

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ДЕТАЛИ МАШИН.
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением по аграрному
техническому образованию в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования по специальностям:
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного
производства; 1-74 06 02 Техническое обеспечение процессов
хранения и переработки сельскохозяйственной продукции;
1-74 06 03 Ремонтно-обслуживающее производство в сельском хозяйстве;
1-36 12 01 Проектирование и производство сельскохозяйственной техники*

Минск
БГАТУ
2020

УДК 621.81
ББК 34.44
Д38

Составители:

кандидат технических наук, доцент *Н. Н. Романюк*,
кандидат технических наук, доцент *В. А. Агейчик*,
старший преподаватель *Л. С. Жаркова*,
старший преподаватель *П. В. Клавсуть*,
старший преподаватель *И. Н. Кононович*,
старший преподаватель *А. И. Оскирко*,
старший преподаватель *К. Л. Сергеев*,
старший преподаватель *О. В. Сокол*

Рецензенты:

кафедра «Материаловедение и проектирование технических систем» БГТУ
(кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой *Д. В. Куис*);
заведующий лабораторией обработки почвы и посева
РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
кандидат технических наук, доцент *Н. Д. Лепешкин*

Детали машин. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / сост.:
Д38 Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 384 с.
ISBN 978-985-25-0037-1.

Содержит общие сведения о проектировании приводов сельскохозяйственного назначения. Рассмотрены вопросы конструирования деталей передач, подбора и проверки стандартных изделий, используемых в приводах, представлены технические характеристики изделий. Даны правила оформления документации курсового проекта, приведен пример его выполнения.

Для студентов, обучающихся по специальностям агроинженерии.

УДК 621.81
ББК 34.44

Содержание

Введение	5
1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования	6
2 Структура и содержание курсового проекта	7
3 Исходные положения и методология проектирования механического электропривода	8
3.1 Ключевая информация	8
3.2 Общие требования к современным машинам, их деталям и сборочным единицам	12
3.3 Механический электропривод	13
3.3.1 Общие сведения	13
3.3.2 Кинематические и силовые соотношения в передачах	15
3.3.3 Выбор электродвигателя переменного тока и влияние его механической характеристики на оценку эффективности привода	20
3.4 Примеры выполнения кинематического и энергетического расчетов приводной станции	24
4 Расчет зубчатых передач	31
4.1 Материалы зубчатых колес. Способы упрочнения зубьев	31
4.2 Определение допускаемых напряжений	34
4.3 Коэффициент нагрузки. Точность зубчатых передач	39
4.4 Расчет цилиндрических зубчатых передач	47
4.5 Расчет конических зубчатых передач	57
4.6 Открытые зубчатые передачи	64
4.6.1 Расчет цилиндрических открытых зубчатых передач	65
4.6.2 Расчет открытых конических зубчатых передач	66
4.6.3 Пример расчета открытых цилиндрических зубчатых передач	67
4.6.4 Пример расчета открытых конических зубчатых передач	71
5 Расчет червячных передач	75
5.1 Общие сведения	75
5.2 Последовательность расчета червячных передач	78
5.3 Пример расчета передачи	94
6 Проектирование передач с гибкой связью	102
6.1 Расчет клиноременных и поликлиноременных передач	102
6.2 Расчет цепных втулочно-роликовых передач	114
6.3 Проектирование шкивов и звездочек передач с гибкой связью	123
7 Эскизное проектирование деталей передач. Подбор подшипников качения	126
7.1 Общие сведения о проектировании	126

7.2	Проектный расчет и конструирование валов	127
7.3	Проектирование соединений «вал–ступица»	136
7.4	Конструирование валов, червяков, зубчатых и червячных колес	143
7.5	Основные принципы подбора подшипников	149
7.5.1	Подшипники скольжения	149
7.5.2	Подшипники качения.....	152
7.5.3	Особенности подбора радиально-упорных подшипников.....	162
8	Конструирование подшипниковых узлов, корпусов и корпусных деталей.	
	Эскизная компоновка редуктора	167
8.1	Общие положения по конструированию опор	167
8.2	Посадки подшипников качения	180
8.3	Способы регулирования подшипников и осевого положения колес.....	183
8.4	Первый этап эскизной компоновки редуктора	186
8.5	Второй этап эскизной компоновки редуктора. Уточненный расчет валов	191
8.6	Конструирование крышек подшипниковых узлов. Уплотнения крышки подшипников	197
8.7	Конструирование корпусов.....	204
8.8	Смазочные системы и устройства	212
9	Муфты и тормозные устройства	221
9.1	Муфты. Общие сведения.....	221
9.2	Характеристика некоторых видов упругих компенсирующих и предохранительных муфт	223
9.3	Общие сведения по применению тормозных устройств	251
9.3.1	Колодочные тормоза	251
9.3.2	Остановы	253
10	Завершающий этап проектирования и оформления документации курсового проекта.....	254
10.1	Компоновочная схема привода.....	254
10.2	Оформление конструкторской документации курсового проекта	255
10.2.1	Содержание и оформление пояснительной записки	255
10.2.2	Изложение текста пояснительной записки.....	260
10.2.3	Оформление графической части курсового проекта	265
10.2.4	Виды и комплектность конструкторских документов.....	269
10.2.5	Складывание чертежей (ГОСТ 2.501–88).....	281
	Список использованных источников.....	282
	Приложение А. Справочные материалы	283
	Приложение Б. Контрольные параметры зубчатых и червячных колес.....	301
	Приложение В. Пример выполнения курсового проекта	312

Введение

В учебно-методическом пособии рассматриваются как общетеоретические положения, так и конкретные инженерные решения, результаты теоретического анализа и практики проектирования машин. В качестве основной дидактической задачи выступает развитие умения выполнять инженерно-технические проекты, которые реализуются на конкретных объектах – технологических машинах сельскохозяйственных производств. Это способствует возникновению мотивации к изучению общетехнических дисциплин и закрепляет в сознании студентов прикладную направленность знаний при изучении ими профессиональных предметов. Пособие излагает основы проектно-конструкторской подготовки в трех аспектах: расчет деталей и узлов машин, конструирование, оформление конструкторской документации. В комплексной цепочке «наука–техника–производство» ключевым звеном является инженерно-конструкторская служба. Изучение дисциплины «Детали машин» помогает овладеть умениями и навыками конструирования.

Выполняя курсовой проект, студенты производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на детали и звенья сборочных единиц, выполняют расчеты деталей на прочность, выбирают материалы, освещают вопросы сборки и разборки отдельных сборочных единиц и привода в целом. Они знакомятся с действующими стандартами и нормативными материалами, справочной литературой при выборе конструкций и размеров деталей, а также при выполнении рабочей конструкторской документации: пояснительной записки, сборочных и рабочих чертежей деталей. Знания и опыт, приобретенные при выполнении курсового проекта по деталям машин, – это база для выполнения последующих курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проектирования.

1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования

От современного инженера требуется не только знать устройство машин и правила их эксплуатации, но и уметь рассчитывать узлы и детали, разрабатывать конструкции этих машин.

Инженер-конструктор является создателем новой техники, и от уровня его творческой работы зависят темпы научно-технического прогресса. Успех при производстве новой техники определяется тем, что заложено на чертеже конструктора.

Курсовое проектирование по дисциплине «Детали машин» приобщает студентов к деятельности инженеров и исследователей, позволяет понять значение общетеоретических и общеинженерных дисциплин.

Основная цель курсового проектирования – формирование у будущих специалистов профессиональных знаний, умений и практических навыков для профессиональной деятельности по проектированию и эксплуатации техники в АПК. Задачей является приобретение инженерных навыков расчета и рационального конструирования типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе ранее полученных теоретических знаний по общеинженерным дисциплинам и разделам дисциплины «Детали машин».

В качестве объектов курсового проектирования выступают приводы различных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения (ленточных транспортеров, цепных конвейеров и др.), использующие двухступенчатый редуктор, открытую передачу (зубчатую, цепную, ременную) и большинство деталей и узлов общего назначения. Предлагается спроектировать приводную станцию к машине сельскохозяйственного назначения с учетом условий ее использования.

2 Структура и содержание курсового проекта

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка в объеме 35...40 листов включает титульный лист, задание на проектирование, ведомость проектной документации, реферат, содержание, введение, кинематический и энергетический расчеты приводной станции, расчет открытых передач (ременной, цепной или зубчатой), расчет зубчатых передач, расчет элементов корпуса редуктора, разработку эскизной компоновки редуктора в масштабе М1:1, уточненный расчет валов, подбор и расчет подшипников, выбор смазочных материалов зубчатых зацеплений и подшипников редуктора, выбор муфт и их проверочный расчет, расчет шпоночных соединений, тепловой расчет редуктора, обоснование выбранных показателей шероховатости поверхностей, посадок для соединений, показателей точности изготовления деталей, принятие решений при конструировании рамы привода, описание процессов сборки, разборки и регулировки редуктора, заключение, список использованных источников, приложения со спецификациями.

Объем графической части курсового проекта – 1 лист формата А1 общего вида приводной станции в двух проекциях в масштабе М1:1 или М1:2; 1 или 2 листа формата А1 сборочного чертежа редуктора в двух проекциях в масштабе М1:1; чертежи трех деталей в требуемом масштабе; спецификации на сборочные чертежи.

Пояснительная записка и графическая часть курсового проекта оформляются в соответствии с ЕСКД. Основные правила оформления приведены в разделе 10.

При выполнении курсового проекта следует придерживаться рекомендуемой последовательности и графика выполнения работ.

Защита проекта проводится с целью проверки уровня знаний об устройстве и работе привода, умения обосновать принятые размеры и решения технологии изготовления деталей, сборки, разборки и регулировки редуктора.

3 Исходные положения и методология проектирования механического электропривода

3.1 Ключевая информация

Для выполнения производственных процессов в сельскохозяйственном производстве, как и в большинстве других отраслей народного хозяйства, используются машины.

Машина состоит из деталей, механизмов, узлов, сборочных единиц, агрегатов и элементов, обеспечивающих соединение составных частей в многофункциональное изделие.

Изделием называется любой предмет или набор предметов производства, подлежащих изготовлению на предприятиях. ГОСТ 2.101–68 устанавливает следующие виды изделий: детали, сборочные единицы, комплексы, комплекты. Изделия в зависимости от наличия или отсутствия в них составных частей делятся на неспецифицированные (детали) – не имеющие составных частей; специфицированные (сборочные единицы, комплексы, комплекты) – состоящие из двух и более составных частей. Составными частями машины являются деталь, сборочная единица (узел), комплекс и комплект.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций.

Узел – изделие, представляющее собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т. п.).

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, с натягом, клепкой, сваркой, пайкой и др.).

Комплекс – два и более специфицированных изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций (поточная линия станка, автоматическая телефонная станция и т. п.).

Комплект – два и более изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями и представляющих собой набор изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера (комплект запасных частей, комплект инструмента и принадлежностей и т. п.).

Машина – устройство, выполняющее движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека, увеличения его производительности.

Термин «машина» в быту чаще заменяет собой термин «техника». **Техника** – это созданные человеком материальные средства, используемые им для расширения его функциональных возможностей в различных областях деятельности с целью удовлетворения материальных и духовных потребностей.

По характеру рабочего процесса все машины можно разделить на энергетические, транспортирующие, информационные и технологические.

Энергетические машины – устройства, предназначенные для преобразования энергии любого вида (электрической, паровой, тепловой и т. п.) в механическую. К ним относятся электрические машины (электродвигатели), электромагнитные преобразователи тока, паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, турбины и т. п. Разновидностью энергетических машин являются **машины-преобразователи**, служащие для преобразования механической энергии в энергию любого вида (генераторы, компрессоры, гидравлические насосы и т. п.).

Транспортирующие машины преобразуют энергию двигателя в энергию перемещения масс (продукции, изделий). К транспортирующим машинам относятся конвейеры, элеваторы, нории, подъемные краны и подъемники.

Информационные (вычислительные) машины предназначены для получения и преобразования информации.

Технологические машины предназначены для преобразования обрабатываемого предмета (продукта), – изменения его размеров, формы, свойств или состояния.

Технологические машины состоят из энергетической машины (двигателя) и передаточного и исполнительного механизмов. Важнейшим в машине является **исполнительный механизм**, определяющий технологические возможности, степень универсальности и наименование машины. Те части машины, которые вступают в соприкосновение с продуктом и воздействуют на него, называются **рабочим органом машины**.

Механизм – система сопряженных тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других твердых тел.

Механизмы, входящие в состав машины, весьма разнообразны. По функциональному назначению их принято делить на передаточные; исполнительные; механизмы управления, контроля и регулирования; подачи, транспортирования и сопротивления. В данном учебно-методическом пособии основное внимание уделено основам конструирования передаточных механизмов.

Агрегат – укрупненный унифицированный элемент машины, обладающий полной взаимозаменяемостью и выполняющий определенные функции в технологическом процессе (в автомобиле: двигатель, коробка передач, дифференциал и т. п.).

Проектирование (ГОСТ 2.103–68) – процесс создания нового изделия. Предусматривает пять стадий: разработка технического задания, технического

предложения, эскизного проекта, технического проекта, рабочей документации. В условиях учебного заведения (по сравнению с условиями предприятий) эти стадии проектирования несколько упрощаются.

Техническое задание устанавливает основное назначение, технические характеристики, показатели качества, технико-экономические и специальные требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию.

Техническое предложение – совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки изделия на основании технического задания и различных вариантов возможных решений получения изделий, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих изделий, а также патентных материалов.

После утверждения техническое предложение служит основанием для разработки эскизного проекта.

Эскизный проект (ГОСТ 2.119–73) – совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его назначение, основные параметры, габариты.

Эскизный проект разрабатывают обычно в нескольких вариантах с обстоятельным расчетным анализом, в результате которого отбирают вариант для последующей разработки.

На этой стадии проектирования производят кинематический расчет привода, расчет передач с эскизной компоновкой их деталей, отражающей принципиальные конструктивные решения и дающий общее представление об устройстве и принципе работы проектируемого изделия. Расчеты необходимо выполнять с одновременным вычерчиванием конструкции изделия, т. к. многие размеры, необходимые для расчета (расстояния между опорами вала, места приложения нагрузок и т. п.), можно получить только из чертежа. Поэтапное вычерчивание конструкции в процессе расчета является также проверкой этого расчета. Неправильный результат проявляется в нарушении пропорциональности конструкции детали при выполнении эскизной компоновки изделия.

Первые проектные расчеты на стадии эскизного проектирования выполняют, как правило, упрощенными и приближенными. Окончательный расчет является проверочным для уже намеченной конструкции изделия.

Многие размеры элементов детали не рассчитывают, а принимают в соответствии с опытом проектирования подобных конструкций, обобщенным в стандартах и нормативно-справочных документах, учебниках, справочниках и пр.

После утверждения эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации.

Технический проект (ГОСТ 2.120–73) – совокупность конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные разработки рабочей документации.

После утверждения технический проект служит основанием для разработки рабочей документации.

Разработка рабочей документации – заключительная стадия проектирования, необходимая для изготовления всех ненормализованных деталей и оформления заявки на приобретение стандартных изделий.

В учебном заведении объем работ на этой стадии проектирования обычно устанавливается решением кафедры и указывается в техническом задании. При разработке привода рабочая документация обычно включает чертеж его общего вида или габаритный чертеж, сборочный чертеж редуктора, чертежи основных деталей (вала, колеса, звездочки или шкива и т. д.).

Документация, получаемая в результате проектирования, называется **проектом**.

Развитие техники может происходить только на базе создания новых машин и совершенствования уже построенных. Теоретические и экспериментальные исследования машин для определения силы взаимодействия их деталей и сборочных единиц (узлов), практика конструирования, а также опыт их изготовления составляют основу создания современных машин.

Многообразие и сложность факторов, влияющих на конструкцию, изготовление и эксплуатацию технологического оборудования, не дают возможности составить общую расчетную схему и обеспечить соответствие результатов расчета окончательным размерам деталей и машин в целом. В связи с этим при проектировании машин, а также простых и сложных деталей обычно возникает необходимость разработки нескольких вариантов решений. При этом рациональное конструирование машин и оборудования возможно только с учетом технологии и организации работ. Машины, спроектированные и изготовленные с нарушением указанных требований, не могут быть эффективно использованы. Поэтому проектирование любой машины и комплектов машин для комплексного механизированного и автоматизированного производства начинают с анализа заданного процесса производства, прежде всего – принятой технологии.

Конструирование – это логико-математический творческий процесс поиска оптимального варианта структуры, форм, размеров, материалов и взаимосвязи совокупности отдельных элементов, предназначенных для выполнения заданных

функций в соответствии с требованиями технического задания, с учетом достижений науки и техники, патентных оценок и перспектив развития отрасли.

Результатом конструирования является полный комплект конструкторских документов, необходимых для изготовления, испытания и эксплуатации изделия.

3.2 Общие требования к современным машинам, их деталям и сборочным единицам

Несмотря на многообразие современных машин, отличающихся друг от друга назначением, производительностью, скоростью движения рабочих органов и т. д., установлены общие требования, предъявляемые к конструкции самих машин, а также к их сборочным единицам и деталям. Такими требованиями к машинам являются:

- соответствие производительности заданным объемам и темпам выполнения работы;
- обеспечение высокой надежности и долговечности, а также срока службы машины, соответствующего сроку гарантии в заданных условиях эксплуатации;
- правильный выбор материала и рациональных способов обработки;
- соответствие конструкции машины ее назначению;
- обеспечение наименьших габаритных размеров машины, затрат труда и материально-денежных средств;
- удобство доставки к потребителю;
- привлекательность формы и отделки внешнего вида машины.

К конструкциям сборочных единиц предъявляются требования легкой сборки и разборки, легкой замены частей, изнашивающихся относительно быстро, и т. д.

Детали должны иметь минимальную массу при достаточной прочности и быть надежными в эксплуатации, т. к. их поломка может привести к аварии. Прочность детали обеспечивается выбором материала и правильно рассчитанными размерами. Уменьшение массы детали достигается применением более прочных и экономичных материалов. Применение наиболее точных методов расчета дает возможность получить размеры деталей без излишних запасов прочности. Многие детали должны также обладать достаточной жесткостью, т. е. способностью сопротивляться образованию остаточных деформаций. Особое значение это имеет для корпусов, валов, осей, опор. Жесткость деталей зависит от свойств материала, размеров и формы деталей, поэтому при конструировании многих деталей машин проводятся расчеты жесткости и специальные испытания опытных образцов.

Детали должны быть придана достаточная износостойкость. Для выполнения этого требования применяются специальные материалы, используются различные способы поверхностного упрочнения.

