется по формуле

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (5.27)$$

где S_σ и S_τ – запасы выносливости только по изгибу и только по

кручению вала, соответственно.

Запас выносливости только по изгибу (при симметричном цикле, рис. 5.28, а) определяется по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \beta_n} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}. \quad (5.28)$$

Соответствующее значение запаса выносливости только по кручению определяется по формуле

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_m \beta_n} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}. \quad (5.29)$$

В этих формулах:

$\sigma_a = \sigma_{32}$, $\sigma_m = 0$ – переменные (амплитудные) и постоянные составляющие циклов нормальных напряжений;

$\tau_a = 0,5\tau_{\max}$, $\tau_m = 0,5\tau_{\max}$ – переменные (амплитудные) и постоянные составляющие циклов касательных напряжений для нереверсивных машин;

$\tau_a = \tau_{\max}$, $\tau_m = 0$ – переменные (амплитудные) и постоянные составляющие касательных напряжений для реверсивных машин;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – коэффициенты, которые учитывают влияние постоянных составляющих циклов напряжений на выносливость;

σ_{-1} – предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений;

τ_{-1} – предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом изменения напряжений;

ε_m – масштабный фактор (коэффициент, который учитывает различие размера вала относительно размеров лабораторных образцов, на которых определялся предел выносливости);

β_n – коэффициент качества поверхности вала;

K_{σ}, K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении вала.

Коэффициенты влияния постоянных составляющих циклов напряжений на выносливость ψ_{σ} и ψ_{τ} определяются по табл. 5.9 в зависимости от механических характеристик материала вала.

Таблица 5.9 - Значение коэффициентов ψ_{σ} и ψ_{τ}

Характеристика стали	ψ_{σ}	ψ_{τ}
Углеродная, мягкая	0,05	0,00
Среднеуглеродистая	0,10	0,05
Легированная	0,15	0,10

Масштабный фактор ε_m и коэффициент качества поверхности вала β_n определяются по графикам на рис. 5.29 и рис. 5.30.

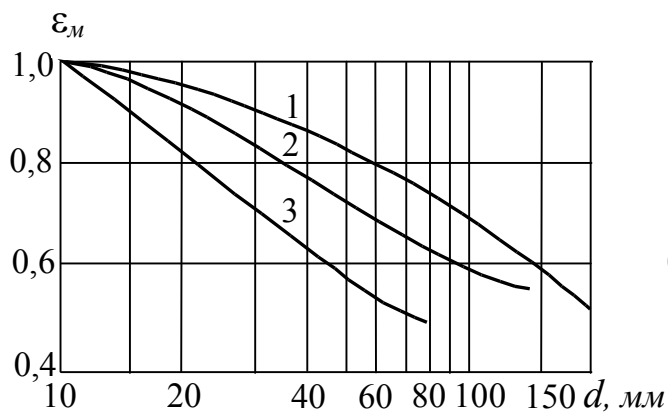


Рисунок 5.29 – График значений масштабного фактора ε_m :

- 1 – углеродистая сталь ($K_\sigma = 1$);
- 2 – легированная сталь ($K_\sigma = 1$) и углеродистая сталь ($K_\sigma \leq 2$);
- 3 – легированная сталь ($K_\sigma \geq 2$)

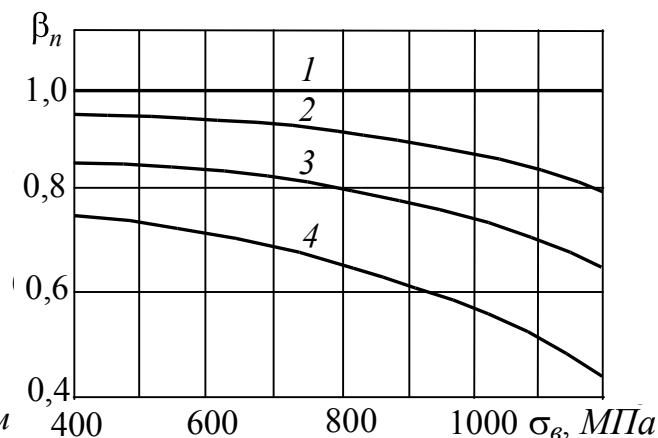


Рисунок 5.30 – Значения коэффициента качества поверхности вала β_n :

- 1 – шлифование;
- 2 – точение;
- 3 – обдирка;
- 4 – без механической обработки

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе K_σ и при кручении K_τ можно ориентировочно выбрать из табл. 5.10.

Допустимое значение запаса выносливости рекомендуется принимать в границах интервала

$$2,5 \geq [S] \geq 1,5. \quad (5.30)$$

Начиная расчет на выносливость, нужно выбрать опасные сечения вала, которые подлежат проверке по приведенным выше формулам. С этой целью для нескольких сечений вала определяется коэффициент опасности сечения

$$\varphi = A_{K\sigma} \frac{\sqrt{M_{32}^2 + T^2}}{d^3}, \quad (5.31)$$

где $A_{K\sigma}$ – коэффициент, который учитывает влияние концентрации напряжений.

Во время определения параметра φ значения коэффициента $A_{K\sigma}$ принимаются в зависимости от вида концентрации напряжений в рассматриваемом сечении (табл. 5.11).

Чаще всего количество возможных опасных сечений на валу составляет 3...5. Местами опасных сечений являются посадочные поверхности под зубчатыми колесами и шестернями, муфтами, шкивами, звездочками (сечения ослаблены шпоночными пазами); посадочные поверхности под подшипниками качения (посадки с натягом); сечений возле галтелей или канавок для выхода шлифовального кола. Сечения, в которых величина φ имеет самое большое значение, или значение, которое отличается от самого большого, не больше, чем на 30%, являются опасными и подлежат полному расчету на сопротивление усталости.

Данные табл. 5.10 позволяют отметить, что с увеличением предела прочно-

сти стали σ_B повышается ее чувствительность к резким изменениям формы, к влиянию качества поверхности и размеров детали. Это означает, что в случае разработки конструкции валов из высокопрочных сталей возникает потребность уделять особое внимание уменьшению концентрации напряжений и повышению качества поверхности.

Таблица 5.10 - Значение коэффициентов концентрации K_σ и K_τ

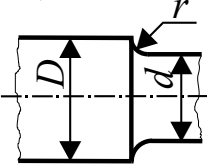
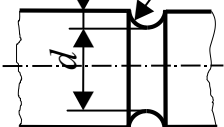
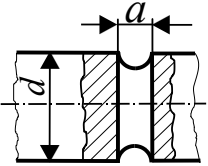
Фактор концентрации	K_σ		K_τ	
	$\sigma_B, \text{МПа}$			
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Галтель $\left(\frac{D}{d} = 1,25 \dots 2,00\right)$ 	2,50	3,50	1,80	2,10
при $\frac{r}{d} \begin{cases} 0,02 \\ 0,06 \\ 0,10 \end{cases}$	1,85	2,00	1,40	1,53
	1,60	1,64	1,25	1,35
	Проточка ($t = r$) 	1,90	2,35	1,40
при $\frac{r}{d} \begin{cases} 0,02 \\ 0,06 \\ 0,10 \end{cases}$	1,80	2,00	1,35	1,65
	1,70	1,85	1,25	1,50
	Поперечное отверстие при $\frac{a}{d} = 0,05 \dots 0,25$ 	1,90	2,00	1,75
Шпоночный паз	1,70	2,00	1,40	1,70
Шлицы (при расчете по внутреннему диаметру)	1,00	1,00	1,00	1,00
Прессовая посадка ($p \geq 20 \text{ МПа}$)	2,40	3,6	1,80	2,50
Резьба	1,80	2,40	1,20	1,50
Примечание. При наличии в одном сечении нескольких концентраторов в расчет вводится тот, у которого K_σ самый большой.				

Таблица 5.11 - Значение коэффициента $A_{K\sigma}$

Вид концентрации напряжений		$A_{K\sigma}$
Посадка	прессовая	3,0
	напряженная	2,5
	скольжение	2,0
Шпонка		2,0
Шлицы		2,5
Галтель		2,0

Расчет вала на ограниченную долговечность. Выполнение условия (5.27) обеспечивает работу вала на весьма продолжительный срок службы, практически

на срок эксплуатации. Если срок работы вала ограничен и количество циклов изменения напряжений $N_u < N_b$, то расчетный предел выносливости можно повысить. Тогда новое повышенное значение предела выносливости материала вала

$$(\sigma_{-1})_N = \sigma_{-1} m \sqrt{\frac{N_b}{N_u}}, \quad (5.32)$$

где $m = 9$ – показатель степени кривой усталости;

$N_b = 10^7$ – базовое количество циклов;

N_u – расчетное количество циклов работы вала. Определяется, как и для зубчатых передач.

При расчете вала на ограниченную долговечность надо иметь в виду, что в процессе эксплуатации необходимо регистрировать количество циклов нагружения вала. Когда она уравнивается с N_u , нужно прекратить работу машины и заменить вал (даже если следы его разрушения не были замечены).

Проверочный расчет вала на статическую прочность

Статическое разрушение происходит под действием случайных кратковременных перегрузок.

Действующие на вал нагрузки (формулы 5.25 и 5.26) определяются по максимальному значению момента, обусловленному действием кратковременных перегрузок. По этим максимальным нагрузкам определяются внутренние крутящие и изгибающие моменты.

Условие статической прочности вала имеет вид

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{32}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma_T], \quad (5.33)$$

где $\sigma_{32} = \frac{M_{32 \max}}{W_{ос}}$ – нормальные напряжения, МПа;

$M_{32 \max} = \sqrt{(M_{32}^V)^2 + (M_{32}^H)^2}$ – максимальный, во время действия *кратковременных перегрузок*, результирующий момент изгиба вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 5.25,г и рис. 5.27,г), Н·мм;

$\tau_{кр} = \frac{T_{\max}}{W_p}$ – касательные напряжения, МПа;

T_{\max} – максимальный, во время действия кратковременных перегрузок, момент кручения, Н·мм;

$[\sigma_T] = \frac{\sigma_T}{S_T}$ – допустимые напряжения, МПа;

σ_T – предел текучести материала вала, МПа;

$S_T = 1,2 \dots 1,8$ – запас прочности относительно предела текучести.

В случае невыполнения условия (5.33) выполняется коррекция конструкции вала.

ГЛАВА 6. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

6.1. Расчет долговечности подшипников качения

Основным расчетным параметром, который определяет работоспособность подшипниковой опоры, является фактическая долговечность подшипника $L_{h\text{-факт}}$. Она рассчитывается при частоте вращения подвижного кольца $n \geq 10$ об/мин. При $1 \leq n \leq 10$ об/мин в (6.1) подставляется значение $n = 10$:

$$L_{h\text{-факт}} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\rho} \frac{10^6}{60n}, \text{ часов}, \quad (6.1)$$

где C – динамическая грузоподъемность, кН (см. Приложение Б 1-Б5);

P – приведенная нагрузка, кН (см. п. 6.2);

(ρ – коэффициент формы тел качения ($\rho = 3$ – для шариковых подшипников; $\rho = 3,33$ – для роликовых подшипников)).

Полученное значение долговечности сравнивается со значением необходимой долговечности L_e . Которая, как правило, должна равняться паспортной долговечности редуктора, что обеспечивает исключение дополнительных затрат на замену подшипников.

С учетом того, что динамическая грузоподъемность C – величина вероятностная и задана с определенной погрешностью, рекомендуется выбирать подшипник, который обеспечивает выполнение условия

$$L_e \cdot \leq L_{h\text{-факт}} \leq 2L_e. \quad (6.2)$$

Если рекомендованного соотношения между значениями расчетной и необходимой долговечности не достигнуто, рекомендуется выполнить расчеты для других вариантов подшипников. В порядке приоритета решений целесообразно:

- изменить серию подшипника. При переходе к следующей серии можно ожидать изменение долговечности – в 2...4 раза;

- изменить серию ширин (узкая, средняя, широкая). При переходе к следующей серии ширин можно ожидать изменения долговечности – в 2...4 раза;

- заменить тела качения (шарики – ролики). При такой замене можно ожидать изменение долговечности – в 10 раз;

- изменение схемы монтажа подшипника ("в распор" - "в растяжку") принципиально меняет картину нагружения и характер функционирования сборочного узла.

Приведенные данные имеют ориентировочный характер и зависят от конкретных характеристик подшипников.

6.2. Приведенная нагрузка на подшипник при постоянной и переменной во времени внешней нагрузке

Внешняя нагрузка на подшипники – это реакции опор валов, на которые действуют силы, возникающие в зубчатых зацеплениях - ременных передачах; цепных передачах; силы от неуравновешенности муфт, смонтированных на хвостовиках валов, силы вследствие несоосности соединяемых валов. Как правило, направление действия этих сил не изменяется, поэтому приведенная нагрузка на подшипник считается постоянной по направлению. Реакции опор определены при расчете валов.

Заданием на курсовой проект оговорено изменение нагрузки на редуктор во времени (см. диаграмму режима нагрузки в задании). Принимается, что приведенная нагрузка на подшипники валов подобна диаграмме режима нагрузки редуктора, поскольку между вращательными моментами и нагрузкой на опорах валов существует линейная зависимость. В этом случае расчетное значение приведенной нагрузки P определяется как эквивалентное (идентичное по действию всему спектру действующих нагрузок):

$$P = \sqrt[3]{\sum_i \frac{P_i^3 L_i}{L}}, H, \quad (6.3)$$

где L – полный срок службы;

P_i - нагрузка i -го уровня диаграммы нагрузки;

L_i - продолжительность действия нагрузки уровня P_i ;

$\frac{L_i}{L}$ - относительная продолжительность действия нагрузки P_i ,

прямо пропорционального нагрузке T_i диаграммы нагружения редуктора (см. задание).

При учете переменности режима нагрузки достаточно определить приведенную нагрузку при работе с номинальным вращательным моментом и воспользоваться тождеством:

$$\frac{T_i}{T_{ном}} \equiv \frac{P_i}{P}. \quad (6.4)$$

В общем случае приведенная нагрузка для подшипника, который воспринимает осевое и радиальное внешнее нагружение определяется

$$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_{\sigma} \cdot K_T, H, \quad (6.5)$$

где V - "коэффициент кольца" ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца, $V = 1,2$ при вращении внешнего кольца);

F_r, F_a - радиальная и осевая нагрузка подшипника;

X, Y - коэффициенты приведения F_r, F_a ;

K_σ - коэффициент безопасности, зависит от условий работы (табл. 6.1);

K_T - коэффициент температурного режима (табл. 6.2).

Температурный режим подшипникового узла зависит от условий эксплуатации проектируемого редуктора: для металлургических машин горячих цехов K_T может достигать предельных значений; для червячных передач приводов, которые передают значительную мощность, температура определяется на основании расчета теплового баланса (например, в разделе "Расчет червячных передач" [11]).

Таблица 6.1 – Значение коэффициента безопасности K_σ

Характер нагрузки подшипника	K_σ	Примеры использования
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров, маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до $1,25T_{ном}$	1,0 ... 1,2	Зубчатые передачи 7, 8 степени точности, редукторы общего машиностроения
Умеренные толчки. Кратковременная перегрузка до $1,5T_{ном}$	1,3 ... 1,5	Зубчатые передачи 9 степени точности, дробилки и кривошипно-шатунные механизмы, валки прокатных станков, мощные вентиляторы
Значительные толчки и вибрация. Кратковременная перегрузка до $2,0T_{ном}$	1,8 ... 2,5	Тяжелые ковочные машины, рабочие рольганги блюмингов, слябингов, крупносортовых станков

Для опор механизмов конвейеров, как правило, рекомендуется принимать $t_p \leq 125^\circ C$. При повышенной рабочей температуре следует выбирать подшипники из специальных сталей ([5]).

Для каждого типа подшипников качения и схемы нагрузки вала существуют особенности в определении приведенной нагрузки, связанные с особенностями определения радиальной и осевой нагрузок, которые рассматриваются ниже.

Таблица 6.2 – Рабочая температура подшипника t_p , температурный коэффициент K_T

$t_p, ^\circ C$	100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

6.3. Определение осевой нагрузки на подшипники

Полные реакции в подшипниковых опорах вызывают кроме радиальных реакций F_r и осевые реакции F_a .

Осевая составляющая реакция S полной реакции зависит только от параметров опоры: полной реакции, угла контакта β и вида тел качения (ролики-шарики).

Осевая нагрузка подшипниковой опоры F_a зависит от соотношения осевых составляющих S и внешней осевой силы F' , приложенной к валу со стороны смонтированных на нем деталей передач, муфт и т.п.

Прежде, чем определять осевые нагрузки F_a , необходимо определить осевые составляющие реакций в опорах S .

Для шариковых подшипников осевая составляющая реакции:

$$S = eF_r. \quad (6.6)$$

Для роликовых подшипников с коническими роликами осевая реакция

$$S = 0,83eF_r. \quad (6.7)$$

Определение параметра осевой нагрузки e для каждого типа подшипника имеет особенности, изложенные ниже.

Параметр осевого нагрузки e для подшипников с коническими роликами является табличной характеристикой, индивидуальной для каждого типоразмера подшипника. Он приведен в таблицах, которые содержат характеристики подшипников. Расчетным путем коэффициент можно также определить по формулам табл. 6.3.

Параметр осевого нагрузки e для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников с одним и двумя рядами тел качения зависит от угла контакта β и соотношения $\frac{F'}{C_0}$. Он определяется интерполяцией на основании данных табл. 6.4.

Таблица 6.3 – Параметр осевой нагрузки e и коэффициенты приведения нагрузки X, Y для роликовых подшипников

e	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$	
	X	Y	X	Y
Подшипники однорядные				
$1,5\text{tg}\beta$	1	0	0,4	$0,4\text{ctg}\beta$
Подшипники двухрядные сферические ролику				
$1,5\text{tg}\beta$	1	$0,45\text{ctg}\beta$	0,67	$0,67\text{ctg}\beta$

Для двухрядных радиально-упорных подшипников следует иметь в виду, что при выполнении условия $\frac{F_a}{VF_r} > e$ работает только один ряд, то есть в табл. 6.4 - значение $i = 1$.

После определения значений e и S определяются значения осевого нагрузки на каждую опору F_a . Для этого можно использовать типовые схемы нагружения, приведенные в табл. 6.5.

После расчета значений F_a оценивается влияние осевой силы на работу подшипника согласно условию

$$\frac{F_a}{VF_r} \leq e. \quad (6.8)$$

При $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ осевая нагрузка влияет на работоспособность подшипника положительно, поскольку приводит к более равномерному распределению нагрузки между телами качения.

При $\frac{F_a}{VF_r} > e$ осевая нагрузка влияет на работоспособность подшипника отрицательно, поскольку приводит к увеличению общей нагрузки на тела качения. Следует заметить, что влияние осевой нагрузки в этом случае более значительно, чем влияние радиальной нагрузки (сравни значение коэффициентов X и Y).

По полученным неравенствам (6.8) выбираются коэффициенты X, Y из табл. 6.3, 6.4 и определяется приведенная нагрузка (6.5) и фактическая долговечность подшипника (6.1).

Радиальные роликовые подшипники с буртами желательно использовать при наличии случайной осевой нагрузки, например, вследствие вибрации. Осевая нагрузка в этом случае не влияет на приведенную, поскольку воспринимается торцевой поверхностью роликов и

приведенная нагрузка определяется из (6.5) при $X = 1$, $Y = 0$

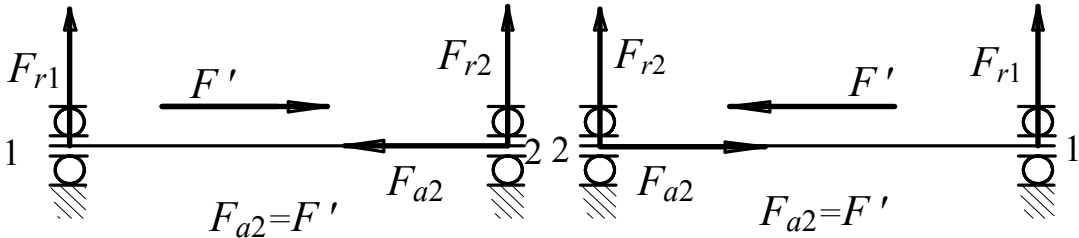
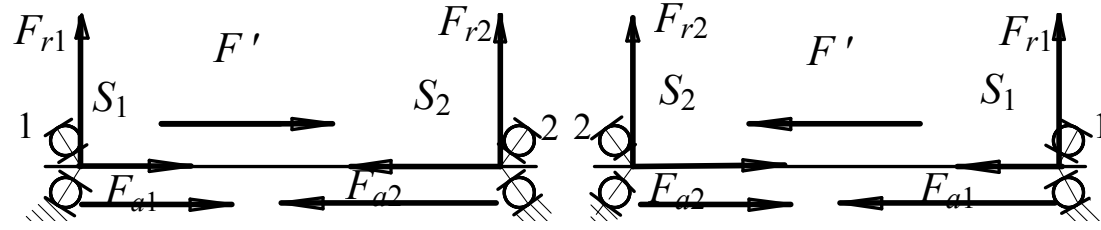
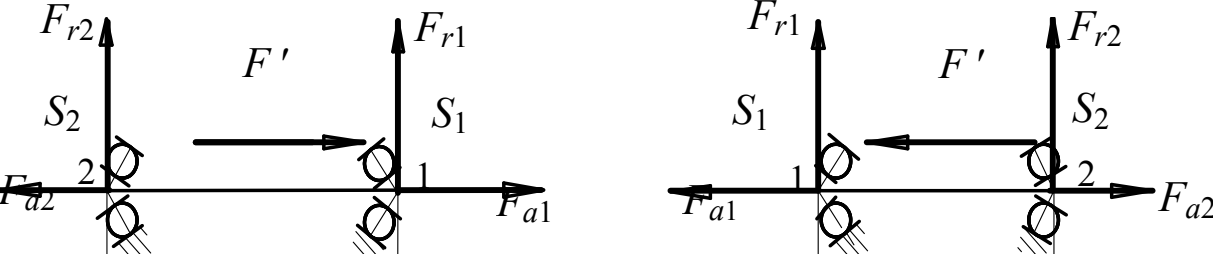
$$P = VXF_r K_\sigma K_T. \quad (6.9)$$

Использование этих подшипников в опорах, которые воспринимают постоянные осевые нагрузки, не желательно из-за того, что имеет место трение скольжения торцевых поверхностей ролика и кольца.

Таблица 6.4 - Параметр осевого нагрузки и коэффициенты приведения нагрузки X, Y для шариковых подшипников

Тип подшипника			e	Однорядный: $i = 1$		Двухрядный: $i = 2$						
β	$\frac{F'}{C_0}$	$\frac{iF'}{C_0}$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$				
				X	Y	X	Y	X	Y			
0°	0,014		0,19	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30			
	0,028		0,22							1,99		
	0,056		0,26							1,71		
	0,084		0,28							1,55		
	0,10		0,30							1,45		
	0,17		0,34							1,31		
	0,28		0,38							1,15		
	0,42		0,42							1,04		
	0,56		0,44							1,00		
12°		0,014	0,30	0,46	1,81	1	2,08	0,74	2,94			
		0,029	0,34							1,62	1,84	2,63
		0,057	0,37							1,46	1,60	2,37
		0,086	0,41							1,34	1,52	2,18
		0,11	0,45							1,22	1,39	1,98
		0,17	0,48							1,13	1,30	1,84
		0,29	0,52							1,04	1,20	1,69
		0,43	0,54							1,01	1,16	1,64
		0,57	0,54							1	1,16	1,62
15°		0,015	0,38	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39			
		0,29	0,40							1,40	1,57	2,28
		0,058	0,43							1,30	1,46	2,11
		0,087	0,46							1,23	1,38	2,00
		0,12	0,47							1,19	1,34	1,93
		0,17	0,50							1,12	1,26	1,82
		0,29	0,55							1,02	1,14	1,66
		0,44	0,56							1,00	1,12	1,63
		0,58	0,56							1,00	1,12	1,63
18(,19(,20(,24(, 25(,26(, 30(,35(,36(,40(0,57	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63			
			0,68	0,41	0,87					0,92	0,67	1,44
			0,80	0,39	0,76					0,78	0,63	1,24
			0,95	0,37	0,66					0,66	0,60	1,07
			1,14	0,35	0,57					0,55	0,57	0,93
Шариковые сферические подшипники			$1,5\text{tg}\beta$	0,4	$0,4\text{ctg}\beta$	1	$0,42 \times \text{ctg}\beta$	0,65	$0,65 \times \text{ctg}\beta$			

Таблица 6.5 – Схемы нагружения опор осевыми силами

Схемы нагружения подшипников	Характеристика нагружения	Осевые силы
<p>Вал на радиальных шариковых подшипниках, установленных "в распор"</p> 	$S_1 = 0$ $S_2 = 0;$ $F' \geq 0$	$F_{a1} = 0$ $F_{a2} = F'$
<p>Вал на радиально-упорных подшипниках, установленных "в распор"</p> 	$S_1 > S_2$ $F' \geq 0$ <hr/> $S_1 < S_2$ $F' \geq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F'$
<p>Вал на радиально-упорных подшипниках, установленных "в растяжку"</p> 	$S_1 < S_2$ $F' < S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_2$ $F_{a1} = S_2 - F'$

6.4. Пример расчета подшипников качения

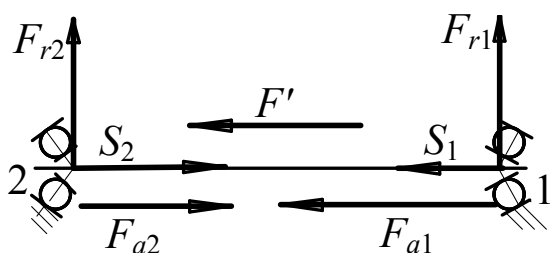
Для вала, диаметр шипа которого равняется 60 мм, частота вращения 325 об/мин, подобрать подшипники качения и проверить их работоспособность, если радиальная нагрузка на опоре равняется: $F_{r1} = 3000 \text{ Н}$; $F_{r2} = 6000 \text{ Н}$ и осевая нагрузка $F' = 1500 \text{ Н}$. Необходимое время работы подшипника $L_h = 20000 \text{ часов}$. Во время работы возможны кратковременные толчки до 120%.

Р-е-ш-е-н-и-е.

По ГОСТ 831 - 75 принимается шариковый радиально-упорный подшипник № 36212, у которого $d = 60 \text{ мм}$, $D = 110 \text{ мм}$, $B = 22 \text{ мм}$, $\beta = 12^\circ$, $C = 61500 \text{ Н}$ - динамическая грузоподъемность, $C_0 = 39300 \text{ Н}$ - статическая грузоподъемность.

Принимается схема расположения подшипников в «распор» (рис. 6.1).

Определяется относительная нагрузка



$$\frac{F'}{C_0} = \frac{1500}{39300} = 0,038.$$

По табл. 6.4 определяем параметр осевого нагружения $e = 0,35$. Тогда осевые составляющие силы равны

$$S_1 = e \cdot F_{r1} = 0,35 \cdot 3000 = 1050 \text{ Н};$$

$$S_2 = e \cdot F_{r2} = 0,35 \cdot 6000 = 2100 \text{ Н}.$$

Рисунок 6.1 – К определению нагрузки на подшипники

Поскольку $S_2 > S_1$ и $F' > S_2 - S_1$, то $F_{a1} = S_1 = 1050 \text{ Н}$;

$$F_{a2} = F_a + S_1 = 1500 + 1050 = 2550 \text{ Н}.$$

Определяется отношение осевой нагрузки к радиальной для более нагруженной опоры, которой является опора «2».

Поскольку $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{2550}{6000} = 0,425 > e$ ($e = 0,35$), то по табл. 6.4 опре-

деляем коэффициенты радиальной и осевой нагрузок $X = 0,46$; $Y = 1,57$.

Определяется эквивалентная (приведенная) нагрузка

$$\begin{aligned} P &= (V \cdot X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}) K_\beta \cdot K_T = \\ &= (1 \cdot 0,46 \cdot 6000 + 1,57 \cdot 2550) \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 8115 \text{ Н}, \end{aligned}$$

где $K_{\sigma} = 1,2$ - коэффициент безопасности;

$K_T = 1,0$ - температурный коэффициент ($t_p < 100^{\circ}\text{C}$);

$V = 1,0$ - коэффициент вращения.

Определяется срок службы подшипника

$$L_{hr} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 325} \left(\frac{61500}{8115} \right)^3 = 22310 \text{ годин.}$$

Расчетный срок службы подшипника превышает необходимый $L_h = 20000$ часов, что удовлетворяет условиям работы $L_{hr} > L_h$.

6.5. Смазывание подшипников качения

В качестве смазочных материалов в подшипниках качения используются жидкие, пластические (консистентные) и твердые смазки. В последнее время все шире используются подшипники закрытого типа, в которые закладывается оригинальная смазка фирмы-производителя подшипников. В случае грамотного проектирования узла, надежной изоляции подшипника от смазочного масла из картера редуктора и заказа подшипников именно для проектируемой машины, механизма, подшипниковые узлы не требуют обслуживания на протяжении всего срока их службы.

Поскольку в курсовом проекте разрабатывается редуктор общего назначения, рекомендуется следующая последовательность методики выбора смазки.

Выбор вида смазки. При круговых скоростях подвижного кольца подшипника $V = \frac{\pi d n}{60000} < 2$ м/с целесообразно применять консистентную смазку; при $V < 5$ м/с можно применять как консистентную, так и жидкую смазку; при $V > 5$ м/с применяется жидкая смазка.

Считая, что редукторы общего машиностроения имеют приблизительно одинаковые характеристики удельной нагруженности опор, условия работы подшипников разделены на 4 группы в зависимости от соотношения частоты вращения вала n , и его диаметра d (см. диаграмму черт. 6.2).