Детали должны быть как можно более простыми по форме и экономичными в изготовлении. Это требование может быть выполнено при условии тесного сотрудничества конструкторов и технологов, обеспечивающего применение наиболее рациональных конструкций, прогрессивной технологии, более дешевых материалов и т. д.

Одним из существенных критериев оценки конструкции изделия является его технологичность и экономичность.

3.3 Механический электропривод

3.3.1 Общие сведения

Большинство современных технологических машин, как в сельскохозяйственной промышленности, так и в других отраслях проектируют и создают по схеме: энергетическая машина → передаточный механизм → исполнительный орган машины → система управления (рисунок 3.1).

Устройство, состоящее из двигателя, передаточных механизмов и системы управления для приведения в движение машин и механизмов, называется **приводом**.

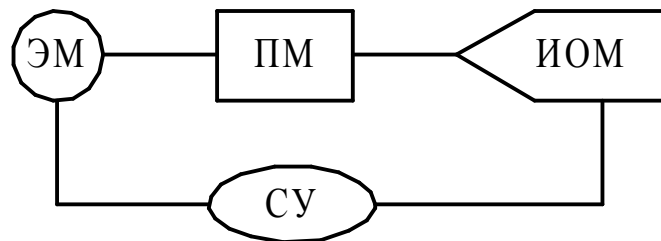


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема механического привода

Угловые скорости двигателя $\omega_{дв}$ и исполнительного органа машины $\omega_{ном}$, как правило, не равны. Электротехническая промышленность для общемашиностроительного применения выпускает электродвигатели с синхронной частотой вращения n_c , равной 3000, 1500, 1000 и 750 мин^{-1} . Рабочие органы технологических машин функционируют при большом разнообразии угловых скоростей. Для решения этих противоречий применяют приводы. Ключевым звеном привода является передача.

Передачами в машинах называются устройства, служащие для передачи энергии механического движения на расстояние и для преобразования его параметров. Общее назначение передач совмещается с выполнением частных функций: распределением энергии, понижением или повышением скорости, преобразованием видов движения (например, вращательного в поступательное или наоборот),

регулированием скорости, пуском, остановкой и реверсированием. Широкое распространение в технике получило вращательное движение, т. к. оно может быть осуществлено наиболее простыми способами.

Передачи используются как для понижения (редукции), так и для повышения мультипликации угловой скорости двигателя до заданной угловой скорости рабочего звена (органа) машины. В зубчатых передачах первые называются **редукторами**, а вторые – **мультипликаторами**.

Необходимость применения передач, располагаемых между двигателем и исполнительным органом машины (по пути следования энергии), обусловлена следующими причинами:

а) скорости движения исполнительных органов машины чаще всего отличны от скоростей стандартных двигателей;

б) в процессе эксплуатации машины необходимо регулировать скорости исполнительного органа и, соответственно, вращающие моменты в пределах, не осуществляемых непосредственно двигателем из-за неэкономичности или невозможности;

в) характер и законы движения, обеспечиваемые двигателем, отличаются от предусматриваемых для исполнительного органа;

г) одним двигателем необходимо привести в движение несколько исполнительных органов с различными скоростями;

д) непосредственно большими расстояниями между двигателем и исполнительным органом или соображениями безопасности, удобства обслуживания или габаритов машины.

По способу передачи движения от ведущего вала к ведомому различают передачи трением и зацеплением, непосредственного касания (фрикционные, зубчатые, червячные, глобоидные, гипоидные, планетарные, волновые, винтовые) и с гибкой связью (ременные, зубчатременные, цепные); по назначению – кинематические и силовые; по характеру изменения передаточного отношения – с постоянным и изменяющимся передаточным отношением (ступенчато и бесступенчато); по относительному движению валов – обыкновенные и сателлитные; по взаимному расположению валов в пространстве – между параллельными, пересекающимися, перекрещивающимися и соосными осями валов. Выбор того или иного типа передачи обуславливается габаритами, массой и компоновочной схемой машины, режимом ее работы, частотой и направлением вращения ведущего и ведомого валов, пределами и условиями регулирования их скорости.

Правильный выбор типа привода, кинематической схемы, вида и материала трущихся пар, применение подшипников качения, совершенной системы смазывания – все это является важным для повышения коэффициента полезного действия (КПД) машины и механизма.

3.3.2 Кинематические и силовые соотношения в передачах

Любая передача (рисунок 3.2) состоит из ведущего 1 (быстроходного) и ведомого 2 (тихоходного) валов (звеньев). Передачу характеризуют следующие основные и производные параметры: мощность P (кВт), угловая скорость ω (с^{-1}) или частота вращения n (мин^{-1}), момент вращения T (Н·м), КПД η и передаточное число u (передаточное отношение i).

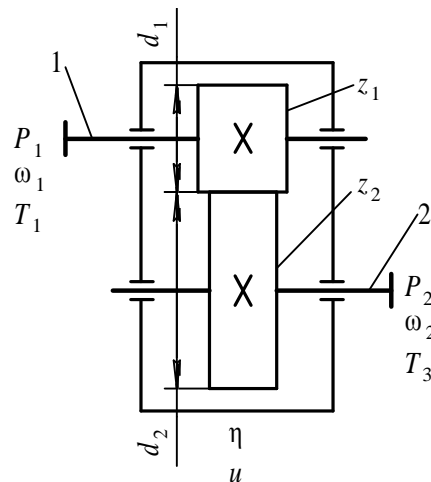


Рисунок 3.2 – Схема передачи с обозначением основных параметров

Важнейшая характеристика любой механической передачи – передаточное отношение, которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) одного звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другой передачи. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена 1 к ведомому 2, имеет вид:

$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.1)$$

При значении $i > 1$ такие передачи называют понижающими, процесс преобразования частоты вращения – редуцированием, а передачу, выполненную в закрытом корпусе, – редуктором.

Если кинематическая характеристика выражается отношением числа зубьев (z_1, z_2) или определяется через диаметры (d_1, d_2), то это называют **передаточным числом u** :

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (3.2)$$

Передаточное число всегда положительно (для понижающих передач – больше единицы), относится только к одной передаче и является частным случаем передаточного отношения.

Так как в рамках курсового проектирования рассматриваются только понижающие передачи, то передаточное отношение и передаточное число совпадают. Обе эти характеристики механических передач будем обозначать символом u .

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). Значение общего передаточного числа определяется произведением передаточных чисел отдельных кинематических ступеней привода:

$$u_{\text{общ}} = u_{12}u_{23} \times \dots \times u_{jn}. \quad (3.3)$$

При разбивке общего передаточного числа следует руководствоваться кинематическими возможностями отдельных передач. В таблице 3.1 приведены рекомендуемые интервалы передаточных чисел, а значения для редукторов следует принимать стандартными. Сравнительная характеристика передач приведена в таблице 3.2.

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1 , то с ведомого можно будет отобрать мощность P_2 , которая несколько меньше затраченной P_1 (вследствие потерь на трение и другие сопротивления).

Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (3.4)$$

Поскольку $P = T\omega$ и $\omega = \frac{\pi n}{30}$, то

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2\omega_2}{T_1\omega_1} = \frac{T_2n_2}{T_1n_1} = \frac{T_2}{T_1u_{12}}. \quad (3.5)$$

Значения КПД передач приведены в таблице 3.1.

В силовой (понижающей) передаче $\omega_1 \geq \omega_2$, $T_2 \geq T_1$, тогда

$$T_2 = T_1u_{12}\eta. \quad (3.6)$$

В идеальной передаче (без потерь) изменение частоты вращения или угловой скорости обратно пропорционально изменению моментов вращения.

Окружная скорость V ведущего или ведомого звена, м/с:

$$V = \frac{\omega d}{2} \quad \text{или} \quad V = \frac{\pi d n}{60 \times 1000}, \quad (3.7)$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ;

d – диаметр шкива, колеса, звездочки, червяка, мм;

n – частота вращения, мин^{-1} .

Таблица 3.1 - Ориентировочные значения основных параметров одноступенчатых механических передач

Вид передачи	Передаточное число u	КПД передач η		Передаваемая мощность P , кВт
		закрытых	открытых	
Зубчатая:				
цилиндрическая	до 6,3	0,97...0,98	0,93...0,95	не ограничена
коническая	до 6,3	0,95...0,97	0,92...0,94	4000
планетарная A_{1h}^3	3...9	0,95...0,97	–	5000
планетарная B_{1h}^3	7...16	0,94...0,96	–	5000
волновая u_{h1}^3	80...315	0,70...0,90	–	150
Червячная при числе заходов червяка:				
$z_1 = 4$	8...14	0,80...0,90	–	–
$z_1 = 2$	14...30	0,75...0,85	0,60...0,70	60
$z_1 = 1$	30...80	0,70...0,80	0,50...0,60	–
Прочие:				
цепная	до 10	0,95...0,97	0,92...0,95	120
ременная (трением)	до 8	–	0,94...0,96	50
зубчато-ременная	до 12	–	0,96...0,98	100
фрикционная	до 7	0,85...0,95	0,70...0,85	20
муфта соединительная	–	0,98		–
подшипники качения (одна пара)	–	0,99		–
<p>Примечания</p> <p>1 Передаточные числа u зубчатых передач выбирают из единого ряда (по ГОСТ 2185–66): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5.</p> <p>2 Передаточные числа u червячных передач выбирают из единого ряда (по ГОСТ 2144–76): 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100.</p> <p>3 Рекомендуемые передаточные числа u ременной передачи: 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8.</p> <p>4 Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $u \leq 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.</p> <p>5 В отдельных случаях допускается использовать нестандартные передаточные числа, принимаемых по ГОСТ 6636–69 согласно таблице А.1 приложения А</p>				

Таблица 3.2 - Преимущества и недостатки передач основных типов

Тип передачи	Преимущества	Недостатки
Зубчатая: цилиндрическая; коническая	Высокий КПД. Постоянство передаточного отношения	Малое передаточное отношение. Шум при работе
Червячная	Большое передаточное число. Возможность самоторможения	Низкий КПД. Использование цветных металлов, повышающих стоимость передач

Тип передачи	Преимущества	Недостатки
Планетарная зубчатая	Плавность, бесшумность. Малые габариты и масса	Большое число деталей. Сложность сборки. Большая точность изготовления
Волновая зубчатая	Большое передаточное число. Малые габариты и масса. Возможность передачи движения в герметичное пространство. Высокая демпфирующая способность	Высокое качество материала колеса. Ограниченная частота вращения ведущего вала генератора волн деформации во избежание усталостного разрушения гибкого колеса
Винт-гайка с трением качения	Высокий КПД (до 0,9)	Сложность изготовления. Необходимость хорошей защиты от загрязнения. Необеспеченность точного и постоянного передаточного отношения

Окружная сила передачи F_t , Н:

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{2T}{d}, \quad (3.8)$$

где P – мощность, Вт.

Момент вращения T , Н·мм:

$$T = F_t \frac{d}{2} = \frac{P}{\omega}. \quad (3.9)$$

Момент вращения ведущего вала T_1 является моментом движущих сил, и его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала T_2 – момент силы сопротивления, его направление противоположно направлению вращения вала.

Требуемая мощность приводного двигателя (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания), кВт:

$$P_{\text{эд. тр}} = \frac{P_T}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (3.10)$$

где P_T – мощность, затрачиваемая на технологический процесс, кВт;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода, равный произведению частных КПД отдельных элементов (передач, подшипников, муфт), составляющих привод:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{12} \eta_{23} \dots \eta_n. \quad (3.11)$$

При расчете привода часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

1) выражение угловой скорости ω , с^{-1} , через частоту вращения n , мин^{-1} :

$$\omega = \frac{\rho n}{30}; \quad (3.12)$$

2) выражение вращающего момента T , Н·м, через мощность P , кВт, и частоту вращения n , мин^{-1} :

$$T = 9550 \frac{P}{n}; \quad (3.13)$$

3) связь между моментами на ведущем (быстроходном) T_6 и ведомом (тихоходном) T_T валах передачи через передаточное число u и КПД η :

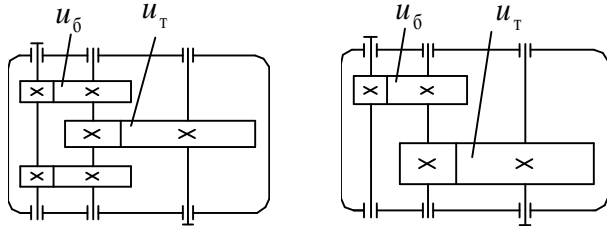
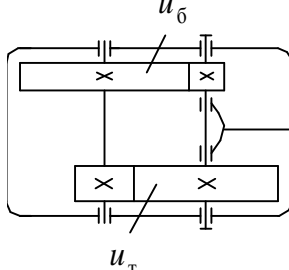
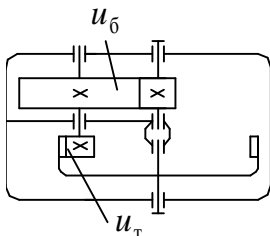
$$T_T = T_6 u \eta. \quad (3.14)$$

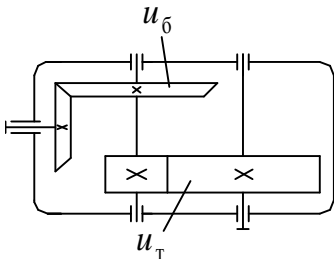
Для двухступенчатого редуктора

$$u_{\text{ред}} = u_6 u_T, \quad (3.15)$$

где u_6 и u_T – передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней редуктора (коробки передач), определяемые по соотношениям, приведенным в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Соотношения для определения передаточных чисел быстроходной u_6 и тихоходной u_T ступеней двухступенчатых редукторов

Исполнение редуктора	Схема	Передаточное число	
		u_6	u_T
По развернутой схеме		$\frac{u_{\text{ред}}}{u_T}$	$0,88\sqrt{u_{\text{ред}}}$
Соосный		$\frac{u_{\text{ред}}}{u_T}$	$0,95\sqrt{u_{\text{ред}}}$
Соосный с внутренним зацеплением		$2\sqrt[3]{u_{\text{ред}}}$	$\frac{u_{\text{ред}}}{u_6}$

Исполнение редуктора	Схема	Передаточное число	
		u_6	u_T
Коническо-цилиндрический		$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$1,1\sqrt{u_{ред}}$
Планетарный:			
$u_{ред} \leq 25$		4	$\frac{u_{ред}}{4}$
$25 < u_{ред} \leq 63$	—	$\frac{u_{ред}}{6,3}$	6,3
$u_{ред} > 63$		10	$0,1u_{ред}$

3.3.3 Выбор электродвигателя переменного тока и влияние его механической характеристики на оценку эффективности привода

В машиностроении широко используются асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором, которые непосредственно или через преобразователи частоты включаются в сеть. Их преимущества – простота конструкции, сравнительно низкая стоимость, высокая энергетическая эффективность, широкий диапазон регулирования скорости вращения при подключении к сети через преобразователи частоты, простота обслуживания и надежность. Синхронная частота вращения соответствует идеальному холостому ходу, т. е. когда нагрузка равна нулю. Под нагрузкой частота вращения электродвигателя уменьшается.

Номинальному (паспортному) режиму эксплуатации электродвигателя соответствует номинальная частота $n_{ном}$ и номинальная мощность $P_{ном}$. В этом режиме электродвигатель работает длительное время без перегрева и КПД близок к максимальному. Момент $T_{ном}$, соответствующий $P_{ном}$, является номинальным.

В каталоге указывается номинальная частота вращения $n_{ном}$, мин^{-1} , принимаемая за расчетную, например при определении общего передаточного числа механизма. Если электродвигатель работает при установившемся режиме ($n_{ном}$ и $T_{ном}$), а затем подвергается перегрузке, его частота вращения падает.

При длительной работе ее продолжительность достаточна для того, чтобы температура нагрева двигателя достигала установившегося значения.

Большинство технологических машин, а следовательно, и их приводы работают в условиях переменных режимов нагружения, которые определяются **циклограммой**, т. е. графиком изменения вращающего момента во времени.

Путем исследований установлено, что при всем многообразии циклограмм моментов их можно приближенно свести к **шести стандартным типовым режимам нагружения**:

0-й – постоянный режим нагружения, характерный для машин, которые работают с отклонениями от номинального режима до 20 %. Он является наиболее тяжелым;

1-й – тяжелый режим нагружения, характерный для машин, которые большую часть времени работают с нагрузками, близкими к номинальным (например, горные машины);

2-й – средний равновероятный режим нагружения, характерный для машин, которые работают одинаковое время со всеми значениями нагрузки (например, транспортные машины);

3-й – средний нормальный режим нагружения, характерный для машин, которые работают большую часть времени со средними нагрузками (например, достаточно интенсивно эксплуатируемые машины);

4-й – легкий режим нагружения, характерный для машин, которые работают большую часть времени с нагрузками ниже средних (например, широкоуниверсальные станки);

5-й – особо легкий режим нагружения, характерный для машин, которые большую часть времени работают с малыми нагрузками (например, металло-режущие станки).

Сведения о режимах нагружения используют при проектировании зубчатых передач на выносливость (глава 4, таблица 4.4).

При выборе электродвигателя учитывают ряд требований, обусловленных условиями и режимом работы привода: частотой вращения выходного вала, состоянием окружающей среды, типом передаточного механизма и т. д. Критериями оценки оптимальности выбора электродвигателей служат надежность и экономичность электромеханической системы, КПД, габариты и масса двигателя, его динамические характеристики.

В рамках учебного курсового проектирования эта задача решается ограниченно и заключается в подборе типоразмера по каталогу с учетом его механической характеристики.

Из существующих типов двигателей выбирают преимущественно асинхронные электродвигатели трехфазного тока серии 4А или АИР.

Технические данные асинхронных короткозамкнутых электродвигателей трехфазной серии АИР и 4А приведены в таблицах 3.4 и 3.5, а основные размеры – в таблицах А.2, А.3 приложения А.

Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$ выбранного электродвигателя должна быть больше требуемой (расчетной) мощности $P_{\text{эд. тр}}$, т. е. $P_{\text{ном}} \geq P_{\text{эд. тр}}$.

Таблица 3.4 – Технические данные асинхронных короткозамкнутых трехфазных двигателей серии АИР (по ТУ РБ-05755950-420–93)

Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
	Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹		
0,75	АИР71А2	2820	2,7	АИР71В4	1350	2,6
1,10	АИР71В2	2810	2,4	АИР80А4	1420	2,4
1,50	АИР80А2	2880	2,6	АИР80В4	1410	2,4
2,20	АИР80В2	2810	2,6	АИР90L4	1420	2,4
3,00	АИР90L2	2860	2,6	АИР100S4	1410	2,2
4,00	АИР100S2	2850	2,4	АИР100L4	1410	2,4
5,50	АИР100L2	2850	2,4	АИР112М4	1430	2,5
7,50	АИР112М2	2900	2,2	АИР132S4	1440	2,5
11,00	АИР132М2	2910	2,2	АИР132М4	1450	2,9
Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
	Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹		
0,75	АИР80А6	920	2,2	АИР90LА8	700	2,0
1,10	АИР80В6	920	2,3	АИР90LВ8	690	2,2
1,50	АИР90L6	940	2,3	АИР100L8	700	2,0
2,20	АИР100L6	940	2,2	АИР112МА8	700	2,2
3,00	АИР112МА6	950	2,2	АИР112МВ8	700	2,2
4,00	АИР112МВ6	950	2,2	АИР132S8	700	2,2
5,50	АИР132S6	960	2,2	АИР132М8	700	2,2
7,50	АИР132М6	950	2,2	АИР160S8	720	2,3
11,00	АИР160S6	970	2,6	АИР160М8	720	2,3
<p>Примечания</p> <p>1 $T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$ – отношение максимального момента к номинальному.</p> <p>2 Климатическое исполнение двигателя и категория размещения указывается в его обозначении в соответствии с ГОСТ 15150–69 и ГОСТ 15543.1–89 после обозначения типа двигателя: У – умеренный климат; 1 – применение на открытом воздухе; 2 – использование под навесом или в неотапливаемом помещении.</p> <p>3 Монтажное исполнение двигателей указывается в его обозначении после обозначения климатического исполнения и по ГОСТ 2479–79 (СТ СЭВ 246–76) обозначается: 1М1 – крепление на лапах; 1М3 – крепление фланцевое; 1М2 – фланцевое или на лапах.</p> <p>4 Способ крепления двигателя, определяющий расположение его вала, в маркировке двигателя указывается в обозначении монтажного исполнения и по ГОСТ 2479–79 (СТ СЭВ 246–76) приводится после обозначения крепления: 08 – любое; 01 – вертикально вниз; 03 – вертикально вверх.</p> <p>5 Пример условного обозначения двигателя основного исполнения типа АИР100L2, предназначенного для использования в условиях умеренного климата под навесом или в неотапливаемом помещении, с креплением на лапах, с любым расположением вала, с рабочим напряжением 380 В:</p> <p style="text-align: center;">Двигатель АИР100L2У2 1М1 08 380В ТУ РБ-05755950-420–93</p>						

Таблица 3.5 – Технические данные двигателей асинхронных короткозамкнутых трехфазных серии 4А (по ГОСТ 19523–81)

Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
0,75	4А71А2	2840	2,2	4А71В4	1370	2,2
1,10	4А71В2	2810	2,2	4А80А4	1400	2,2
1,50	4А80А2	2850	2,2	4А80В4	1400	2,2
2,20	4А80В2	2850	2,2	4А90L4	1420	2,2
3,00	4А90L2	2840	2,2	4А100S4	1420	2,2
4,00	4А100S2	2880	2,2	4А100L4	1420	2,4
5,50	4А100L2	2880	2,2	4А112М4	1425	2,2
7,50	4А112М2	2920	2,2	4А132S4	1455	2,2
11,00	4А132М2	2910	2,2	4А132М4	1460	2,2
Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	$T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$
0,75	4А80А6	920	2,2	4А90LА8	705	1,7
1,10	4А80В6	935	2,2	4А90LВ8	700	1,7
1,50	4А90L6	945	2,2	4А100L8	700	1,7
2,20	4А100L6	945	2,2	4А112МА8	705	2,2
3,00	4А112МА6	945	2,2	4А112МВ8	700	2,2
4,00	4А122МВ6	955	2,2	4А132S8	715	2,2
5,50	4А132S6	955	2,2	4А132М8	715	2,2
7,50	4А132М6	970	2,2	4А160S8	730	2,2
11,00	4А160S6	970	2,2	4А160М8	730	2,2

Примечания
1 $T_{\text{max}} / T_{\text{ном}}$ – отношение максимального момента к номинальному.
2 Структура обозначения типоразмера двигателя:

$$\begin{array}{cccccccccc} \underline{4} & \underline{А} & \underline{Х} & \underline{Х} & \underline{XXX} & \underline{Х} & \underline{Х} & \underline{Х} & \underline{XX} & \underline{Х} \\ \text{позиции} \rightarrow & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 \end{array}$$

Позиция 1 (4) – порядковый номер серии; позиция 2 (А) – вид двигателя (асинхронный); позиция 3 – исполнение двигателя по способу охлаждения и защиты от окружающей среды (Н – защищенные; отсутствие знака означает закрытые обдуваемые двигатели); позиция 4 – исполнение двигателя по материалу станины и щитов (А – станина и щиты двигателя алюминиевые; Х – станина алюминиевая, щиты чугунные; отсутствие знака означает, что станина и щиты чугунные или стальные); позиция 5 – высота оси вращения (три или две цифры); позиция 6 – установочный размер по длине станины (L, S, M); позиция 7 – длина сердечника статора (А или В) при условии сохранения установочного размера; позиция 8 – число полюсов (2, 4, 6, 8); позиция 9 – исполнение двигателя (может отсутствовать); позиция 10 (У3) – вид климатического исполнения по ГОСТ 15150–69.

3 Пример условного обозначения трехфазного асинхронного короткозамкнутого двигателя серии 4, типа 100L6, климатического исполнения У, категории 3:

Двигатель 4А100L6У3 ГОСТ 19523–81

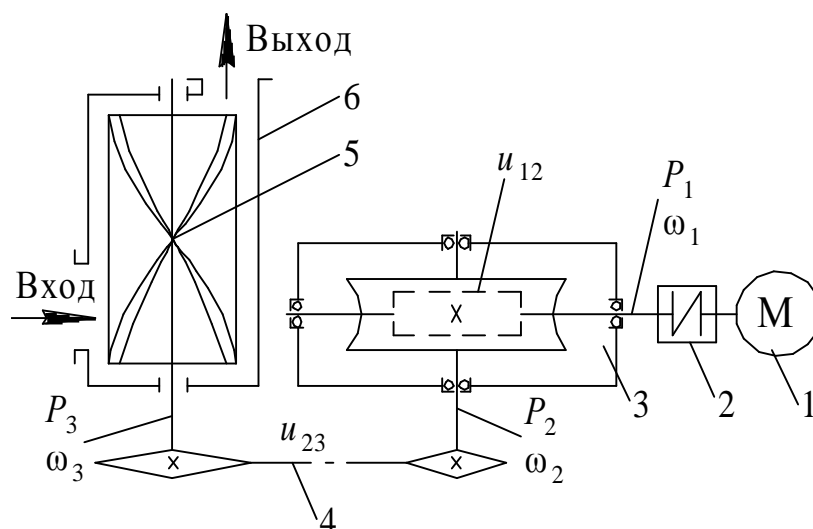
Чем ниже частота вращения вала электродвигателя, тем больше его размеры, масса и стоимость. Высокооборотные двигатели, напротив, имеют меньшие размеры, массу, стоимость, чем тихоходные той же мощности. Поэтому применение тихоходного двигателя с $n_{\text{синх}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ возможно лишь при достаточном обосновании.

Допустимая перегрузка двигателя не должна превышать 5 %, недогрузка – 20 %.

3.4 Примеры выполнения кинематического и энергетического расчетов приводной станции

Пример 1. Выбрать электродвигатель к кормоприготовительной машине (рисунок 3.3), выполнить кинематический расчет и определить моменты вращения на валах.

Исходные данные: мощность на рабочем валу машины $P_T = 1,5 \text{ кВт}$, частота вращения рабочего вала $n_T = 30 \text{ мин}^{-1}$, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_{\text{синх}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, режим нагружения – 5 (легкий).



1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – червячный редуктор;
4 – цепная передача; 5 – рабочий вал со спиральными лопастями; 6 – чан

Рисунок 3.3 – Кинематическая схема привода

Решение. Предварительное значение КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{12} \eta_{23} \eta_m \eta_{\text{п}}^3 = 0,8 \times 0,94 \times 0,98 \times 0,99^3 = 0,71.$$

Значения η отдельных звеньев приняты по таблице 3.1: КПД червячной передачи (при двухзаходном червяке) $\eta_{12} = 0,8$; КПД цепной передачи $\eta_{23} = 0,94$; КПД муфты $\eta_m = 0,98$; КПД одной пары подшипников $\eta_{\text{п}} = 0,99$ (в данном случае – три пары).

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{эд. тр}} = \frac{P_{\text{т}}}{h_{\text{общ}}} = \frac{1,5}{0,71} = 2,1 \text{ кВт.}$$

При заданном режиме нагрузки механизма, исходя из заданной синхронной частоты вращения ($n_{\text{синх}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$), принимаем по таблице 3.4 электродвигатель серии АИР типа 80В2 с номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 2,2 \text{ кВт}$, номинальной частотой вращения вала $n_{\text{ном}} = 2810 \text{ мин}^{-1}$; по таблице А.2 приложения А диаметр выходного конца вала $d_1 = 22 \text{ мм}$ (потребуется при подборе муфты).

Общее передаточное число привода и разбивка его по ступеням

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{т}}} = \frac{2810}{30} = 93,67.$$

Так как $u_{\text{общ}} = u_{12}u_{23}$, передачи должны иметь стандартные передаточные числа, а привод в целом – компактные размеры, то по таблице 3.1 принимаем $u_{12} = 28$. Тогда передаточное число цепной передачи

$$u_{23} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{12}} = \frac{93,67}{28} = 3,35.$$

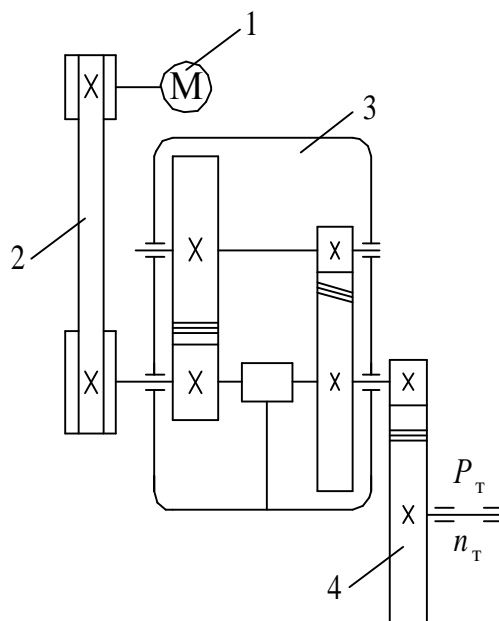
Значения частоты вращения (угловой скорости) валов привода:

$$\begin{aligned} n_1 = n_{\text{ном}} = 2810 \text{ мин}^{-1}; & \quad \omega_1 = \frac{\rho n_1}{30} = \frac{3,14 \times 2810}{30} = 294,1 \text{ с}^{-1}; \\ n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{2810}{28} = 100,36 \text{ мин}^{-1}; & \quad \omega_2 = \frac{\rho n_2}{30} = \frac{3,14 \times 100,36}{30} = 10,5 \text{ с}^{-1}; \\ n_3 = \frac{n_2}{u_{23}} = \frac{100,36}{3,35} = 29,96 \text{ мин}^{-1}; & \quad \omega_3 = \frac{\rho n_3}{30} = \frac{3,14 \times 29,96}{30} = 3,14 \text{ с}^{-1}. \end{aligned}$$

Значения мощности и вращающего момента на валах привода (см. рисунок 3.3):

$$\begin{aligned} P_{\text{эд}} = P_{\text{эд. тр}} = 2,1 \text{ кВт}; & \quad T_{\text{эд}} = \frac{P_{\text{эд}}}{\omega_{\text{эд}}} = \frac{2,1 \times 10^3}{298,3} = 7,04 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ P_1 = P_{\text{эд}} h_{\text{м}} h_{\text{п}} = 2,1 \times 0,98 \times 0,99 = 2,04 \text{ кВт}; & \quad T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2,04 \times 10^3}{298,3} = 6,8 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ P_2 = P_1 h_{12} h_{\text{п}} = 2,04 \times 0,8 \times 0,99 = 1,61 \text{ кВт}; & \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{1,61 \times 10^3}{10,73} = 149,9 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ P_3 = P_2 h_{23} h_{\text{п}} = 1,61 \times 0,94 \times 0,99 = 1,5 \text{ кВт}; & \quad T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{1,5 \times 10^3}{3,14} = 477,7 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Пример 2. Выполнить кинематический и энергетический расчет привода механических ножниц (рисунок 3.4).



1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – редуктор;
4 – открытая зубчатая передача

Рисунок 3.4 – Кинематическая схема привода

Исходные данные: мощность на выходном валу привода $P_T = 4,8$ кВт; частота вращения выходного вала привода $n_T = 35$ мин⁻¹; срок службы приводной станции $L_h = 2000$ ч; режим работы – 1 (тяжелый).

Решение. Определяем общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_p \eta_{\text{зц}}^2 \eta_{\text{оц}} \eta_{\text{п}}^4,$$

где КПД клиноременной передачи $\eta_p = 0,94$ (см. таблицу 3.1);

КПД зубчатой цилиндрической передачи $\eta_{\text{зц}} = 0,97$;

КПД открытой зубчатой цилиндрической передачи $\eta_{\text{оц}} = 0,93$;

КПД пары подшипников качения $\eta_{\text{п}} = 0,99$.

$$\eta = 0,94 \times 0,97^2 \times 0,93 \times 0,99^4 = 0,79.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{эд. тр}} = \frac{P_T}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{4,8}{0,79} = 6,08 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель АИР112М2 номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 7,5$ кВт, синхронной частотой вращения $n_{\text{синх}} = 3000$ мин⁻¹, номинальной частотой враще-

ния $n_{\text{ном}} = 2900 \text{ мин}^{-1}$ (таблица 3.4), диаметр выходного конца вала $d_1 = 32 \text{ мм}$ (таблица А.2 приложения А).

Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_r} = \frac{2900}{35} = 82,86.$$

Производим разбивку передаточного числа по ступеням:

$$u_{\text{общ}} = u_p u_{\text{зц1}} u_{\text{зц2}} u_{\text{оц}}.$$

Предварительно принимаем передаточное число ременной передачи $u_p = 2,5$ (таблица 3.1) и открытой зубчатой цилиндрической передачи $u_{\text{оц}} = 3,7$ (таблица А.1 приложения А).

Передаточное отношение редуктора

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_p u_{\text{оц}}} = \frac{82,86}{2,5 \times 3,7} = 8,96.$$

Передаточное отношение тихоходной передачи редуктора (см. таблицу 3.3)

$$u_{\text{зц2}} = 0,95 \sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,95 \sqrt{8,96} = 2,84.$$

Передаточное отношение быстроходной передачи редуктора

$$u_{\text{зц1}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{зц2}}} = \frac{8,96}{2,84} = 3,15.$$

По таблице А.1 приложения А выбираем значения передаточных чисел ступеней редуктора по ряду Ra40 (таблица 3.1) для зубчатой цилиндрической передачи: первой ступени $u_{\text{зц1}} = 3,20$; второй ступени $u_{\text{зц2}} = 2,80$.

Окончательно определяем передаточное отношение открытой зубчатой цилиндрической передачи:

$$u_{\text{оц}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_p u_{\text{зц1}} u_{\text{зц2}}} = \frac{82,86}{2,5 \times 3,2 \times 2,8} = 3,7.$$

Значения частоты вращения и угловой скорости валов привода:

$$\begin{aligned} n_{\text{эд}} &= n_{\text{ном}} = 2900 \text{ мин}^{-1}; & \omega_{\text{эд}} &= \frac{\rho n_{\text{эд}}}{30} = \frac{3,14 \times 2900}{30} = 303,7 \text{ с}^{-1}; \\ n_1 &= \frac{n_{\text{эд}}}{u_p} = \frac{2900}{2,5} = 1160 \text{ мин}^{-1}; & \omega_1 &= \frac{\rho n_1}{30} = \frac{3,14 \times 1160}{30} = 121,5 \text{ с}^{-1}; \\ n_2 &= \frac{n_1}{u_{\text{зц1}}} = \frac{1160}{3,2} = 362,5 \text{ мин}^{-1}; & \omega_2 &= \frac{\rho n_2}{30} = \frac{3,14 \times 362,5}{30} = 38,0 \text{ с}^{-1}; \end{aligned}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{эл2}}} = \frac{362,5}{2,8} = 129,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\rho n_3}{30} = \frac{3,14 \times 129,5}{30} = 13,6 \text{ с}^{-1};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{он}}} = \frac{129,5}{3,7} = 35,0 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\omega_4 = \frac{\rho n_4}{30} = \frac{3,14 \times 35,0}{30} = 3,7 \text{ с}^{-1}.$$

Значения мощности и вращающего момента на валах привода:

$$P_{\text{эд}} = P_{\text{эд.тр}} = 6,07 \text{ кВт};$$

$$T_{\text{эд}} = \frac{30P_{\text{эд}}}{\rho n_{\text{эд}}} = \frac{30 \times 6,07 \times 10^3}{3,14 \times 2900} = 20,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

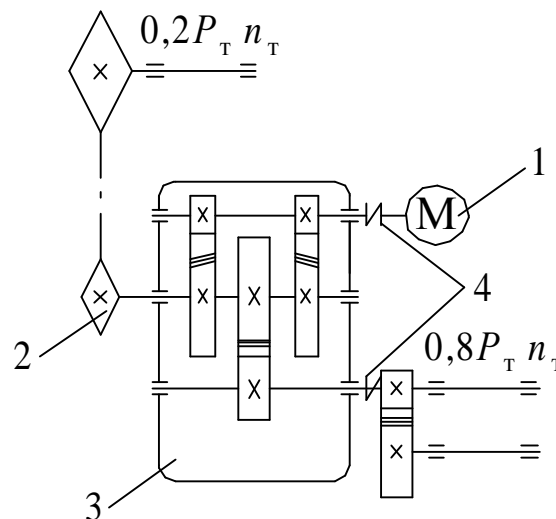
$$P_1 = P_{\text{эд}} h_p h_{\text{п}} = 6,07 \times 0,94 \times 0,99 = 5,65 \text{ кВт}; \quad T_1 = \frac{30P_1}{\rho n_1} = \frac{30 \times 5,65 \times 10^3}{3,14 \times 160} = 46,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$P_2 = P_1 h_{\text{эл}} h_{\text{п}} = 5,65 \times 0,97 \times 0,99 = 5,43 \text{ кВт}; \quad T_2 = \frac{30P_2}{\rho n_2} = \frac{30 \times 5,43 \times 10^3}{3,14 \times 362,5} = 143,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$P_3 = P_2 h_{\text{эл}} h_{\text{п}} = 5,43 \times 0,97 \times 0,99 = 5,21 \text{ кВт}; \quad T_3 = \frac{30P_3}{\rho n_3} = \frac{30 \times 5,21 \times 10^3}{3,14 \times 29,5} = 384,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$P_4 = P_3 h_{\text{он}} h_{\text{п}} = 5,21 \times 0,93 \times 0,99 = 4,80 \text{ кВт}. \quad T_4 = \frac{30P_4}{\rho n_4} = \frac{30 \times 4,80 \times 10^3}{3,14 \times 35,0} = 1309,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический и энергетический расчеты привода питающего шнека и роторов смесителя кормов (рисунок 3.5).