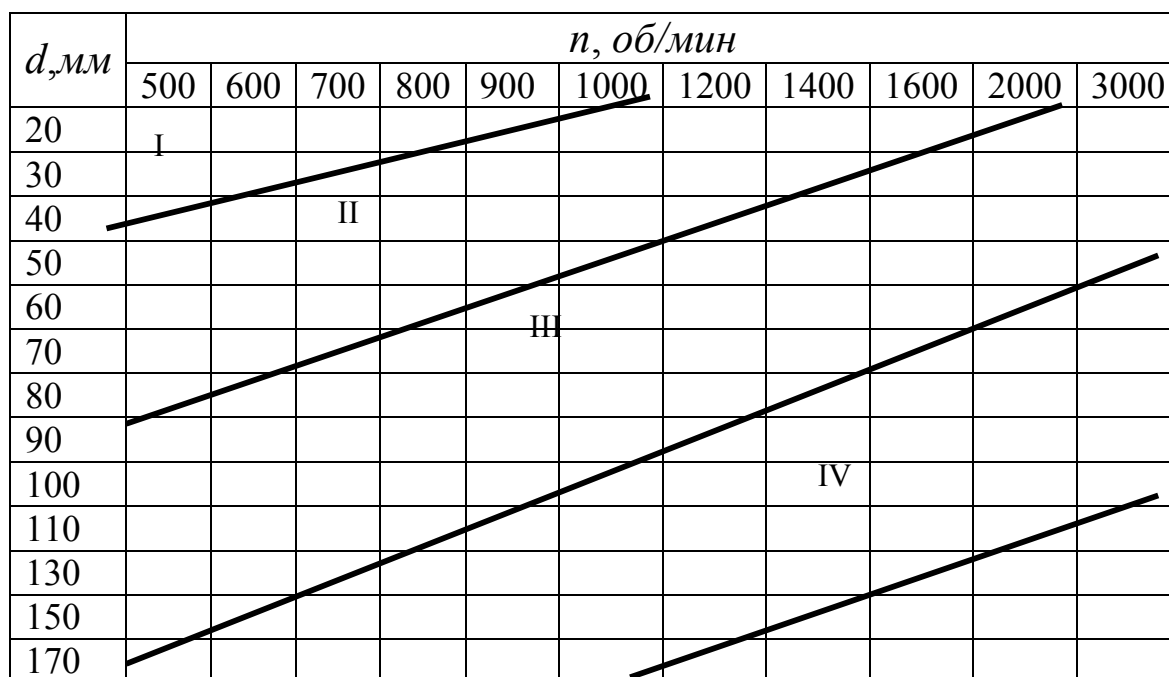


Рисунок 6.2 – Диаграмма типовых условий работы подшипников

Согласно определенной по рис. 6.2 группы по табл. 6.6 выбирается марка масла.

Таблица 6.6 – Влияние температуры в подшипниковом узле на выбор марки масла

Группа типичных условий	Рабочая температура смазочного масла, °C		
	от 0° до 60°	от 60° до 100°	выше 100°
I	Индустриальное 20	Индустриальное 20 Индустриальное 20	Авиационное МК-22 Авиационное МС-14
II	Индустриальное 45 Турбинное 30	Индустриальное 20 Турбинное 30	Авиационное МС-14
III использование смазки под давкой	Индустриальное 20	Турбинное 30	Турбинное 57
IV использование смазки под давкой	Турбинное 57	Турбинное 57	Турбинное 57

Пластичные смазочные масла, так же как и жидкие, выбираются в зависимости от температуры в подшипниковом узле (табл. 6.7)

Таблица 6.7 – Условия использования пластичных смазочных масел

Наименование и марка смазочного масла	Кинематическая вязкость при температуре в °С, сСт		Температура в подшипниковом узле, °С
	0°	20°	
Солидол С	≤ 2000	400...1000	-3...+70
Пресс-солидол С	≤ 2000	700...900	-30...+50
Солидол жировой УС-3	6000...9000	3000...3500	-10...+80
Жировая смазка I-13	≤ 2000	1000...2000	-20...+110
ЦИАТИМ - 221	700...1000	200...500	-60...+150
ЦИАТИМ - 201	800...1500	500...1000	-60...+90

6.6. Рекомендации по выбору уплотнительных устройств

Уплотнительные устройства подшипниковых узлов защищают подшипники от загрязнения извне и предотвращают вытекание из них смазочного материала. Их конструкция зависит от скорости вращения вала, вида смазки и вязкости смазочного масла, рабочей температуры подшипникового узла, условий эксплуатации механизма.

Определяющим при выборе уплотнения является линейная скорость поверхности вала под уплотнением (табл. 6.8)

Таблица 6.8 – Эксплуатационные характеристики уплотнений

Тип уплотнений	Допустимая скорость контактной поверхности вала, м/с
Контактные уплотнения	
- из войлока грубошерстяного Г (ГОСТ 6418-52) и полугрубошерстяного П (ГОСТ 6308-52)	2
- из войлока тонкошерстяного Т (ГОСТ 6418-52)	5
- манжеты из резины I типа	10
- то же самое для полированных валов	15
манжеты из резины II типа	5
Бесконтактные	
- кольцевые зазоры, проточки	5
- лабиринтные уплотнения, заполненные пластической смазкой	30
- лабиринтные уплотнения, не заполненные пластической смазкой	50

Характеристика основных типов уплотнений приведена ниже.

Контактные уплотнения: манжетные, сальники обеспечивают герметичность подшипникового узла при средних и низких скоростях на контактной поверхности вала благодаря плотному контакту шейки вала и участку уплотнения.

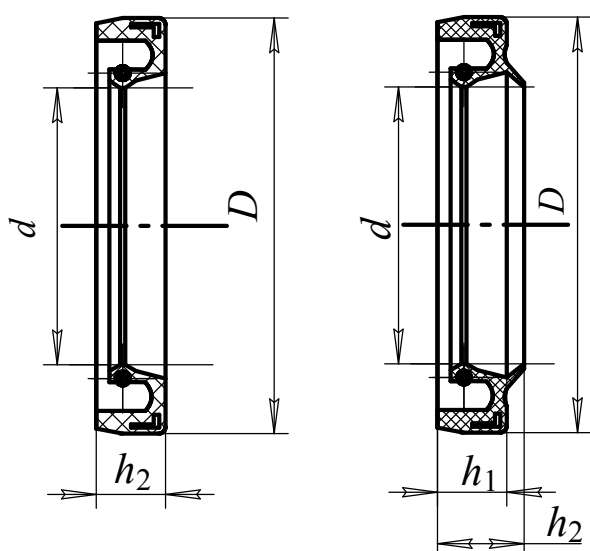


Рисунок 6.3 – Манжетные уплотнения резиновые, ГОСТ 8752-79

манжеты и специальной пружины.

Для предотвращения утечки жидкой смазки манжета устанавливается рабочей кромкой внутрь корпуса. При уплотнении узла с консистентной смазкой, манжеты устанавливаются наоборот, чтобы при

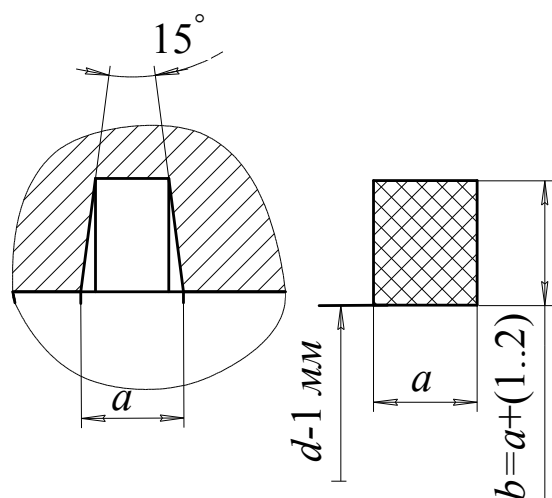


Рисунок 6.4 – Сальниковое уплотнение и проточка для его размещения

Наиболее широко распространены манжетные уплотнения (ГОСТ 8752-79, рис. 6.3) из-за высокой степени унификации, стандартизации, надежности. Эти уплотнения могут использоваться как для узлов, которые смазываются жидкой смазкой, так и для узлов, которые смазываются пластичной смазкой. Их выполняют в виде кольцевых манжет (рис. 6.3) из армированной резины и устанавливают в корпус с натягом. Сила, прижимающая манжету к валу - сила упругости самой

смазки в полость узла, излишек смазки легко вытек наружу.

Для работы в загрязненной среде применяют манжеты с пылевиком (двусторонние).

Сальниковое уплотнение представляет собой кольцо из войлока прямоугольного сечения, которое вставляется в кольцевой паз в виде трапеции (рис. 6.4). Уплотнение применяется в неответственных конструкциях при малых скоростях и в современных конструкциях заменяется манжетными уплотнениями.

Все контактные уплотнения требуют твердой и гладкой поверхности вала: рекомендовано закаливать шейку до твердости 40...50 HRC_e и полировать ее до шероховатости 0,25...0,66 Ra.

Бесконтактные уплотнения применяются в широком диапазоне скоростей. К наиболее распространенным типам относятся перечисленные ниже.

Лабиринтные уплотнения разделяют на простые и гребенчатые. Гребенчатые уплотнения создают извилистый зазор между подвижными и неподвижными деталями и являются наиболее эффективными (рис. 6.5).

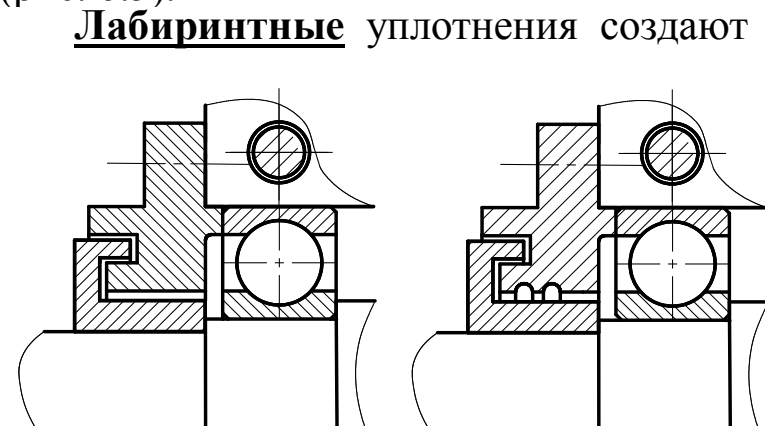


Рисунок 6.5 – Типовые конструкции лабиринтных уплотнений

Лабиринтные уплотнения создают сопротивление протеканию жидкости или газа через узкие щели. Чередование участков с малыми и большими зазорами приводит к потере кинетической энергии потоком смазки. Малые зазоры равняются 0,2...0,5 мм. При работе на низких и средних скоростях они заполняются

пластичным смазочным материалом. При высоких скоростях наличие пластической смазки в зазоре не целесообразно.

Щелевые уплотнения выполняются преимущественно в виде кольцевых щелей с проточками или без проточек. К этой же группе можно отнести уплотнение с неподвижными защитными шайбами и щитками, которые образуют короткие щели. Защитное действие щелевых уплотнений незначительно; область применения — в машинах, которые работают в чистой и сухой среде.

В *центробежных уплотнениях* центробежные силы отбрасывают смазочное масло, препятствуя его истечению. Загрязняющие вещества откидываются, попадая на вращающиеся защитные диски. Уплотнения простые и рациональные, но не обеспечивают полной защиты в связи с остановками машины. Поэтому их применяют в сочетании с

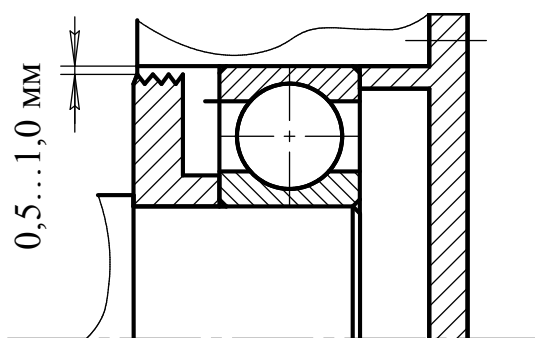


Рисунок 6.6 – Конструкция кольца маслосдерживающего

другими, а также для защиты подшипников от загрязнения продуктами изнашивания, которые находятся в общей масляной ванне. Пример центробежного уплотнения – кольцо маслосдерживающее (рис. 6.6). На периферии кольца нарезана резьба, которая обеспечивает выполнение защитных функций.

Комбинированные уплотнения – это соединения уплотнений, которые используют два или больше из указанных принципов. Так, например,

качественную защиту обеспечивает комбинация лабиринтного и центробежного уплотнений. Первое из упомянутых обеспечивает защиту при малых скоростях, второе - при больших скоростях вращения вала.

6.7. Проектирование подшипниковых узлов

Общие сведения

В современном машиностроении опоры валов чаще всего изготавливают на подшипниках качения, потому что они имеют более высокий КПД, а подшипниковый узел проще в изготовлении и обслуживании.

Узел подшипниковой опоры включает следующие детали: вал 1, подшипник качения 2, стакан 3, маслозащитное кольцо 4, уплотнение 5, набор регулировочных прокладок 6 (рис. 6.7).

Конструкция узла подшипниковой опоры определяется функциональным назначением вала и смонтированных на нем деталей. Именно назначение определяет требования к узлу подшипниковой опоры.

Конструкция узла должна позволять монтаж и демонтаж подшипника без его повреждения. Для этого должна обеспечиваться возможность извлечения кольца, которое монтируется по посадке с натягом съемником. На рис. 6.7 с натягом смонтировано внутреннее кольцо подшипника. Демонтаж подшипника проводится вместе с маслозащитным кольцом 4.

Температурное удлинение вала или неблагоприятное соотношение фактических размеров деталей, которые образуют размерную цепь, может приводить к его заклиниванию. Это явление должно быть исключено путем обоснован-

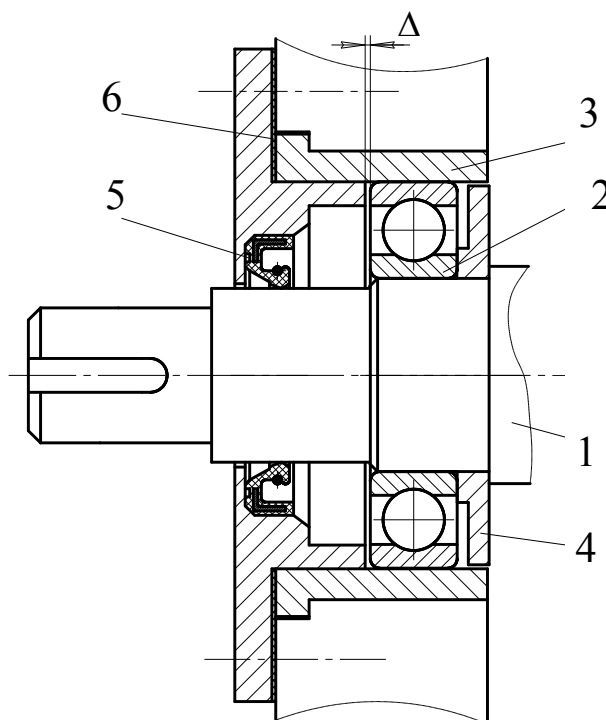


Рисунок 6.7 – Пример конструкции подшипникового узла

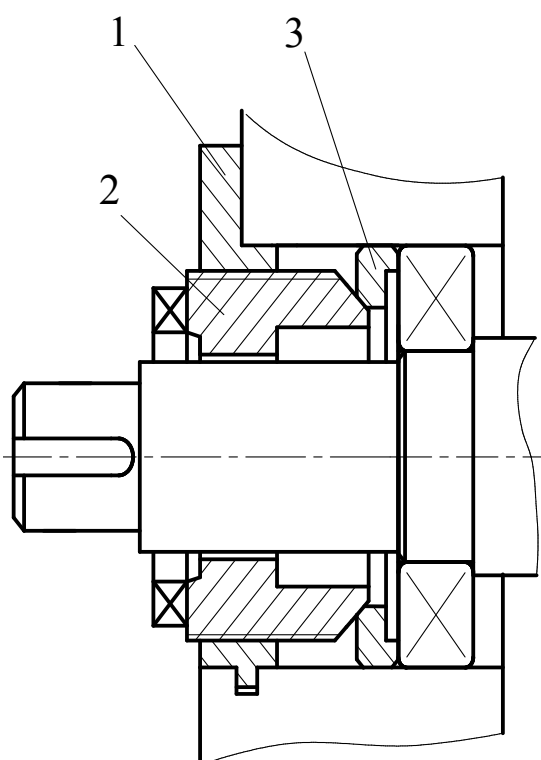


Рисунок 6.8 – Пример устройства регулирования подшипникового узла

ванного назначения зазора Δ (рис. 6.8) между торцами кольца подшипника и крышки.

В зависимости от типа подшипника необходимо предусмотреть способы осевой фиксации или регулирования расположения подшипников одной или обеих опор, например крышкой 1 с резьбовой пробкой 2 и регулировочной шайбой 3 (рис. 6.8).

Выбор типа подшипника определяется конструкцией сборочного узла вала и смонтированными на нем деталями и узлами. Выбранное решение должно быть обосновано логически или расчетом.

Проектирование подшипниковых узлов цилиндрических зубчатых передач

Подшипниковые узлы цилиндрических зубчатых передач изготавливаются на шариковых или роликовых подшипниках. При этом фиксация вала возможна в двух или в одной опоре. Тип подшипника выбирают в зависимости от действующих нагрузок на опоре, а также направления и величины нагрузки. Чаще всего принимают шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники. При действии на опору значительных радиальных и осевых сил, принимают роликовые конические радиально-упорные подшипники.

Фиксирование вала в одной опоре (рис. 6.9,а,б) используется для длинных валов со значительными температурными деформациями. В этом случае одна опора фиксирует от перемещения с двух сторон, а вторая опора выполняется "плавающей": внешнее кольцо шарикового радиального подшипника устанавливается в расточку корпуса по посадке, которая обеспечивает скольжение всего подшипника в осевом направлении.

Фиксирование вала в двух опорах (рис. 6.9,в,г) используется при небольшом температурном удлинении (незначительном нагревании, малом расстоянии между опорами – до 400 мм), незначительной несоосности посадочных гнезд в корпусе, которая обусловлена технологией изготовления корпуса и является причиной перекоса вала. Преимуществами такой фиксации является возможность регулирования опор в осевом направлении благодаря прокладкам между крышкой подшипника и корпусом. Радиально-упорные подшипники опор могут монтироваться "в распор", когда каждая опора ограничивает перемещение вала в "свой" бок (рис. 6.9,в), или "в растяжку", когда каждая опора ограничивает перемещение вала в бок противоположной опоры (рис. 6.9,г). При установке подшипников "в растяжку" исключено заклинивание подшипников при нагревании вала, поэтому такая схема используется для длинных валов. Конструктивная реализация этого варианта более сложная, чем в первом случае: необходимы упорные бурты (рис. 6.9,г). Основные недостатки такого способа монтажа:

- при охлаждении вала возможное образование зазоров между те-

лами качения и кольцами подшипников, что ухудшает его работу;
 - необходимо предусматривать регулировочные гайки с резьбой. Торцевые поверхности должны быть изготовленными с высокой точностью;

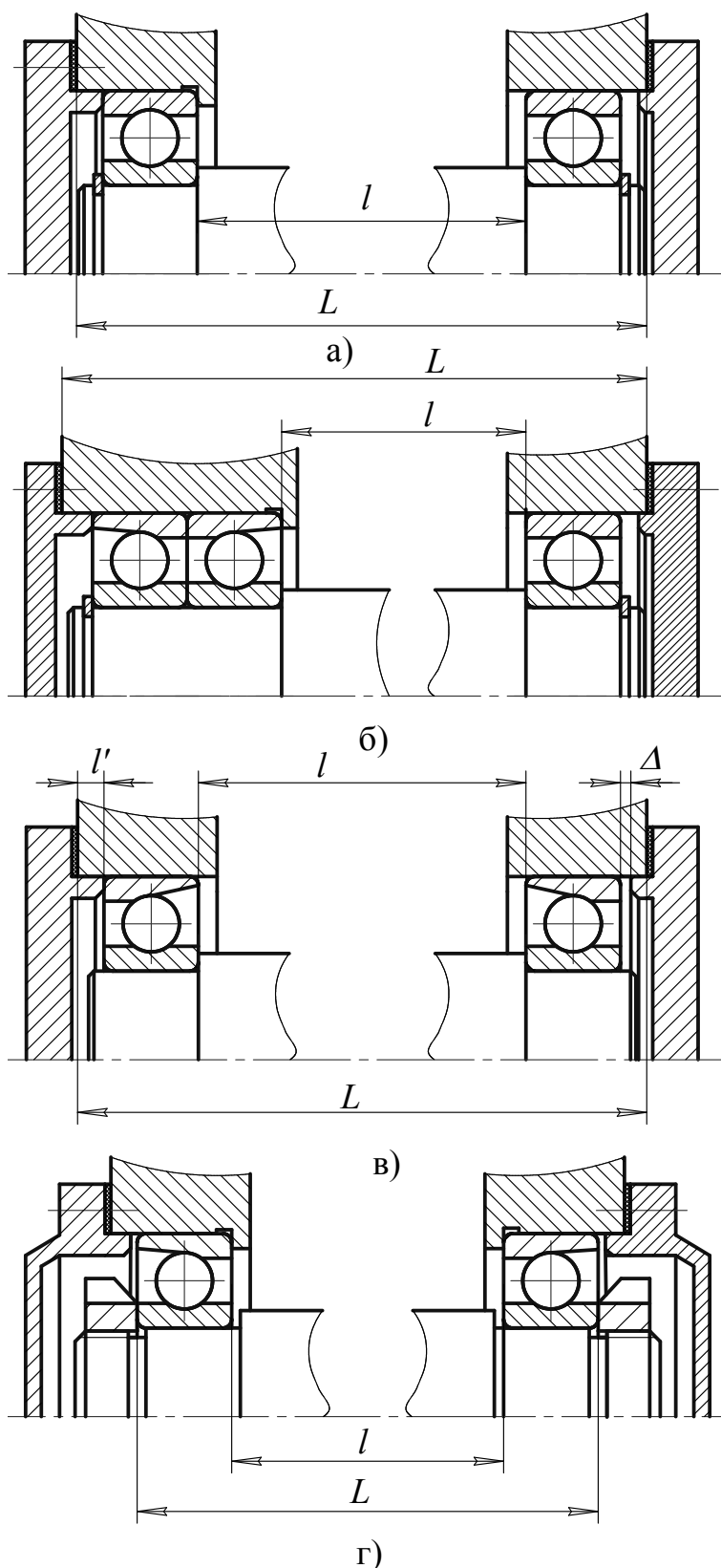


Рисунок 6.9 – Варианты конструкции опор подшипникового узла

- посадка подшипника на валу требует уменьшенного натяга из-за необходимости регулирования его осевого положения.

При фиксации вала в одной опоре эта опора может содержать как один подшипник (рис. 6.9,а), так и два подшипника (рис. 6.9,б), которые могут монтироваться по О Схеме (рис. 6.10,а) – и по Х Схеме (рис. 6.10,б).

Конструкция фиксирующей опоры более сложная, может требовать размещение подшипника в стакане для удобства монтажа и регулирования осевого зазора.

Монтаж в стакане обеспечивает увеличение жесткости фиксирующей опоры и всего узла в целом. Плавающая опора имеет пониженную жесткость, поэтому выбор фиксирующей и плавающей опор осуществляется с учетом нагруженности подшипников.

При наличии осевой и радиальной нагрузок выбор в качестве плавающей опоры более нагруженной радиальной силой опоры обеспечивает выравни-

вание приведенной нагрузки между опорами. Однако ее перемещение под действием температурного расширения изнашивает посадочное гнездо.

Если действует только радиальная нагрузка, для плавающей опоры рекомендуется выбирать менее нагруженный подшипник. Окончательное решение принимается с учетом комплексной оценки возможных последствий.

Подшипниковые узлы шевронных передач проектируются из условия обеспечения равномерного распределения нагрузки на полушевронах. Это возможно при обеспечении “плавания” одного из валов. Таким валом чаще всего принимается тот, который передает меньший вращательный момент, то есть вал шестерни. Для обеспечения его “плавания” опоры вала монтируются на “плавающих” роликовых подшипниках (рис. 6.11).

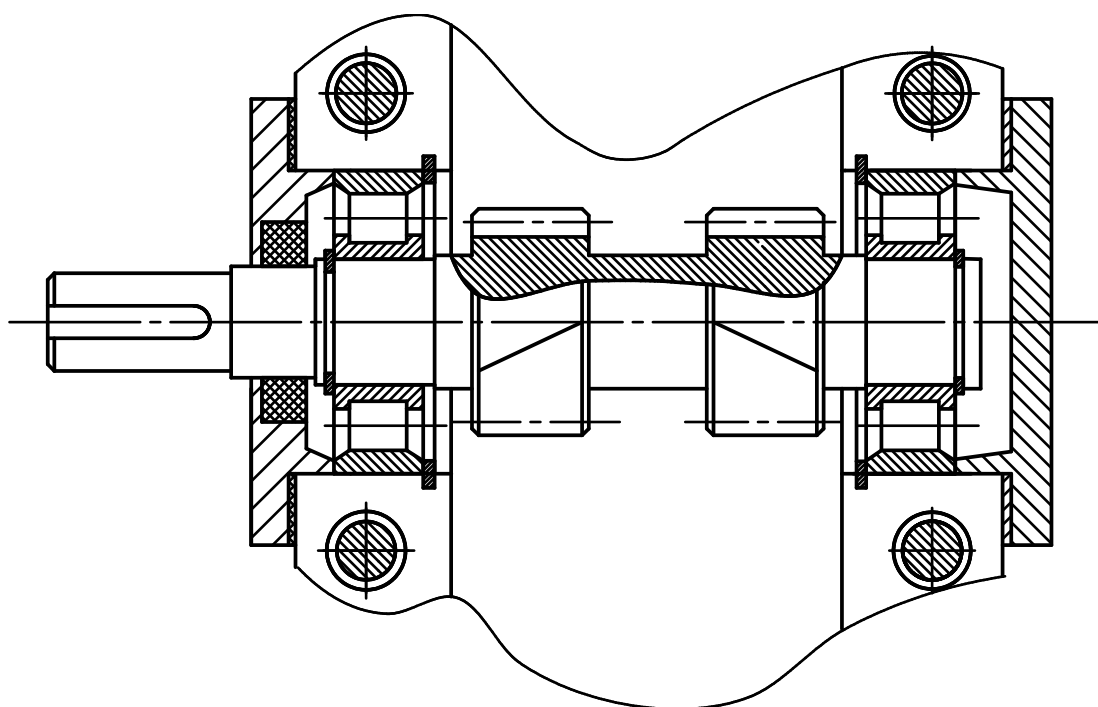


Рисунок 6.11 – Плавающий вал шевронной передачи

Проектирование подшипниковых узлов конических и червячных передач

При проектировании подшипниковых узлов конических и червячных передач используют радиально-упорные шариковые или роликовые конические подшипники. Это обусловлено действием на опоры валов радиальных и осевых нагрузок.

Пример проектирования подшипникового узла промежуточного вала редуктора с коническим колесом приведен на рис. 6.12. Подшипниковый узел выполнен на роликовых конических радиально-упорных подшипниках, которые воспринимают радиальную и осевую нагрузки.

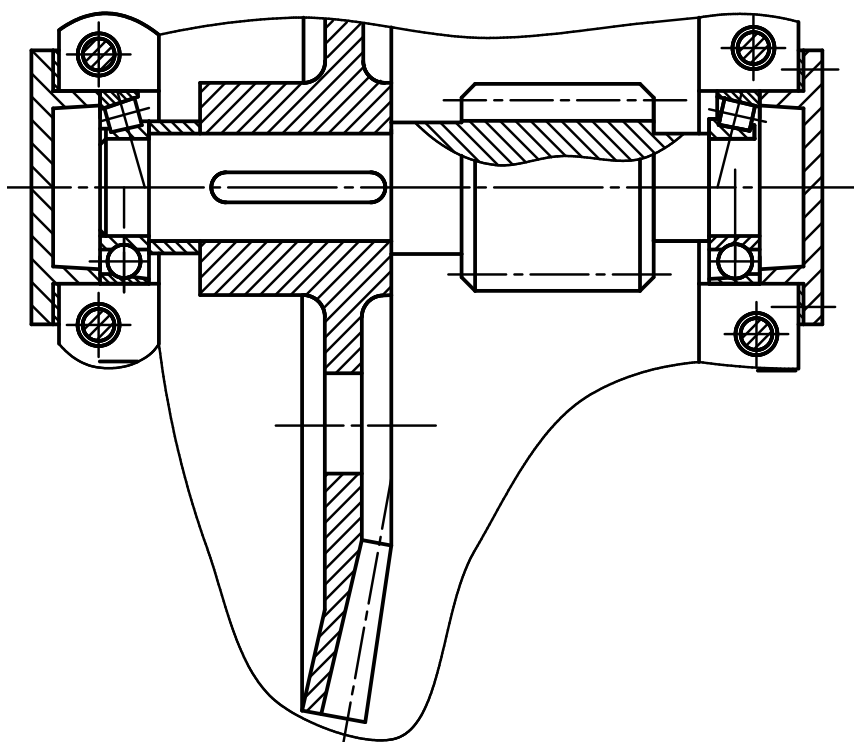


Рисунок 6.12 – Конструкция промежуточного вала

Подшипниковые узлы конических шестерен и червяков, чаще всего, изготавливают в стаканах (рис. 6.13, 6.14). Выполнение этих узлов в стаканах позволяет собрать узел отдельно и при сборке редуктора поместить этот узел как сборочную единицу в корпус редуктора.

Подшипниковый узел конической шестерни собирается из вал-шестерни 1, стакана 2, крышки подшипника 3, подшипников качения 4 и 5, распорной втулки 6, прокладок 7 и 8.

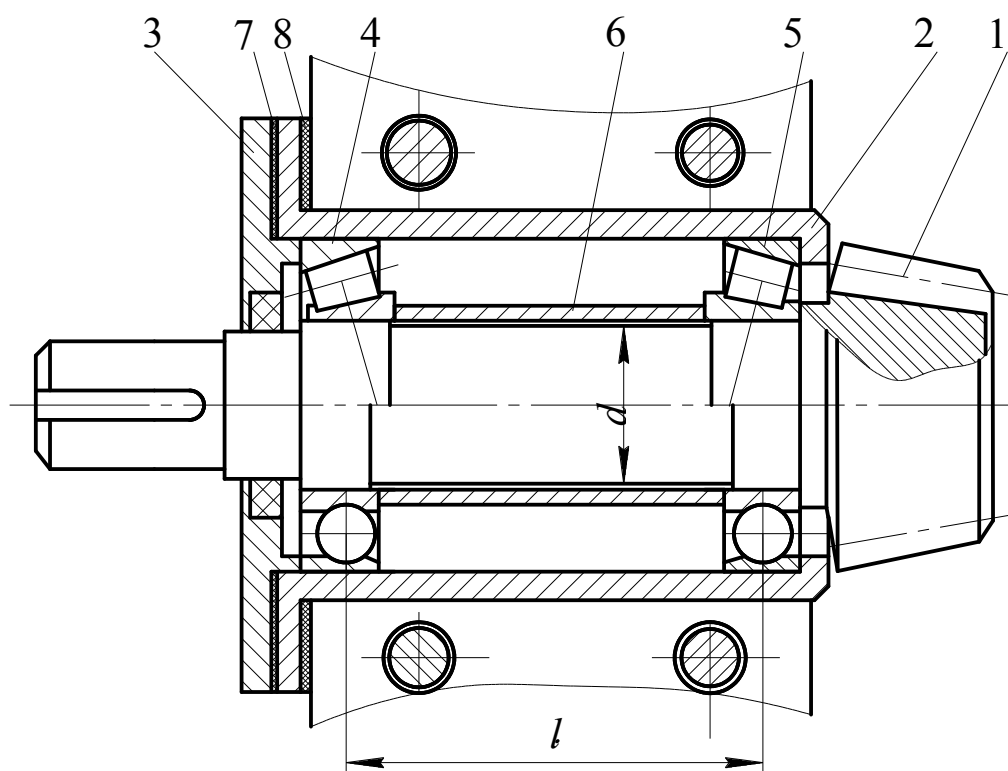


Рисунок 6.13 – Конструкция подшипникового узла конической шестерни

надежную посадку подшипников, уменьшает брак корпусов при литье или механической обработке. Стаканы позволяют регулировать зацепление не нарушая регулирование подшипников. Стаканы чаще всего изготавливаются литыми из чугуна марок СЧ15, СЧ18 (рис. 6.15).