1 – электродвигатель; 2 – цепная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта

Рисунок 3.5 – Кинематическая схема привода

Исходные данные: мощность на выходном валу привода $P_T = 7,2$ кВт; частота вращения выходного вала привода $n_T = 184,0$ мин⁻¹; срок службы приводной станции $L_h = 5000$ ч; угол наклона цепной передачи к горизонту $\Theta = 40^\circ$, режим работы – 0 (весьма тяжелый).

Решение. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр1}} + P_{\text{тр2}};$$

$$P_{\text{тр}} = \frac{0,8P_{\text{т}}}{\eta_{\text{м}}^2 \eta_{\text{зц}}^2 \eta_{\text{п}}^4} + \frac{0,2P_{\text{т}}}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{зц}} \eta_{\text{п}}^3},$$

где $\eta_{\text{м}}$ – КПД соединительной муфты, $\eta_{\text{м}} = 0,98$ (см. таблицу 3.1);

$\eta_{\text{зц}}$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи, $\eta_{\text{зц}} = 0,97$;

$\eta_{\text{ц}}$ – КПД открытой цепной передачи, $\eta_{\text{ц}} = 0,92$;

$\eta_{\text{пк}}$ – КПД пары подшипников качения, $\eta_{\text{п}} = 0,99$.

$$P_{\text{эд. тр}} = \frac{0,8 \times 7,2}{0,98^2 \times 0,97^2 \times 0,99^4} + \frac{0,2 \times 7,2}{0,98 \times 0,92 \times 0,97 \times 0,99^3} = 8,3 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель АИР132М4 номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 11$ кВт, синхронной частотой вращения $n_{\text{синх}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, номинальной частотой вращения $n_{\text{ном}} = 1450 \text{ мин}^{-1}$ (таблица 3.4).

Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{т}}} = \frac{1450}{184} = 7,9;$$

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{зц1}} u_{\text{зц2}}.$$

Передаточное отношение цилиндрической тихоходной передачи редуктора

$$u_{\text{зц2}} = 0,88 \sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,88 \sqrt{7,9} = 2,47.$$

Передаточное отношение быстроходной передачи редуктора

$$u_{\text{зц1}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{зц2}}} = \frac{7,88}{2,47} = 3,19.$$

По ГОСТ 2185–66 выбираем значения передаточных отношений ступеней редуктора (таблица 3.1) для зубчатой цилиндрической передачи: первой ступени $u_{\text{зц1}} = 3,15$; второй ступени $u_{\text{зц2}} = 2,50$.

Передаточное отношение цепной передачи

$$u_{\text{ц}} = u_{\text{зц2}} = 2,5.$$

Значения частоты вращения валов привода:

$$n_{\text{эд}} = n_{\text{ном}} = 1450 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_1 = n_{\text{эд}} = 1450 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{ц1}}} = \frac{1450}{3,15} = 460,3 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{ц2}}} = \frac{460,3}{2,5} = 184 \text{ мин}^{-1}.$$

Значения мощности на валах привода:

$$P_{\text{эд}} = P_{\text{эд, тр}} = 8,33 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{\text{эд}} h_{\text{м}} h_{\text{п}} = 8,33 \times 0,98 \times 0,99 = 8,08 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 h_{\text{ц}} h_{\text{пк}} = 8,08 \times 0,97 \times 0,99 = 7,76 \text{ кВт};$$

$$P_3 = \frac{0,8 P_{\text{т}}}{h_{\text{м}} h_{\text{п}}} = \frac{0,8 \times 7,20}{0,98 \times 0,99} = 5,94 \text{ кВт}.$$

Мощность на ведущей звездочке цепной передачи

$$P_2 = \frac{0,2 P_{\text{т}}}{n_{\text{ц}} n_{\text{п}}} = \frac{0,2 \times 7,20}{0,92 \times 0,99} = 1,58 \text{ кВт}.$$

Значения вращающего момента на валах привода:

$$T_{\text{эд}} = 9550 \frac{P_{\text{эд}}}{n_{\text{эд}}} = 9550 \frac{8,33}{1450} = 54,86 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{8,08}{1450} = 53,22 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{7,76}{460,3} = 161 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{5,94}{184} = 308,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент на ведущей звездочке цепной передачи

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{1,58}{460,3} = 32,78 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4 Расчет зубчатых передач

Основной причиной выхода из строя колес в зубчатых передачах является повреждение зубчатых венцов колес в результате изнашивания активных поверхностей зубьев или их поломки. Изнашивание активных поверхностей происходит в основном из-за контактных напряжений (контактный износ) в закрытых, хорошо смазываемых жидкими смазочными материалами передачах и от трения – в открытых, смазываемых периодически. Поломка зубьев возникает из-за значительных перегрузок ударного действия или переменных напряжений изгиба (усталостный излом), действующих длительный период (число циклов $N_{\Sigma} \geq 4 \cdot 10^6$).

Для предупреждения преждевременного выхода из строя зубчатых колес от износа и поломки зубьев необходимо проводить расчет зубьев на контактную прочность активных поверхностей и на прочность зубьев при изгибе.

Расчет на контактную прочность является основным, т. к. он способствует предупреждению разрушения как от контактного износа, так и от воздействия других видов повреждений, вызывающих отказ.

Ниже приведена методика расчета зубчатых передач, базирующаяся на рекомендациях ГОСТ 21354–87, но с некоторыми упрощениями, не нарушающими сути данных рекомендаций и обеспечивающими достаточную точность инженерных расчетов.

4.1 Материалы зубчатых колес. Способы упрочнения зубьев

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что *нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью поверхности материала*. Наибольшую твердость, а следовательно, и наименьшие габариты и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термической и химико-термической обработке.

Основным материалом для изготовления зубчатых колес силовых передач служат легированные или углеродистые стали. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термической обработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы: с твердостью не более 350 HB – нормализованные или улучшенные, с твердостью более 350 HB (более 45 HRC) – после закалки, цементирования, нитро-цементирования, азотирования.

При твердости материала не более 350 HB чистовое нарезание зубьев производят после окончательной термической обработки заготовки.

Поверхности нормализованных и улучшенных зубьев хорошо прирабатываются, в результате чего погрешности, допущенные при нарезании зубьев

и сборке передачи, частично устраняются. К недостаткам улучшенных и нормализованных зубчатых колес следует отнести их сравнительно невысокую прочность, вследствие чего передачи с такими колесами получаются относительно больших размеров. Поэтому рассматриваемые способы упрочнения зубьев используют в передачах, масса и размеры которых строго не ограничены.

Известно, что масса деталей резко уменьшается с увеличением допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$. Величина $[\sigma_H]$ связана с твердостью контактирующих поверхностей зависимостью, близкой к прямо пропорциональной. Для снижения массы деталей следует назначать по возможности более высокие твердости активных поверхностей зубьев.

В правильно спроектированной зубчатой паре соотношение значений твердости активных поверхностей зубьев шестерни и колеса не может быть выбрано произвольно. При твердости зубьев до 350 НВ для их лучшей приработки твердость шестерни H_1 рекомендуют назначать на 10...15 единиц больше твердости колеса H_2 . Если твердость рабочих поверхностей зубьев не превышает 350 НВ, то для снижения опасности заедания и увеличения несущей способности зубчатых передач следует придерживаться условия $H_1 - H_2 = 20-50$ НВ, где H_1 и H_2 – твердость рабочих поверхностей шестерни и колеса соответственно.

Повысить несущую способность косозубой передачи на 25–30 % можно при $H_1 \geq 400$ НВ, $H_2 \leq 320$ НВ, при этом твердость шестерни измеряется по шкале Роквелла ($H \geq 45$ HRC).

Для малонагруженных передач находят применение стальное литье и чугун. При специальных требованиях используют неметаллические зубчатые колеса. В таблице 4.1 приведены усредненные значения механических характеристик и виды термообработки распространенных марок конструкционных сталей (углеродистых качественных по ГОСТ 1050–88 и легированных по ГОСТ 4543–71), используемых для изготовления зубчатых колес, а также других деталей машин (валов, осей, звездочек цепных передач, червяков, деталей муфт и т. п.). Из данных таблицы 4.1 следует, что механические характеристики сталей зависят не только от химического состава и вида термообработки, но и от размеров характерного сечения заготовок (рисунок 4.1).

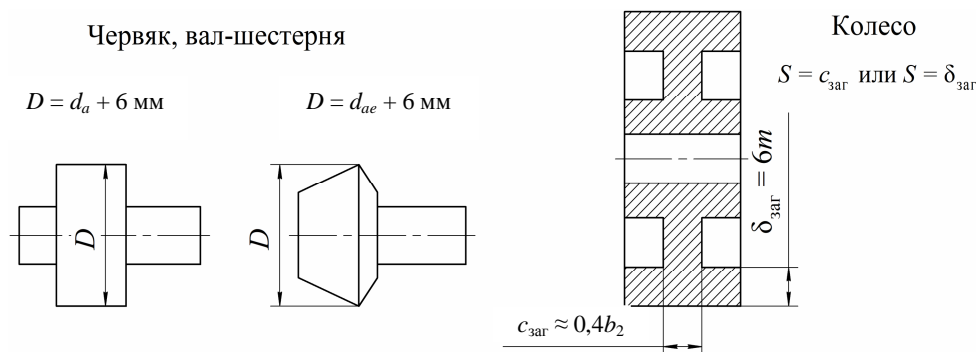
Таким образом, выбор материала зубчатых колес является важным этапом при проектировании редуктора.

Для стали одной и той же марки в зависимости от термической обработки можно получить различные механические свойства, поэтому с целью сокращения номенклатуры материалов для шестерни и колеса передачи обычно применяют одну и ту же сталь.

Таблица 4.1 – Механические характеристики сталей некоторых марок, используемых для изготовления зубчатых колес и других деталей машин

Марка стали	Заготовка (рисунок 4.1)		Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
	Диаметр D , мм	Ширина S , мм	сердцевины, НВ	поверхности, HRC ₃	временное сопротивление (предел прочности) S_B	предел текучести S_T	
Поковка или штамповка							
35	любой	любая	163...192	–	550	270	Нормализация
45	любой	любая	179...207	–	600	320	
45	125	80	235...262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269...302	–	890	650	
40X	200	125	235...262	–	790	640	
40X	125	80	269...302	–	900	750	
40X	125	80	269...302	45...50	900	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
35XM	315	200	235...262	–	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269...302	–	920	790	
35XM	200	125	269...302	48...53	920	790	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40XH	315	200	235...262	–	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269...302	–	920	750	
40XH	200	125	269...302	48...53	920	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
50XH	200	125	269...302	50...56	1100	900	
20XH2M	200	125	300...400	56...63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18XГТ	200	125	300...400	56...63	1000	800	
12XH3A	200	125	300...400	56...63	1000	800	
25XГМ	200	125	300...400	56...63	1000	800	
40XH2MA	125	80	269...302	50...56	980	780	Улучшение + азотирование
Стальная отливка							
35Л	любой	любая	163...207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207...235	–	680	440	Улучшение
50Л	315	200	235...262	–	850	600	

Примечание – При сплошных дисках колес $S = b_2$



d_a и d_{ae} – диаметры вершин зубьев

Рисунок 4.1 – Размеры характерных сечений заготовок

Для унификации используемых в производстве материалов и упрощения изготовления запасных частей рекомендуется выбирать стали следующих марок в зависимости от вида обработки:

- нормализация – 35, 45, 35Л;
- улучшение – 40, 45, 40Х, 35ХМ, 40ХН, 45Л, 40ГЛ;
- закалка при нагреве токами высокой частоты (ТВЧ) – 35ХМ, 40ХН, 50ХН, применение углеродистых сталей типа «Сталь 45» недопустимо;
- цементация – 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХНЗА;
- азотирование (мягкое) – 40ХН2МА.

4.2 Определение допускаемых напряжений

Расчеты зубчатых передач на прочность выполняют по допускаемым контактным $[\sigma_H]$ и изгибным $[\sigma_F]$ напряжениям. Эти напряжения определяют по зависимостям, приведенным в ГОСТ 21354–87, но без ряда коэффициентов, в большинстве случаев равных единице или близких к ней.

Допускаемое контактное напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала:

$$[\sigma_H] = \frac{S_{H\lim b} Z_N}{S_{H\min}}, \quad (4.1)$$

где $S_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов $N_{H\lim}$ перемены напряжений; значения $S_{H\lim b}$ и $N_{H\lim}$ определяют в зависимости от средней твердости $H_{\text{акт. ср}}$ активных поверхностей зубьев: $S_{H\lim b}$ – по таблице 4.2, $N_{H\lim}$ (млн циклов) – по таблице 4.3. Также базовое число циклов определяется по следующим зависимостям (индексы: 1 – шестерня, 2 – колесо):

$$N_{H\lim 1} = 30(HB_1^{2,4}) \times 12 \times 10^7, \quad N_{H\lim 2} = 30(HB_2^{2,4}) \times 12 \times 10^7; \quad (4.2)$$

$S_{H\min}$ – минимальный коэффициент запаса прочности (таблица 4.2): для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{H\min} = 1,1$ (при нормализации, улучшении или объемной закалке), для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H\min} = 1,2$ (при поверхностной закалке и цементации);

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи (показатель степени принимается равным 6 и 20).

Таблица 4.2 – Значения пределов контактной S_{Hlim} и изгибной S_{Flim} выносливости и коэффициентов безопасности S_H и S_F

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	σ_{Hlim}^{**} , МПа	S_{Hmin}	σ_{Flim}^{**} , МПа	S_F	[σ_H] _{max} , МПа	[σ_F] _{max} , МПа
	на поверхности	в сердцевине							
Нормализация, улучшение	180...350 HB		40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	2HB + 70	1,1	1,8HB	1,75	2,8 σ_T	2,7HB
Объемная закалка	44...54 HRC		40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	18HRC + 150	1,1	500	1,75	2,8 σ_T	1400
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n > 3$)*	56...63 HRC	25...35 HRC	55ПП, У6, 35XM	17HRC* _{пов} + 200	1,2	900		40HRC _{пов}	1260
						650			1260
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины	45...55 HRC	42...50 HRC	40X, 40XH, 35XM и др. 40X, 35XM, 40XH и др.			550			1430
Азотирование	55...67 HRC	24...40 HRC	35XЮА; 38XMЮА, 40X, 40XФА, 40XHМА и др.	1050	1,2	12HRC* _{сердц} + 300		40HRC _{пов} 30HRC _{пов}	1000
	50...59 HRC	24...40 HRC					1000		
Цементация и закалка	55...63 HRC	30...45 HRC	Цементуемые стали всех марок	23HRC _{пов}		750	1,55	40HRC _{пов}	1200
Нитроцементация и закалка	57...63 HRC	30...45 HRC	Молибденовые стали 25XГМ, 25XГНМ	23HRC _{пов}	1,2	1000	1,55	40HRC _{пов}	1520
			Безмолибденовые стали 25XГТ, 30XГТ, 35X и др.	23HRC _{пов}		750		40HRC _{пов}	1520
<p>Примечания</p> <p>1 *Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.</p> <p>2 **Значения определяются по средней твердости зубьев; HRC_{пов} – твердость поверхности зуба; HRC_{сердц} – твердость сердцевины зуба</p>									

Таблица 4.3 – Базовое число циклов в зависимости от твердости поверхности зубьев

$H_{\text{акт. ср}}$	до 200 НВ	250 НВ	300 НВ	350 НВ	40 HRC ₃	50 HRC ₃	60 HRC ₃
$N_{H \text{ lim}} \cdot 10^6$	10	17	25	36	44	84	140

При $N_K < N_{H \text{ lim}}$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_K}}. \quad (4.3)$$

Для однородной структуры материала $1 \leq Z_N \leq 2,6$, для поверхностного упрочнения $1 \leq Z_N \leq 1,8$.

При $N_K > N_{H \text{ lim}}$

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_K}} \leq 0,75. \quad (4.4)$$

Обычно при $N_K > N_{H \text{ lim}}$, что имеет место при длительно работающей передаче, т. е. в течение не менее 36000 ч, принимают $Z_N = 1$.

Расчетное число циклов напряжения N_K при постоянном режиме нагрузки

$$N_K = 60nL_h, \quad (4.5)$$

где n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, мин⁻¹;

L_h – ресурс передачи (продолжительность работы передачи за расчетный срок службы), ч:

$$L_h = L_r D C t_c, \quad (4.6)$$

где L_r – срок службы передачи, лет;

D – число рабочих дней в году;

C – число смен;

t_c – продолжительность смены, ч.

В качестве допускаемого контактного напряжения для прямозубых, а также косозубых и шевронных передач с небольшой разностью твердости зубьев шестерни и колеса за расчетное принимают меньшее из двух допускаемых напряжений, полученных по зависимостям

$$[s_H]_1 = \frac{s_{H \text{ lim}1} Z_{H1}}{S_{H \text{ min}1}}, \quad [s_H]_2 = \frac{s_{H \text{ lim}2} Z_{H2}}{S_{H \text{ min}2}}. \quad (4.7)$$

В косозубых цилиндрических и конических передачах при разности средних значений твердости активных поверхностей зубьев шестерни и колеса ($H_1 - H_2$) ≥ 70 НВ при $H_2 \leq 320$ НВ за расчетное принимают

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)^3 [\sigma_H]_{\min}, \quad (4.8)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, МПа.

Значение $[\sigma_H]$ для цилиндрических косозубых и шевронных передач не должно превышать $[\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_2$, а для конических $[\sigma_H] \leq 1,15[\sigma_H]_2$.

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на прочность

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_S Y_N}{S_{F\min}}, \quad (4.9)$$

где $\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжения и определяемый экспериментально на основе кривых усталости (рекомендации по выбору $\sigma_{F\lim}$ приведены в таблице 4.2);

$S_{F\min}$ – минимальный коэффициент запаса прочности (таблица 4.2): для зубчатых колес, изготовленных из поковок, принимают равным 1,75, из литых заготовок – 2,3;

Y_S – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаемый равным 1 при одностороннем приложении нагрузки и 0,7...0,8 – при двустороннем (большее значение при твердости рабочих поверхностей зубьев $H \geq 350$ НВ).

Коэффициент долговечности Y_N :

– при твердости менее 350 НВ (для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев)

$$1 \leq Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \leq 4, \quad (4.10)$$

где $N_{F\lim}$ – базовое число циклов нагружения ($N_{F\lim} = 4 \times 10^6$);

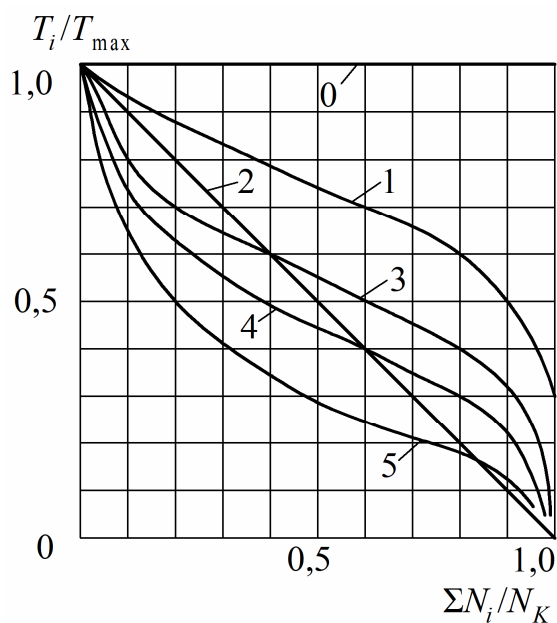
N_K – число циклов нагружения в соответствии с заданным сроком службы;

– при твердости более 350 НВ (для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью)

$$1 \leq Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \leq 2,5. \quad (4.11)$$

Число циклов N_K при постоянном режиме определяют по формуле (4.5). При длительно работающей передаче (с ресурсом $L_h \geq 36000$ ч) $Y_N = 1$.

Если нагрузка не постоянная, а изменяется в соответствии с типовыми режимами нагружения (рисунок 4.2), при определении коэффициентов долговечности Z_N и Y_N используется метод эквивалентных циклов (ГОСТ 21354–87).



0 – постоянный; 1 – тяжелый; 2 – средний равновероятный;
3 – средний нормальный; 4 – легкий; 5 – особо легкий

Рисунок 4.2 – Типовые режимы нагружения

В этом случае в формулах (4.3) и (4.4) вместо расчетного числа циклов N_K подставляется число циклов $N_{HE} = K_{HE} N_K$, а в формулах (4.10) и (4.11) подставляется $N_{FE} = K_{FE} N_K$, где K_{HE} и K_{FE} – коэффициенты приведения переменного режима к постоянному эквивалентному режиму при расчете по контактным и изгибным напряжениям (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Значения коэффициентов K_{HE} и K_{FE} для типовых режимов

Типовой режим нагружения (рисунок 4.2)	Расчет на контактную прочность		Расчет на изгибную прочность			
	Термообработка	K_{HE}	Термообработка	K_{FE}	Термообработка	K_{FE}
0	Любая	1,000	Улучшение, нормализация, азотирование	1,000	Закалка объемная, поверхностная, цементация	1,000
1		0,500		0,300		0,200
2		0,250		0,143		0,100
3		0,180		0,065		0,036
4		0,125		0,038		0,016
5		0,063		0,013		0,004

Кратковременные нагрузки T_{max} , которые могут возникать в процессе работы передачи, не вызывают усталостных явлений, но могут вызвать потерю статической прочности.

Для предотвращения пластических деформаций или хрупкого разрушения зубьев допускаемые напряжения при проверке статической прочности по кратковременным перегрузкам, МПа, составляют:

$$[s_H]_{\max} = 2,8\sigma_T \text{ – при нормализации, улучшении и объемной закалке;}$$

$$[s_H]_{\max} = 3HV \text{ – при азотированных зубьях;}$$

$$[s_H]_{\max} = 43HRC \text{ – при цементации зубьев и закалке с нагревом ТВЧ;}$$

$$[s_F]_{\max} = 0,85\sigma_T \text{ – при } H < 350 \text{ НВ;}$$

$$[s_F]_{\max} = 0,6\sigma_B \text{ – при } H \geq 350 \text{ НВ,}$$

где σ_T и σ_B – пределы текучести и прочности материала (см. таблицу 4.1).

Из уравнения (4.1) и данных таблицы 4.2 следует, что основным фактором, влияющим на значение допустимых напряжений, выступает твердость активных поверхностей зубьев. Если твердость выражена в единицах HRC или HV, для пересчета в единицы НВ можно воспользоваться графиком (рисунок 4.3).

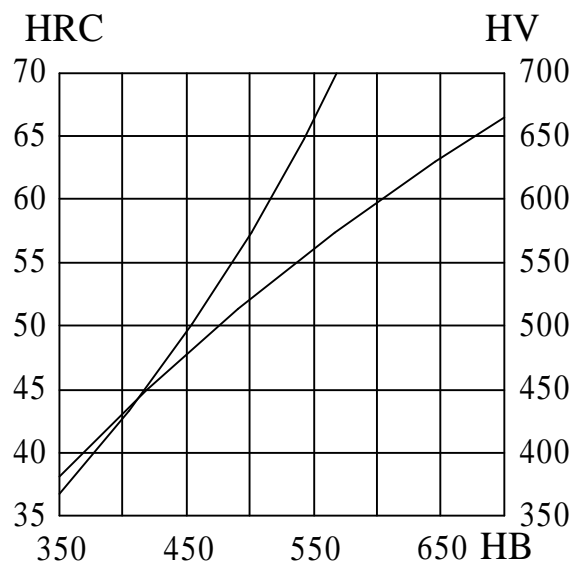


Рисунок 4.3 – График для пересчета твердостей

4.3 Коэффициент нагрузки. Точность зубчатых передач

Силы, возникающие в зацеплении колес, вызывают деформацию не только зубьев, но и валов и опор, что приводит к неравномерному распределению нагрузки вдоль контактной линии зубьев, а также к дополнительным динамическим нагрузкам. Такое же влияние оказывают неизбежные погрешности изготовления и монтажа деталей передачи. Для учета влияния указанных факторов при расчетах номинальную нагрузку умножают на коэффициент нагрузки (K_H или K_F), который, в свою очередь, определяется произведением трех коэффициентов:

$$K_{H(F)} = K_{H\beta(F\beta)} K_{H\alpha(F\alpha)} K_{HV(FV)}. \quad (4.12)$$

Указанным коэффициентам приписывают индекс H при расчете на контактную прочность и индекс F – при расчете на прочность при изгибе.

Коэффициент K_{β} учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии. Различают коэффициент $K_{H\beta}$ – при расчете по контактными напряжениям и $K_{F\beta}$ – при расчете по напряжениям изгиба.

Основные причины, вызывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, – упругие деформации валов, колес, опор, корпусов, неточность изготовления деталей передач и их сборки, износ подшипников и подвижных соединений колес, взаимное расположение зубчатых колес и опор. Первично определяют коэффициенты K_{Hb}° и K_{Fb}° , учитывающие неравномерность распределения нагрузки в начальный период работы зубчатого зацепления, а после приработки – коэффициент $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$).

Значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ выбираются в зависимости от величины $u_{bd} = 0,5u_{ba} (u \pm 1)$ для цилиндрической передачи («+» – внешние, «-» – внутренние зацепления шестерни с колесом) или $\frac{K_{be}u}{2 - K_{be}}$ – для конической, а также твердости поверхности зубьев и расположения колес относительно опор. В приведенных формулах ψ_{ba} и K_{be} – коэффициенты ширины венца (b_w) зубчатых колес, $K_{be} \leq 0,35$, чаще всего принимают $K_{be} = 0,285$ при $b_w \leq 10m_e$.

При проектировочных расчетах принимают приблизительные значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ по графикам для цилиндрических (рисунок 4.4) и для конических (рисунок 4.5) передач.

При проверочных расчетах прямозубых и косозубых цилиндрических, а также прямозубых конических колес коэффициенты $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) определяют по формулам

$$K_{Hb} = 1 + (K_{Hb}^{\circ} - 1)K_{Hw}, \quad K_{Fb} = 0,18 + 0,82K_{Hb}^{\circ}, \quad (4.13)$$

где K_{Hb}° – коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы (таблица 4.5);

K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев, зависящий от окружной скорости для зубчатого колеса с меньшей твердостью (таблица 4.6).

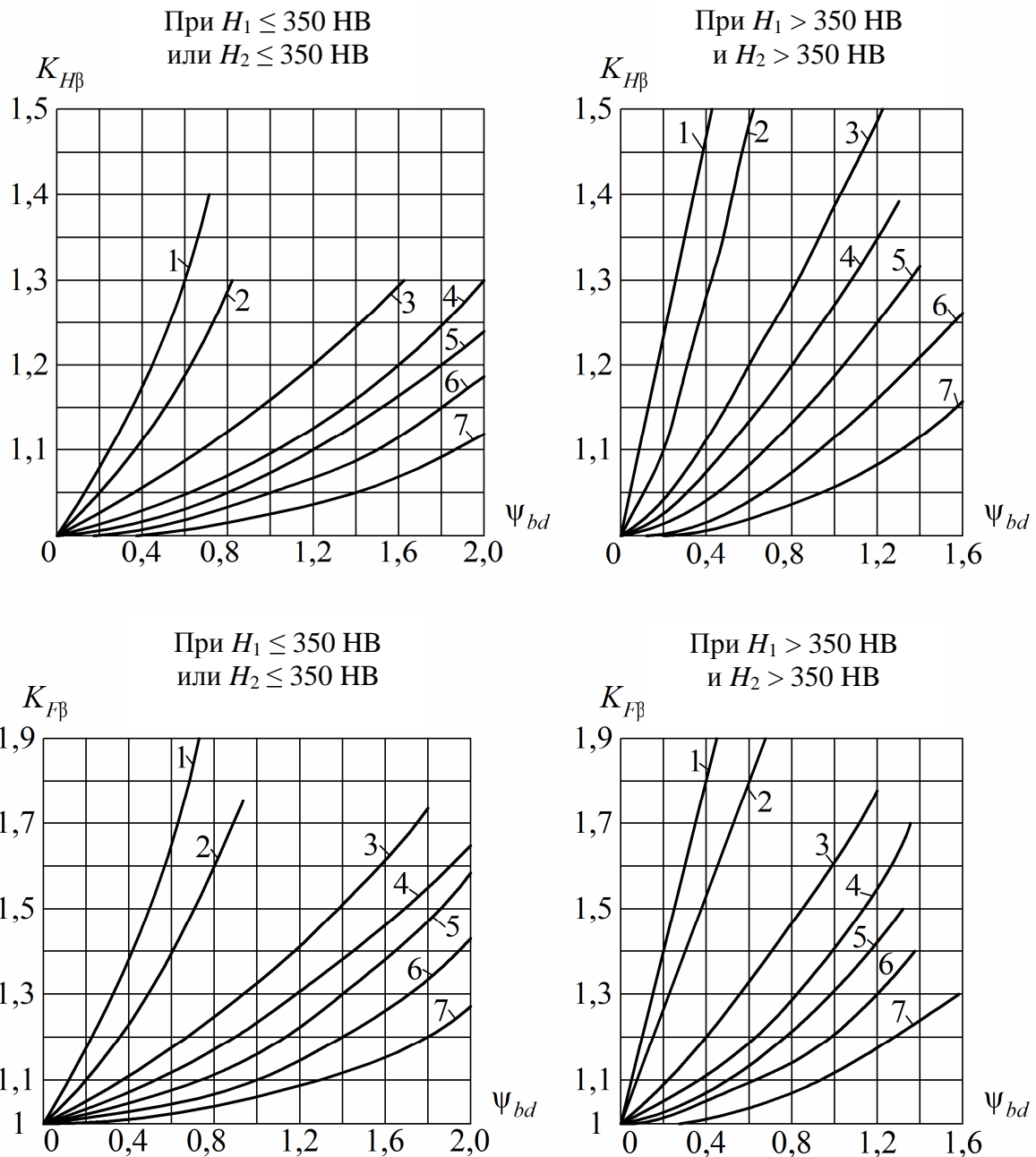
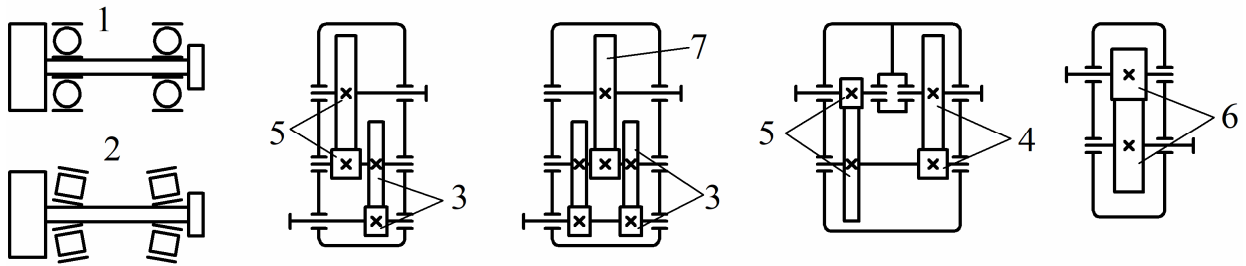
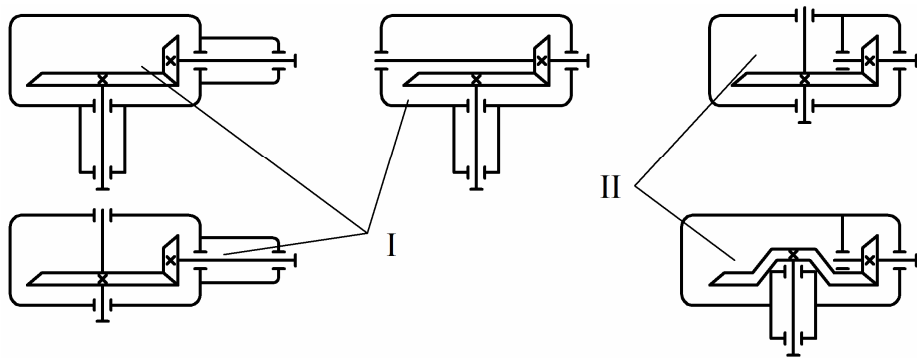


Рисунок 4.4 – Графики для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$:
цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах;
передача 1 – опоры на шариковых подшипниках;
передача 2 – опоры на роликовых подшипниках;
более точно $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ определяют по приложению 3 ГОСТ 21354–87



При $H \leq 350$ НВ
или $H_1 > 350$ НВ
и $H_2 \leq 350$ НВ

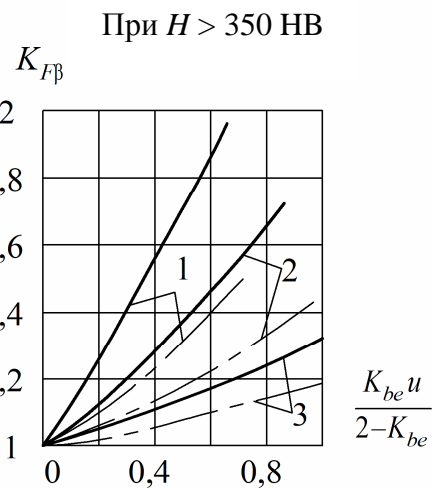
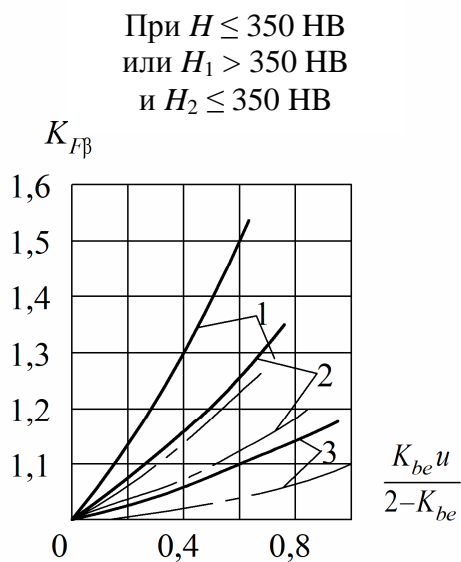
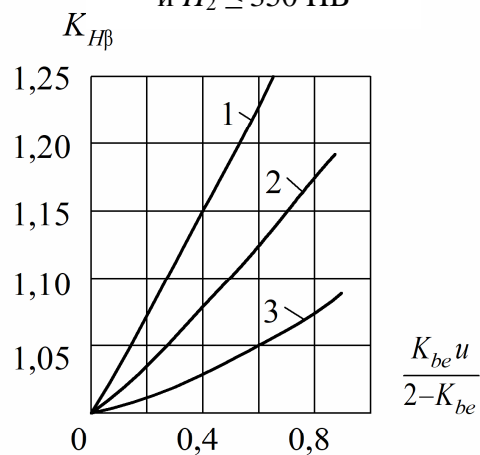
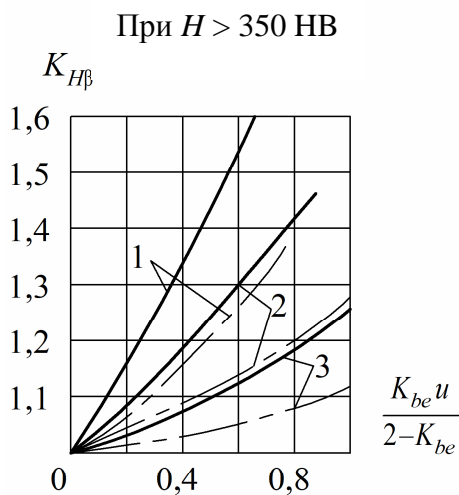


Рисунок 4.5 – Графики для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ для конических передач:

1 – передача I (опоры на шариковых подшипниках);

2 – передача I (опоры на роликовых подшипниках);

3 – передача II, штрихпунктирными линиями даны кривые для конических передач с круговыми зубьями (при $H_2 < 350$ НВ, а также при $H_1 < 350$ НВ и $H_2 < 350$ НВ следует принимать $K_{H\beta} = 1$)

Таблица 4.5 – Значения коэффициента K_{Hb}°

u_{bd}	Твердость поверхностей зубьев	Схема передачи (рисунок 4.4)						
		1	2	3	4	5	6	7
0,2	≤ 350 HB	1,7	1,4	1,3	1,18	1,08	1,05	1,05
	> 350 HB	1,35	1,2	1,15	1,09	1,05	1,05	1,05
0,4	≤ 350 HB	2,4	1,9	1,6	1,36	1,2	1,12	1,08
	> 350 HB	1,7	1,45	1,3	1,18	1,1	1,06	1,05
0,6	≤ 350 HB	3,1	2,4	2,0	1,6	1,34	1,24	1,14
	> 350 HB	2,05	1,7	1,5	1,3	1,17	1,12	1,07
0,8	≤ 350 HB	4,0	3,0	2,4	1,86	1,54	1,4	1,26
	> 350 HB	2,5	2,0	1,7	1,43	1,27	1,2	1,13
1,0	≤ 350 HB	–	3,6	2,8	2,12	1,8	1,6	1,4
	> 350 HB	–	2,3	1,9	1,56	1,4	1,3	1,2
1,2	≤ 350 HB	–	–	3,2	2,44	2,08	1,8	1,6
	> 350 HB	–	–	1,9	1,72	1,54	1,4	1,3
1,4	≤ 350 HB	–	–	–	2,8	2,4	2,0	1,8
	> 350 HB	–	–	–	1,9	1,7	1,52	1,4
1,6	≤ 350 HB	–	–	–	–	2,8	2,4	2,0
	> 350 HB	–	–	–	–	1,9	1,7	1,5

Таблица 4.6 – Значения коэффициента K_{Hw} для зубчатого колеса с меньшей твердостью

Твердость поверхностей зубьев	$V, \text{ м/с}$					
	≤ 1	≤ 3	≤ 5	≤ 8	≤ 10	≤ 15
200 HB	0,19	0,20	0,22	0,27	0,32	0,54
250 HB	0,26	0,28	0,32	0,39	0,45	0,67
300 HB	0,35	0,37	0,41	0,50	0,58	0,87
350 HB	0,45	0,46	0,53	0,64	0,73	1,00
43 HRC	0,53	0,57	0,63	0,78	0,89	1,00
47 HRC	0,63	0,70	0,78	0,88	0,92	1,00
51 HRC	0,71	0,85	0,86	0,92	1,00	1,00
60 HRC	0,80	0,86	0,91	0,97	1,00	1,00

Для неприрабатывающихся колес ($H_1 \geq 40$ HRC, $H_2 \geq 40$ HRC) $K_{Hb}^{\circ} = K_{Hb}$
и $K_{Fb}^{\circ} = K_{Fb}$.