Внутренний диаметр стакана D принимают равным внешнему диаметру подшипника. Толщина стенки стакана “ δ ” принимается в зависимости от внутреннего диаметра D по табл. 6.9.

Таблица 6.9 – Толщина стенки стакана

$D, мм$	30...52	52...80	80...120	120...170
$\delta, мм$	4..5	5...8	8..10	10...12,5

Иногда толщина стенки стакана принимается конструктивно из условия, чтобы внешний диаметр стакана D_1 был большим, чем диаметр вершин витков червяка для обеспечения нормального монтажа узла червяка в корпусе.

Толщину упорного буртика принимают $\delta_1 = \delta$, а толщину фланца $\delta_2 = 1,2\delta$. Высоту упорного буртика “ t ” принимают в зависимости от размера фаски “ r ” внешнего кольца подшипника по табл. 6.10.

Таблица 6.10 – Высота упорного буртика

$r, мм$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
$t, мм$	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

Диаметр фланца стакана D_2 выполняют минимальным. Для этого принимают $c = d$, $h = (1,0...1,2)d$, $D_2 = D_1 + (4,0...4,4)d$, где d – диаметр винтов.

Диаметр и число винтов выбирается в зависимости от внутреннего диаметра D по табл. 6.11

Таблица 6.11 – Диаметр винтов

$D, мм$	40...65	65...80	80...95	100...145	150...200
$d, мм$	6	8	8	10	12
Число винтов	4	4	4	6	6

У торца внешней поверхности и отверстия стакана выполняют фаски для удобства установки в корпус редуктора и монтажа подшипника.

В углу стакана после механической обработки остаются скругления радиусом R от заточки резца. Но торец фланца стакана должен сопрягаться с торцом корпуса редуктора. Для этого на внешней поверхности стакана выполняют канавку глубиной $h = 0,5 мм$ и шириной $b = 5...8 мм$ рис. 6.16.

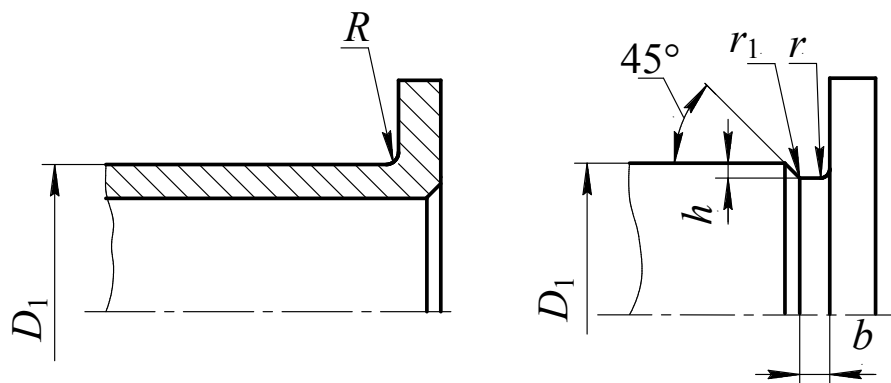


Рисунок 6.16 – Конструктивное оформление стакана

Глава 7. КЛАССИФИКАЦИЯ, ВЫБОР И ПРОВЕРКА МУФТ

7.1. Общие сведения

Муфтами называют устройства, которые соединяют валы и передают вращательный момент от одного вала к другому. Иногда муфтами соединяют вал с размещенными на нем деталями.

Применение муфт связано с тем, что большинство машин состоят из отдельных сборочных единиц, которые имеют входные и выходные валы. Такими сборочными единицами являются, например, двигатель, редуктор и рабочий орган машины. Непосредственная кинематическая и силовая связь между двигателем и редуктором, редуктором и рабочим органом осуществляется с помощью муфт. Потребность в муфтах возникает и в тех случаях, когда длинные валы по условиям технологии изготовления и сборки или транспортировки нужно изготавливать из нескольких составных частей.

Соединение валов и передача вращательного момента является основным, но не единственным назначением муфт. Муфты могут выполнять и другие функции, такие как компенсирование погрешностей взаимного размещения валов (компенсирующие муфты), защита элементов машин от перегрузок и уменьшения динамических нагрузок (предохранительные муфты), соединение и разъединение рабочего органа машины с двигателем без его выключения (муфты сцепные управляемые).

В современном машиностроении используют муфты очень разных конструкций. Основной характеристикой каждой муфты есть вращательный момент, на передачу которого она рассчитана. Другими важными показателями муфт является предельная частота вращения, габаритные размеры и масса.

Согласно классификации механических муфт они делятся на три класса: неуправляемые, управляемые и самоуправляемые (см. рис. 7.1). Каждый класс муфт состоит из групп (см.рис.7.1).

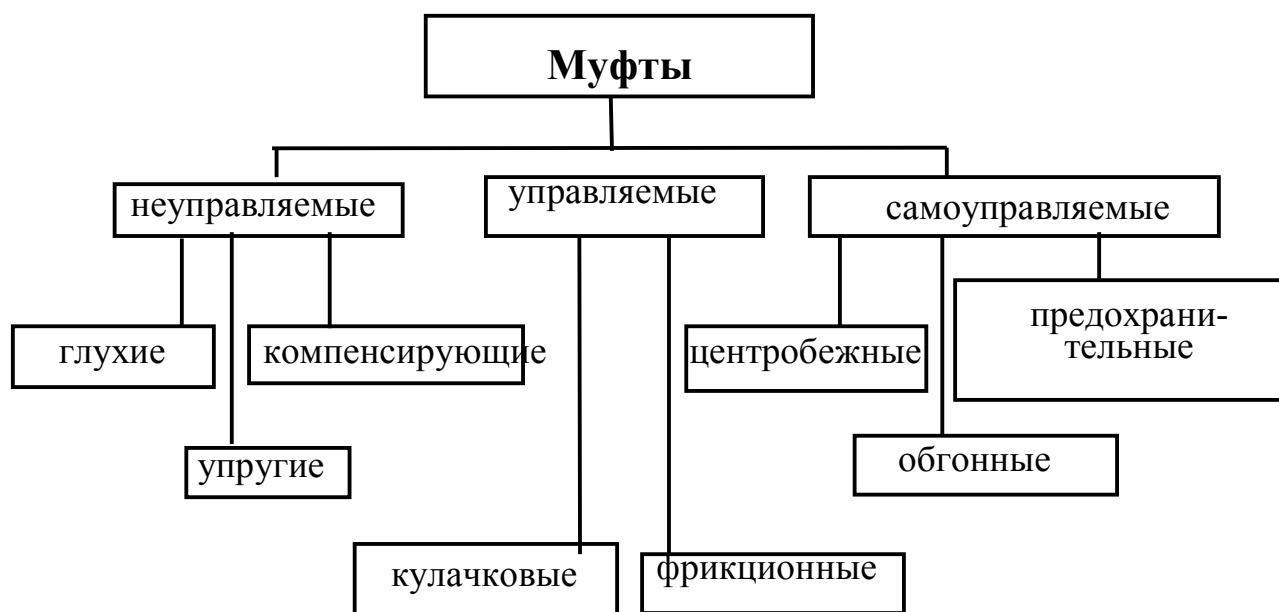


Рисунок 7.1 – Классификация муфт

При соединении двигателя с редуктором, а также редуктора с рабочим органом абсолютно точно установить валы, которые соединяются, невозможно. На практике имеют место следующие погрешности монтажа: осевое смещение валов Δ_a , радиальное смещение Δ_r и угловое смещение $\Delta\alpha$ (рис. 7.2). На практике преимущественно встречается комбинация указанных погрешностей.

Почти все механические муфты стандартизированы и их не рассчитывают, а подбирают в соответствующих справочниках [19] и стандартах по вращательному моменту и наибольшему диаметру концов валов, которые соединяются. Лишь в некоторых случаях в случае необходимости выполняют проверочные расчеты основных конструктивных элементов.

Муфты рассчитывают по расчетному вращательному моменту

$$T_P = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \leq [T], \quad (7.1)$$

где T_H – наибольший долгосрочно действующий вращающий момент, $H \cdot m$;

K_1 – коэффициент, который учитывает степень ответственности механизма, табл. 7.1;

K_2 – коэффициент, который учитывает условия работы, табл. 7.2;

K_3 – коэффициент углового смещения, табл. 7.3;

$[T]$ – наибольший вращательный момент, который может передать муфта.

Таблица 7.1 - Коэффициент ответственности муфты K_1

Степень ответственности машины	K_1
Остановка машины	1,0
Авария машины	1,2
Авария ряда машин	1,5
Человеческие жертвы	1,8

Таблица 7.2 - Коэффициент условий работы муфты K_2

Режим работы механизма	K_2
Спокойная работа равномерно нагруженных механизмов	1,0
Работа неравномерно нагруженных механизмов	1,1...1,3
Разновески работа с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов	1,3...1,5

Таблица 7.3 - Коэффициент углового смещения K_3

Угол перекося вала	0,25°	0,5°	1,0°	1,5°
Значение K_3	1,0	1,25	1,50	1,75

7.2. Муфты неуправляемые

К классу неуправляемых муфт принадлежат глухие, упругие и компенсирующие муфты, в которых ведущая и ведомая полумуфты соединены между собой постоянно. Для соединения смещенных валов применяют муфты компенсирующие, среди которых самое большое распространение получили муфты зубчатые и цепные.

Муфты зубчатые компенсирующие

Компенсирующая зубчатая муфта (рис.7.3) является самоустанавливающейся универсальной муфтой, имеет небольшие габаритные размеры и массу, большую нагрузочную способность, технологична при изготовлении. Она состоит из двух полумуфт 1 и 2 с внешними зубьями и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев. Полумуфты насаживаются на концы валов, которые соединяют. Концы валов могут быть цилиндрическими или коническими. Зубья полумуфт и обоймы имеют

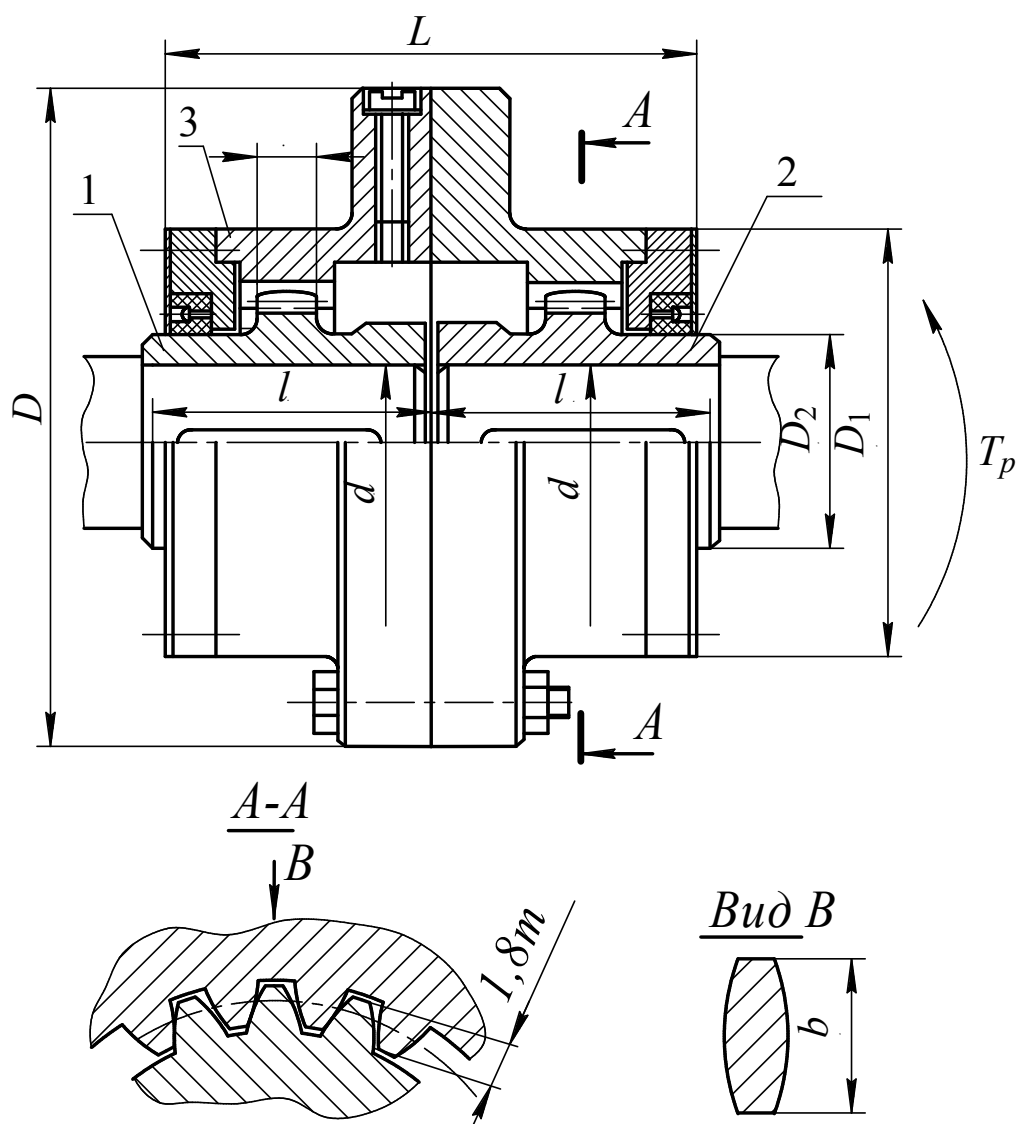


Рисунок 7.3 – Муфта зубчатая компенсирующая

эвольвентный профиль.

Зубчатая муфта (ГОСТ 2742-94) компенсирует любые взаимные сдвиги валов: осевое, радиальное до 6,5 мм (в зависимости от передаваемого момента) и угловое до 1°30'. Это возможно потому, что ее зубчатое зацепление выполнено с боковыми зазорами и возможностью свободного осевого взаимного сдвига, а зубья полумуфт изготовляют бочкообразными со сферической поверхностью выступов. Для снижения потерь на трение и увеличение долговечности зубьев муфта заполняется смазочным маслом. Муфты выбирают по максимальному расчетному моменту и самому большому диаметру концов валов, которые соединяются (в табл.7.4 указывается максимальное значение расточки под вал d).

Таблица 7.4 - Параметры зубчатых компенсирующих муфт (ГОСТ 2742 – 94)

[T], Н(м)	Параметр, мм									К-во зубьев, z	Масса, кг
	d	D	D ₁	D ₂	A	L	l	m	b		
1000	40	145	105	60	60	174	82	2,5	12	30	6,7
1600	55	170	125	75	75	174	82	2,5	15	38	9,2
2500	60	185	135	85	75	220	105	3,0	20	36	10,2
4000	65	200	150	95	85	220	105	3,0	20	40	15,2
6300	80	230	175	115	125	270	130	3,0	20	48	22,6
10000	100	270	200	145	145	340	165	3,0	25	56	36,9
16000	120	300	230	175	180	345	165	4,0	30	48	62,5
25000	140	330	260	200	180	415	200	4,0	30	56	100,0
40000	160	410	330	230	210	415	200	6,0	35	46	164,3
63000	200	470	390	290	250	500	240	6,0	40	56	228,0

Для расчета на прочность элементов зубчатых муфт необходимо знать значение зазоров между зубьями при перекосе осей полумуфт и обоймы. В связи с трудоемкостью их определения, выполняют условный расчет. При этом считают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья контактируют по всей длине и высоте. Тогда напряжение смятия при деформации определяются

$$\sigma_{зм} = \frac{T_p}{0,9 m^2 z^2 b} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (7.2)$$

где T_p – расчетный момент, Н·мм;

m – модуль зацепления, мм;

z – количество зубьев полумуфты;

b – длина зуба, мм;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимые напряжения смятия, МПа.

Для стандартных муфт: $[\sigma]_{зм} = 12 \dots 15$ МПа.

Пример условного обозначения муфты типа 1 (с цилиндрически-

ми отверстиями для коротких валов) с номинальным (самым большим) вращательным моментом $4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, диаметрами посадочных отверстий во втулках 50 мм : *Муфта 1-4000-50 ГОСТ 2742-94*.

Муфты цепные компенсирующие

В цепных муфтах (ГОСТ 2132 – 93) в качестве соединительного элемента применяют однорядные роликовые цепи по ГОСТ 13568:2006. Преимущество цепных муфт в том, что при монтаже и демонтаже не нужен осевой сдвиг узлов. Из-за наличия зазоров в шарнирах цепи и в соединении ее со звездочкой эти муфты не применяются в реверсивных приводах, а также в приводах с большими динамическими нагрузками.

За счет выбора зазоров допускают перекося валов до 1° и радиальные сдвиги, которые зависят от передаваемого момента.

Полумуфты изготавливаются четырех типов:

- с цилиндрическим отверстием на конце валов;
- с коническим отверстием на конце валов;
- с отверстием с эвольвентными шлицами;
- с отверстием с прямоугольными шлицами.

Общий вид цепной муфты показан на рис.7.4, основные ее характеристики приведены в табл. 7.5.

Таблица 7.5 Параметры цепной муфты (ГОСТ 2132-93)

[T], Н·м	Параметр, мм						Кол-во зубьев полумуфт z	Мас- са, кг
	d	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цил}}$	$L_{\text{кон}}$	D		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
63	20, 22, 24	36	25	102	80	110	12	3,15
	25, 28							42
125	25, 28	58	39	162	124	125	10	3,80
	30, 32, 35, 36							82
250	32, 35, 36, 38	82	57	222	172	140	12	4,80
	40, 42, 45							200
500	40, 42, 45, 48	82	57	222	172	200	14	14,60
	50, 53, 55, 56							210
1000	50, 53, 50, 56	105	73	284	220	280	12	19,50
	60, 63, 65, 70, 71							130
2000	63, 65, 70, 71	130	94	344	272	310	14	42,60
	75, 80, 85, 90							165
4000	80, 85, 90, 95	165	124	424	342	350	16	54,00
	100, 105, 110							200
8000	100, 105, 110, 120 125	200	154	504	408			89,40
	130, 140							

Примечание: 1. Для всех муфт допустимый перекосяк $\Delta_{\alpha} = 1^{\circ}$.

2. Для муфт $[T]=63 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – цепь ПР-19,05-3180; $[T]=125\dots250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – цепь ПР-25,4-600; $[T]=500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – цепь ПР-31,75-8850; $[T]=1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – цепь ПР-38,1-12700; $[T]=1200\dots8000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, цепь ПР-50,8-22680.

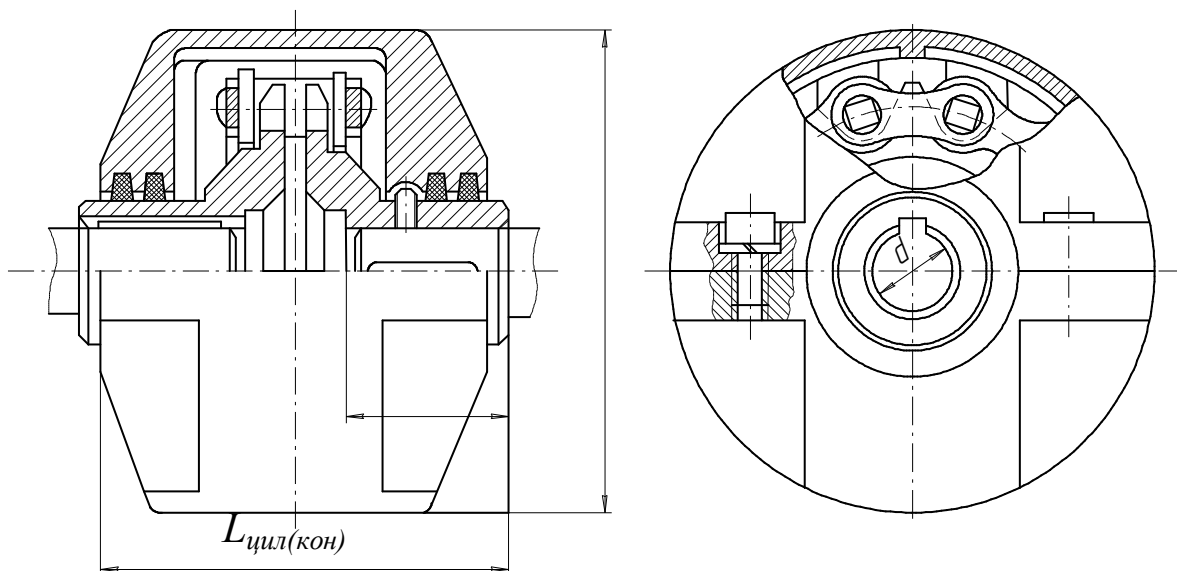


Рисунок 7.4 – Муфта цепная

Муфты упругие

Муфты упругие предназначены для смягчения толчков и ударов, защиты от крутильных колебаний, компенсации сдвига валов.

Муфты упругие конструктивно могут быть выполнены с неметаллическими (резиновыми) и металлическими (пружины) упругими элементами. Самое большое распространение получили упругие муфты с неметаллическими упругими элементами, благодаря сравнительно простой конструкции и дешевизне изготовления.

На рис.7.5 показанная упругая втулочно-пальцевая муфта типа МУВП. Размеры ее в зависимости от расчетного момента установлены ГОСТ 2128 - 93 (табл. 7.6)

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2. Во фланце полумуфты 1 крепятся пальцы 3 с насаженными на них упругими втулками 4. Упругие втулки при сборке входят в отверстия полумуфты 2. Полумуфты изготовляют из чугуна СЧ 20 или стали 35, пальцы – из стали не ниже марки 45, втулки - из специальной резины.

Расточка в полумуфтах для посадки на валы могут быть цилиндрическими или коническими. Допускается: перекосяк валов до 1° , радиальный сдвиг до 0,6 мм.

Выбирают муфты по расчетному вращательному моменту и диаметрам концов валов, которые соединяются.

Пример условного обозначения муфты с $[T]=250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d=40 \text{ мм}$:
Муфта упругая втулочно - пальцевая 250 – 40 ГОСТ 2128 – 93.

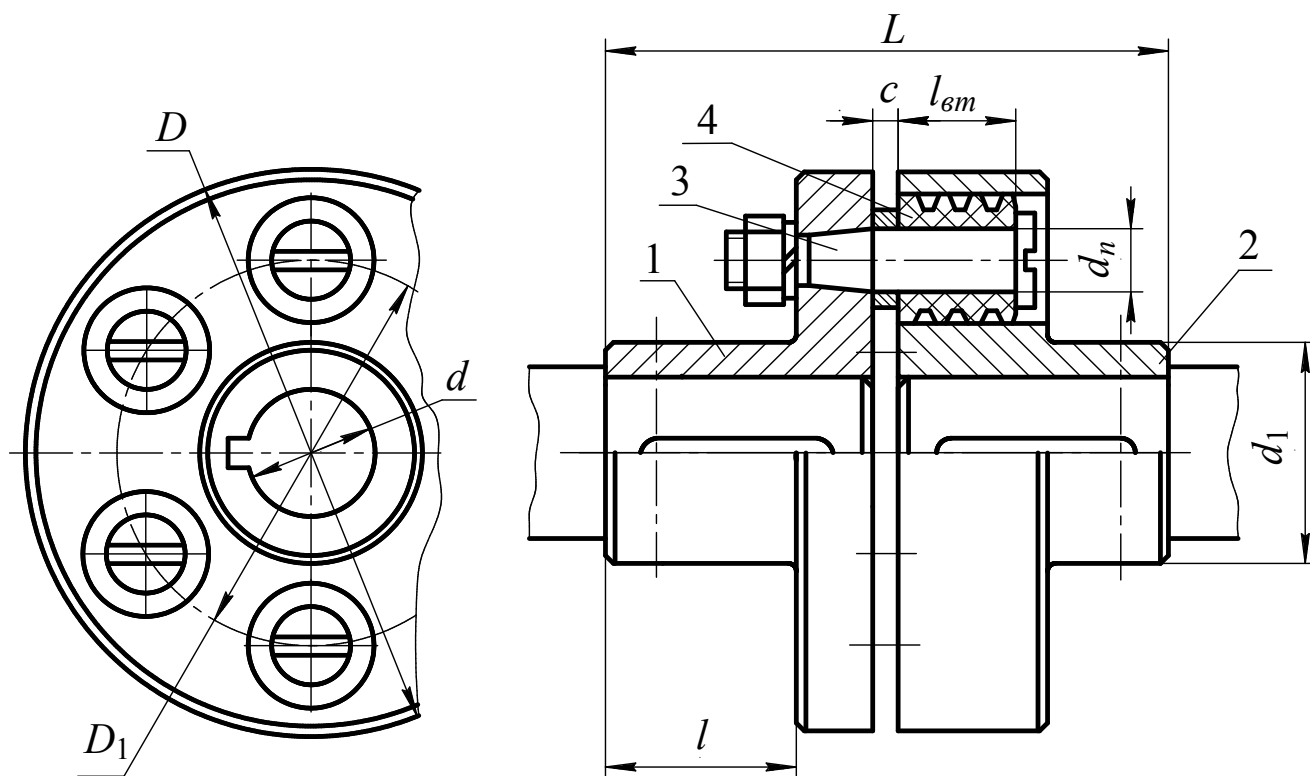


Рисунок 7.5 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Условно считая, что нагрузка равномерно распределяется между пальцами и по их длине, выполняют проверочный расчет пальцев на изгиб, а упругих втулок на смятие по формулам:

$$\sigma_{зг} = \frac{T_p (c + 0,5 l_{вм})}{0,5 D_1 z 0,1 d_n^3} \leq [\sigma]_{зг}; \quad (7.3)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{T_p}{0,5 D_1 z l_{вм} d_n} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (7.4)$$

где T_p – расчетный момент, $H \cdot мм$;

D_1 – диаметр окружности расположения осей пальцев, $мм$;

c – толщина распорной втулки, $мм$;

$l_{вм}$ – длина упругой втулки, $мм$;

d_n – диаметр пальцев, $мм$;

z – количество пальцев;

$[\sigma]_{зг} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_T$ – допустимые напряжения при изгибе пальцев;

σ_T – предел текучести материала пальцев;

$[\sigma]_{зм} = 2 \text{ МПа}$ – допустимые напряжения смятия материала упругой втулки.

Таблица 7.6 - Параметры муфт МУВП (ГОСТ 2128-93)

[T], Нм	Параметр, мм											Мас- са, кг	
	d	D	D ₁	L		l		d ₁	dn	l _{вм}	c		Кол-во пальцев
				Выполнение									
				1	2	1	2						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
31,5	16	90	63	84	60	40	28	30	10	15	4	4	1,44
	18							32					1,48
	20							36					1,64
	22							38					1,80
63,0	20	100	71	104	76	50	36	36	10	15	4	6	2,00
	22							40					2,20
	25							45					2,90
	28							48					3,10
125	25	125	90	125	89	60	42	45	14	28	5	4	4,48
	28							50					4,60
	32							56					5,30
	36							60					5,60
250	32	140	105	165	125	110	85	56	14	28	5	6	7,60
	36							63					7,76
	40							71					9,10
	45							75					9,80
500	40	170	130	225	175	110	85	71	18	36	6	8	12,20
	45							90					13,20
	50							95					12,40
	56							95					12,60
1000	50	210	160	226	176	110		90	18	36	6	10	20,40
	56							100					21,20
	63							110					23,00
2000	63	260	200	288	218	140	105	110	24	44	8	10	37,80
	71							125					38,90
	80							140					45,70
	90							150					47,30
4000	80	320	240	350	270	170	130	140	24	44	8	10	76,30
	90							160					83,40
	100							180					91,20
8000	110	420	320	430	350	210	170	180	30	56	10	10	90,20
	110							200					151,0
	125							220					156,0
	140							240					228,0
				512	412	250	200	240					244,0

7.3. Муфты сцепные (управляемые)

Управляемые муфты позволяют соединять и разъединять валы, элементы передач с валами, переключать скорости. Различают муфты, которые передают вращающий момент при зацеплении зубьев (кулачков), или с помощью сил трения

Муфты зубчатые сцепные

Принцип работы сцепной зубчатой муфты поясняется чертежом (рис. 7.6). На рисунке показано замкнутое положение зубчатой полу-муфты 3, при котором вращательный момент от зубчатого колеса 1 передается на вал 2. Зацепление выполняется и рассчитывается так же, как и в зубчатой компенсирующей муфте.

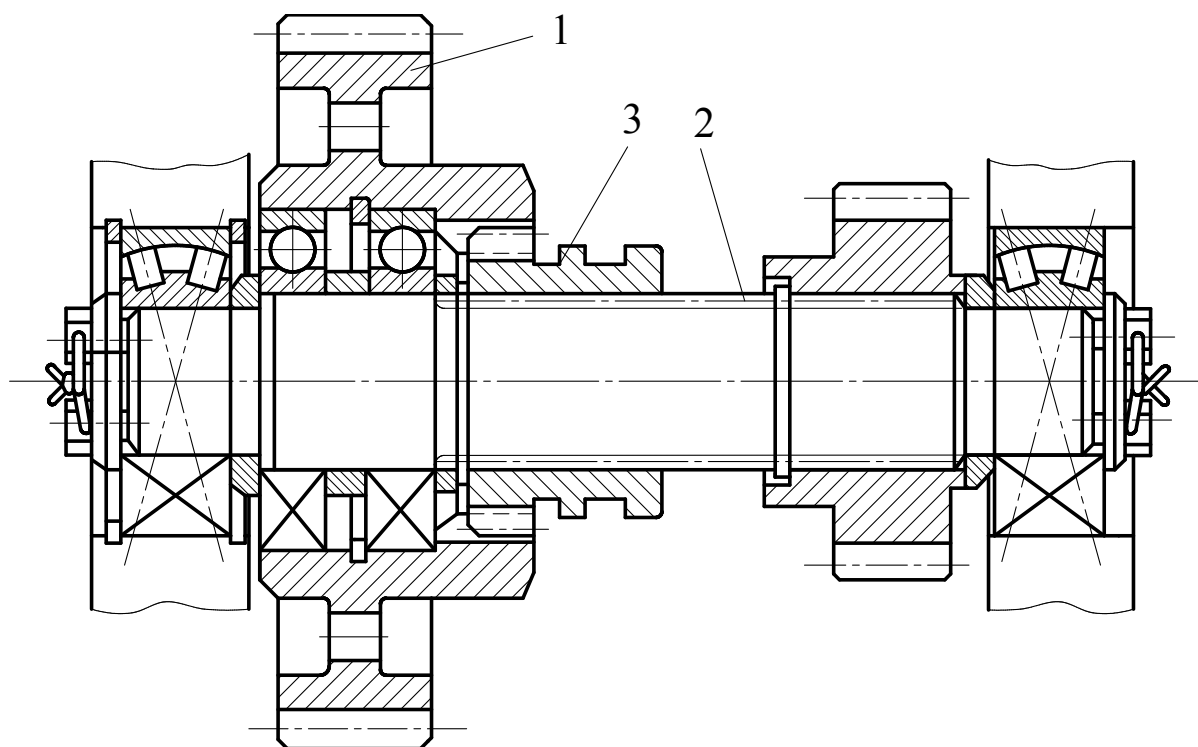


Рисунок 7.6 – Муфта зубчатая сцепная

Муфта зубчатая сцепная с подвижной внешней обоймой (рис. 7.7) применяется в коробках скоростей.