Коэффициент K_{α} учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Для ориентировочных расчетов можно принять для прямозубых цилиндрических колес $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$. Для косозубых и шевронных цилиндрических передач на начальной стадии проектирования по примерному значению скорости колес $V_{пр}$ и назначенной степени точности по нормам плавности работы (ГОСТ 1643–81) можно принимать значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ по таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых цилиндрических колес

Окружная скорость $V_{пр}$, м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Свыше 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

$$V_{пр} = \frac{n_1}{10^3 \times C_{то}} \sqrt[3]{\frac{T_{2\max}}{u^2 y_{ba}}}, \quad (4.14)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, мин⁻¹;

$C_{то}$ – коэффициент, значение которого принимается в зависимости от термообработки (таблица 4.8);

$T_{2\max}$ – крутящий момент на валу колеса, Н·мм;

u – передаточное число зубчатого зацепления;

y_{ba} – коэффициент рабочей ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния.

Таблица 4.8 – Значения коэффициента $C_{то}$

Передача цилиндрическая	$Y_1 + Y_2$	ТВЧ ₁ + Y_2	$Z_1 + Y_2$	ТВЧ ₁ + ТВЧ ₂	$\Psi_1 + \Psi_2$
прямозубая	13	14	15,5	17,5	21
косозубая	15	16	17,5	19,5	23,5

Примечание – Y – улучшение, нормализация; ТВЧ – закалка при нагреве ТВЧ; Ψ – цементация; Z – закалка объемная

Для конической зубчатой передачи предварительно определяют соответственно окружную скорость зубчатого зацепления, м/с, и значение диаметра внешней длительной окружности шестерни:

$$V_m = \frac{0,857 p d \phi n_1}{6 \times 10^4}; \quad (4.15)$$

$$d \phi = K_{тв} \sqrt[3]{\frac{T_1}{u J_H}}; \quad (4.16)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, мин⁻¹;

$K_{тв}$ – коэффициент, значение которого зависит от твердости шестерни и колеса (таблица 4.9);

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

u – передаточное число;

J_H – коэффициент вида зубьев (для прямозубых конических передач $J_H = 0,85$, для передач с косыми и круговыми зубьями определяется по формулам, приведенным в таблице 4.9).

Таблица 4.9 – Значения коэффициентов J_H , J_F , $K_{ТВ}$, C

Коэффициент	Твердость рабочих поверхностей зубьев		
	$HB_1 \leq 350, HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45, HB_2 \leq 350$	HRC_1 и $HRC_2 \geq 45$
J_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
J_F	$0,94 + 0,8u$	$0,85 + 0,049u$	$0,65 + 0,11u$
$K_{ТВ}$	30	25	22
C	18	14	11,2

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$, учитывающие распределение нагрузки между зубьями для конических прямозубых передач, так же, как и для цилиндрических, принимаются равными единице, а для передач с косыми и круговыми зубьями выбираются по графику (рисунок 4.6) и таблице 4.10 в зависимости от степени точности и окружной скорости V_m передачи.

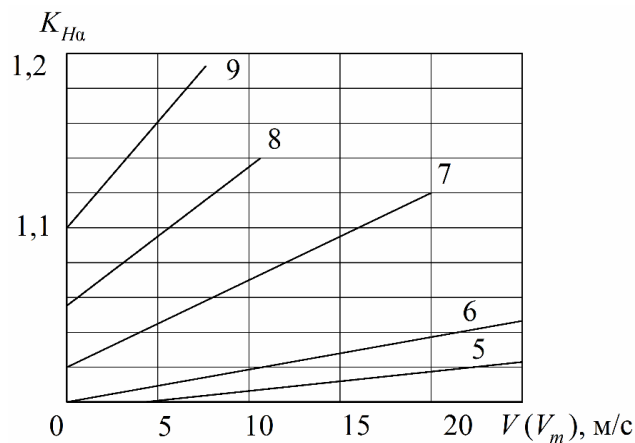


Рисунок 4.6 – График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$

для конических колес с косыми зубьями:

5, 6, 7, 8, 9 – степени точности изготовления колес

Таблица 4.10 – Значения $K_{F\alpha}$ для колес с косыми и круговыми зубьями

Окружная скорость V_m , м/с	Степень точности изготовления колес				
	5	6	7	8	9
2,5	1,0	1,04	1,12	1,22	1,35
5,0	1,02	1,07	1,17	1,28	1,40
10,0	1,05	1,10	1,22	1,38	–
15,0	1,08	1,12	1,29	–	–
20,0	1,10	1,17	1,35	–	–
25,0	1,12	1,20	–	–	–

В проверочных расчетах зубчатых зацеплений при известных размерах шестерни и колеса коэффициента $K_{H\alpha}$ определяют по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{H\omega}, \quad (4.17)$$

где $K_{H\alpha}^0$ – начальное значение коэффициента распределения нагрузки между зубьями исходя из степени точности ($n_{ст} = 5, 6, 7, 8, 9$) по нормам плавности:

– для прямозубых передач $K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(n_{ст} - 5)$ с ограничением $1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,25$;

– для косозубых передач $K_{H\alpha}^0 = 1 + A(n_{ст} - 5)$ с ограничением $1 \leq K_{H\alpha}^0 \leq 1,6$ и $A = 0,15$ для зубчатых колес с твердостью зубьев шестерни и колеса больше 350 НВ и $A = 0,25$ при твердости, меньшей либо равной 350 НВ, или при твердости зубьев шестерни больше 350 НВ, а колеса – меньшей либо равной 350 НВ;

$K_{H\omega}$ – коэффициент, значения которого находят по таблице 4.6 для колес с меньшей твердостью.

В связи с менее благоприятным влиянием приработки на изгибную прочность, чем на контактную, и более тяжелыми последствиями из-за неточности при определении напряжений изгиба приработку зубьев не учитывают. Принимают $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых и косозубых колес с коэффициентом осевого перекрытия

$$\epsilon_b = \frac{b_2 \sin b}{\rho m} \leq 1. \quad (4.18)$$

При $\epsilon_b > 1$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_a - 1)(n_{ст} - 5)}{\pi m_n}, \quad (4.19)$$

где ϵ_a – коэффициент торцового перекрытия для передач без смещения:

$$\epsilon_a = \frac{e}{\dot{e}} \left(1,88 - 3,2 \frac{\alpha \dot{e}}{z_1} + \frac{1}{z_2} \frac{\ddot{u}}{\dot{u}} \cos \beta \right). \quad (4.20)$$

При получении $K_{F\alpha} < 1$ принимают $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0$.

Коэффициенты K_{HV} и K_{FV} учитывают динамическую нагрузку, возникающую в передаче (таблицы 4.11 и 4.12). Погрешность изготовления зубчатых колес и других деталей передач, а также их недостаточная жесткость приводят к изменению мгновенного передаточного отношения. В результате этого в зацеплении возникает момент от сил инерции вращающихся масс, что приводит к динамическим воздействиям внутри передачи.

Таблица 4.11 – Значения коэффициента K_{HV}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	V, м/с					
		≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 6	≤ 8	≤ 10
6	£ 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,1}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
7	£ 350 HB	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
8	£ 350 HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9	£ 350 HB	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
	> 350 HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,2}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

Примечание – В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес

Таблица 4.12 – Значения коэффициента K_{FV}

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	V, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	£ 350 HB	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7	£ 350 HB	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8	£ 350 HB	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	> 350 HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9	≤ 350 HB	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	> 350 HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

Примечание – В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес

4.4 Расчет цилиндрических зубчатых передач

Исходными данными для проектирования редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами являются частоты вращения валов, моменты на них, переда-

точные числа ступеней. Кроме того, задаются или устанавливаются характер изменения нагрузки, реверсивность и срок службы (ресурс) передач.

Расчет может быть проверочным или проектировочным. Первый вид расчета производится для контроля работоспособности уже созданной зубчатой передачи в конструкции машины. ГОСТ 21354–87 содержит проверочные расчеты на выносливость по изгибным и контактным напряжениям. Второй предназначен для определения основных параметров зубчатой передачи, удовлетворяющих прочностным, триботехническим, кинематическим, геометрическим и экономическим требованиям. Для большинства передач общемашиностроительного применения вначале выбирают материалы, определяют допускаемые изгибные и контактные напряжения, коэффициенты K_α , K_β , K_V . После этого проектирование закрытой зубчатой цилиндрической передачи со стальными колесами выполняют в следующей последовательности:

1. Определяют межосевое расстояние a_w , мм, из условия сопротивления контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев по формуле

$$a_w^3 K_a (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} 10^3}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (4.21)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент (для стальных колес прямозубых передач $K_a = 49,5$; для косозубых и шевронных $K_a = 43$);

u и T_2 – передаточное число и номинальный вращающий момент на колесе, Н·м, при этом «+» колеса – с внешним зацеплением, «–» – с внутренним;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии (принимают в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев, расположения опор и коэффициента ψ_{bd} (см. рисунок 4.4));

ψ_{ba} – коэффициент рабочей ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния: $y_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ (назначают по таблице 4.13);

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

При выборе коэффициента ψ_{ba} нужно учитывать, что с его увеличением уменьшаются не только размеры и масса передачи, но и жесткость конструкции. Обычно меньшие значения ψ_{ba} принимаются для зубчатых зацеплений с твердостью зубьев $HV \geq 350$.

Коэффициент ψ_{bd} ширины венца зубчатого колеса относительно диаметра связан с коэффициентом ψ_{ba} зависимостью

$$y_{bd} = 0,5 y_{ba} (u \pm 1). \quad (4.22)$$

Таблица 4.13 – Рекомендуемые значения ψ_{ba}

Расположение зубчатых колес относительно опор (см. рисунок 4.5)	Твердость зубьев	ψ_{ba}
Симметричное (передачи 6, 7)	любая	0,315; 0,40; 0,50
Несимметричное (передачи 3, 4, 5)	$\leq 350 \text{ HB}$ $\geq 40 \text{ HRC}_3$	0,315; 0,40 0,25; 0,315
Консольное (передачи 1, 2)	$\leq 350 \text{ HB}$ $\geq 40 \text{ HRC}_3$	0,25 0,20
Для шевронных передач	любая	0,40...0,63
Для передач внутреннего зацепления	любая	$0,2 \frac{u+1}{u-1}$

Допускаемые контактные напряжения $[s_H]$ определяют по рекомендациям, приведенным в разделе 4.2. Передаточное число $u = z_2 / z_1$ принимают равным передаточному отношению n_1 / n_2 (поскольку числа зубьев еще не известны) или определяют с помощью кинематического расчета. Для цилиндрических зубчатых редукторов общего назначения номинальное передаточное число должно соответствовать одному из значений, приведенных в таблице 3.1. В курсовом проектировании допускается не согласовывать передаточное число u со значениями таблицы.

Полученное по формуле (4.21) значение межосевого расстояния округляют до ближайшего большего, указанного в таблице 4.14.

Таблица 4.14 – Стандартные значения межосевых расстояний закрытых зубчатых передач a_w

В миллиметрах

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	–	–	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560
Примечание – 1-й ряд следует предпочитать 2-му												

2. Определяют ширину венца зубчатого колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w. \quad (4.23)$$

Для компенсации неточностей установки колес в осевом направлении ширину венца шестерни b_1 принимают на 3...5 мм больше ширины венца колеса:

$$b_1 = b_2 + (3...5). \quad (4.24)$$

Значения b_1 и b_2 округляют до стандартных значений из нормального ряда линейных размеров по ГОСТ 6636–69: 16, 18, 20, 22, 24, 25, 26, 28, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 63, 67, 71, 80, 90, 95, 100, 105, 110, 115.

При проектировании коробок передач с блоками колес или передач соосных редукторов постоянного зацепления по межосевому расстоянию наиболее нагруженной пары определяют ширину зубчатых венцов других пар (другой пары) колес (T_2 – вращающий момент на колесе рассчитываемой пары зацепления, Н·мм):

$$b_w = (u \pm 1)^3 K_a^3 \frac{T_2 K_{Hb}}{(a_w u [\sigma_H])^2}. \quad (4.25)$$

3. Определяют значение модуля передачи, используя эмпирические зависимости:

– $m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w$ – для улучшенных зубчатых колес ($H \leq 350$ HB);

– $m_n = (0,0125 \dots 0,0250)a_w$ – при твердости зубьев шестерни $H > 45$ HRC и колеса $H \leq 350$ HB;

– $m_n = (0,0160 \dots 0,0315)a_w$ – при твердости зубьев колес $H > 45$ HRC.

Здесь m_n – модуль в нормальном сечении зуба. У прямозубых колес угол наклона линии зуба $\beta = 0^\circ$, $m_n = m$.

Мелкомодульные передачи предпочтительнее с точки зрения плавности в работе и экономии при нарезании зубьев. Однако уменьшение размера зуба приводит к понижению сопротивления изгибной усталости. Такие передачи чувствительны к концентрации нагрузки, вследствие чего необходимо повышать точность изготовления и сборки и жесткость деталей передач.

Крупномодульные передачи дольше противостоят износу, т. к. имеют больший размер. Они могут работать длительное время после начала выкрашивания, менее чувствительны к перегрузкам и внутренним дефектам материала.

Для обеспечения примерно равной прочности зубьев по контактной усталости активной поверхности и сопротивления усталости при изгибе модуль определяют по формуле

$$m_n \geq K_{ma} \frac{T_1(u+1)Y_F}{a_w b_2 [\sigma_F]_2}, \quad (4.26)$$

где K_{ma} – вспомогательный коэффициент (для прямозубых колес $K_{ma} = 1400$, для косозубых $K_{ma} = 1100$ при значениях коэффициента осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \leq 1$, для косозубых и шевронных $K_{ma} = 850$ при $\varepsilon_\beta > 1$);

Y_F – коэффициент формы зуба, предварительно принимаемый в пределах 3,6...4,2 (меньшее значение – для зубчатых колес, большее – для шестерен).

Полученное значение модуля измеряется в миллиметрах, если подставить в уравнение (4.26) значение вращающего момента на шестерне T_1 (Н·мм), a_w и b_2 (мм), $[\sigma_F]$ (МПа).

Полученное значение модуля m_n округляют до ближайшего стандартного, приведенного в таблице 4.15.

Таблица 4.15 – Стандартные значения модуля для цилиндрических зубчатых передач m_n

В миллиметрах

1-й ряд	0,50	0,6	0,8	1,0	1,250	1,50	2,0	2,50
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0
Примечание – 1-й ряд следует предпочитать 2-му								

Для силовых передач значение модуля менее 1,5 мм применять *не рекомендуется*.

4. Определяют суммарное число зубьев $z_S = z_1 + z_2$ и угол β наклона зуба для косозубых и шевронных колес.

Для прямозубых передач суммарное число зубьев и число зубьев шестерни и колеса

$$z_S = \frac{2a_w}{m}, \quad z_1 = \frac{2a_w}{m(u \pm 1)}, \quad z_2 = z_1 u. \quad (4.27)$$

Число z_S должно быть целым и обеспечивать стандартное значение межосевого расстояния $a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$. Это условие можно соблюсти, изменяя значение модуля.

Пример. Для редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами при $u = 4$ из расчета на контактную прочность получено $a_w = 120$ мм. Принимаем по таблице 4.14 $a_w = 125$ мм. При расчете модуля по формуле (4.26) получаем $m = 2,68$ мм. Принимаем по таблице 4.15 $m = 2,75$ мм. По формуле (4.27) находим

$$z_S = \frac{2a_w}{m} = \frac{250}{2,75} = 90,9.$$

Принимаем другое стандартное значение модуля $m = 2,5$, тогда

$$z_S = \frac{2a_w}{m} = \frac{250}{2,5} = 100.$$

Число зубьев шестерни $z_1 = z_S / (u + 1) = 100 / (4 + 1) = 20$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_S - z_1 = 100 - 20 = 80$.

Проверяем значение межосевого расстояния:

$$a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2} = 2,5 \frac{20 + 80}{2} = 125 \text{ мм.}$$

Уточняем значение передаточного числа (фактическое значение):

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4.$$

Путем изменения значения модуля m суммарное число зубьев z_{Σ} получилось целым числом, $z_1 > 17$, остальные параметры передачи (a_w и u_{ϕ}) остались стандартными.

Однако варьирование значений модуля ограничено и не всегда приводит к желаемым результатам. В учебных проектах допускается выбирать нестандартные значения межосевого расстояния, а в условиях производства зубья нарезают со смещением.

Для косозубых и шевронных передач

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}, \quad (4.28)$$

где β – угол наклона линии зуба; для косозубых передач предварительно принимают $\beta = 12^\circ$ ($\cos 12^\circ = 0,9781$), для шевронных $\beta = 30^\circ$ ($\cos 30^\circ = 0,866$).

Полученное значение z_{Σ} округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла β :

$$\cos\beta = \frac{z_{\Sigma}m}{2a_w}. \quad (4.29)$$

Точность вычислений – 0,0001.

Значение угла β должно находиться в рекомендуемом диапазоне: для косозубых передач – $8...18^\circ$, для шевронных – $25...40^\circ$.

Изменение угла β наклона линии зубьев в заданных пределах обеспечивает получение стандартного значения a_w без изменения суммарного числа зубьев и модуля.

Число зубьев шестерни не должно быть менее z_{\min} , исключающего подрезание ножки зуба:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1}. \quad (4.30)$$

При нарезании зубьев без смещения для прямозубых колес $z_{\min} = 17$, для косозубых и шевронных колес

$$z_{\min} = 17 \cos\beta. \quad (4.31)$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1. \quad (4.32)$$

5. Определяют делительные диаметры колес и диаметры вершин и впадин зубьев:

– для косозубых и шевронных колес

$$d = \frac{m_n z}{\cos\beta}; \quad (4.33)$$

– для прямозубых колес $d = mz$.

Точность определения значений делительных диаметров – не менее 0,001 мм. Следует убедиться в том, что

$$0,5(d_1 + d_2) = a_w. \quad (4.34)$$

Диаметры вершин зубьев d_a и впадин d_f зубчатых колес передачи, выполненной без смещения, определяют по формулам

$$d_a = d + 2m; \quad (4.35)$$

$$d_f = d - 2,5m. \quad (4.36)$$

6. Вычисляют окружную скорость, м/с, в зацеплении с размерностью делительного диаметра шестерни, мм, и частотой вращения, мин⁻¹:

$$V = \frac{\rho d_1 n_1}{60 \times 10^3} \quad (4.37)$$

и назначают степень точности зубчатой передачи. Для редукторов общего назначения степень точности принимают по данным таблицы 4.16.

Таблица 4.16 – Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Степень точности	Вид передачи	V_{\max} , м/с	Область применения
6	Цилиндрическая	$\leq 20/40$	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. д.
	Коническая	$\leq 14/25$	
7	Цилиндрическая	$\leq 20/30$	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
	Коническая	$\leq 10/16$	
8	Цилиндрическая	$\leq 8/12$	Передачи в общем машиностроении, не требующие особой точности
	Коническая	$\leq 5/8$	
9	Цилиндрическая	$\leq 3/6$	Тихоходные передачи машин низкой точности
	Коническая	$\leq 2/4$	
Примечание – В числителях указаны скорости прямозубых колес, в знаменателях – косозубых (с круглыми зубьями)			

7. Определяют силы (рисунок 4.7), действующие в зацеплении при T (Н·мм) и d (мм):

– окружная сила

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (4.38)$$

– радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (4.39)$$

– осевая сила

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (4.40)$$

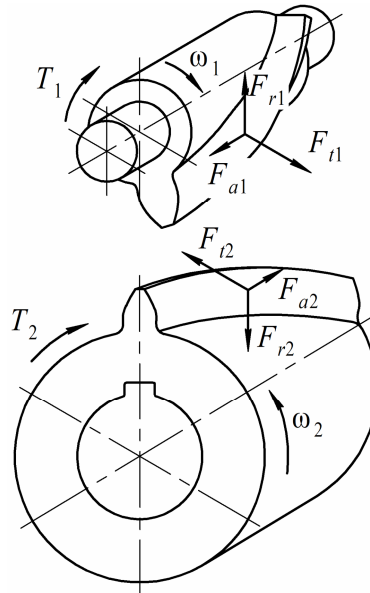


Рисунок 4.7 – Силы, действующие в зацеплении

У передач, выполненных без смещения, угол зацепления $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$, т. е. $\operatorname{tg} \alpha_w = 0,364$. У прямозубой передачи силы, действующие в зацеплении, определяют по тем же формулам, но принимают $\beta = 0^\circ$ (осевая сила отсутствует).

8. Выполняют проверочный расчет передачи на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев. Определяют расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{b_1 d_1 u}} \mathcal{L}[\sigma_H], \quad (4.41)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес, для стальных колес $Z_E = 192$ МПа;

Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{e_a}} \quad \text{– при коэффициенте осевого перекрытия } e_b \geq 1; \quad (4.42)$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad \text{– при } \epsilon_b = 0 \text{ (прямозубая передача);}$$

где ϵ_α – коэффициент торцового перекрытия для передач без смещения. В остальных случаях следует руководствоваться ГОСТ 21354–87;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}, \quad (4.43)$$

где α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении:

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}; \quad (4.44)$$

β_b – основной угол наклона:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ); \quad (4.45)$$

α_{tw} – угол зацепления:

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{z_1 + z_2}, \quad (4.46)$$

где x_1, x_2 – коэффициент смещения исходного контура при нарезании зубьев.

При выполнении косозубых передач без смещения (при $x_\Sigma = 0$) и для прямо-зубых передач (при $\beta = 0$) $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ$;

F_t – окружная сила в полюсе зацепления;

K_H – коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям,

$$K_H = K_{Ha} K_{Hb} K_{Hv}.$$

При проверочном расчете передачи по контактным напряжениям недогрузка или перегрузка должны составлять не более 5 %.

9. Выполняют проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба.

Для этого расчета получают расчетное напряжение из условия обеспечения выносливости зубьев колеса при изгибе

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_F}{d_1 b_1 m_n} \leq [\sigma_F], \quad (4.47)$$

где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·мм;

Y_F – коэффициент формы зуба; выбирают по рисунку 4.8 в зависимости от числа зубьев z (прямозубое зубчатое зацепление) или приведенного эквивалентного числа зубьев $z_u = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ (косозубое зубчатое зацепление) и коэффициента смещения x ;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для прямозубых передач

$$Y_\varepsilon = 1, \text{ для косозубых } Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{e_a} \text{ при } \varepsilon_\beta < 1 \text{ и } Y_\varepsilon = \frac{1}{e_a} \text{ при } \varepsilon_\beta \geq 1;$$

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба; при получении значения коэф-

фициента осевого перекрытия ε_β по формуле (4.18) $Y_\beta = 1 - e_b \frac{b}{120^\circ} \leq 0,7$;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете по изгибу $K_F = K_{F\alpha} K_{Fb} K_{Fv}$ (см. п. 4.3).

Проверка изгибной выносливости выполняется отдельно для шестерни и колеса. Допускается проводить расчет по менее прочному зубу (отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ должно быть меньше).

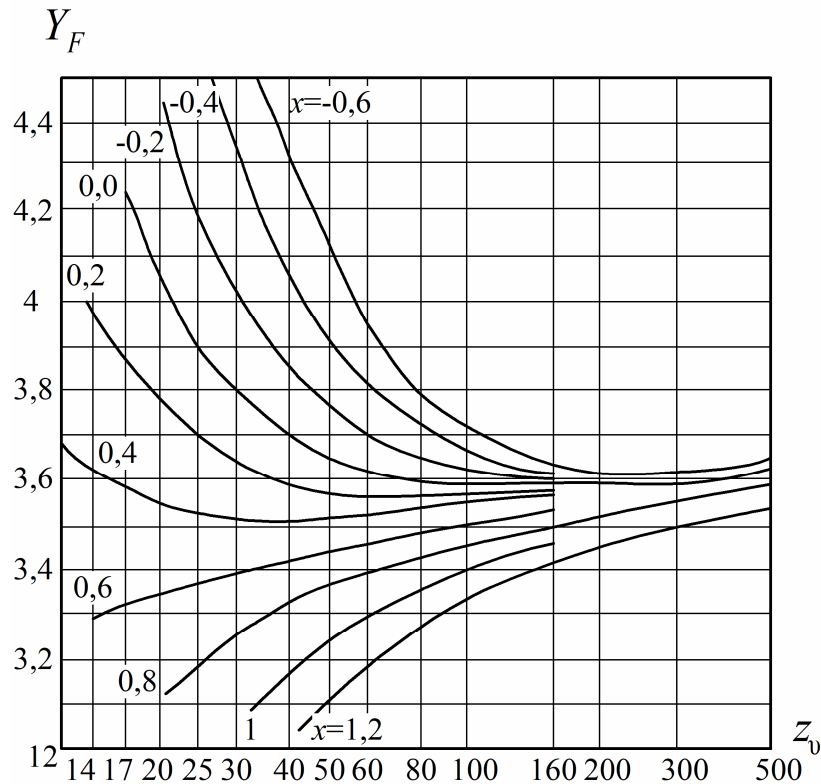


Рисунок 4.8 – График для определения коэффициента Y_F при значениях угла профиля нормального исходного контура $\alpha_n = 20^\circ$, коэффициента высоты головки зуба $h_a^* = 1$, радиального зазора у впадин зубчатого колеса $c^* = 0,25$

10. Для предотвращения пластических деформаций или хрупкого разрушения боковой поверхности зубьев проверяется прочность $S_{H \max}$ и $S_{F \max}$ при кратковременных перегрузках. Для этого должны выполняться условия

$$s_{H \max} = s_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [s_H]_{\max}, \quad s_{F \max} = s_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \leq [s_F]_{\max}. \quad (4.48)$$

где s_H и s_F – расчетные напряжения (см. формулы (4.41) и (4.47));

$T_{\max} / T_{\text{ном}}$ – отношение максимального вращающего момента к номинальному (таблицы 3.4, 3.5);

$[\sigma_H]_{\max}$ и $[\sigma_F]_{\max}$ – допускаемые напряжения при проверке прочности по кратковременным перегрузкам (см. п. 4.2), МПа.

4.5 Расчет конических зубчатых передач

Конические зубчатые передачи выходят из строя по тем же причинам, что и цилиндрические. Поэтому их расчет выполняют по формулам, аналогичным цилиндрическим, записанным в параметрах эквивалентных цилиндрических передач с учетом снижения передаваемой нагрузки на 15 % по сравнению с эквивалентными цилиндрическими.

Передачи с коническими прямозубыми колесами применяют при окружной скорости $V \leq 2$ м/с. При более высоких скоростях целесообразно применять колеса с круговыми зубьями, обеспечивающие более плавное зацепление и большую несущую способность (в 1,45 раза больше, чем прямозубые тех же размеров). Кроме того, они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес.

Основные параметры конических передач определяют с введением корректирующего коэффициента J (тета), значение которого зависит от вида колес (прямозубые, с круговыми зубьями) и вида напряжения (s_H, s_F).

Проектирование закрытой конической передачи с прямыми и круговыми зубьями при $\beta_n = 35^\circ$ ($\cos \beta_n = \cos 35^\circ = 0,8192$) также начинают с назначения материалов шестерни и колеса (см. таблицу 4.1), термообработки зубьев, определения допускаемых напряжений $[s_H]$ и $[s_F]$ (см. п. 4.2) и коэффициентов K_H, K_F, J_H и J_F (см. п. 4.3). Далее расчет выполняют в следующей последовательности:

1. Определяют внешний делительный диаметр колеса (рисунок 4.9), мм:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \times 10^3 \times K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 J_H}}, \quad (4.49)$$

где $K_d = 165$ – вспомогательный коэффициент;

T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса; определяют в зависимости от твердости и вида зубьев по рисунку 4.5;

u – передаточное число передачи;

$[s_H]$ – допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле (4.1) и рекомендациям п. 4.2;

J_H – коэффициент вида зубьев: для передач с прямыми зубьями $J_H = 0,85$, для передач с круговыми зубьями определяется по формулам таблицы 4.9.

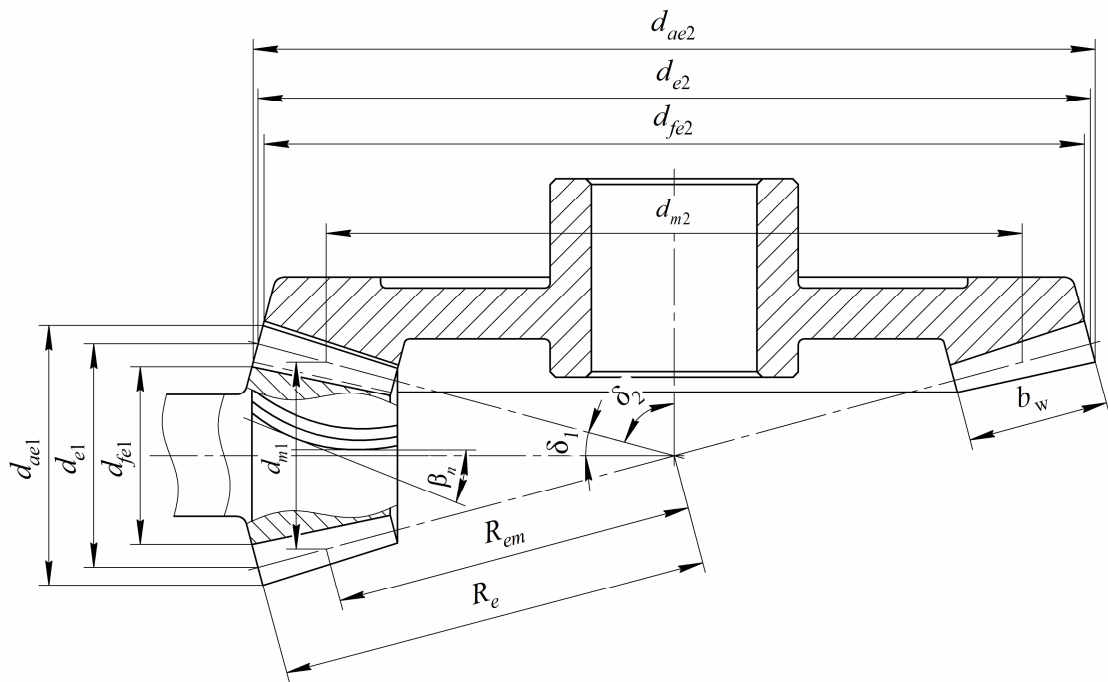


Рисунок 4.9 – Основные геометрические параметры конической передачи

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} следует согласовать с ближайшим стандартным значением (таблица 4.17). По этой же таблице назначают ширину венца колеса b_2 . Ширина венца шестерни при одинаковой твердости рабочей поверхности зубьев $b_1 = b_2 = b_w$ и $b_1 = b_2 + (2...4)$ мм при разной твердости.

Таблица 4.17 – Основные параметры конических зубчатых передач (по ГОСТ 12289–76)

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	Ширина венцов зубчатых колес b_2 (b_w), мм, для номинальных передаточных чисел										
	1,6	(1,8)	2,0	(2,24)	2,5	(2,8)	3,15	(3,55)	4,0	(4,5)	5,0
63	10,5	10	10	–	–	–	–	–	–	–	–
(71)	12	11,5	11,5	–	–	–	–	–	–	–	–
80	13	13	13	12	12	–	–	–	–	–	–
(90)	15	15	14	14	14	–	–	–	–	–	–
100	17	16	16	16	15	15	15	–	–	–	–
(112)	19	18	18	17	17	17	17	–	–	–	–
125	21	20	20	19	19	19	19	19	18	–	–
(140)	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	20
160	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24
(180)	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30
(225)	38	36	36	36	34	34	34	34	34	32	32
250	42	40	40	40	38	38	38	38	38	36	36
(280)	48	45	45	45	42	42	42	42	42	42	40
315	52	52	50	50	48	48	48	48	48	45	45
355	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52
400	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60
450	75	75	70	70	70	70	70	65	65	65	65
500	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75

Если проектируемая передача нестандартна, то значение d_{e2} определенное по формуле (4.49), оставляют без изменения, а ширину зубчатого венца определяют по формуле

$$b_w = b_1 = K_{be} R_e \text{ или } b_w = b_1 = \Psi_{bd1} d_{m1} = 0,875 \Psi_{bd1} \frac{d_{e2}}{u}, \quad (4.50)$$

где K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно конусного расстояния R_e :

$$0,2 \leq K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,35; \quad (4.51)$$

Ψ_{bd1} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего диаметра шестерни d_{m1} ; $\Psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$ с условием $\Psi_{bd1} \leq 0,6$ и $b_w \leq 10 m_{te} (m_e)$.

2. Определяют число зубьев шестерни и колеса.

Число зубьев колеса вычисляют по эмпирической формуле

$$z_2 = C \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}}, \quad (4.52)$$

где C – коэффициент, определяемый по таблице 4.9.

Число зубьев шестерни $z_1 = z_2 / u$.

Число зубьев округляют в ближайшую сторону до целого числа и уточняют значение передаточного числа u_y . Отклонение от заданного передаточного числа не должно превышать 4 %.

3. Определяют внешний (торцевой окружной) $m_e (m_{te})$ и средний (нормальный) $m_n (m_{nm})$ модуль для колес:

$$\text{– с прямыми зубьями } m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}, \quad m(m_{nm}) = m_e (1 - 0,5 K_{be});$$

$$\text{– с круговыми зубьями } m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}, \quad m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 K_{be})$$

$$\text{или } m_{nm} = \frac{\varnothing}{e} m_{te} - \frac{b \sin d_1}{z_1} \frac{\ddot{o}}{\varnothing} \cos b_n. \quad (4.53)$$

Точность вычисления модуля – до третьего знака после запятой. Принимать внешний окружной модуль для силовых передач менее 1,5 мм нежелательно.

Средний окружной модуль зубьев m (для косозубых m_{nm} – в среднем сечении) можно определить из условия прочности при изгибе

$$m(m_{nm}) = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F Y_{F1} \times 10^3}{J_F z_1^2 [s_F]_1 y_{bd1}}}, \quad (4.54)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент; для прямозубых передач $K_m = 14,0 \dots 14,5$, для косозубых $K_m = 11,2$;

T_1 – момент на валу шестерни, Н·м;

K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$ (см. п. 4.3) ($K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии (см. рисунок 4.5); $K_{F\alpha}$ и K_{FV} – коэффициенты неравномерности распределения по длине зуба и динамичности нагрузки (таблицы 4.10, 4.12));

Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый по рисунку 4.8 с учетом z_v (формула (4.74)) и z_{vn} (формула (4.75));

J_F – коэффициент вида зубьев; для прямых зубьев $J_F = 0,85$, для круговых зубьев J_F рассчитывают по формулам таблицы 4.9;

$[s_F]_1$ – допускаемое напряжение материала шестерни при изгибе МПа, определяемое по формуле (4.9);

$Y_{bd1} = \frac{b_w}{d_{m1}}$ – коэффициент ширины зубчатого венца шестерни относительно

среднего диаметра d_{m1} ; рекомендуется принимать $Y_{bd1} = 0,3 \dots 0,6$ при соблюдении условия $b_w \leq 10m_e (m_e)$ или $\psi_{bd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$.