Обойма 2 перемещается влево или вправо и соединяет шестерни 1 или 3 с валом. Тем самым обеспечивает передачу вращательного момента по соответствующему направлению.

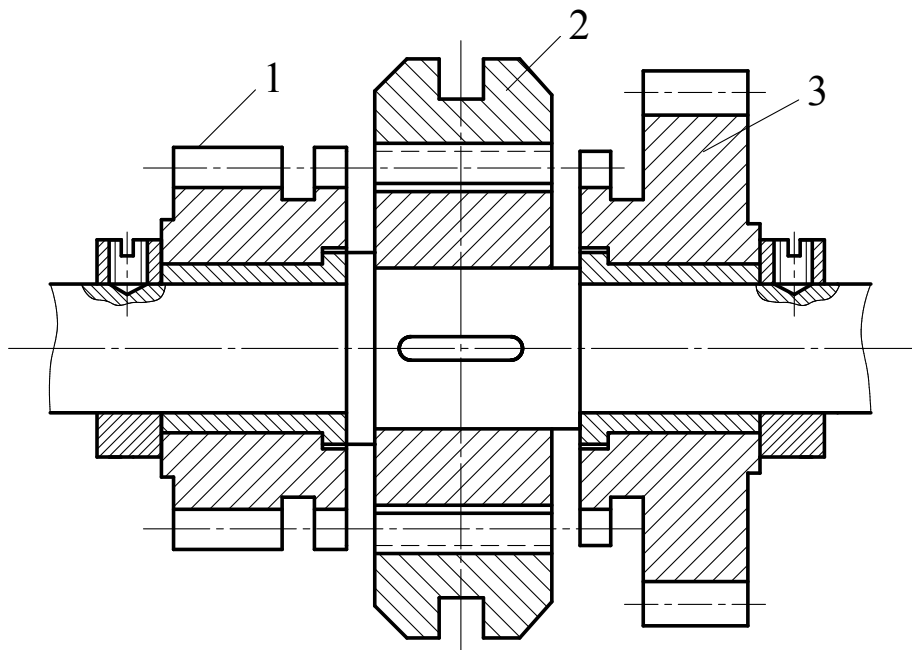


Рисунок 7.7 – Муфта зубчатая сцепная с внешней обоймой

Муфты кулачковые

На рис. 7.8 показана конструкция кулачковой сцепной муфты. Равно как и зубчатые, эти муфты следует включать в неподвижном положении или при малом различии угловых скоростей деталей, которые соединяются.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт 1 и 2 (одна из которых может выполняться вместе с деталью, которая передает вращение) с кулачками (выступами) на торцах. Кулачки могут иметь прямоугольную, трапецеидальную и треугольную форму (рис.7.9). В основном эти муфты применяются при малых нагрузках для тихоходных передач.

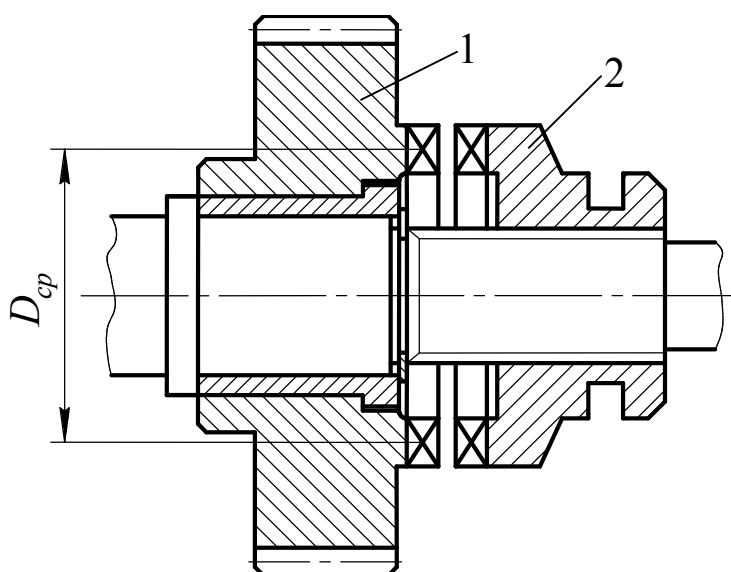


Рисунок 7.8 – Муфта кулачковая

Треугольные кулачки применяются при малых угловых скоростях, умеренной нагрузке; прямоугольные – при больших нагрузках,

но при малом различии угловых скоростей. Наиболее рациональная форма кулачков – трапецеидальная. В табл. 7.7 приведены размеры этих кулачков.

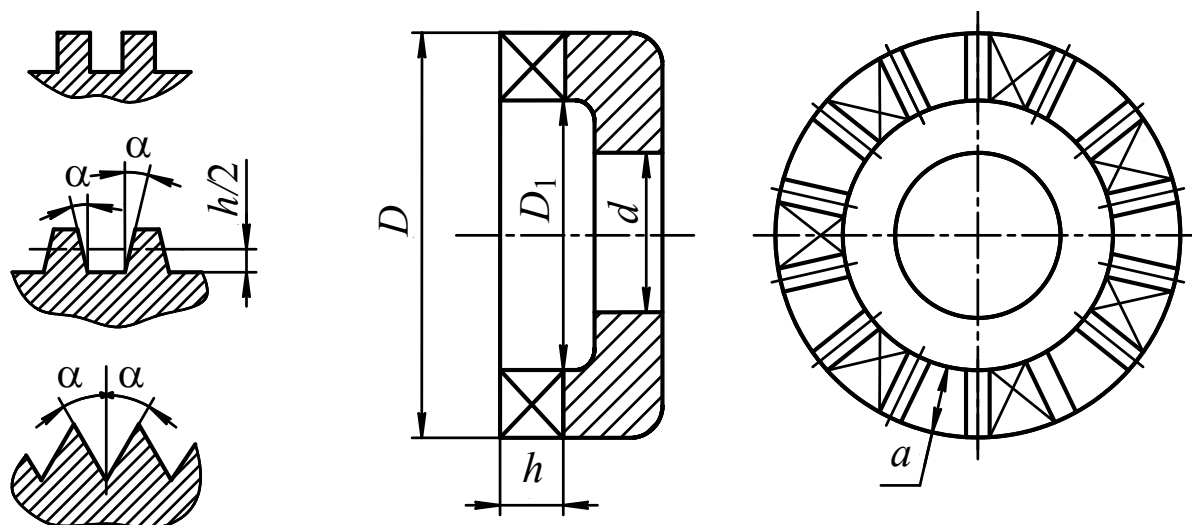


Рисунок 7.9 – Варианты конструктивного исполнения кулачков

Таблица 7.7. - Размеры кулачков, мм

Условия работы	Количество кулачков z	Внешний диаметр D	Ширина кулачков $a = \frac{D - D_1}{2}$	Высота кулачка h
Ручное включение и выключение	7	35	6	4
		40, 45	7	
Автоматическое выключение и включение (зуб нормальный)	9	55	8	6
		60, 70	10	
	40	5...8		
То же при работе с небольшими скоростями (зуб мелкий)	5	45, 50, 55	5...10	4
	7	60, 70, 80, 90	5...10	
То же при работе с небольшими скоростями (зуб мелкий)	7	40	5...8	4
		45, 50, 55	5...10	
То же при работе с небольшими скоростями (зуб мелкий)	9	60, 70	5...10	4
		80, 90		

Поверхность кулачков обычно имеет высокую твердость $H = 56...62$ HRC при довольно вязкой сердцевине. В этом случае применяются малоуглеродистые цементируемые марки сталей 20, 15X, 20X. При изготовлении полумуфт из стали марок 40X, C0XH необхо-

димая твердость достигается закалкой.

Расчет кулачковых муфт состоит в проверке прочности их кулачков на смятие по формуле

$$\sigma_{3м} = \frac{T_p k}{0,5 D_{cp} \cdot z \cdot h \cdot a} \leq [\sigma]_{3м} \quad (7.5)$$

и на изгиб по формуле

$$\sigma_{3з} = \frac{T_p k}{0,5 D_{cp} \cdot z \cdot W} \leq [\sigma]_{3з} \quad (7.6)$$

где T_p – расчетный момент, $H \cdot мм$;

$k = 2 \dots 3$ – коэффициент неравномерности работы кулачков который зависит от точности их изготовления;

D_{cp} – диаметр средней окружности кулачков, $мм$;

z – количество кулачков муфты;

h – высота кулачка (при кулачках переменной высоты - средняя), $мм$;

a – ширина кулачка, $мм$;

W – осевой момент сопротивления сечения основания кулачка, $мм^3$;

$[\sigma]_{3м}$ – допустимые напряжения при смятии кулачков, $МПа$;

$[\sigma]_{3з}$ – допустимые напряжения при изгибе кулачков, $МПа$.

Рекомендуется принимать допустимые напряжения при смятии:

$[\sigma]_{3м} = 90 \dots 120 МПа$ – включение без относительного вращения;

$[\sigma]_{3м} = 50 \dots 70 МПа$ – включение на тихом ходу;

$[\sigma]_{3м} = 35 \dots 45 МПа$ – включение на повышенных скоростях.

Допустимые напряжения при изгибе стальных кулачков принимают равными $[\sigma]_{3з} \leq 0,25 \sigma_{-1}$.

Сила, необходимая для включения и выключения муфты, H

$$F = \frac{T_p}{0,5 D_{cp}} \left[f \frac{D_{cp}}{d} \pm \operatorname{tg}(\alpha \pm \rho) \right], \quad (7.7)$$

где f – коэффициент трения муфты по валу, ($f = 0,15 \dots 0,2$).

d – диаметр вала, $мм$;

α – угол наклона рабочей грани кулачка;

ρ – угол трения на контактных поверхностях кулачков ($\operatorname{tg} \rho = f$).

В формуле (7.7) знак плюс относится к включению, знак минус – к выключению муфты. Условие самовыключения муфты

$$\operatorname{tg} \alpha > f \left(1 + \frac{D_{cp}}{d} \right). \quad (7.8)$$

Муфты фрикционные

При включении фрикционных муфт вращательный момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет включать механизм на ходу и под нагрузкой.

Конусная фрикционная муфта (рис. 7.10) состоит из двух полу-муфт 1 и 2 с конусами, которые входят один во второй. Она применяется для передачи небольших вращательных моментов в тихоходных передачах. Полу-муфты изготавливаются из чугуна или стали. Для увеличения момента трения рабочие поверхности конусов иногда покрывают материалом с высоким коэффициентом трения.

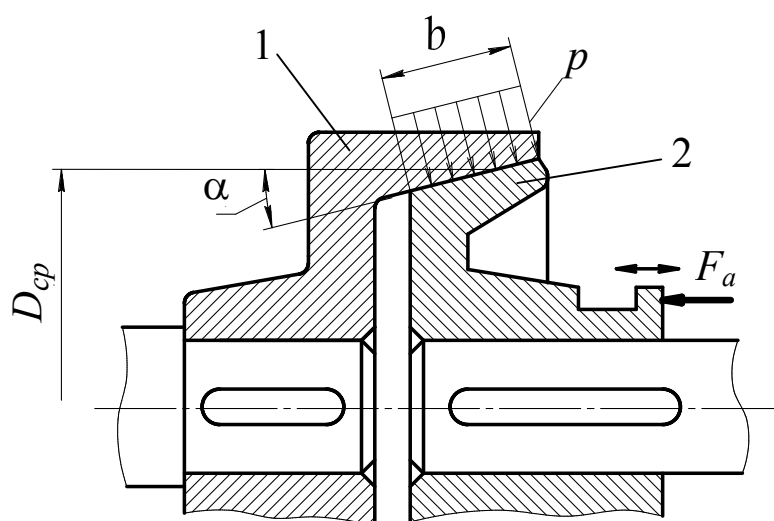


Рисунок 7.10 – Муфта фрикционная конусная

При расчете фрикционных конических муфт обычно задаются средним диаметром конуса $D_{cp} = (6 \dots 10) d$ (где d – диаметр вала), а потом определяется рабочая ширина:

$$b = \frac{2T_p \beta}{\pi \cdot D_{cp}^2 [p] \cdot f} = \frac{F_a}{\pi \cdot D_{cp} [p] \sin \alpha}, \quad (7.9)$$

где T_p – расчетный момент, переданный муфтой, $H \cdot мм$;

($\beta = 1,25 \dots 1,50$ коэффициент запаса сил сцепления;

$[p]$ – допускаемое давление (принимается в зависимости от материала полу-муфт и наличия смазки (табл. 7.8));

f – коэффициент трения (табл. 7.8);

F_a – осевая сила, H ;

$\alpha = 12 \dots 15^\circ$ – угол между образующей конуса и его осью, град.

Таблица 7.8 – Допустимое давление

Материал	$[p]$, МПа	f
Со смазкой		
закаленная сталь по закаленной стали	0,6...0,8	0,06
чугун по чугуну или по закаленной стали	0,6...0,8	0,08
текстолит по стали	0,4...0,6	0,12
металлокерамика по закаленной стали	0,8	0,10
Без смазки		
прессованный асбест или феродо по стали или чугуну	0,2...0,3	0,30
металлокерамика по закаленной стали	0,3	0,40
чугун по чугуну или по закаленной стали	0,2...0,3	0,15

Примечания: 1. Меньшие значения давления относятся к большему количеству поверхностей трения, а большие – к меньшему.

2. Если не предполагается специальный тепловой расчет, то при больших круговых скоростях, измеренных на середине ширины поверхности трения, и при большом числе включений в час необходимо давление снижать, особенно для многодисковых муфт: при $V=5$ м/с – на 15%, при $V=10$ м/с – на 30%, при $V=15$ м/с – на 35%.

Многодисковые пластинчатые фрикционные муфты (рис. 7.11) состоят из двух полумуфт 1 и 2, дисков внутренних 3, дисков внеш-

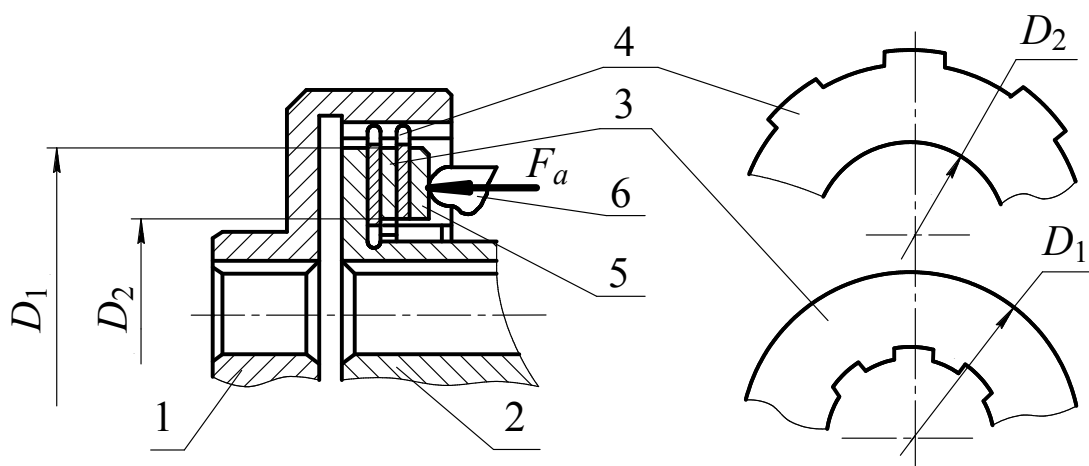


Рисунок 7.11 – Муфта фрикционная многодисковая

них 4, нажимного диска 5, нажимного рычага 6.

Передаваемый муфтой момент увеличивается пропорционально увеличению количества поверхностей трения.

Дисковые фрикционные муфты могут быть встроены в маховики, зубчатые колеса, шкивы и другие детали. Корпуса полумуфт изготавливаются из чугунов разных марок или стального литья, фрикционные диски – из стали марки 65Г2 толщиной 0,2...2, 5 мм. Диски могут быть с фрикционным покрытием и без покрытия. Диски без покрытия подвергаются термообработке ($H = 40...45$ HRC).

Нажимной диск выполняется из стали марки 45, твердость

$H = 45 \dots 50 \text{ HRC}$.

Диски фрикционной муфты изготавливают для работы со смазкой и всухую. Муфты, работающие со смазкой, должны иметь шлифованные диски, количество которых может достигать 30...40 и больше. Работают эти муфты более равномерно и надежно. Муфты, работающие без смазки, имеют стальные диски с покрытием феродо или фиброй.

Осевое усилие нажатия, обеспечивающее износостойчивость дисков, определяется согласно формуле:

$$F_a = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) [p], \quad (7.10)$$

где D_1 и D_2 – соответственно внешний и внутренний диаметры дисков, мм.

Количество пар поверхностей трения определяется согласно формуле

$$z = \frac{2T_p \beta}{D_{cp} F_a f} = \frac{8T_p \beta}{\pi (D_1^2 - D_2^2) D_{cp} [\rho] f}, \quad (7.11)$$

где $D_{cp} = 0,5 (D_1 + D_2)$.

Необходимое количество ведомых n и ведущих m дисков определяется условием $m + n = z + 1$. Значение f и $[p]$ принимаются по таблице 7.8.

7.4. Муфты самоуправляемые

Самоуправляемые муфты автоматически соединяют, или разъединяют валы в случаях, когда параметры работы машины недопустимы по тем или другим показателям. Наиболее широкое применение в этом случае нашли предохранительные муфты.

Предохранительные муфты автоматически разъединяют передачи при достижении вращательного момента определенного значения, таким образом, предохраняют приводы от поломок.

В качестве предохранительных муфт в машиностроении применяют муфты с разрушающимися элементами, кулачковые, шариковые и фрикционные.

Муфты с разрушающимися элементами отличаются компактностью и высокой точностью срабатывания и состоят из двух стальных (обычно сталь 40Х, $H = 38 \dots 50 \text{ HRC}$), запрессованных в корпусе полумуфт, втулок и срезных штифтов. Штифт должен срезаться под действием предельного момента (рис. 7.12).

$$T_{cp} = \frac{\pi d^2}{4} R \cdot z \cdot \tau_b, \quad (7.12)$$

где d – диаметр штифта в опасном сечении, мм;

R – радиус окружности расположения оси штифтов $\left(R = \frac{D}{2} \right)$, мм;

z – количество штифтов (не более двух);
 τ_b – предел прочности на срез, МПа.

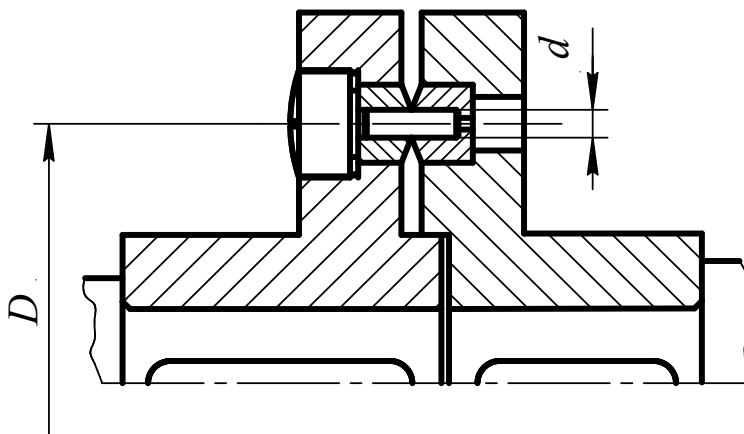


Рисунок 7.12 – Муфта предохранительная со срезным штифтом

Наибольшее распространение получили предохранительные муфты кулачковые, шариковые и фрикционные. Одна из полумуфт соединяется с валом, а другая смещается по оси и постоянно прижимается к неподвижной (в осевом направлении) с помощью одной или нескольких пружин.

Кулачковые и шариковые муфты применяются только при небольших скоростях и моментах, фрикционные - при частых кратковременных перегрузках и особенно перегрузках ударного действия.

В кулачковых муфтах применяются кулачки со скошенными краями. Расчет выполняют так же, как и сцепной кулачковой муфты. Технические данные муфт предохранительных кулачковых для $T_{ном} = 4...400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ приведены в ГОСТ 2130 – 93.

При расчете фрикционной предохранительной муфты значения $[p]$ могут быть приняты на 20...30% выше, чем для фрикционных сцепных, потому что проскальзывание, а следовательно и изнашивание дисков, происходят только при пробуксовываниях.

Кроме рассмотренных муфт, в практике находят применение также другие конструкции муфт (соединительных, включающих, предохранительных и специальных) [19].

7.5. Пример выбора и расчета зубчатой муфты

Для соединения выходного вала редуктора с валом рабочего органа часто принимаются муфты зубчатые компенсирующие.

Входными данными для выбора типоразмера зубчатой муфты является самый большой диаметр соединительных валов и самый большой расчетный момент.

Максимальный передаваемый момент $T_{p\max} = 2810 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Диаметр выходного конца вала определяется ориентировочно из ус-

ловия действия только вращательного момента $d \geq \sqrt[3]{\frac{T_{p \max}}{0,2[\tau]_k}}$. Допустимые

касательные напряжения принимаются.: $[\tau]_k = 25 \text{ Н} / \text{мм}^2$.

Тогда $d_{хв} \geq \sqrt[3]{\frac{2810 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 83 \text{ мм}$. Принимается по ГОСТ 6636-69

$d_{хв} = 95 \text{ мм}$.

Максимальный расчетный момент

$$T_p = T_{ном} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \leq [T],$$

где $T_{ном}$ – номинальный расчетный момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

K_1 – коэффициент ответственности механизма (табл. 7.1);

K_2 – коэффициент условий работы муфты (табл. 7.2);

K_3 – коэффициент углового смещения (табл. 7.3);

$[T]$ – наибольший вращательный момент, который передает муфта, (табл. 7.4);

$K_1 = 1,0$ – остановка машины;

$K_2 = 1,1$ – неравномерно нагруженные механизмы;

$K_3 = 1,5$ – угол перекося вала до 1° ;

$T_{ном} = T_{p \max}$

$$T_p = 2810 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,5 = 4630 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По табл. 7.4 расчетным данным отвечает муфта с параметрами $[T] = 10000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, диаметр расточки $d = 100 \text{ мм}$.

$D = 270 \text{ мм}$, $D_1 = 145 \text{ мм}$, $D_2 = 145 \text{ мм}$, $A = 145 \text{ мм}$, $L = 340 \text{ мм}$, $l = 165 \text{ мм}$, $t = 3 \text{ мм}$, $z = 56$, $b = 25 \text{ мм}$. (см. рис. 7.3).

Условные напряжения от деформации смятия определяются по зависимости

$$\sigma_{зм} = \frac{T_p}{0,9 t^2 z^2 b} = \frac{4630 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 3^2 \cdot 56^2 \cdot 25} = 7,4 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зм}.$$

$[\sigma]_{зм}$ – допустимые напряжения смятия, МПа, $[\sigma]_{зм} = 12 \dots 15 \text{ МПа}$.

ГЛАВА 8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСОВ РЕДУКТОРОВ

Основным элементом любого редуктора является корпус, в котором монтируются детали, передающие вращательный момент от двигателя к рабочему органу. Корпус редуктора должен быть прочным и жестким, потому что деформация корпуса отрицательно влияет на работу зубчатых (червячных) передач, валов, подшипников.

Размещение передач зацеплением в отдельном закрытом корпусе гарантирует достаточную точность монтажа, хорошую смазку и соответственно высокий КПД, надежную защиту передач от влияния окружающей среды.

Наиболее распространены редукторы, состоящие из цилиндрических зубчатых передач. Редукторы, в состав которых входят конические и червячные передачи, преимущественно применяют для передачи малых и средних мощностей.

Для повышения жесткости корпуса его усиливают ребрами, расположенными извне или в середине приливов под подшипники. Для удобства монтажа деталей корпус обычно выполняют разъемным. Плоскость разъема при этом проходит через оси валов. В вертикальных, цилиндрических, одноступенчатых редукторах обычно выполняют разъем по двум плоскостям, а в двухступенчатых даже по трем.

8.1. Проектирование основных конструктивных элементов

На рис. 8.1 показана литая конструкция основания и крышки корпуса цилиндрического редуктора традиционной конструкции. Ориентировочные размеры основных элементов корпуса редуктора можно определять по ниже приведенным эмпирическим зависимостям. Эти рекомендации можно использовать и для других типов редукторов.

Толщина стенки основания корпуса

$$\delta = 1,12 \sqrt[4]{T_T} \geq 6 \text{ мм}, \quad (8.1)$$

где T_T – вращательный момент на тихоходном валу, $H \cdot м$.

Толщина стенки крышки корпуса

$$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6 \text{ мм}. \quad (8.2)$$

Корпус с одной плоскостью разъема состоит из основания и крышки (рис. 8.1). В серийном производстве корпуса редукторов изготавливают литыми из серого чугуна марки не ниже СЧ 15 (ГОСТ 2891 – 94). Редукторы ответственных машин выполняют из стального литья, например стали марки 25 Л (ГОСТ 977 – 88). При индивидуальном изготовлении корпуса могут выполняться сварной конструкции из листовой стали Ст. 2., Ст. 3 (ГОСТ 2651).

Согласно требованиям технической эстетики корпуса редукторов должны иметь рациональные геометрические формы, например, выступающих частей надо по возможности избегать и т.п.

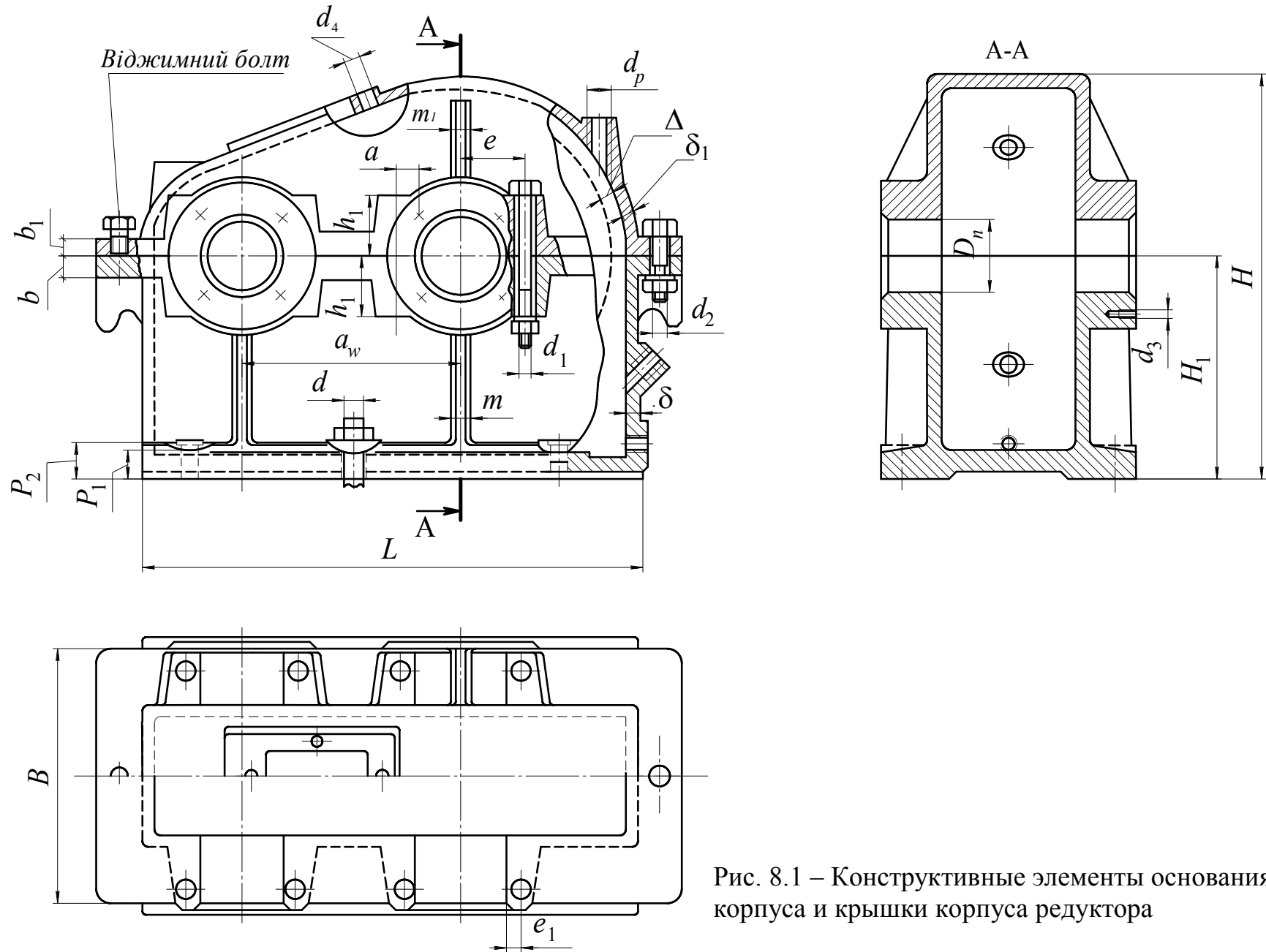


Рис. 8.1 – Конструктивные элементы основания корпуса и крышки корпуса редуктора

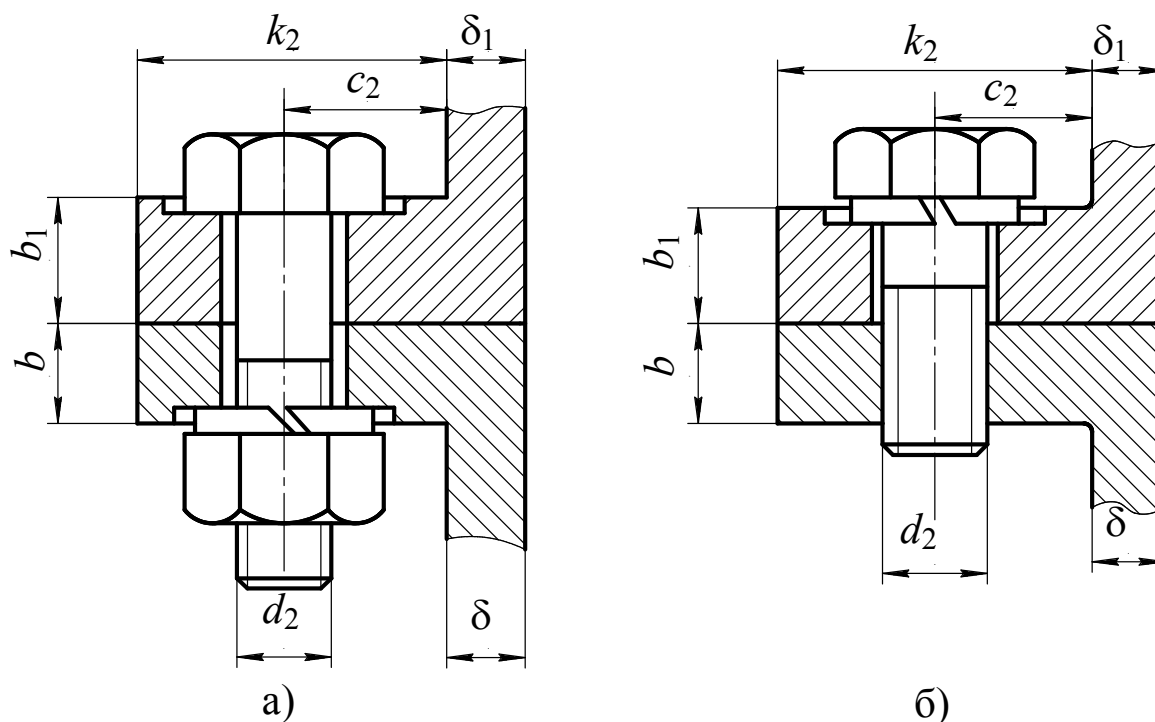


Рисунок 8.2 – Размеры фланцев основания и крышки: а – крепление болтами; б – крепление винтами

При конструировании и изготовлении корпусов надо обеспечить выполнение следующих требований:

- в легких редукторах на крышке корпуса необходимо предусматривать элементы для строповки (ушки, крюки). В средних и тяжелых редукторах - в нижней части корпуса целесообразно выполнять подъемные крюки (в редукторах традиционной конструкции применяют и грузовые винты);

- допуск на отклонение от плоскостности поверхностей разъема,

$$\Delta_1 = 0,05 \cdot L, \quad \Delta_1 \geq 0,05 \text{ мм}$$

(L – длина редуктора);

- шероховатость поверхности разъема и отверстий под подшипники $Ra \leq 2,5 \text{ мкм}$;

- несовпадение осей отверстий под подшипники с плоскостью разъема не более $\Delta_2 = 0,002 \cdot D_{\text{П}}$ ($D_{\text{П}}$ – диаметр отверстия под подшипник);

- поле допуска отверстий под подшипник $H7$;

- отклонение от цилиндричности отверстий под подшипник – $0,25$ допуска на диаметр.

- заготовка корпуса должна быть подвергнута отжигу;

- необработанные поверхности должны быть покрашены;

- размещение прокладок в плоскости разъема недопустимо (течь масла надежно предупреждается пастой «Герметик»).

Конструктивные размеры корпуса определяются размерами рас-

положенных в нем зубчатых колес, а также кинематической схемой редуктора. Основой конструкции корпуса является его коробка, контур которой образуется простым обведением контуров зубчатых колес. Поэтому разработка конструкции зубчатых колес, валов и опор опережает раз-

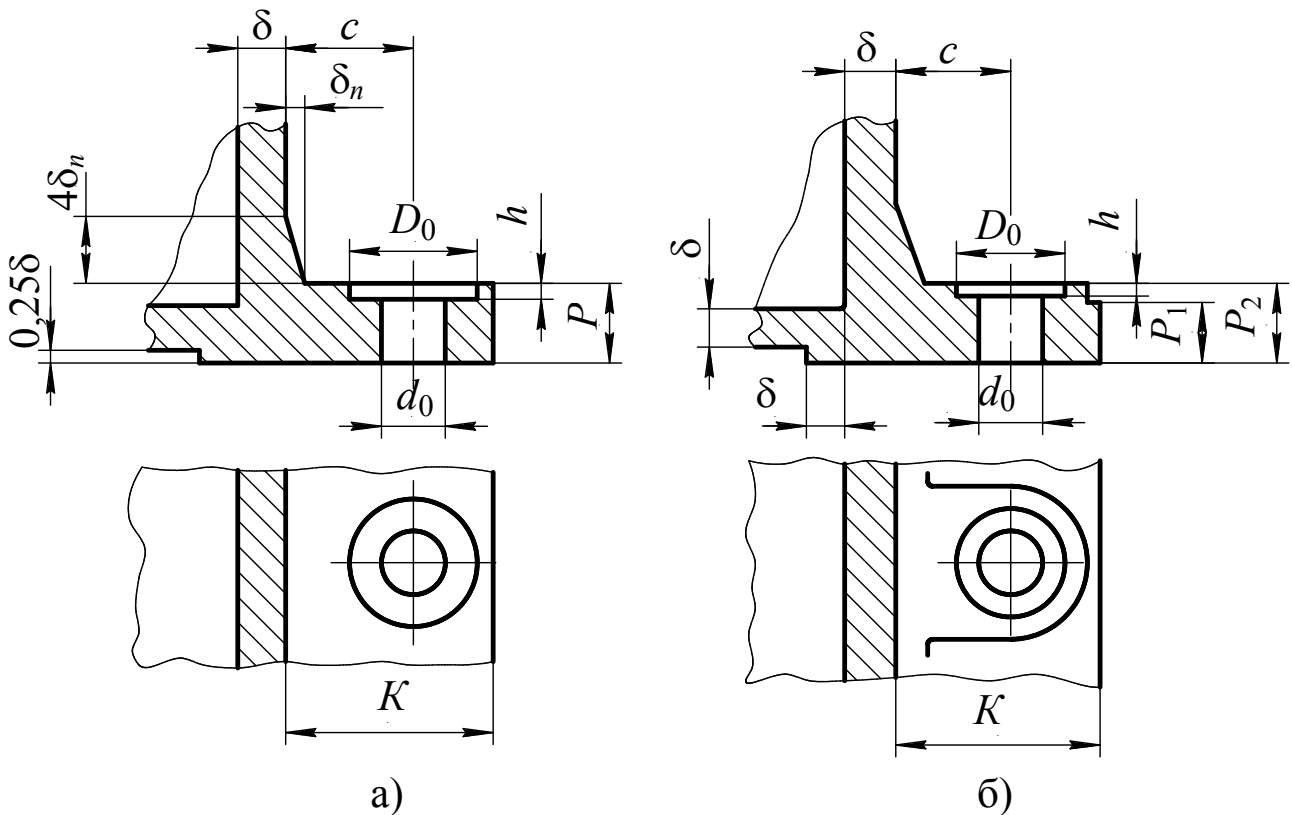


Рисунок 8.3 – Размеры фланцев основания корпуса: а – без бобышек; б – с бобышками.

работку конструкции корпуса.

При обведении внутренней поверхности корпуса необходимо выдерживать соответствующие зазоры. Наименьший зазор между внешней радиальной поверхностью колеса и стенкой корпуса (рис. 8.1).

$$\Delta = 1,25 \cdot \delta.$$

Зазор между торцами зубчатых колес принимают

$$\Delta_3 = 0,5 \cdot \delta.$$

Зазор между торцом колеса и внутренними деталями корпуса равняется $0,8\delta$, зазор между зубчатым колесом и дном основания корпуса принимают равным $2,5\delta$. В некоторых местах зазор увеличивают по конструктивным соображениям.

Для крепления основания и крышки корпуса по всему их контуру выполняют фланцы толщиной b и b_1 соответственно (рис. 8.1 и рис. 8.2), на которых размещают болты или винты. Толщина верхнего пояса фланца основания

$$b = 1,5\delta, \quad (8.3)$$

толщина нижнего фланца крышки

$$b_1 = 1,5\delta. \quad (8.4)$$

Для крепления основания корпуса редуктора к раме или плите выполняют фланцы, толщина которых определяется таким образом (рис.8.3):

без бобышек $P = 2,35 \cdot \delta$;

при наличии бобышек под болты $P_1 = 1,5\delta$, $P_2 = (2,25 \dots 2,75) \cdot \delta$.

Приливы для размещения болтов (винтов) d_1 (рис. 8.1) в подшипниковых гнездах (рис. 8.4) выбирают с таким расчетом, чтобы обеспечить достаточные опорные поверхности для размещения головок винтов и гаек болтов. Высота h_1 (рис. 8.4) определяется конструктивно так, чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Во избежание пересечения отверстий диаметром d_1 и d_3 , расстояние между ними принимается

$$a \geq 0,5d_1 + d_3.$$

Расстояние e от оси отверстия d_1 до оси отверстия D_n находится графически после определения размера a и округляется до стандартного значения в сторону увеличения. Следует также проверить расстояние $e_1 = (1,1 \dots 1,2) \cdot d_1$ от оси отверстия d_1 до расточки под подшипник. Торцы приливов для подшипниковых гнезд должны выступать за фланцы плоскости разъема на величину $h_2 = 3 \dots 5$ мм. Причем размер $K_1 + h_2$ необходимо выполнять одинаковым для всех приливов, расположенных на одной стенке корпуса. Это позволяет выполнять обработку торцов приливов напроход при одной наладке станка.

Диаметр фундаментных болтов (рис. 8.1) равняется

$$d = 1,6\sqrt[3]{T_T}, \text{ мм}, \quad (8.5)$$

где T_T – вращательный момент на тихоходном валу, $H \cdot z$.

Количество фундаментных болтов для крепления корпуса редуктора к раме принимают согласно табл. 8.1.

Диаметры болтов (винтов) d_1 , расположенных у подшипниковых гнезд, принимают большими, чем диаметры болтов плоскости разъема d_2 . Это делается для того, чтобы не допустить значительных деформаций болтов под действием сил резания при расточке отверстий под подшипники, (расточку указанных отверстий в основании и крышке делают в собранном виде. Диаметр болтов у подшипниковых гнезд принимают равным $d_1 = 0,8 \cdot d$.

Диаметр стяжных болтов $d_2 = (0,7 \dots 0,8)d_1$. Диаметр болтов, которые крепят смотровую крышку, принимают равным $d_4 = (0,3 \dots 0,4) \cdot d_1$.

Ширина фланцев K_2 (рис. 8.2) и K (рис. 8.3) редуктора как для крепления основания и крышки корпуса, так и для крепления корпуса редуктора к раме или плите, должна быть достаточная для размещения гайки или головки болта и для того, чтобы можно было наложить ключ и повернуть его на угол $\geq 60^\circ$. Размеры фланцев в зависимости от диаметра болта приведены в табл. 8.2.

Если толщина соединяемых элементов корпуса разная, то следует

Таблица 8.1 - Количество фундаментных болтов n_1 в зависимости от размеров редуктора

Одноступенчатые редукторы		Двухступенчатые редукторы		Трехступенчатые редукторы	
a_w , мм	n_1	$a_{w1} + a_{w2}$, мм	n_1	$a_{w1} + a_{w2} + a_{w3}$, мм	n_1
100...200	4	250...300	6	500...650	8
250...350	6	400...600	6	800...950	10

Таблица 8.2 - Размеры фланцев редуктора, мм

Параметры	Болты								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30
K	22	24	28	33	39	48	54	58	65
C	12	13	16	18	21	25	34	36	40

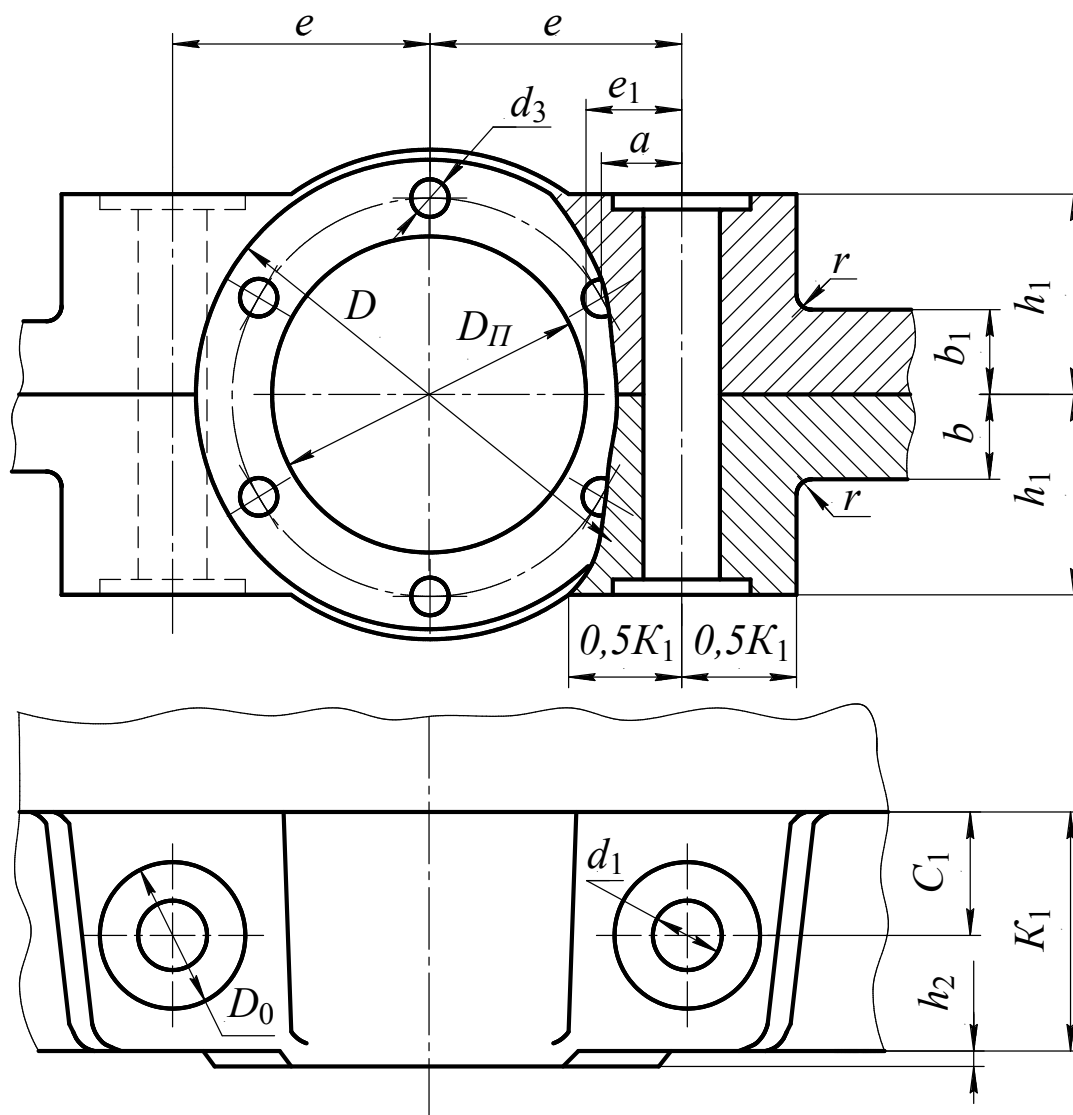


Рисунок 8.4 – Размеры приливов для подшипниковых гнезд предусмотреть литейные переходы в виде клина. Толщина клина в ос-

новании $\delta_n = 0,7 \cdot \delta$. Конструктивное оформление литейного перехода лапы редуктора к стенкам показано на рис. 8.3. Радиус сопряжения элементов корпуса (рис. 8.2; 8.3; 8.4) должен быть одинаковым и равным $r = 0,25 \cdot \delta$.

Опорные поверхности под крепежные детали должны быть обработаны, размеры элементов для крепления болтов приведены в табл. 8.3 (рис. 8.3).

Таблица 8.3 - Размеры элементов для размещения болтов, мм

Параметр,	Диаметр болта									
	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Диаметр цековки D_0	12	15	18	22	25	28	30	35	38	40
Глубина цековки h	1	1	1	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2,5
Диаметр отверстия под стяжной болт d_0	7	9	11	13	15	18	20	22	24	26
Диаметр отверстия под фундаментный болт d_0	–	–	12	14	17	19	21	24	26	29

Для точной обработки подшипниковых гнезд и правильной сборки корпуса крышку и основание базируют относительно друг друга с помощью двух конических штифтов, расположенных как можно дальше один от другого.

Эти штифты устанавливаются при расточке отверстий под подшипники. Диаметр штифта $d_{шт} = 0,5d_1$ и согласуют с ГОСТ 3129-70.

Для обеспечения необходимой работоспособности подшипников, бобышки для подшипниковых гнезд должны быть жесткими. С учетом этого обстоятельства, а также условий размещения винтов крепления крышки подшипникового узла, в табл. 8.4 даны рекомендации относительно размеров внешнего диаметра бобышек (рис. 8.5), крышек и диаметров винтов крепления крышки.

Для подшипниковых гнезд с диаметрами подшипника $D_{п}$ больше приведенных в табл. 8.4, внешний диаметр $D = D_{п} + (4,0 \dots 4,5)d_3$ (для крышки на винтах); $D = 1,25 \cdot D_{п} + 10$ (для врезной крышки). Ширину проточки под врезную крышку h_4 принимают равной $0,9 \cdot \delta$.

Таблица 8.4 - Размеры гнезд подшипников и крышек, мм

С крышкой на винтах						
$D_{п}$	D_1	D	D_2	h_3	Винты	
					d_3	Количество
30...40	$D_n + 12$	$D_1 + 12$	$D_n - (8 \dots 10)$	8	M6	4
42...62	$D_n + 16$	$D_1 + 16$	$D_n - (10 \dots 12)$	10	M8	4
72...100	$D_n + 20$	$D_1 + 20$	$D_n - (12 \dots 16)$	10...12	M10	4; 6
110...125	$D_n + 24$	$D_1 + 24$	$D_n - (15 \dots 20)$	12...14	M12	6
С врезной крышкой						
$D_{п}$	D_1	D	h_4			
< 90	$D_{п} + 7$	$1,25 \cdot D + 10$	7			
90...170	$D_{п} + 9$	$1,25 \cdot D + 10$	9			

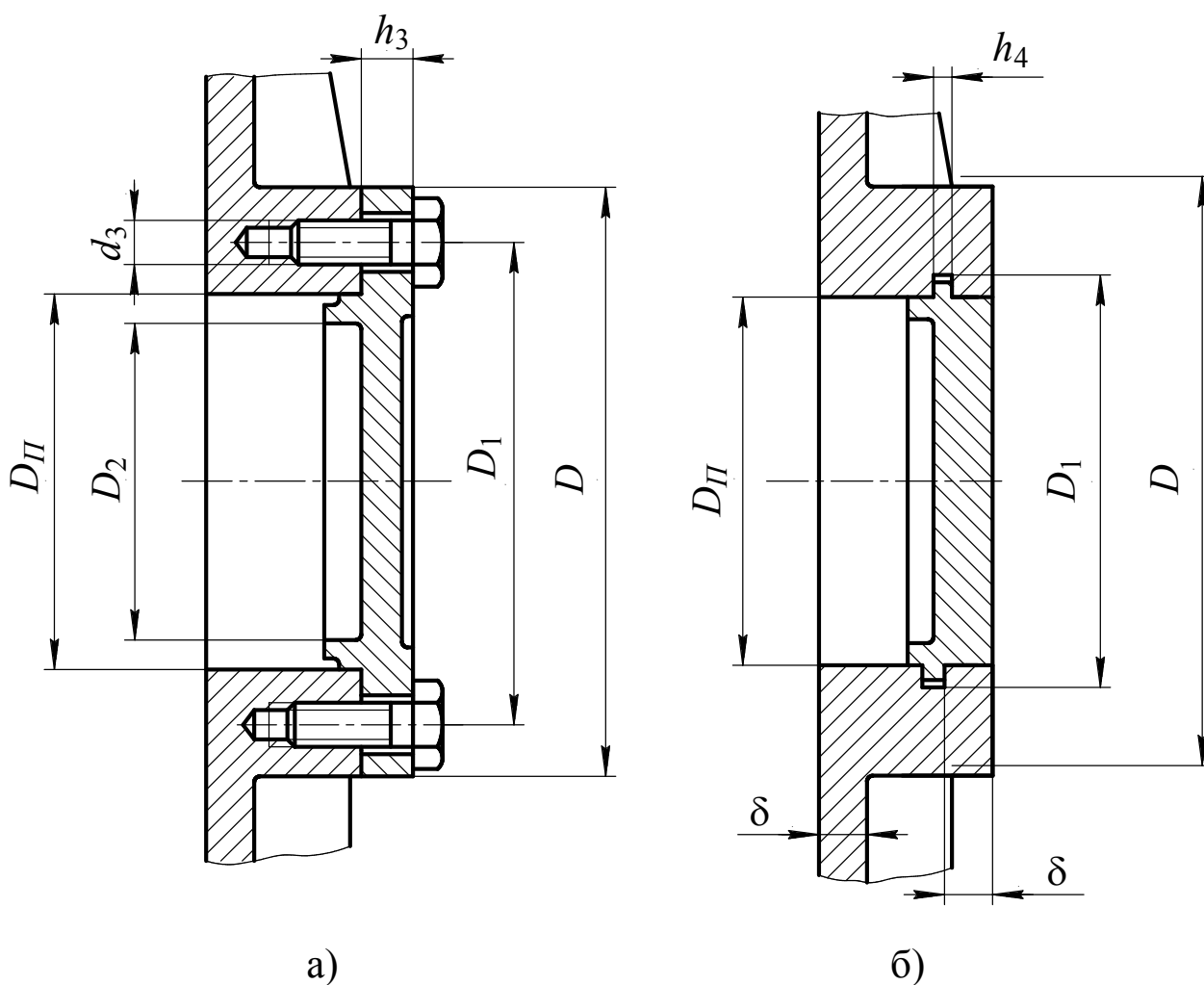


Рисунок 8.5 - Размеры гнезд подшипников и крышек: а) - с крышкой на винтах; б) – с врезной крышкой.

8.2. Конструирование вспомогательных элементов

Для облегчения разборки редуктора на фланцах крышки часто устанавливают два отжимных болта, диаметр которых можно принимать равным диаметру болта d_2 (рис. 8.1) .

Для удержания редуктора при его подъеме в верхней части основания расположены крюки. Для подъема и транспортировки крышки и собранного редуктора применяют грузовые винты, или рым-болты (рис. 8.7). Иногда вместо рым-болтов применяют уши (рис. 8.6).

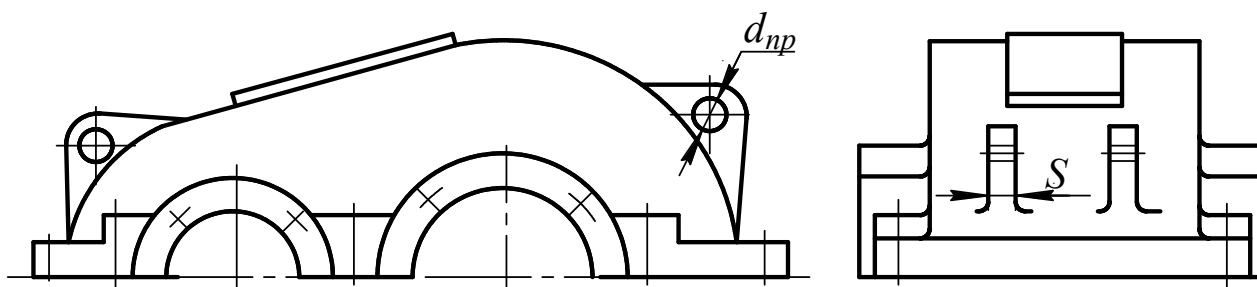


Рисунок 8.6 – Размеры ушек крышек

При подборе рым-болтов надо ориентироваться на весовые характеристики редукторов

$$M = (1,0 \dots 1,5) \cdot T_T,$$

где M – вес редуктора, кг;

T_T – вращательный момент на тихоходном валу, Н·г.

Материал рым-болтов – Сталь 20 или 25 (ГОСТ 1050-88). Размеры рым-болтов приведены в табл. 8.5.

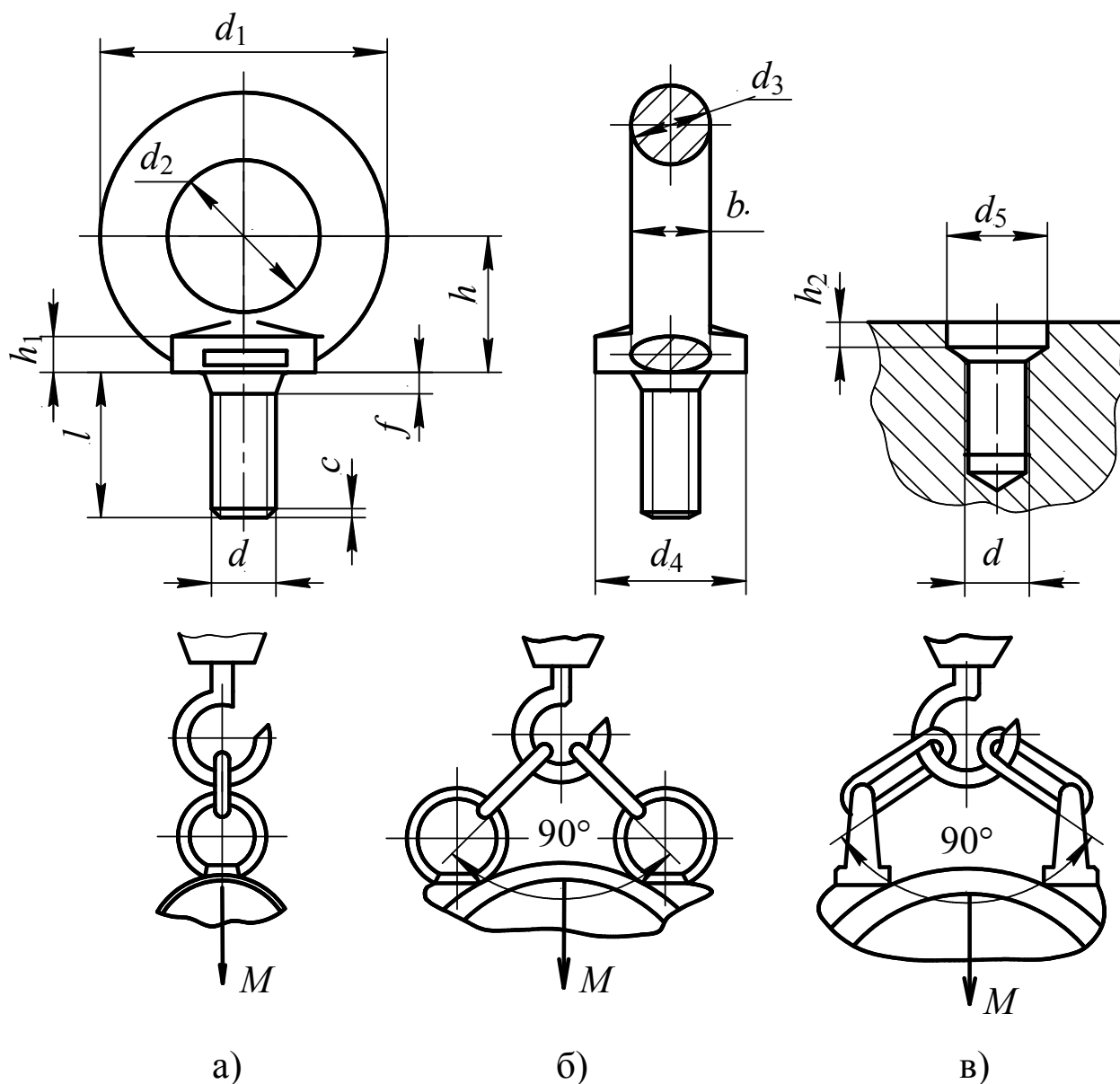


Рисунок 8.7 – Винты грузовые и гнезда под них

Размеры ушек:

- толщина $S = (2 \dots 3) \cdot \delta$, (рис. 8.6);

- диаметр отверстия в ушке $d_{np} = (3 \dots 4) \delta$;

Толщина ребер основания корпуса $m = (0,8 \dots 1,0) \cdot \delta$, (рис. 8.1),
толщина ребер крышки $m_1 = (0,8 \dots 1,0) \delta_1$,

Таблица 8.5 - Размеры рым-болтов

Обозначение размера, мм													Грузоподъемность M , кН (для схем черт. 8.7)		
d	d_1	d_2	d	d_4	d_5	h	h	h_2	l	f	e	c			
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	1,2	1,6	0,8
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	2,0	2,5	1,25
M12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	2	14	1,8	3,0	3,5	1,75
M16	63	35	14	35	22	30	12	8	32	2	16	2,0	5,5	5,0	2,5
M20	72	40	16	40	28	35	14	9	38	2	19	2,5	8,5	6,5	3,0
M24	90	50	20	50	32	45	16	10	45	3	24	3,0	12,5	10,0	5,0
M30	108	60	24	65	39	55	18	11	54	3	28	4,0	20,0	14,5	7,0
M36	128	70	28	75	46	65	22	12	64	4	32	4,5	30,0	20,0	10,0

Осмотр редуктора и заливка масла для смазывания зубчатых колес осуществляют через специальное смотровое окно. Размеры окна должны обеспечивать хороший обзор зацеплений. Иногда в многоступенчатых редукторах одно окно не позволяет осматривать зацепление всех ступеней, тогда выполняют два окна. Варианты конструкции смотрового окна с крышкой изображены на рис. 8.8. Рекомендуемые размеры смотрового окна и его крышки приведены в табл. 8.6. Под крышку кладут мягкую уплотнительную прокладку (например, из прессшпана).

Таблица 8.6 - Размеры смотрового окна и крышки

Обозначение размера, мм									Кол-во винтов
A	B	A_1	B_1	C	C_1	K	R	d_4	
100	75	150	100	125	—	100	12	M8×22	4
150	100	190	140	175	—	120	12	M8×22	4
200	150	240	200	230	130	180	15	M10×22	6

Редукторы с большим тепловыделением должны иметь отдушину. Вследствие разбрызгивания масла быстровращающимися деталями воздушная среда внутри корпуса содержит взвешенные частицы масла (масляный туман). Наличие отдушины предотвращает повышение давления и просачивание воздуха со взвешенными частицами масла через стык корпуса и уплотнения в крышках подшипников.

Отверстие для отдушины выполняют чаще всего в крышке смотрового окна, для которой отдушина служит одновременно ручкой. Если смотровая крышка выполнена из толстого листа, пробку отдушину приваривают к ней или закрепляют развальцовкой. В чугунных крышках отдушины закрепляют на резьбе. Если смотровое отверстие отсутствует или расположено на боковой стенке корпуса, отдушину устанавливают непосредственно сверху крышки корпуса редуктора. Конструктивное исполнение отдушины изображено на рис. 8.9, а ее размеры приведены в табл. 8.7.

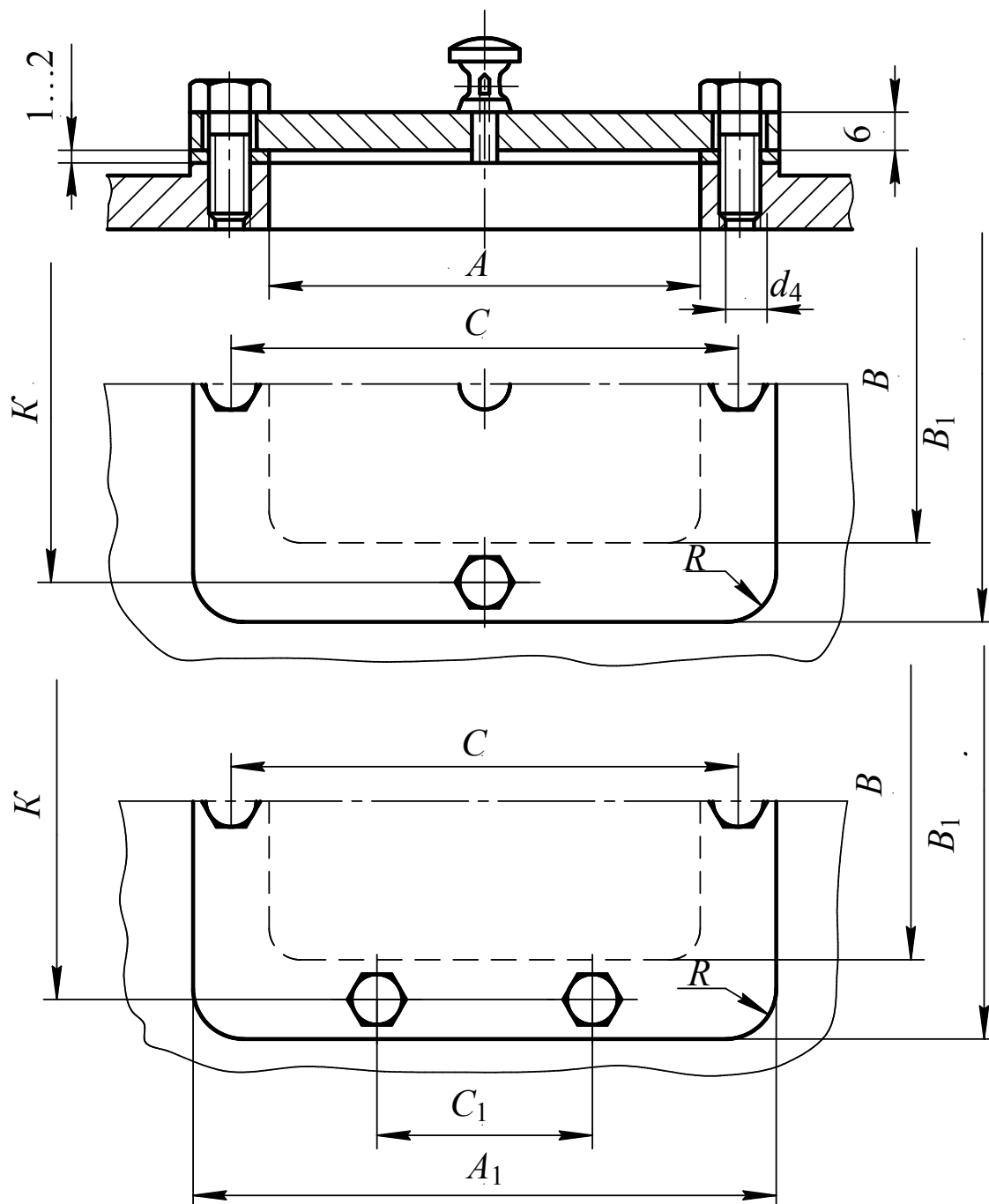


Рисунок 8.8 – Крышка осмотрового окна редуктора

Таблица 8.7 - Размеры отдушины

Обозначение размера, мм																
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>	<i>Ж</i>	<i>З</i>	<i>И</i>	<i>К</i>	<i>Л</i>	<i>М</i>	<i>Н</i>	<i>О</i>	<i>П</i>	<i>Р</i>	<i>С</i>
M27×2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32
M48×3	35	45	23	70	62	52	10	5	15	13	52	10	56	36	62	55

Отверстия для сливной пробки и измерителя уровня масла надо размещать там, где к ним обеспечен удобный доступ. Неудачным можно считать, например, стенки редуктора под выходными концами валов. Оба отверстия желательно размещать рядом, на одной стенке (рис. 8.1).

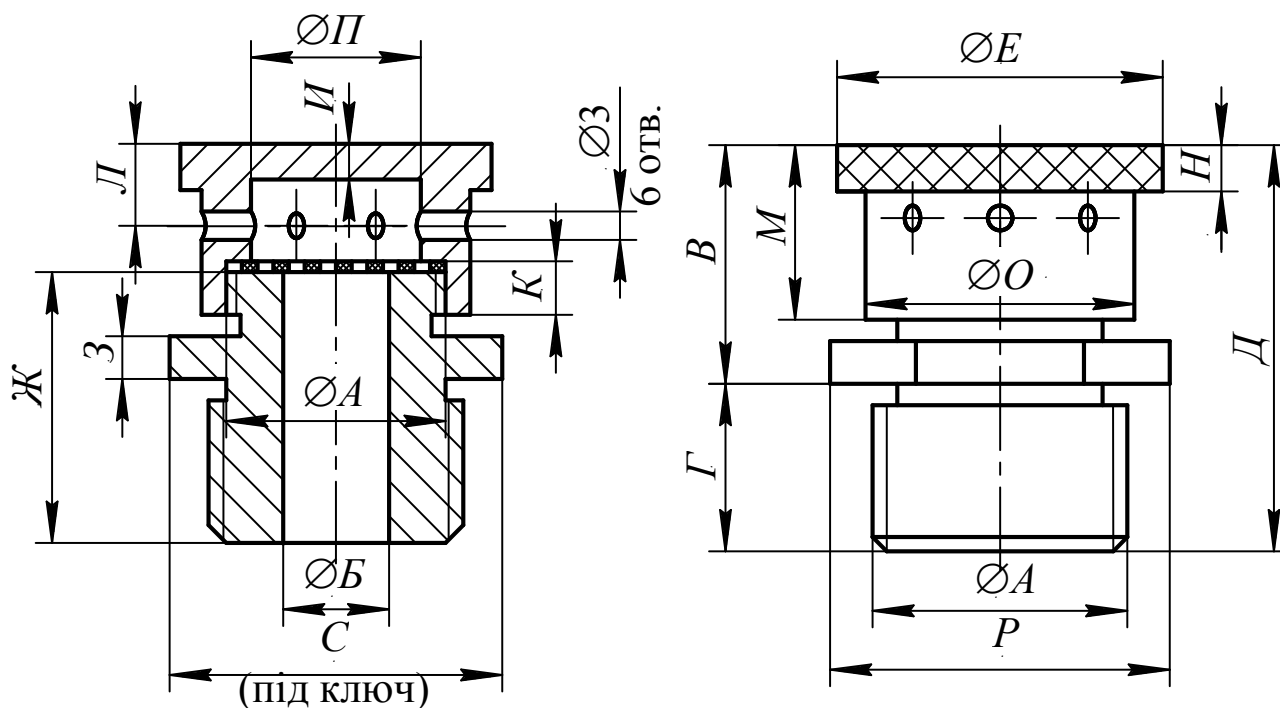


Рисунок 8.9–Конструктивное исполнение отдушины

Нижняя кромка отверстия для слива масла должна быть на уровне дна или немного ниже. Дно желательно делать с уклоном не менее $1...2^\circ$ в сторону отверстия. У самого отверстия в отливке выполняют местное углубление, которое содействует стоку масла и, кроме того, обеспечивает свободный выход инструмента при сверлении отверстия и нарезании резьбы в нем (рис. 8.1). С внешней стороны отверстие оформляют бобышкой. Отверстие для слива масла закрывают специальной пробкой (рис. 8.10), размеры которой приведены в табл. 8.8.

Таблица 8.8 - Размеры пробки для отверстия слива масла

Обозначение размера, мм											
d	e	m	a	f	L	C	Q	D_1	D	S	l
M16×15	12	8	3	3	23	2	13,8	16	26	17	19,6
M20×2	15	9	4	3	28	2,5	17,8	21	30	22	25,4
M22×2	15	10	4	3	29	2,5	19,8	21	32	22	25,4
M27×2	18	12	4	4	34	3,5	24	25,5	38	27	31,2
M30×2	18	14	4	4	36	4	27	30,5	45	32	36,9
M33×2	20	14	4	4	38	4	30	30,5	48	32	36,9
M36×3	25	16	5	6	45	4,5	31,5	34	50	36	41,6

Для измерения уровня смазки в корпусе редуктора применяют измерители уровня масла разных конструкций. Измерители уровня масла выбирают с учетом удобства осмотра, величины перепада уровней смазки и опасности повреждения. Наиболее распространены жез-

ловые измерители уровня масла, потому что они удобны для осмотра, конструкция их простая и весьма надежная. Жезловый измеритель уровня масла показан на рис. 8.11. Для возможности контроля уровня

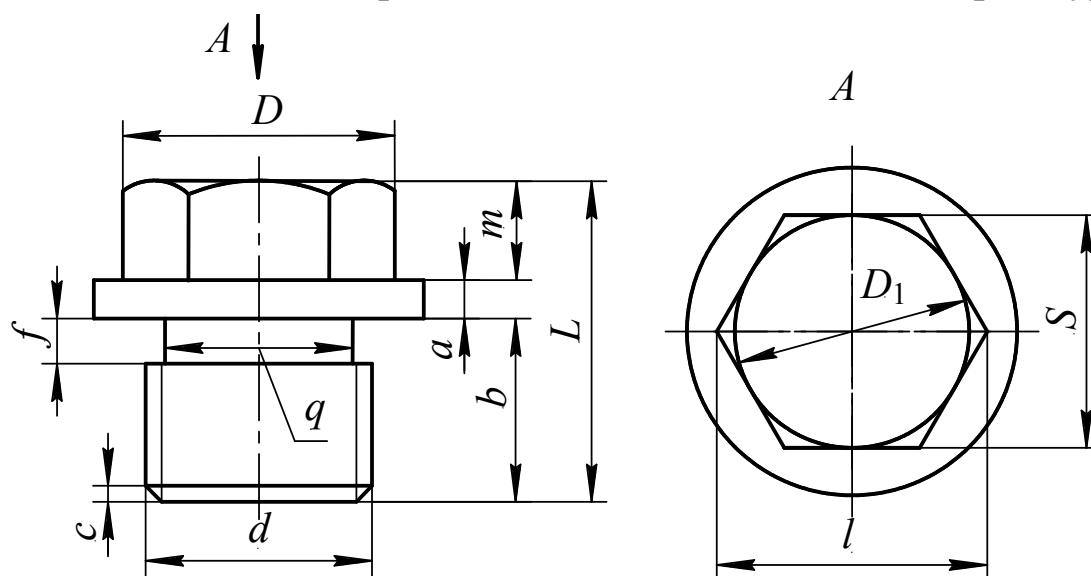


Рисунок 8.10—Пробка отверстия для слива масла

смазки во время работы редуктора измеритель уровня масла размещают в трубке, ввернутой в корпус (рис.8.11, а).

Размеры жезлового измерителя уровня масла показаны на рис. 8.11, в. Измеритель уровня масла заворачивают в корпус редуктора по резьбе. Иногда они вставляются в отверстие в корпусе без резьбы по посадке $H11/d11$.

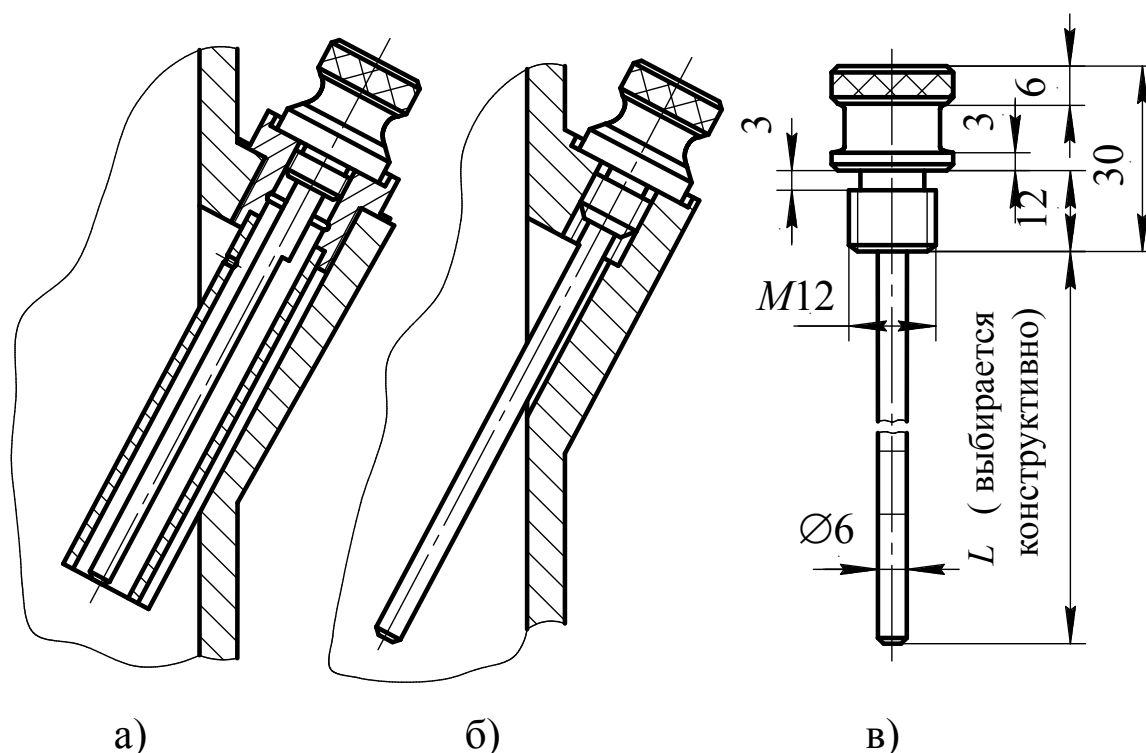


Рисунок 8.11 – Жезловый измеритель уровня масла

8.3. Расчеты на прочность корпусных деталей

Стандартные аналитические методы расчета корпусных деталей на прочность в настоящее время отсутствуют. Однако, в ряде случаев возникает необходимость в оценке прочности корпусных деталей, например, в тех случаях, когда корпуса редукторов непосредственно воспринимают нагрузку рабочего органа машины (горные и т.п. машины). В таких случаях используют расчеты, основанные на использовании метода конечных элементов.

Метод конечных элементов является перспективным численным методом, который позволяет осуществлять анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) сложной конструкции.

Если конструкция в целом неоднородная и состоит из большого количества отдельных конструктивных элементов, метод конечных элементов является, в сущности, единственным методом, позволяющим определить напряженное состояние конструкции, динамические параметры, стойкость и другие характеристики детали при производственных нагрузке и закреплении.

Ключевая идея метода заключается в том, что во время анализа сплошная среда моделируется разбивкой ее на конечные области (элементы), в каждой из которых поведение этой среды описывается с помощью набора избранных функций, которые представляют собой перемещение в указанной области. Эти функции задаются в такой форме, чтобы они удовлетворяли условиям непрерывности описываемых ими характеристик во всей среде.

Основные типы конечных элементов, которыми оперируют чаще всего - *стержневой, пластинчатый и объемный*.

Практически расчет НДС конструкции сводится к следующему. Прежде всего, выполняется разбивка этой конструкции на *конечные элементы*. Взаимодействие конечных элементов осуществляется через их узлы по определенным законам, причем законы, которые описывают эти уравнения, разные для разных типов конечных элементов. С учетом избранного типа конечного элемента формируется матрица жесткости. В конце концов матрица жесткости сводится к системам алгебраических уравнений. Эти уравнения дополняются законами, которые описывают внешние силы, а также заданными ограничениями на перемещение отдельных частей конструкции (опор). Общим решением полученных систем уравнений находят значение перемещений и напряжений, которые имеют место в каждом из конечных элементов конструкции. Дальнейшим суммированием результатов по отдельным конечным элементам определяется общая деформация конструкции в разных направлениях, деформации отдельных ее элементов, внутренние напряжения, возникающие в любых ее частях.

"Ручные" расчеты, основанные на использовании метода конечных элементов, весьма громоздки и трудоемки. Поэтому практически такие расчеты осуществляют в среде соответствующих специализированных САПР - ANSYS, NASTRAN, PATRAN, SolidWorks, APM WinMachine и др.

РАЗДЕЛ III **ОФОРМЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ КУРСОВОГО ПРОЕКТИ- РОВАНИЯ**

ГЛАВА 9. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА И ПРИМЕРЫ ОФОРМЛЕНИЯ ТЕКСТОВОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

Студенческие работы, которые являются учебными научно-техническими документами, должны содержать исчерпывающие систематизированные данные о выполненной работе и должны быть оформлены согласно ГОСТ 3008-95 «Документация. Отчеты в сфере науки и техники. Структура и правила оформления».

Структура студенческого проекта. Проект должен содержать:

- титульный лист;
- задание;
- реферат;
- содержание;
- введение;
- основную часть;
- выводы;
- перечень ссылок;
- приложения.

Назначение и содержание структурных элементов проекта.

Титульный лист проекта должен содержать:

- наименование министерства;
- наименование высшего учебного заведения;
- наименование факультета;
- наименование кафедры;
- наименование дисциплины;
- название темы работы;
- шифр работы;
- фамилия, имя, отчество исполнителя (студента), шифр группы;
- фамилия, имя, отчество консультанта;
- город и год выполнения работы.

Задание должно содержать:

- исходные данные;
- предполагаемый объем проекта;
- график выполнения проекта.

Реферат является важным структурным элементом проекта. Его излагают в определенной последовательности: данные об объеме проекта, количество иллюстраций, таблиц, приложений, количество источников по списку ссылок.

Дальше излагают текст реферата, в котором выделяют следующие пункты (каждый пункт оформляется отдельным абзацем и начинается из указанных слов):

- объект проекта;
- цель работы;
- методы исследования;
- полученные результаты;
- рекомендации по использованию.

Части реферата, по которым отсутствуют данные, опускают. В конце приводят ключевые слова, существенные для раскрытия сути проекта. Перечень ключевых слов включает от 5 до 15 слов (словосочетаний), записанных прописными буквами в именительном падеже в строчку через запятую. Объем реферата - не более 500 знаков и он должен располагаться на одной странице.

Ниже приведен образец выполнения реферата.

РЕФЕРАТ

Курсовой проект: 33 с., 4 табл., 5 рис., 5 источников, 6 приложений.

Объект исследования - редуктор привода цепного конвейера.

Цель работы: спроектировать двухступенчатый редуктор привода цепного конвейера.

В курсовом проекте проведен расчет исходных данных для проектирования привода: передаточных чисел, частот вращения, мощности, вращательных моментов для всех валов редуктора.

Проведены проектные расчеты передач, валов, подшипников, шпоночных соединений. Кроме того, проведены проверочные расчеты наиболее нагруженной ступени редуктора и наиболее нагруженного вала. Подобраны стандартизированные детали, смазка. Описана схема сборки редуктора.

Разработаны: чертеж привода, сборочный чертеж редуктора в трех проекциях и рабочие чертежи 4-х деталей.

КОНВЕЙЕР, ПРИВОД, ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ, МУФТА, ПОДШИПНИК, ВАЛ, ШЕСТЕРНЯ, КОЛЕСО ЗУБЧАТОЕ, МОДУЛЬ, МАСЛО.

Содержание должно включать наименование структурных элементов проекта, их подразделов и номера их начальных страниц.

Образец выполнения содержания.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1	Расчет исходных данных	6
1.1	Выбор и проверка электродвигателя	7
1.2	Определение общего передаточного числа и распределе- ние его между ступенями	8
1.3	Определение мощности, частоты вращения, вращатель- ных моментов для каждого вала	10
1.4	Определение срока службы привода	12
1.5	Расчет номинальных вращательных моментов	14
2	Проектирование цилиндрических передач	16
2.1	Выбор материала, обоснование твердости и вида химико- термической обработки зубчатых колес	16
2.2	Проектный расчет передачи	.
2.3	Расчет геометрических размеров колес	.
2.4	Обоснование степени точности передачи	.
2.5	Расчет
2.6

.....

Выводы

Перечень ссылок

ПРИЛОЖЕНИЕ А Чертеж зубчатого колеса

Во **вступлении** следует раскрыть сущность и состояние пробле-
мы, ее значимость, цель и задачи, которые необходимо решить при
написании проекта и раскрытии заданной темы проекта.

Основная часть предназначена для помещения полной инфор-
мации о выполненной работе.

Выводы должны содержать оценку полученных результатов ре-
шения поставленной задачи.

Перечень ссылок должен содержать перечень использованных
источников информации, на которые есть ссылки в проекте.

Приложения должны включать вспомогательный материал, не-
обходимый для полноты восприятия проекта:

- промежуточные математические выводы,
- формулы и расчеты;
- таблицы вспомогательных цифровых данных;
- иллюстрации вспомогательного характера;
- текстовые и графические конструкторские, технологические,
монтажные, эксплуатационные, и другие документы согласно зада-
нию.

Пояснительная записка содержит текстовую часть, рисунки, таблицы, которые оформляют на листах формата А4 (210х 297 мм), для объемных таблиц и рисунков допускается использования листов формата А3 (420х 297 мм).

Оригиналы текстовых документов выполняют одним из следующих образов:

- рукописным с высотой букв и цифр не менее 2, 5 мм. Цифры и буквы необходимо писать четко черными чернилами или пастой;
- с применением печатающих и графических устройств компьютеров.

При написании пояснительной записки рукописным образом, рисунки должны выполняться карандашом, а таблицы – чернилами или пастой.

Описки и графические неточности, выявленные в процессе выполнения документа, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста (графики) чернилами или пастой рукописным образом (но не больше двух исправлений на один лист).

Повреждение листов текстовых документов, помарки и следы не полностью изъятого бывшего текста или рисунка не допускаются.

При применении компьютеров пояснительная записка к курсовому проекту подается в виде электронного документа в формате Word, а также в печатной версии одного экземпляра на одной стороне листа белой бумаги формата А4 (210 мм х 297 мм), до сорока строк на странице. При компьютерном наборе в формате Word нужно использовать шрифт Times New Roman размером 14 пт с межстрочным интервалом 1,5.

Титульный лист включается в общую нумерацию страниц. На титульном листе номер страницы не ставят, на следующих страницах номер проставляют в правом верхнем углу страницы без точки в конце.

Текст основной части разделяют на разделы, подразделы, пункты и подпункты. Каждую структурную часть надо начинать с новой страницы. Заголовки структурных частей «СОДЕРЖАНИЕ», «ВВЕДЕНИЕ», «ВЫВОДЫ», «СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ», печатают прописными буквами симметрично к тексту (по центру) жирным шрифтом.

Разделы должны иметь порядковые номера арабскими цифрами (1, 2 и т.д. без слова «Раздел») и названия (заголовки), которое пишется после номера. Заголовки разделов нужно начинать с абзацного отступа и писать большими печатными буквами без точки после номера и в конце. Разделы могут иметь подразделы (не меньше двух). Они нумеруются по разделам (4.1, 4.2 и т.д.) Написание названия подразделов необходимо начинать с абзацного отступа и писать строчными буквами кроме первой большой, не подчеркивая, без точ-

ки после номера и в конце. Подразделы не имеет смысла выделять, если они имеют объем текста менее чем 3 страницы. Расстояние между заголовком раздела или подраздела и дальнейшим или предыдущим текстом должны быть не меньше, чем строка текста. Не допускается размещать название раздела или подраздела в нижней части страницы, если после нее размещено меньше двух строк текста. Абзацный отступ должен быть одинаковым в течение всего текста и равняться пяти знакам.

Переносы слов в заголовках пунктов не допускаются. Если заголовков не помещается в одном строке, то вторую и последующие строки следует писать без абзацного отступа.

Каждый раздел пояснительной записки надо начинать с новой страницы.

Расстояние между заголовком и текстом, между заголовками раздела и подраздела при выполнении документа с применением печатающих и графических устройств ЭВМ должно равняться 3 интервалам (пропущенная одна строка), при выполнении рукописным образом – 16...20 мм.

Расстояние между строками текста при выполнении документа рукописным образом должно равняться 8-10 мм.

Внутри разделов, подразделов, пунктов или подпунктов могут быть приведены перечисления.

Перед каждой позицией перечисления следует ставить дефис.

При необходимости ссылки в тексте документа на одно из перечислений, перед каждой позицией перечисления следует ставить строчную букву, после которой ставится скобка. Для дальнейшей детализации перечислений необходимо использовать арабские цифры, после которых ставится скобка.

«РЕФЕРАТ», «ЗАДАНИЕ», «СОДЕРЖАНИЕ», « ВВЕДЕНИЕ», «ВЫВОДЫ», «ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК», не нумеруют. Номер раздела ставят перед его названием «1 АНАЛИЗ...», после номера и названия точку не ставят.

Подразделы нумеруют в пределах каждого раздела. Номер подраздела составляется из номера раздела и порядкового номера подраздела, между которыми ставят точку. В конце номера подраздела не должна стоять точка, например: «2.3 Расчет...» (третий подраздел второго раздела). Потом в той же строке идет заголовок подраздела.

Пункты нумеруются в пределах каждого подраздела. Номер пункта составляется из порядковых номеров раздела, подраздела, пункта, между которыми ставят точку. В конце номера не должна стоять точка, например: «1.3.2 Вида...» (второй пункт третьего подраздела первого раздела). Потом в том же строке идет заголовок пункта. Пункт может не иметь заголовка.

Подпункты нумеруют в пределах каждого пункта по тем же правилам, что и пункты.

Таблицы. Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц.

Таблица может иметь название, которое помещают над таблицей. Слово «Таблица» и название таблицы начинают с прописной буквы. Название не подчеркивают.

Заголовки граф должны начинаться с прописных букв, подзаголовки – со строчных, если они составляют одно предложение с заголовком, и из прописных, если они являются самостоятельными. Высота строк должна быть не менее 8 мм. Графу с порядковыми номерами строк в таблицу включать не следует.

Таблицу помещают после первого упоминания о ней в тексте, таким образом, чтобы ее можно было читать без поворота переплетенной работы или с поворотом по часовой стрелке. Таблицу с большим количеством строк можно переносить на другой лист. При переносе таблицы на другой лист (страницу) название помещают только над ее первой частью. Таблицу с большим числом граф можно делить на части и размещать одну часть под другой в пределах одной страницы. Если строки или графы таблицы выходят за формат страницы, то в первом случае в каждой части таблицы повторяют ее заголовок, во втором случае – боковик согласно ГОСТ 3008-95.

Таблицы нумеруются последовательно (за исключением таблиц, приведенных в приложениях) в пределах раздела. Над левым верхним углом таблицы рядом с соответствующим заголовком таблицы размещают надпись «Таблица» с указанием ее номера. Номер таблицы должен состояться из номера раздела и порядкового номера таблицы, между которыми ставится точка, например: «Таблица 1.2 – Перечень...» (вторая таблица первого раздела).

Если в работе одна таблица, ее нумеруют как первую.

При переносе части таблицы на другой лист (страницу) слово «Таблица» и номер ее указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова и указывают номер таблицы – «Продолжение табл. 1.2».

Если текст, который повторяется в графе таблицы, состоит из одного слова, его можно заменять кавычками; если из двух или более слов, то при первом повторении его заменяют словами «То же», а дальше кавычками. Ставить кавычки вместо цифр, марок, знаков, математических и химических символов, которые повторяются, не следует. Если цифровые или другие данные в какой-нибудь строке таблицы не приводят, то в ней ставят прочерк.

Иллюстрации. Иллюстрации должны быть выполнены карандашом, чернилами, или пастой на белой непрозрачной бумаге.

Иллюстрации (фотографии, чертежи, схемы, графики, и т.п.) и таблицы необходимо приводить в работе непосредственно после текста, где они упоминаются впервые или на следующей странице. Иллюстрации и таблицы, которые размещены на отдельных страницах

работы, включают в общую нумерацию страниц. Иллюстрации обозначают словом «Рисунок» и нумеруют последовательно в пределах раздела, за исключением иллюстраций, приведенных в приложениях. Номер иллюстрации должен состоять из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, между которыми ставится точка. «Рисунок 2.5 – Схема...». Название рисунка может отсутствовать «Рисунок 2.5».

Формулы

Формулы и уравнения в работе необходимо располагать непосредственно после текста, в котором они упоминаются, середине страницы. Выше и ниже каждой формулы необходимо оставить не менее одной пустой строки. Если уравнения не помещается в одной строке, его нужно перенести после знака равенства (=) или после знаков плюс (+), минус (-), умножение (x).

Формулы (если на них есть ссылки в тексте) нужно нумеровать в пределах раздела. Если формула расположена непосредственно после ссылки на нее в тексте, ее можно не нумеровать. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы в разделе, между которыми ставится точка. Номер формулы должен быть возле правого поля листа на уровне соответствующей формулы в круглых скобках, например: (1.3) (третья формула первого раздела).

Пояснение значений символов и численных коэффициентов нужно приводить непосредственно под формулой в той последовательности, в которой они даны в формуле. Значение каждого символа и численного коэффициента необходимо приводить с красной строки. Первую строку пояснения начинают со слова «где» без двоеточия.

Ссылки. При написании работы студент должен указывать ссылки на источники информации, материалы, отдельные результаты которых используются в работе для решения проблем и задач решаемых исполнителем.

Ссылки в тексте работы на источники нужно обозначать порядковым номером по перечню ссылок, выделенным двумя квадратными скобками, например: «в работах [1..7]...».

Допускается приводить ссылки на источники в сносках, при этом оформление ссылок должно отвечать их библиографическому описанию по перечню ссылок с указанием номера.

На все таблицы работы должны быть ссылки в тексте, при этом слово «таблица» в тексте может быть сокращено, например, «...в таблице 1.2» или «...в табл. 1.2».

Ссылки на иллюстрации в работе указывают порядковым номером иллюстрации, например, «на рисунке 1.2» или «на рис. 1.2».

Ссылки на формулы в работе указывают порядковым номером формулы в скобках, например, «... в формуле (2.1)».

При повторных ссылках на таблицы и иллюстрации указывают сокращенно слово «смотри», например, «см. табл. 1.3», «см. рис. 1.2».

Перечень ссылок (список использованных в работе источников информации и других материалов).

В перечне ссылок источники можно размещать одним из следующих образов:

- в порядке появления ссылки в тексте (наиболее удобный для пользования);
- в алфавитном порядке фамилий первых авторов или названий;
- в хронологическом порядке.

Данные об источниках, включенных в список, необходимо приводить соответственно действующим государственным стандартам по библиотечному и издательскому делу с обязательным указанием названий работ.

Приложения оформляют как продолжение работы на следующих страницах или в виде отдельной части (книги), размещая их в порядке появления ссылок в тексте работы.

Если приложения оформляют на следующих страницах работы, то каждое такое приложение должно начинаться с новой страницы. Приложение должно иметь заголовок, напечатанный вверху строчными буквами с первой прописной симметрично относительно текста страницы. Посреди строки над заголовком строчными буквами с первой прописной должно быть напечатанное слово «Приложение» и прописная буква, которая обозначает приложение.

Приложения нужно обозначать последовательно прописными буквами алфавита, например: «Приложение А», «Приложение Б» и т.д.

Одно приложение обозначается «Приложение А».

Приложения должны иметь общую с другой частью работы сквозную нумерацию страниц.

Имеющиеся в тексте приложения, иллюстрации, таблицы, формулы и уравнения нужно нумеровать в пределах каждого приложения, например, рисунок Г.3 - третий рисунок приложения Г; таблица А.2 - вторая таблица приложения А; формула (А.1) - первая формула приложения А.

Если в приложении одна иллюстрация, одна таблица, одна формула, одно уравнение, их нумеруют, например, рисунок А.1, таблица А.1, формула (А.1).

ГЛАВА 10. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА И ПРИМЕРЫ ОФОРМЛЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

10.1. Основные требования ЕСКД

Конструкторские документы, включенные в работу как приложения, должны быть оформлены согласно Единой системе конструкторской документации (ЕСКД).

Для удобства планирования конструкторских работ конструкторская документация на изделие как правило создается и уточняется, проходя через следующие стадии, предусмотренные ЕСКД: техническое задание (техническое предложение), эскизный проект, технический проект, рабочая документация.

Чертежи могут разрабатываться вручную с помощью карандаша, или в среде графических и текстовых редакторов, например Corel DRAW, Compass Graphic, Winmachine, Auto Cad и т.п. формата А1 с плотностью заполнения графической зоны не меньше, чем 72 dpi. Бумажные копии плакатов и чертежей печатаются на бумаге (ватмане) форматом А1 (размером 594 мм x 841 мм), или А0 (размером 841 мм x 1189 мм).

Рабочие чертежи деталей должны содержать все данные, которые определяют форму, размеры, точность, шероховатость поверхностей, материал, термообработку и другие сведения, необходимые для изготовления деталей и проведения контроля.

Изображение детали на чертеже должно содержать минимальное количество видов, размеров и сечений, достаточное для выявления формы детали и простановка размеров.

Правила нанесения размеров определены ГОСТ 2.307-68. Согласно этому стандарту существует три основных способа простановки размеров:

- цепной способ – размеры проставляются цепочкой вдоль оси детали;
- координатный способ – размеры проставляются от одной базы, который обеспечивает точность расстояний между самими элементами;
- комбинированный способ, который представляет собой комбинацию перечисленных двух способов.

10.2. Правила простановки допусков и посадок

Посадки и предельные отклонения определены ГОСТ 25346-82 и ГОСТ 25347-82. Система допусков содержит 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3...17, расположенных в порядке убывания точности. В табл. 3.4 приведены значения допусков в зависимости от номинального размера детали и качества точности.

Таблица 10.1 - Значение допусков

Номинальный размер, мм		Допуск <i>IT</i> , мкм, для квалитетов								
свыше	к	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-	3	6	10	14	25	40	60	100	140	250
3	6	8	12	18	30	48	75	120	180	300
6	10	9	15	22	36	58	90	150	220	360
10	18	11	18	27	43	70	110	180	270	430
18	30	13	21	33	52	84	130	210	330	520
30	50	16	25	39	62	100	160	250	390	620
50	80	19	30	46	74	120	190	300	460	740
80	120	22	35	54	87	140	220	350	540	840
120	180	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
180	250	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
250	315	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
315	400	36	57	89	140	230	360	570	890	1400
400	500	40	63	97	155	250	400	630	970	1550
500	630	44	70	110	175	280	440	700	1100	1750
630	800	50	80	125	200	320	500	800	1250	2000
800	1000	56	90	140	230	360	560	900	1400	2300
1000	1250	66	105	165	260	420	660	1050	1650	2600
1250	1600	78	125	195	310	500	780	1250	1950	3100
1600	2000	92	150	230	370	600	920	1500	2300	3700

При назначении предельных отклонений межосевых расстояний для зубчатых передач необходимо учитывать характер их работы. Боковой зазор назначается по норме «В», рассчитанной на компенсацию температурных расширений деталей передачи при нагревании ее на 25°С в сравнении с корпусом. В неревверсивных передачах боковой зазор можно увеличить и назначить по норме «А». В табл. 17.2 приведены предельные отклонения межосевого расстояния (ГОСТ 1643-72).

Таблица 10.2 - Предельные отклонения межосевого расстояния

Обозначение нормы	Отклонение, мкм, при межосевом расстоянии, мм									
	до 80	80 ... 125	125 ... 180	180 ... 250	260 ... 315	315 ... 400	400 ... 500	500 ... 630	630 ... 800	800 ... 1000
А	±95	±110	±125	±145	±160	±180	±200	±220	±250	±280
В	±60	±70	±80	±92	±105	±115	±125	±140	±160	±180

Посадки могут обеспечить в соединении зазор или натяг. Переходные посадки могут иметь как зазор, так и натяг. Разнообразные посадки удобно получить, изменяя положение поля допуска только вала или отверстия, оставляя для всех посадок поле допуска одной

детали неизменным. Такая деталь называется основной деталью системы. Если этой деталью является отверстие, то соединение выполнено в системе отверстия, если вал – в системе вала. У основного отверстия нижнее отклонение равно нулю, а поле допуска направлено в сторону увеличения номинального размера. У основного вала верхнее отклонение равняется нулю, а поле допуска направлено в сторону уменьшения номинального размера.

Основные отклонения обозначаются буквами латинского алфавита: для отверстий – прописными *A, B, C, D* и т.д., для вала – строчными *a, b, c, d* и т.д. Преимущественно назначают посадки в системе отверстия с основным отверстием *H* (нижнее отклонение равняется нулю). Тогда для посадок с зазором рекомендуют применять не основные валы *f, q, h*; для переходных посадок – *j5, k, m, n*; для посадок с натягом – *p, r, s*.

Обозначение посадки $\text{Ø}40 \frac{H7}{f7}$ означает соединение двух деталей с номинальным диаметром 40 мм, обработанным по полям допусков *H7* и *f7* в системе отверстия. Цифры означают номер качества. Та же посадка в системе вала обозначается $\text{Ø}40 \frac{F7}{h7}$.

При неодинаковых допусках отверстия и вала больший допуск должен быть в отверстии, например $\frac{H7}{m6}$.

Шероховатость поверхности нормирована ГОСТ 2789-73. Установлено 14 классов шероховатости. Классы 1...5 и 13...14 характеризуются значением *Rz* -средней высотой профиля по десяти точкам, классы 6...12 – значением *Ra* - средним арифметическим отклонением профиля. Шероховатость на чертежах обозначают согласно ГОСТ 2.309-73.

В табл. 17.3 приведены значения шероховатости поверхностей деталей редуктора.

Таблица 10.3 - Шероховатости поверхностей деталей редуктора

Детали, поверхности	Класс шероховатости	<i>Rz</i> , мкм, не больше	<i>Ra</i> , мкм, не больше
Зубчатые и червячные передачи			
Поверхность зуба боковая шестерни при модуле до 5 мм свыше 5 мм колеса при модуле до 5 мм свыше 5 мм	7	-	1,25
	6	-	2,5
	6	-	2,5
	5	20	-
Поверхность витка червяка боковая червяк цилиндрический глобоидный	8	-	0,63
	7	-	1,25
Поверхность вершин при контроле длины общей нормали толщина зуба по хорде	5	20	-
	6	-	2,5

Поверхность впадин	5	20	-
Расточка ступицы	6	-	2,5
Торец ступицы	6	-	2,5
Торец обода			
при диаметре колеса до 500 мм	6	-	2,5
свыше 500 мм	5	20	-
Грань боковая шпоночного паза	5	20	-
Дно шпоночного паза	4	40	-
Поверхности нерабочие в кованом колесе:			
Диск, обод изнутри, ступица извне	3	80	-
Валы			
Поверхность неподвижного соединения – посадочного места под внутреннее кольцо подшипника качения, под зубчатое колесо, под муфту			
при $d \leq 80$ мм			
при $d > 80$ мм	7	-	1,25
Переход галтельный, торец заплечика	6	-	2,5
Шейка, которая трется по резиновой манжете	6	-	2,5
при скорости скольжения до 1 м/с			
до 10 м/с	8	-	0,63
Резьба крепежная на валу	9	-	0,32
Грань боковая шпоночного паза	5	20	-
Дно шпоночного паза	5	20	-
	4	40	-
Кольцо дистанционное на валу			
Поверхность внутренняя	5	20	-
Поверхность внешняя	3	80	-
Торец	6	-	2,5
Корпусные детали			
Расточка гнезда под подшипник качения			
при $D \leq 80$ мм	7	-	1,25
при $D > 80$ мм	6	-	2,5
Торец гнезда для подшипника качения	5	20	-
Поверхности стыка корпуса и крышки	6	-	2,5
Опорная поверхность подошвы	3	80	-
Отверстие, сверления под болт	3	80	-
Поверхность под крышку люка	4	40	-
Поверхность, обработанная под гайку, головку болта	4	40	-
Крышки подшипниковых гнезд			
Цилиндрическая поверхность крышки, которая соединяется с расточкой гнезда	5	20	-
Торец крышки, который соединяется с торцом внешнего кольца подшипника качения	6	-	2,5
Плоская поверхность фланца, который соединяется с торцом гнезда через прокладки регулировочные	5	20	-

10.3. Примеры оформления чертежей

Перв. примен.		формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						<u>Документация</u>		
Справ. №					ПК.ПЛ.04.29.00.00.000СБ	Сборочный чертеж		
						<u>Сборочные единицы</u>		
	A1	1	ПК.ПЛ.04.29.00.01.000	Вал входной	1			
	A1	2	ПК.ПЛ.04.29.00.02.000	Вал промежуточный	1			
	A1	3	ПК.ПЛ.04.29.00.03.000	Вал промежуточный	1			
	A1	4	ПК.ПЛ.04.29.00.04.000	Вал выходной	1			
						<u>Детали</u>		
Подп. и дата		A1	11	ПК.ПЛ.04.29.00.00.011	Корпус	1		
Подп. и дата		A1	12	ПК.ПЛ.04.29.00.00.012	Крышка	1		
Взаим. инв. №		A3	13	ПК.ПЛ.04.29.00.00.013	Крышка	1		
Взаим. инв. №		A4	14	ПК.ПЛ.04.29.00.00.014	Крышка	1		
Взаим. инв. №		A4	15	ПК.ПЛ.04.29.00.00.015	Крышка	2		
Взаим. инв. №		A4	16	ПК.ПЛ.04.29.00.00.016	Крышка	2		
Взаим. инв. №		A4	17	ПК.ПЛ.04.29.00.00.017	Крышка	1		
Взаим. инв. №		A4	18	ПК.ПЛ.04.29.00.00.018	Крышка	1		
Взаим. инв. №		A4	19	ПК.ПЛ.04.29.00.00.019	Прокладка	2	компл.	
Взаим. инв. №		A4	20	ПК.ПЛ.04.29.00.00.020	Прокладка	2	компл.	
Подп. и дата		ПК.ПЛ.04.29.00.00.000						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата			
Разрад. Селиванов		Селиванов		14.05.02				
Пров. Васильев		Васильев		14.05.02	Лист	Лист	Листов	
				14.05.02		1	3	
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата			
Н.контр. Морозкин		Морозкин		14.05.02				
Утв.				14.05.02				
Редуктор цилиндрический					ДонНТУ каф. ОПМ			
трехступенчатый					гр. ТМ-99а			
Копировал					Формат А4			

Перв. примен.		формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		A4	21	ПК.ПЛ.04.29.00.00.022	Прокладка	2	компл.	
		A4	22	ПК.ПЛ.04.29.00.00.022	Прокладка	2		
		A4	23	ПК.ПЛ.04.29.00.00.023	Крышка	1		
		A4	24	ПК.ПЛ.04.29.00.00.024	Крышка	1		
					<u>Стандартизованные изделия</u>			
			27		Болт М20х200.58	4		
					ГОСТ 7798-70			
			28		Гайка М20-6Н5	14		
					ГОСТ 5915-70			
			29		Шайба 20.65Г.029	14		
					ГОСТ 6402-70			
			30		Болт М20х190.58	4		
					ГОСТ 7798-70			
			31		Болт М20х150.58	6		
					ГОСТ 7798-70			
			32		Болт М16х55.58	2		
					ГОСТ 7798-70			
					<u>Материалы</u>			
			61		Масло индустриальное	2л		
			62		Краска маслястойкая	15кг		
Подп. и дата		ПК.ПЛ.04.29.00.00.000						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата			
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата			
Копировал					Формат А4			

ПК.ПА.04.29.00.03.027

6.3 (✓)

Листов. промен.

Справ. №

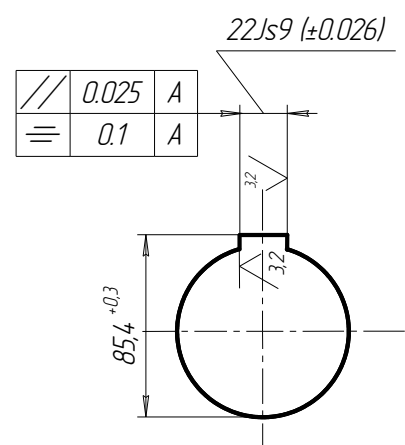
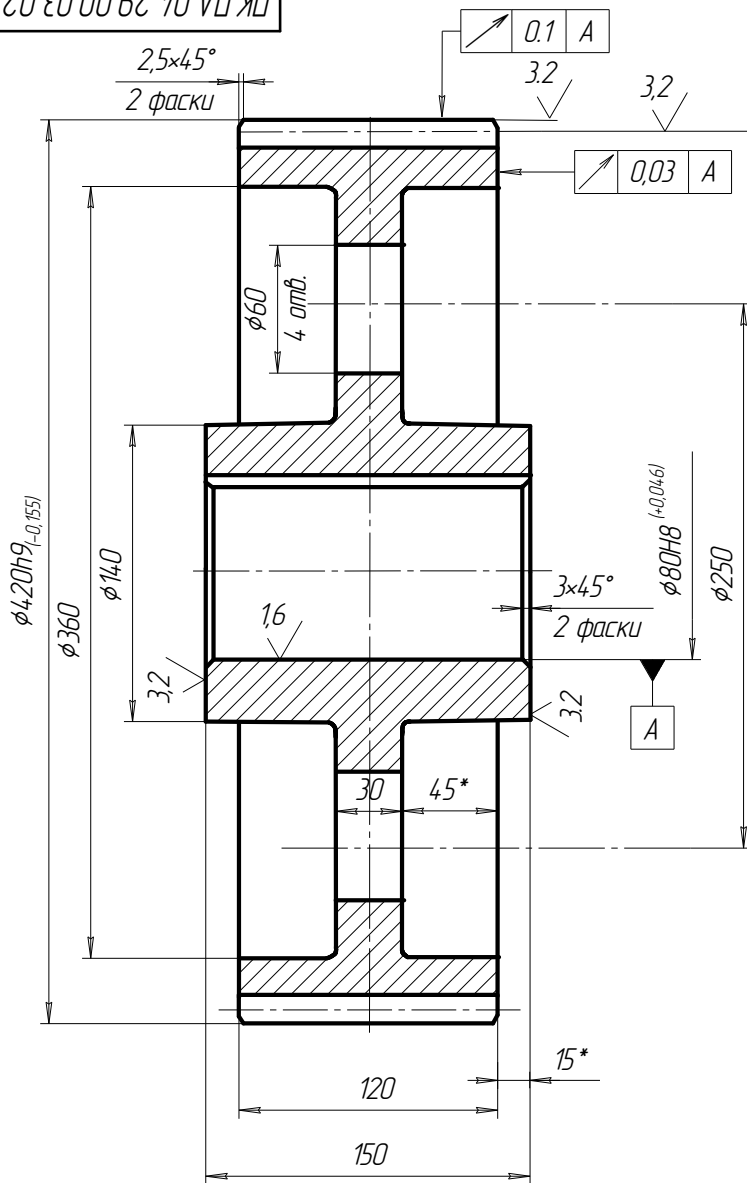
Листов. и данна

Листов. № дѣл.

Взам. шкѣ. №

Листов. и данна

Листов. № подл.



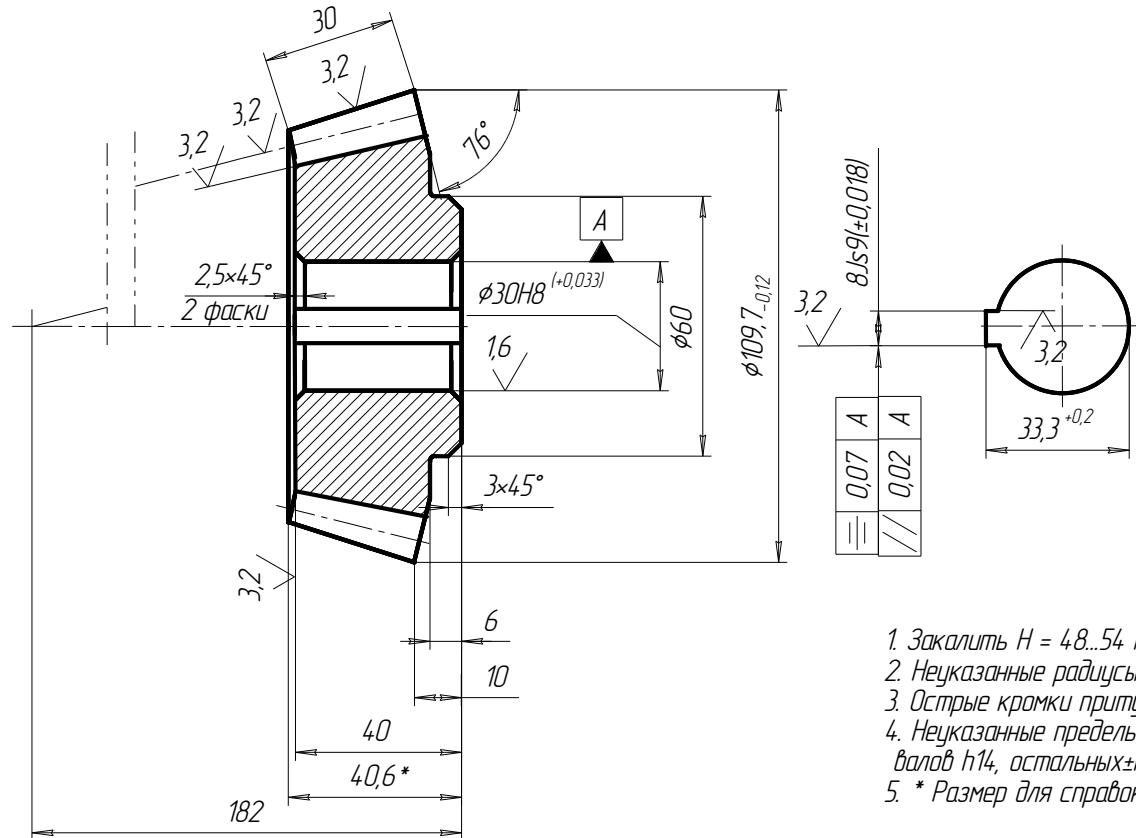
Модуль нормальный	m_n	6
Число зубьев	z	68
Угол наклона зубьев	β	0
Направление линии зуба		-
Коэффициент смещения	x	0
Исходный контур		ГОСТ 13755-94
Степень точности ГОСТ 1643-81		9-B
Высота до пост. хорды	h_c	4.48
Постоянная хорда	S_c	8.32 ^{-0.25} _{-0.47}
Делительный диаметр	d	408

1. $H = 240...280$ НВ Улучшение.
2. Неуказанные радиусы скруглений 2 мм.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий H14, валов h14, остальных $\pm IT14/2$
4. * Размер для справок

ПК.ПА.04.29.00.03.027				Лит.			Масса			Масштаб		
Колесо зубчатое				у			7,3			1:2		
Сталь 40 ГОСТ 1050-88				Лист 1			Листов 1			ДонНТУ каф.ОПМ. гр. Мех-99.		
Копировал				Формат А3								

ПК.ПБ.04.29.00.01.023

6,3 (✓)



Внешний окружной модуль	m_{te}	5
Число зубьев	z	20
Тип зуба		Прямой
Исходный контур	-	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	X_n	0
Угол делительного конуса	δ	14° 2' 10"
Степень точности ГОСТ 3675-81	-	9-B
Постоянная хорда	S_{ce}	6,97 ^{-0,1} _{-0,23}
Высота до внешней постоянной хорды	h_{ce}	3,71
Межосевой передний угол	Σ	90°
Средний нормальный модуль	m_n	4,64
Внешнее конусное расстояние	R_e	206,15
Среднее конусное расстояние	R	191,15
Средний делительный диаметр	d_m	92,8

1. Закалить $H = 48...54 HRC_3$.
2. Неуказанные радиусы скруглений 2мм.
3. Острые кромки притупить.
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14, валов h14, остальных $\pm T14/2$.
5. * Размер для справок

Изм. №	Лист	Листов	Взам. инв. №	Изм. №	Лист	Листов	Справ. №	Лист	Листов

ПК.ПБ.04.29.00.01.023			
Шестерня коническая			
Изм./Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб.	Иванов А.С.	Иван	24.05.02
Проб.	Петров К.В.	Петр	25.05.02
Т.контр.	Петров К.В.	Петр	25.05.02
Н.контр.	Сидоров Р.А.	Сидр	25.05.02
Утв.	Гусев В.А.	Гусев	25.05.02
Лит.		Масса	Масштаб
У		4,2	1:1
Лист 1		Листов 1	
Сталь 40Х ГОСТ 4543-81		ДонНТУ каф. ОПМ гр. МС-99а	

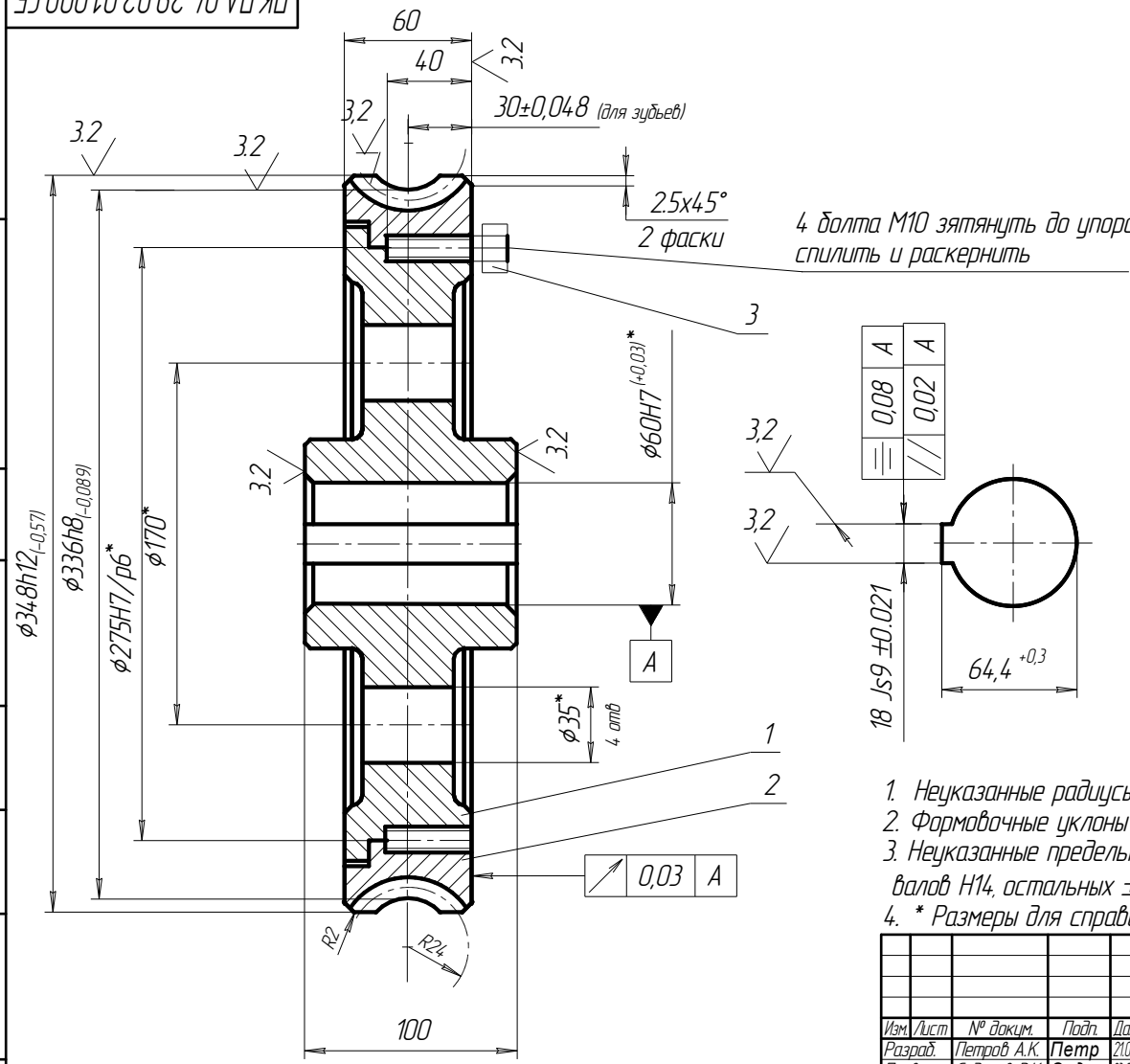
Копировал

Формат А3

ПК.ПА.04.29.02.01.000.СБ

6,3 (✓)

Перв. примен.
Справ. №
Взам. инв. № Инв. № дробл.
Подп. и дата
Инв. № подл.



4 болта М10 затянуть до упора
спилить и раскернить

0,08	A
0,02	A

18 Js9 ±0,021

1. Неуказанные радиусы скруглений 3мм.
2. Формовочные уклоны 3°.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий h14, валов H14, остальных ± IT14/2.
4. * Размеры для справок.

Модуль	m	8
Число зубьев	Z ₂	40
Тип червяка		ZA
Число витков сопряженного червяка	Z ₁	2
Направление линии зуба		правое
Делительный угол подъема винтовой линии зуба	γ	14°2'10"
Исходный производящий червяк		ГОСТ 19036-81
Степень точности ГОСТ 3675-68		8-B
Межосевое расстояние	a _w	192
Делительный диаметр червячного колеса	d ₂	320

ПК.ПА.04.29.02.01.000.СБ

Взм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разработ.	Петров А.К.	Петр	21.02.02	
Проб.	Сидоров В.К.	Сидр	23.05.02	
Т.контр.	Сидоров В.К.	Сидр	23.05.02	
Н.контр.	Петров С.К.	Петр	22.05.02	
Утв.				

Червячное колесо в сборе		
Лит.	Масса	Масштаб
У	5,6	1:2
Лист	1	Листов
		1
ДонНТУ каф. ОПМ		
гр. МС-99а		

Копировал

Формат А3

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3-х т. / В. И. Анурьев; под ред. И.Н.Жестоковой.- 8-е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 2001.
 Т.1: Справочник конструктора машиностроителя.- 920 с.: ил
 Т.2: Справочник конструктора машиностроителя.- 900 с.: ил.
 Т.3: Справочник конструктора машиностроителя.- 858 с.: ил.
2. Баласанян, Р.А. Атлас деталей машин: навч. посіб. для техн. вузів / Р.А. Баласанян. - Х.: Основа, 1996. - 256с.
3. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. - М.: Машиностроение, 1990. – 223с.
4. Дарков, А.В. Сопротивление материалов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М.: Высшая шк., 1989. – 624с.
5. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособ. для вузов / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов.- 11-е изд., - М.: Академия, 2008. - 495с.
6. Заблонский, К.И. Детали машин: учеб. для студентов машиностр. спец. вузов / К.И.Заблонский. - К.: Вища школа, 2002.- 518с.
7. Зубчатые передачи: справочник / Н. Ф. Голованов [и др.] ; под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л. : Машиностроение, 1980. - 416 с.
8. Иванов, М.Н. Детали машин: учеб. для вузов / М.Н.Иванов, В.А.Финогенов. - 11-е изд., перераб. - М.: Высш. школа, 2007. - 408с.
9. Иосилевич, Г.Б. Детали машин: учеб. пособ. для машиностр. спец. вузов / Г.Б.Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1988. - 368с.
10. Киркач, Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: учеб. пособ. для машиностр. спец. вузов / Н.Ф.Киркач, Р.А. Баласанян. - 3 - е изд., доп. и перераб. - Х.: Основа, 1991. – 276 с.
11. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высшая шк., 1991. – 319 с.
12. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1993. – 364с.
13. Кудрявцев, В.Н. Детали машин: Учеб. для студентов машиностр. спец. вузов / В.Н. Кудрявцев. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464с.
14. Лахтин, Ю.М. Материаловедение / Ю.М. Лахтин, В.П. Леонтьева. – М.: Машиностроение, 1990. – 528с.
15. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Разд.4: Конструирование машин. / Д.Н. Решетов [и др.], ред.-сост. Д.Н. Решетов; отв. ред. К.С.Колесников. - М.: Машиностроение, 1995.
 Т.4-1: Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. -864 с.: ил.

16. Орлов, П.И. Основы конструирования: справ.- метод. пособ. В 2-х кн. / П.И.Орлов; под ред. П.Н.Усачева. - 3-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1988.

Кн.1.: Основы конструирования.- 559 с.

Кн.2.: Основы конструирования. - 542с.

17. Павлице, В.Т. Основи конструювання та розрахункових деталей машин: підруч. для вузів / В.Т. Павлице. - Львів: Вища школа, 2003. - 560с.

18. Перель, Л.Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов.- 2-е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.

19. Поляков, В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. - М.; Л.: Машиностроение, 1979. – 351с.

20. Приводы машин: Атлас конструкций: в 5 ч. Ч. I Редукторы и мотор - редукторы. Конструкция, параметры и основы конструирования. Учеб. пособие / П.Н. Учайев [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учайева. – К.: Вища шк., 2001. – 455с.: ил.

21. Решетов, Д.Н. Детали машин: учеб. для машиностр. и механ. спец. вузов / Д.Н. Решетов. - 4 - е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 1989. - 496с.

22. Феодосьев, В.И. Соппротивление материалов: учебник для втузов / В.И. Феодосьев. – 14-е изд., перераб. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 590 с.

23. Теория механизмов и механика машин: учеб. пособие для втузов / К.В. Фролова [и др.]; под общ. ред. К.В. Фролова. – М.: Высш.шк., 2001.- 496с.

24. Цехнович, Л.И. Атлас конструкций редукторов: учеб. пособ. для техн. вузов/ Л.И.Цехнович, И.П.Петриченко. - 2 - е изд., доп. и перераб.- К.: Вища школа, 1990. - 150с.

25. Чернилевский, Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования / Д.В. Чернилевский – 3-е изд. перераб. – М.: Машиностроение, 2003. – 560с.

26. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин / В.В.Шелофаст. - М.: Изд-во АПН, 2000. - 472с.

27. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин. Примеры решения задач / В.В.Шелофаст, Т.Б.Чугунова. - М.: Изд-во АПН, 2004. - 270с.

28. Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учеб. для машиностр. и приборостр. спец. вузов / А.И.Якушев, Л.Н.Воронцов, Н.М.Федотов.- 6 - е изд., доп. и перераб. - М.: Машиностроение, 1987.- 350с.

29. Інтерактивний каталог - довідник підшипників - кочення фірми SKF [Електронний ресурс].-2011.-Режим доступу: <http://www.skf.com>.-Загл. с экрана.

30. Інтерактивний каталог - довідник підшипників - кочення фірми FAG [Електронний ресурс].-2011.- Режим доступу: <http://www.fag.com>.- Загл. с экрана.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение Д1

Кинематические схемы редукторов

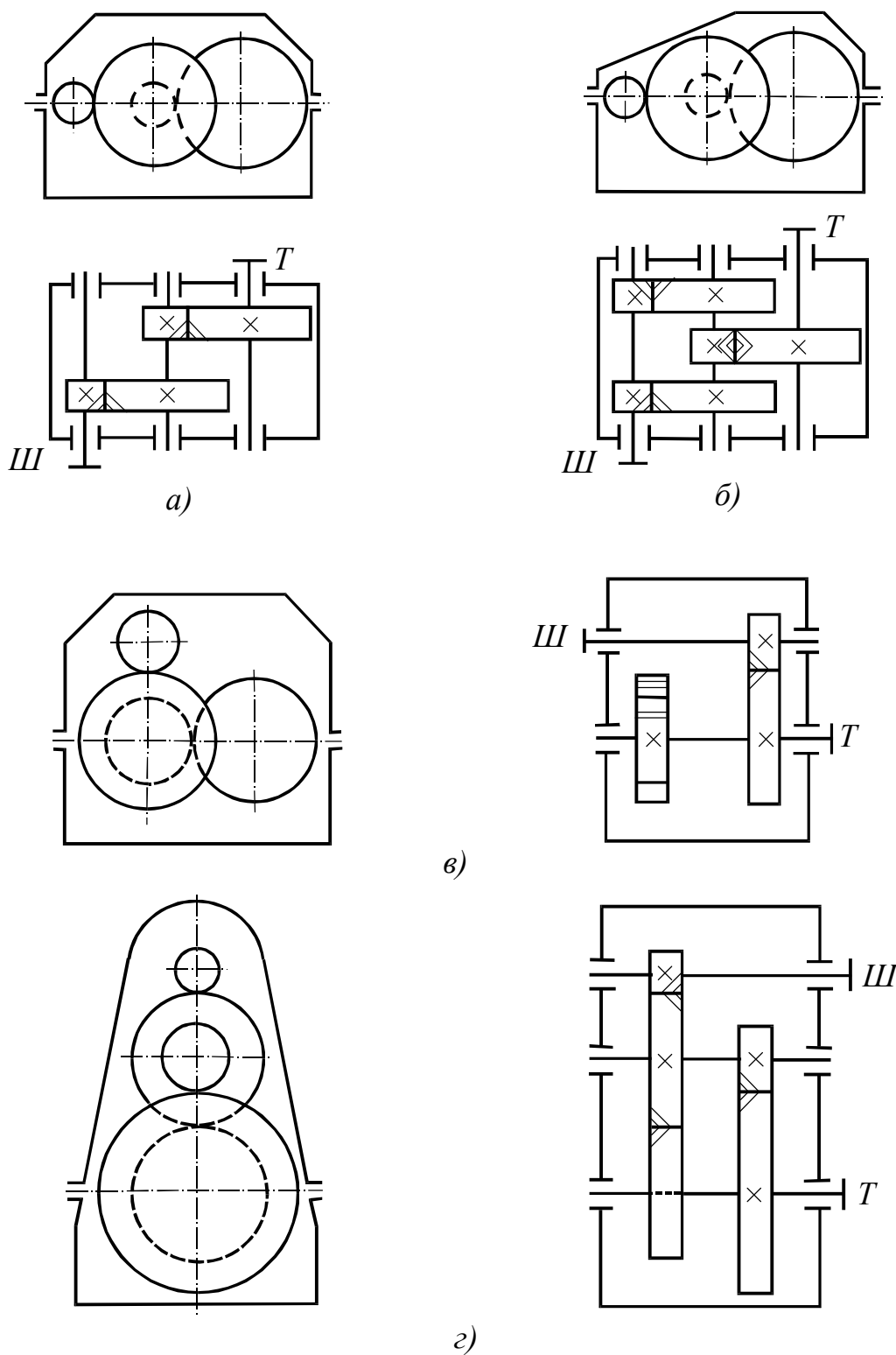


Рисунок Д1.1. Кинематические схемы двухступенчатых редукторов
(Ш – быстроходный вал, Т – тихоходный вал)

а) – развернутая схема, б) – развернутая схема с раздвоенной первой степенью,
в) – вертикально-горизонтальный редуктор, г) – вертикальный редуктор

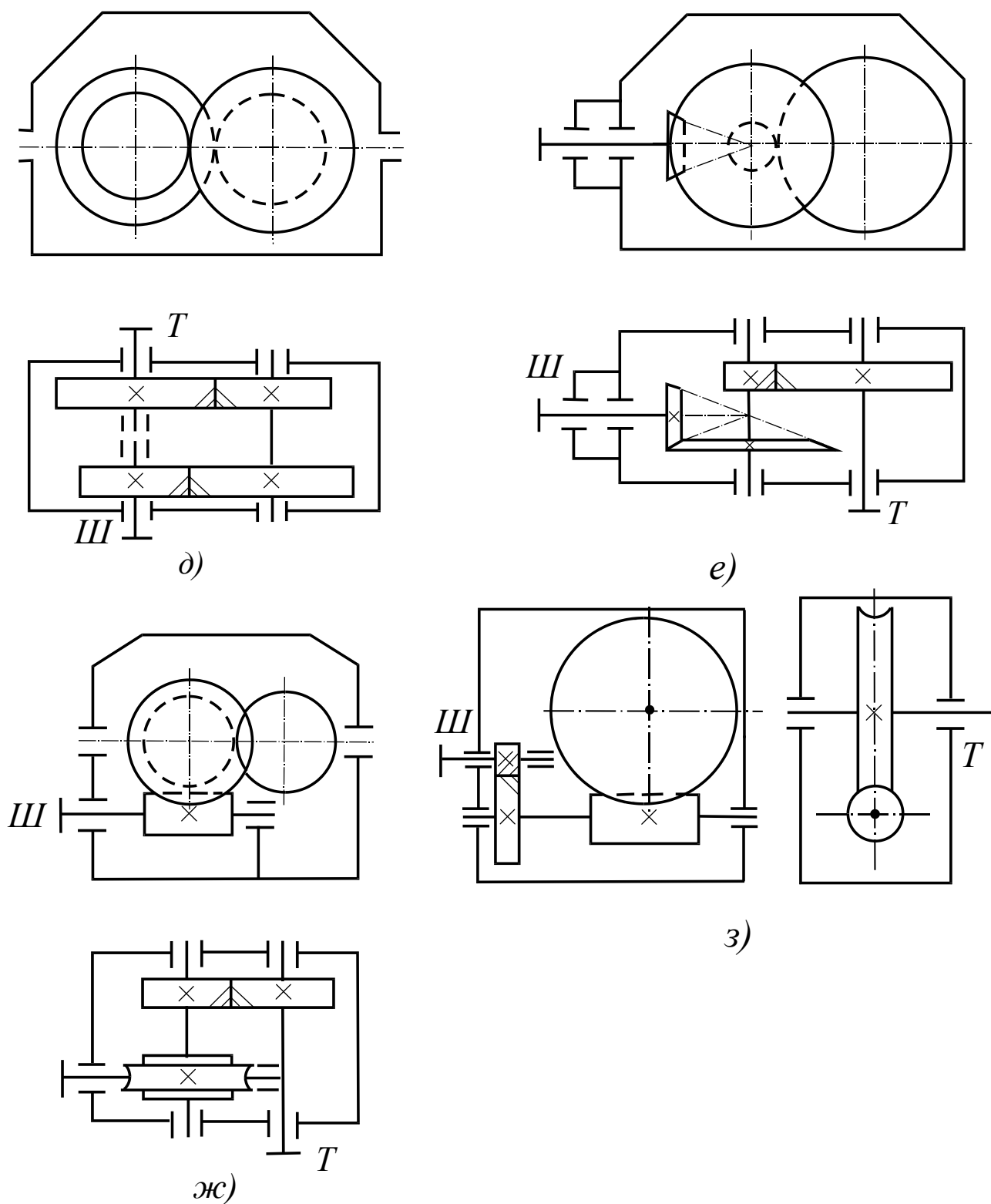


Рисунок Д1.2. Кинематические схемы двухступенчатых редукторов
 (Ш – быстроходный вал, Т – тихоходный вал)
 д) соосный редуктор, е) коническо-цилиндрический редуктор,
 ж) червячно-цилиндрический редуктор, з) цилиндро-червячный редуктор

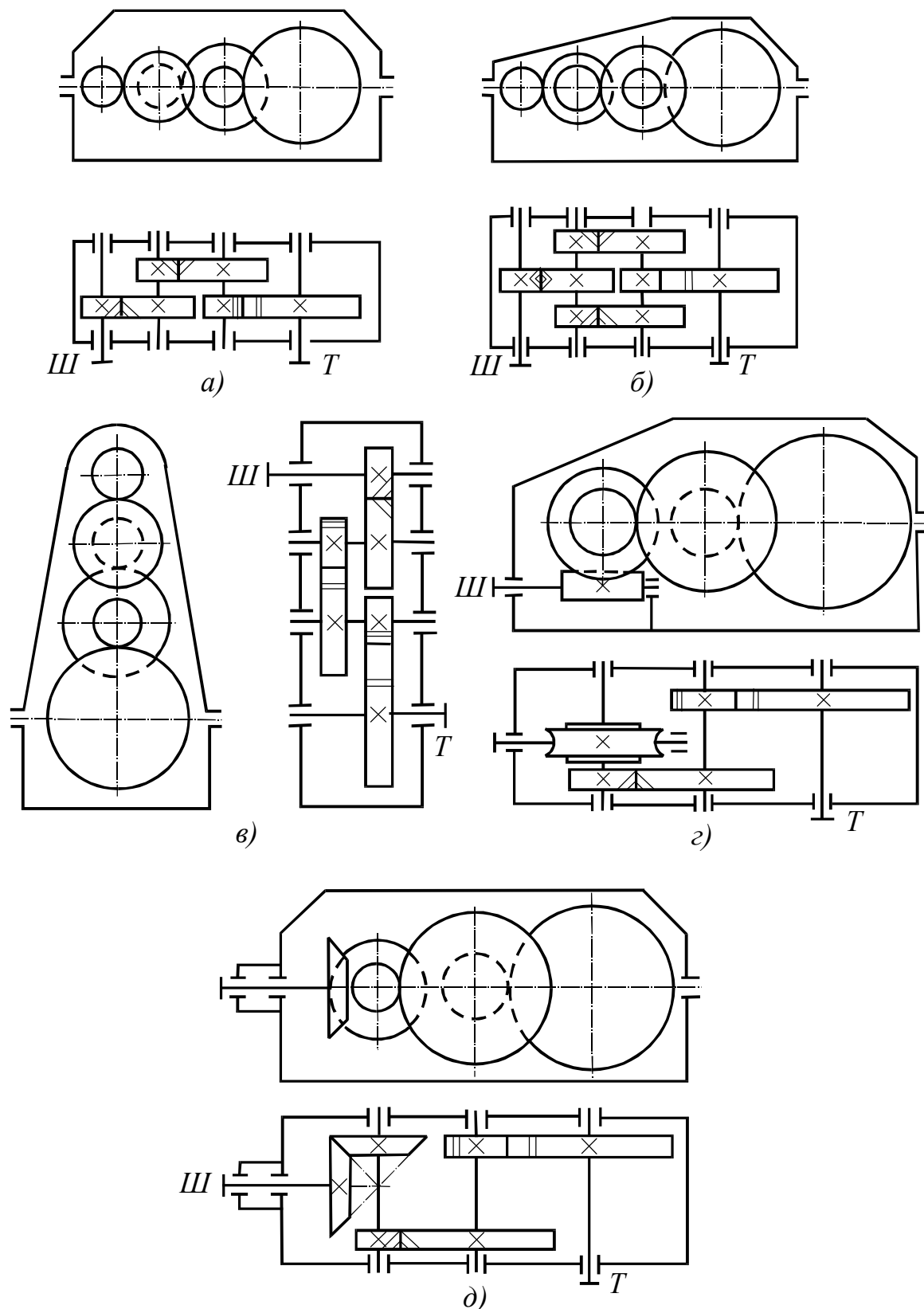




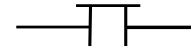
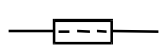
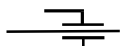
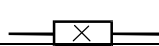
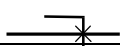
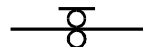

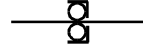

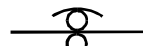

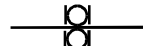

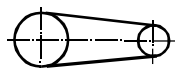
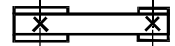
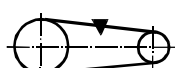
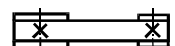
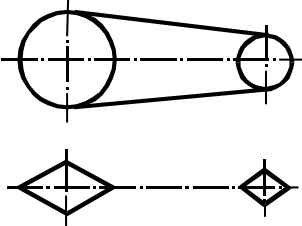
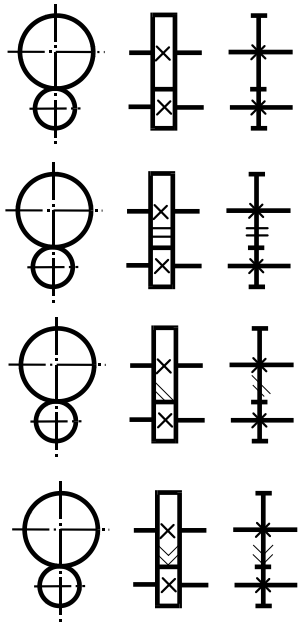
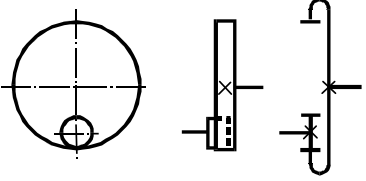
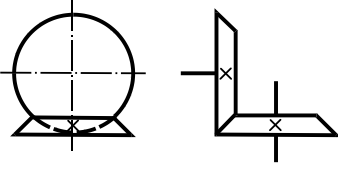
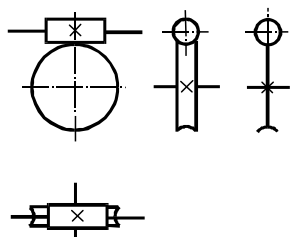


Рисунок Д1.3. Кинематические схемы трехступенчатых редукторов
(Ш – быстроходный вал, Т – тихоходный вал)

- а) развернутая схема, б) развернутая схема с раздвоенной второй ступенью,
в) вертикальный редуктор, г) червячно-цилиндрический редуктор,
д) коническо-цилиндрический редуктор

Условные обозначения элементов кинематических схем (ГОСТ 2.770-68)

Элемент кинематической схемы	Условное обозначение
1	2
<p>Электродвигатель</p> <p>Вал, ось</p>	 
<p>Соединение двух валов</p> <p>Глухое</p> <p>Упругой муфтой</p> <p>Зубчатой муфтой</p> <p>Соединение детали с валом</p> <p>Свободное при вращении</p> <p>Глухое (неподвижное)</p>	      
<p>Подшипники качения</p> <p>Радиальный шариковый</p> <p>Радиальный роликовый</p> <p>Радиально - упорный шариковый</p> <p>Радиально - упорный роликовый</p> <p>Радиально - сферический шариковый</p> <p>Радиально - сферический роликовый</p> <p>Упорный шариковый</p> <p>Упорный роликовый</p>	       
<p>Плоскоременные передачи</p> <p>Клиноременные передачи</p>	   

Элемент кинематической схемы	Условное обозначение
1	2
<p align="center">Цепные передачи</p>	
<p align="center">Зубчатые цилиндрические передачи внешнего зацепления</p> <p>Общее обозначение без уточнения типа зубьев</p> <p>То же с прямыми зубьями</p> <p>То же с косыми зубьями</p> <p>То же с шевронными зубьями</p>	
<p align="center">Зубчатые цилиндрические передачи внутреннего зацепления</p> <p>(общее обозначение без уточнения типа зубьев)</p>	
<p align="center">Зубчатые конические передачи</p> <p>Общее обозначение без уточнения типа зубьев</p>	
<p align="center">Червячные передачи</p>	

**Ориентировочные значения коэффициентов полезного действия η_j
и передаточного числа составляющих приводов u_i**

Составляющая привода	η_j		Значение u_i	
	обозначение	значение	оптимальное	допустимое
Передачи закрытые с жидким смазочным маслом (без учета потерь в подшипниках)				
зубчатая цилиндрическая	$\eta_{зц}$	0,98	2...6	7...9
зубчатая коническая	$\eta_{зк}$	0,97	2...4	6
Передачи открытые				
зубчатая цилиндрическая	$\eta_{зц}$	0,96	3...6	12
зубчатая коническая	$\eta_{зк}$	0,95	2...4	6
цепная	$\eta_{лп}$	0,92	2...3	8
ременная	$\eta_{мп}$	0,95	2...3	6
Червячные передачи				
Тип	Число заходов червяка			
Самотормозящаяся	1	$\eta_ч$	0,60	50...80
	1		0,70	31...40
Несамотормозящаяся	2		0,80	16...25
	4		0,90	8...12
				120
Подшипники катания (пара)	$\eta_{коч}$	0,99		
Контактное уплотнение на валу	$\eta_{уц}$	0,99		
Муфта компенсирующая	$\eta_м$	0,98		

Типы и основные параметры электродвигателей серии 4А

Д4.1. Технические характеристики закрытых асинхронных электродвигателей, обдуваемых, серии 4А с короткозамкнутым ротором (ГОСТ 19523-81)

Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Масса, кг	Типоразмер
1	2	3	4	5
1,1	2810	2,0	15,1	4А 71В2 У3
	1420	2,0	17,4	4А 80А4 У3
	920	2,0	20,4	4А 80В6 У3
	700	1,6	28,7	4А 90ЛВ8 У3
1,5	2850	2,0	17,4	4А 80А2 У3
	1415	2,0	20,4	4А 80В4 У3
	935	2,0	28,7	4А 90Л6 У3
	700	1,6	42,0	4А 100Л8 У3
2,2	2850	2,0	20,4	4А 80В2 У3
	1425	2,0	28,7	4А 90Л4 У3
	950	2,0	42,0	4А 100Л6 У3
	700	1,8	56,0	4А 112МА8 У3
3,0	2840	2,0	28,7	4А 90Л2 У3
	1435	2,0	36,0	4А 100S4 У3
	955	2,0	56,0	4А 112МА6 У3
	700	1,8	56,0	4А 112МВ8 У3
4,0	2880	2,0	36,0	4А 100S2 У3
	1430	2,0	42,0	4А 100Л4 У3
	950	2,0	56,0	4А 112МВ6 У3
	720	1,8	77,0	4А 132S8 У3
5,5	2880	2,0	42,0	4А 100Л2 У3
	1445	2,0	56,0	4А 112М4 У3
	965	2,0	77,0	4А 132S6 У3
	720	1,8	93,0	4А 132М8 У3

Приложение Д4.1 (продолжение 1)

1	2	3	4	5
7,5	2900	2,0	56	4A 112M2 Y3
	1455	2,0	77	4A 132S4 Y3
	970	2,0	93	4A 132M6 Y3
	730	1,4	135	4A 160S8 Y3
11,0	2900	1,6	93	4A 132M2 Y3
	1460	2,0	93	4A 132M4 Y3
	975	1,2	135	4A 160S6 Y3
	730	1,4	160	4A 160M8 Y3
15,0	2940	1,4	130	4A 160S2 Y3
	1465	1,4	135	4A 160S4 Y3
	975	1,2	160	4A 160M6 Y3
	730	1,2	160	4A 180M8 Y3
18,5	2940	1,4	145	4A 160M2 Y3
	1465	1,4	160	4A 160M4 Y3
	975	1,2	195	4A 180M6 Y3
	735	1,2	270	4A 200M8 Y3
22,0	2945	1,4	165	4A 180S2 Y3
	1470	1,4	175	4A 180S4 Y3
	975	1,2	270	4A 200M6 Y3
	730	1,2	310	4A 200L8 Y3
30,0	2945	1,4	185	4A 180M2 Y3
	1470	1,4	195	4A 180M4 Y3
	930	1,2	310	4A 200L6 Y3
	735	1,2	335	4A 225M8 Y3
37,0	2945	1,4	255	4A 200M2 Y3
	1475	1,4	270	4A 200M4 Y3
	980	1,2	335	4A 225M6 Y3
	735	1,2	490	4A 250S8 Y3

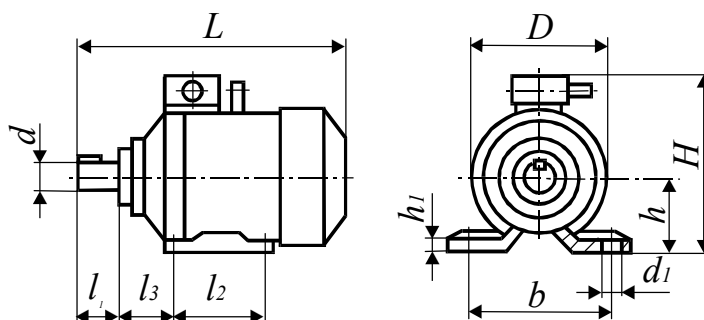
Приложение Д4.1 (продолжение 2)

1	2	3	4	5
45,0	2945	1,4	280	4A 200L2 У3
	1475	1,4	310	4A 200L4 У3
	985	1,2	490	4A 250S6 У3
	740	1,2	535	4A 250M8 У3
55,0	2945	1,2	335	4A 225M2 У3
	1480	1,2	355	4A 225M4 У3
	985	1,2	535	4A 250M6 У3
	735	1,2	810	4A 280S8 У3
75,0	2960	1,2	470	4A 250S2 У3
	1480	1,2	490	4A 250S4 У3
	985	1,2	810	4A 280S6 У3
	735	1,2	870	4A 280M8 У3
90,0	2960	1,2	510	4A 250M2 У3
	1480	1,2	535	4A 250M4 У3
	985	1,2	870	4A 280M6 У3
	740	1,0	1005	4A 315S8 У3
110,0	2970	1,2	785	4A 280S2 У3
	1470	1,2	785	4A 280S4 У3
	985	1,4	875	4A 315S6 У3
	740	1,2	1100	4A 315M8 У3
132,0	2970	1,2	835	4A 280M2 У3
	1480	1,3	835	4A 280M4 У3
	985	1,4	1100	4A 315M6 У3
	740	1,2	1420	4A 355S8 У3
160,0	2970	1,2	875	4A 315S2 У3
	1480	1,3	875	4A 315S4 У3
	985	1,4	1420	4A 355S6 У3
	740	1,2	1670	4A 355M8 У3

Примечание. Пример условного обозначения асинхронного (А) короткозамкнутого двигателя четвертой серии (4) с высотой оси вращения 132 мм, присоединительным размером по длине станины М (S или L), с тремя парами полюсов ($n_{д.н.} = 1000$ об/мин), предназначенного для работы в зонах с умеренным климатом (В3): **двигатель 4A132M6 У3 ГОСТ 19523–81.**

У двигателей малых мощностей (до 2,2 кВт) после (или вместо) размера М, S, L указывается условная длина статора (А или В).

Д4.2. Основные размеры (мм) асинхронных электродвигателей серии 4А
с креплением на лапах

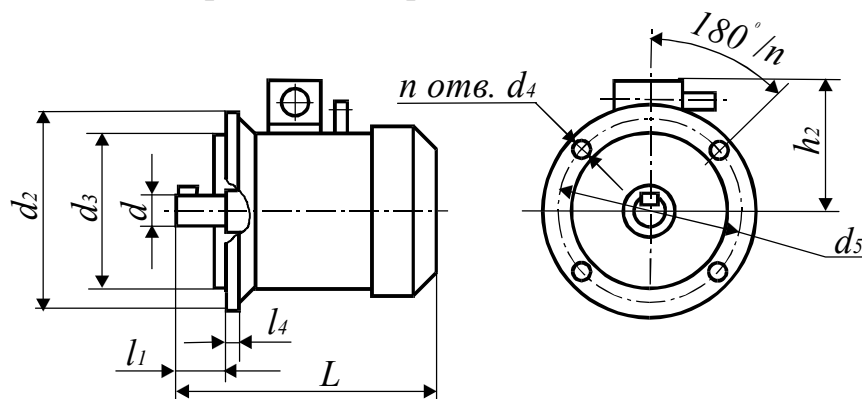


Тип	Количество	Габаритные размеры			Справочные и присоединительные размеры							
		L	H	D	l_1	l_2	l_3	d	d_1	b	h	h_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4A 71BY3	2...8	285	201	170	40	90	45	19	7	112	71	9
4A 80AY3	2...8	300	218	186	50	100	50	22	10	125	80	10
4A 80BY3	2...8	320	218	186	50	100	50	22	10	125	80	10
4A 90LY3	2...8	350	243	208	50	125	56	24	12	140	90	11
4A100SY3	2...8	365	265	235	60	112	63	28	12	160	100	12
4A100LY3	2...8	395	280	235	60	140	63	28	12	160	100	12
4A112MY3	2...8	452	310	260	80	140	70	32	12	190	112	12
4A132S B3	4...8	480	350	302	80	140	89	38	12	216	132	13
4A132MY3	2...8	530	350	302	80	178	89	38	12	216	132	13
4A 160S B3	2	624	430	358	110	178	108	42	15	254	160	18
	4...8	624	430	358	110	178	108	48	15	254	160	18
4A 160M B3	2	667	430	358	110	210	108	42	15	254	160	18
	4...8	667	430	358	110	210	108	48	15	254	160	18
4A 180S B3	2	662	470	410	110	241	121	48	15	279	180	20
	4...8	662	470	410	110	241	121	55	15	279	180	20
4A 180M B3	2	702	470	410	110	241	121	48	15	279	180	20
	4...8	702	470	410	110	241	121	55	15	279	180	20

Приложение Д4.2 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4A 200M B3	2	760	535	450	110	267	133	55	19	318	200	25
	4...8	790	535	450	140	267	133	60	19	318	200	25
4A 200L B3	2	800	535	450	110	305	133	55	19	318	200	25
	4...8	830	535	450	140	305	133	60	19	318	200	25
4A 225M B3	2	810	575	494	110	311	149	55	19	356	225	28
	4...8	840	575	494	140	311	149	65	19	356	225	28
4A 225M B3	2	810	575	494	110	311	149	55	19	356	225	28
	4...8	840	575	494	140	311	149	65	19	356	225	28
4A 250S B3	2	915	640	554	140	311	168	65	24	406	250	30
	4...8	915	640	554	140	349	168	75	24	406	250	30
4A 250M B3	2	955	640	554	140	349	168	65	24	406	250	30
	4...8	955	640	554	140	349	168	75	24	406	250	30
4A 280S B3	2	1140	700	660	140	368	190	70	24	457	280	30
	4...8	1170	700	660	170	368	190	80	24	457	280	30
4A 280M B3	2	1180	700	660	140	419	190	70	24	457	280	30
	4...8	1210	700	660	170	419	190	80	24	457	280	30
4A 315S B3	2	1415	765	710	140	406	216	75	28	508	315	40
	4...8	1445	765	710	170	406	216	90	28	508	315	40
4A 315M B3	2	1465	765	710	140	457	216	75	28	508	315	40
	4...8	1495	765	710	170	457	216	90	28	508	315	40
4A 355S B3	2	1530	855	795	170	500	254	85	28	610	355	40
	4...8	1570	855	795	210	500	254	100	28	610	355	40
4A 355M B3	2	1590	855	795	170	560	254	85	28	610	355	40
	4...8	1630	855	795	210	560	254	100	28	610	355	40

**Д4.3. Основные размеры (мм) асинхронных электродвигателей серии 4А
с фланцевым креплением**



Типоразмер	d_2	l_4	d_5	d_4	d_3	h_2
1	2	3	4	5	6	7
4А 71В В3	200	10	165	12	130	130
4А 80А В3	200	10	165	12	130	138
4А 80В В3	200	10	165	12	130	138
4А 90L В3	250	12	215	15	180	153
4А 100S В3	250	14	215	15	180	168
4А 100L В3	250	14	215	15	180	168
4А 112М В3	300	16	265	15	230	198
4А 132S В3	350	18	300	19	250	215
4А 132М В3	350	18	300	19	250	215
4А 160S В3	350	18	300	19	250	270
4А 160М В3	350	18	300	19	250	270
4А 180S В3	400	18	350	19	300	290
4А 180М В3	400	18	350	19	300	290
4А 200М В3	450	20	400	19	350	335
4А 200S В3	450	20	400	19	350	335
4А 225М В3	550	22	500	19	450	350
4А 250S В3	550	22	500	19	450	390
4А 250М В3	550	22	500	19	450	390
4А 280S В3	660	22	600	25	550	520
4А 280М В3	660	22	600	24	550	520

Примечания : 1. Все размеры для (2...8) полюсных двигателей одинаковые.

2. Размеры L , l_1 , d такие же самые, как и у электродвигателей с креплением на лапах.

3. Количество отверстий d_4 для электродвигателей 4А71 ... 4А180 равняется $n=4$, для других – $n=8$.

Единый ряд передаточных чисел (ГОСТ 1285–66)

Ряд	1	2
Передающее число	1,0	
		1,12
	1,25	
		1,4
	1,6	
		1,8
	2,0	
		2,24
	2,5	
		2,8
	3,15	
		3,55
	4,0	
		4,5
	5,0	
		5,6
	6,3	
		7,1
	8,0	
		9,0
10,0		
	11,2	
12,5		

Примечания:

1. Допускаются отклонения от номинальных значений не более $\pm 4\%$.
2. Значениям передаточного числа из ряда 1 нужно отдавать предпочтение перед числами из ряда 2.
3. Большие стандартные значения передаточных чисел получают умножением приведенных данных на 10 или 100.