4. Определяют основные геометрические параметры передачи (рисунок 4.9). Углы делительных конусов колеса δ_2 и шестерни δ_1 , град.:

$$\begin{aligned} d_2 &= \arctg u_\phi; \\ d_1 &= 90^\circ - d_2. \end{aligned} \quad (4.55)$$

Конусное расстояние внешнее R_e и среднее R_m , мм:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (4.56)$$

$$R_m = R = R_e - 0,5b \quad \text{или} \quad R_m = \frac{m_n \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{2 \cos \beta_m}. \quad (4.57)$$

Внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} , мм:

$$\begin{aligned} d_{e1} &= m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2; \\ d_{ie1} &= m_{ie} z_1, \quad d_{ie2} = m_{ie} z_2; \end{aligned} \quad (4.58)$$

Внешние диаметры вершин зубьев, мм:

– шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} для прямозубых передач:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2; \quad (4.59)$$

– для передач с круговыми зубьями:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64m_{te} \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 1,64m_{te} \cos \delta_2. \quad (4.60)$$

Средние делительные диаметры, мм:

– для передач с прямыми зубьями:

$$d_1 = d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}), \quad d_2 = d_{m2} = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}); \quad (4.61)$$

– для передач с круговыми зубьями:

$$d_1 = d_{m1} = 2(R_e - 0,5b) \sin d_1, \quad d_2 = d_{m2} = \frac{z_2 m_{nm}}{\cos b_n}. \quad (4.62)$$

где $K_{be} = 0,20 \dots 0,35$ – коэффициент ширины зубчатого венца по конусному расстоянию;

b_n – угол наклона линии зуба в середине ширины зубчатого венца на делительном конусе (преимущественно $\beta_n = 35^\circ$).

5. Определяют силы, действующие в зацеплении зубчатых колес (рисунок 4.10).

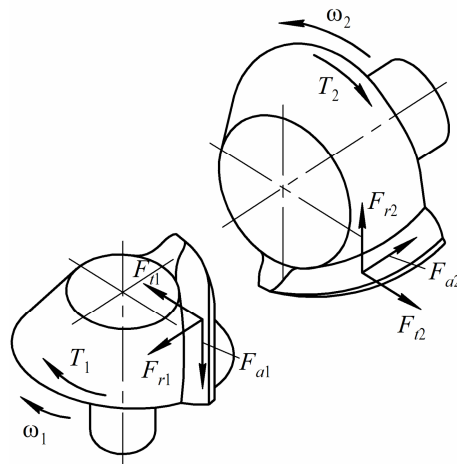


Рисунок 4.10 – Силы, действующие в конической передаче с круговыми зубьями

Окружная сила на среднем диаметре при T_1 и T_2 , Н·мм, d_1 и d_2 , мм:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{e1}} = \frac{2T_2}{d_{e2}}. \quad (4.63)$$

Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе:

– для передач с прямыми зубьями ($\alpha = 20^\circ$):

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad (4.64)$$

– для передач с круговыми зубьями правого направления зубьев шестерни и ее вращения по ходу часовой стрелки:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1). \quad (4.65)$$

Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе:

– для передач с прямыми зубьями:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (4.66)$$

– для передач с круговыми зубьями:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1). \quad (4.67)$$

6. Определяют среднюю окружную скорость колес при d_1 (мм), n_1 (мин⁻¹) и по таблице 4.16 назначают степень точности передачи $n_{ст}$ (м/с):

$$V = \frac{\rho d_1 n_1}{60000}. \quad (4.68)$$

7. Для выполнения проверочного расчета на контактную усталость активных поверхностей зубьев s_H и на сопротивление усталости зубьев на изгиб s_F следует уточнить значение коэффициентов $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$ и $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$.

Коэффициенты K_{HV} и K_{FV} определяют по уравнениям

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV} b_w}{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}}, \quad K_{FV} = 1 + \frac{w_{FV} b_w}{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}}, \quad (4.69)$$

где w_{HV} и w_{FV} – удельные окружные динамические силы, Н/мм:

$$w_{HV} = d_H r_0 V \sqrt{\frac{(u+1)d_{m1}}{u}}, \quad w_{FV} = d_F r_0 V \sqrt{\frac{(u+1)d_{m1}}{u}}, \quad (4.70)$$

где d_H и d_F – коэффициенты, учитывающие влияние вида зубчатой конической передачи и модификации профиля головок зубьев (таблицы 4.18, 4.19);

r_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (таблица 4.20).

Таблица 4.18 – Значения коэффициента δ_H при расчете контактной прочности

Твердость поверхностей зубьев по Бринеллю	Виды зубьев	Значение коэффициента
При твердости $H_1 < 350$ НВ или $H_2 \leq 350$ НВ	Прямые без модификации головки	0,006
	Прямые с модификацией головки	0,004
	Косые	0,002
При твердости $H_1 > 350$ НВ То же $H_2 > 350$ НВ	Прямые без модификации головки	0,014
	Прямые с модификацией головки	0,010
	Косые	0,004

Таблица 4.19 – Значения коэффициента δ_F при расчете изгибной прочности

Вид передачи	δ_F
Косозубые и шевронные	0,006
Прямозубые с модификацией	0,011
Прямозубые без модификации	0,016

Таблица 4.20 – Значения коэффициента γ_0 (числитель) и предельные значения w_{Hv} и w_{Fv} , Н/мм (знаменатель)

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
До 3,55	38/160	47/240	56/380	73/700
Свыше 3,55 до 10	42/194	53/310	61/410	82/880
Свыше 10	48/250	64/450	73/590	100/1050

Для передач с прямыми зубьями $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$, для передач с непрямыми зубьями $K_{H\alpha}$ определяют по рисунку 4.6, а $K_{F\alpha}$ – по таблице 4.10.

Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяют по рисунку 4.5.

8. Выполняют проверочный расчет передачи на контактную выносливость:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_H \sqrt{u^2 + 1}}{b_w d_{m1} u J_H}} \text{ £ } [\sigma_H]$$

$$\text{или } s_H = \frac{1900}{d_{e2}} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H u}{d_{e2} J_H}} \text{ £ } [s_H], \quad (4.71)$$

где Z_E – коэффициент упругих свойств материала для колес; для стальных колес $Z_E = 192$ МПа;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; для прямозубых колес $Z_H = 2,49$, для косозубых конических $Z_H = 2,5 \sqrt{\cos b_n}$;

Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \frac{e}{\epsilon} \left[1,88 - 3,2 \frac{\epsilon}{z_1} + \frac{1}{z_2} \frac{\epsilon}{z_1} \cos b_n \right]}}. \quad (4.72)$$

Невыполнение условия (4.71) указывает на неправильный выбор материала и твердости зубьев колес. Чтобы окончательно назначить материал и термическую обработку, если $s_H > [s_H]$ или $s_H < [s_H]$ более или менее чем на 5 %, выполняют эскиз заготовок зубчатых колес и проверяют значения характерных размеров:

- диаметр заготовки шестерни $D = d_{ae1} + 6$, мм;
- размер сечения заготовки колеса $S = 6m_{te} (6m_e)$.

Если на стадии проектного расчета были приняты иные размеры заготовки, то подбирают марку стали с другими характеристиками.

9. Выполняют проверочный расчет на выносливость при изгибе зубьев колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{2330T_2 K_F Y_{F2}}{d_{e2} b_w m_e (m_{te}) J_F} \xi [\sigma_F]_2. \quad (4.73)$$

При расчетах для прямозубых конических колес степень точности принимают на единицу меньше ее фактического значения. Коэффициент Y_{F2} :

- для прямозубого колеса по эквивалентному числу зубьев (рисунок 4.8):

$$z_{u_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}, \quad (4.74)$$

- для колеса с круговыми зубьями по биэквивалентному числу зубьев:

$$z_{u_{n2}} = \frac{z_2}{0,55 \cos \delta_2}. \quad (4.75)$$

Корректирующий коэффициент для колеса с прямыми зубьями $J_F = 0,85$, для колеса с круговыми зубьями его рассчитывают по формулам таблицы 4.9. Допускаемое напряжение $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$ определяют по формуле (4.9).

Напряжение при изгибе зубьев шестерни

$$s_{F1} = \frac{s_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \xi [s_F]_1. \quad (4.76)$$

Значение Y_{F1} находят аналогично определению этого коэффициента для колеса.

4.6 Открытые зубчатые передачи

При работе открытой зубчатой передачи наиболее характерным критерием отказа является износ поверхности зубьев зубчатых колес из-за интенсивного трения в условиях малой подачи смазочного материала, что приводит к изменению размеров зубьев (уменьшению их толщины). В связи с этим происходит излом зуба (чаще всего около ножки) из-за недостаточной изгибной прочности. Поэтому изгибная прочность зубьев является критерием расчета открытых зубчатых передач.

Открытые зубчатые передачи применяются, как правило, в виде дополнительной передачи между рабочим органом технологической машины и ее приводом. Основным задаваемым параметром – расстоянием от оси привода до оси рабочего органа, т. е. межосевое расстояние a_w , которое чаще всего не является стандартной величиной.

Расчет открытых передач сводится к определению основного параметра зубчатой передачи – модуля m .

4.6.1 Расчет цилиндрических открытых зубчатых передач

Исходные данные для проектирования открытой зубчатой цилиндрической передачи должны быть получены из кинематического расчета привода: T_1, T_2 – крутящий момент на шестерне и колесе цилиндрической открытой передачи, Н·м; u_o – передаточное число открытой цилиндрической передачи; n_1, n_2 – частота вращения шестерни и колеса, мин⁻¹.

Последовательность выполнения расчета цилиндрических открытых зубчатых передач:

1. Выбираем материал по таблице 4.1. Для открытых передач следует применять дешевые марки стали типа 45, 45Л с термообработкой $H < 350$ НВ.

2. Определяем допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса $[\sigma_F]_i$ (подраздел 4.2, формула (4.9)). Здесь и далее i – индекс (например, для шестерни – 1, для колеса – 2).

3. Назначаем число зубьев шестерни $z_1 = 17 \dots 24$. Определяем число зубьев колеса $z_2 = z_1 u_o$.

4. Определяем коэффициент формы зуба $Y_{F1(2)}$ в зависимости от $z_{v1(2)}$ (рисунок 4.8). Приведенное число зубьев колес

$$z_{v1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos^3 \beta}, \quad (4.77)$$

где β – угол наклона зуба (для прямозубых колес $\beta = 0^\circ$). Предварительно выбираем $\beta = 8 \dots 18^\circ$. После получения межосевого расстояния значение β уточняется.

5. Из условия прочности зубьев передачи на изгиб определяем минимальное значение модуля зуба и согласовываем с ближайшим стандартным значением согласно ГОСТ 9563–80 (таблица 4.15):

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_{F1} g \cos \beta}{z_1 [s_F]_{\min} y_m K_{nF}}}, \quad (4.78)$$

где T_1 – передаваемый момент на валу шестерни, Н·мм;

$K_F = K_{Fa} K_{Fb} K_{Fv}$ – коэффициент нагрузки при проектировочном расчете, ориентировочно имеет значения 1,10...1,75. Меньшие значения принимают для прирабатываемых материалов (твердость не более 350 НВ) при симметричном или близком к нему расположении колес и для косозубых зацеплений, большие значения – при несимметричном или консольном расположении хотя бы одного из колес и для прямых зубьев, а также при твердости зубьев более 350 НВ;

γ – коэффициент, учитывающий уменьшение момента сопротивления опасного сечения зуба в открытых передачах из-за изнашивания, $\gamma = 1,25...1,5$ (большие значения при интенсивном изнашивании);

z_1 – число зубьев шестерни, для которой производится расчет на изгиб; задают $z_1 > z_{\min} = 17$; в ручных приводах иногда принимают $z_1 < z_{\min}$ (т. е. допускают небольшое подрезание);

ψ_m – коэффициент ширины зуба по модулю: $\psi_m = b / m$ (в косозубых колесах $\psi_m = b / m_n$), для прямозубых колес литых – 6...10, с нарезанными зубьями – 10...12, иногда до 20, для косозубых колес – 15...40, для шевронных – 30...60, иногда выше;

K_{nF} – коэффициент, учитывающий повышение прочности на изгиб косозубых колес по сравнению с прямозубыми; для прямозубых колес $K_{nF} = 1$, для косозубых $K_{nF} \approx 1,2...1,4$.

6. Ширину венца зубчатого колеса определяем по формуле

$$b_w = b_2 = y_m m_n. \quad (4.79)$$

Ширину венца шестерни определяем по формуле (4.24) $b_1 = b_2 + (3...5)$ мм.

7. Используя формулы подраздела 4.4, определяем основные размеры зубчатой передачи, вычисляем окружную скорость, м/с, колес и силы, действующие в зацеплении.

8. Определяем значение коэффициента нагрузки K_F (см. подраздел 4.3).

9. Производим проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба по формуле (4.47) $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ и для предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев при действии максимальной нагрузки (формула (4.48)) сравниваем: $\sigma_{F \max} \leq [\sigma_F]_{\max}$.

4.6.2 Расчет открытых конических зубчатых передач

Проектировочный расчет открытой конической передачи ведется так же, как и для открытой цилиндрической. Данные, которые используются для расчета открытых цилиндрических передач, можно использовать и для открытых конических передач.

Расчет конических открытых зубчатых передач:

1. Выбираем материал для шестерни и колеса (таблица 4.1).
2. Рассчитываем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и для колеса $[\sigma_F]_{1(2)}$ (подраздел 4.2).
3. Выбираем число зубьев шестерни z_1 и определяем z_2 : $z_1 = 17...20$; $z_2 = z_1 u_o$.
4. Определяем по рисунку 4.8 коэффициенты формы зуба $Y_{F1(2)}$ по эквивалентному или биэквивалентному числу зубьев z_v (формулы (4.74), (4.75)).
5. По формуле (4.54) определяем средний окружной модуль зуба для открытых конических зубчатых передач.
6. Приняв значение коэффициента ширины зубчатого венца $K_{be} = 0,285$, рассчитываем внешний окружной модуль $m_e = \frac{m}{1 - 0,5K_{be}}$, мм. Полученное значение модуля согласовывается с ближайшим бóльшим значением по ГОСТ 9563–80 (таблица 4.15). В дальнейших расчетах значение может использоваться без согласования со стандартными.
7. В рамках подраздела 4.5 определяем основные размеры зубчатой передачи. Вычисляем окружную скорость, м/с, зубчатых колес и рассчитываем силы в зацеплении.
8. Уточняем значение коэффициента нагрузки $K_F = K_{Fa} K_{Fb} K_{Fv}$ (подраздел 4.3).
9. Осуществляем проверочный расчет на выносливость при изгибе $s_F \leq [s_F]$ (формула (4.73)).

4.6.3 Пример расчета открытых цилиндрических зубчатых передач

Исходные данные: зубчатая передача – цилиндрическая прямозубая (индексы: 1 – шестерня, 2 – колесо), режим – 1 (Т), $n_1 = 282 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 60 \text{ мин}^{-1}$, срок службы $L_h = 2,9 \times 10^3 \text{ ч}$, $u_o = 4,7$, $T_1 = 146 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 655,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Шестерня насаживается на консоль вала диаметром $d_b = 32 \text{ мм}$, вращение одностороннее.

1. Выбираем материал из таблицы 4.1: шестерня – сталь 45 (улучшение), $HВ_1 = 300$, $\sigma_B = 890 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$; колесо – сталь 45 (улучшение), $HВ_2 = 270$, $\sigma_B = 890 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$.

2. По формуле (4.9) определяем допускаемое напряжение изгиба для зубьев шестерни и колеса (по упрощенной формуле согласно ГОСТ 21354–87).

Предел выносливости по напряжениям изгиба (см. таблицу 4.2) $s_{F \text{ lim } b1} = 1,8HВ_1 = 1,8 \times 300 = 540 \text{ МПа}$; $s_{F \text{ lim } b2} = 1,8HВ_2 = 1,8 \times 270 = 486 \text{ МПа}$.

Коэффициент запаса прочности для зубчатых колес, изготовленных с улучшением или нормализацией, $S_{F\min} = 1,75$ (таблица 4.2).

Коэффициент Y_S учитывает влияние двухстороннего приложения нагрузки, а т. к. передача неререверсивная, то $Y_S = 1$ (подраздел 4.2).

Базовое число циклов напряжений $N_{F\lim} = 4 \times 10^6$ (подраздел 4.2).

Действительное число циклов напряжений по формуле (4.5)

$$N_{F1} = 60n_1L_h = 60 \times 282 \times 2900 = 49,07 \times 10^6;$$

$$N_{F2} = 60n_2L_h = 60 \times 60 \times 2900 = 10,44 \times 10^6.$$

Коэффициент долговечности по формуле (4.8)

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{49,07 \times 10^6}} = 0,66 < 1; \quad Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{10,44 \times 10^6}} = 0,85 < 1,$$

принимая значение $Y_{N1} = 1$, $Y_{N2} = 1$.

Следовательно:

$$[s_F]_1 = 1 \times \frac{540}{1,75} = 308,6 \text{ МПа};$$

$$[s_F]_2 = 1 \times \frac{486}{1,75} = 277,7 \text{ МПа}.$$

3. Из диапазона $z = 17 \dots 24$ выбираем число зубьев шестерни $z_1 = 19$, тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 u_o = 19 \times 4,7 = 89,3$. Принимаем $z_2 = 89$.

4. Так как передача с прямыми зубьями, то по рисунку 4.8 (кривая со значением $x = 0$), исходя из того, что зубья без модификации (без смещения), $Y_{F1} = 4,13$ при $z_1 = 19$ и $Y_{F2} = 3,60$ при $z_2 = 89$.

5. Модуль для открытых цилиндрических зубчатых передач (формула (4.78)) по предварительному значению $K_F = 1,7$, $g = 1,5$, $y_m = 6$, $K_{nF} = 1$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_{F1} g \cos b}{z_1 [s_F] y_m K_{nF}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 46 \times 10^3 \times 1,7 \times 4,13 \times 1,5}{19 \times 277,7 \times 6}} = 4,59 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартный модуль $m = 5$ мм (таблица 4.15).

6. Ширина венца зубчатого колеса и шестерни

$$b_w = b_2 = y_m m = 6 \times 5,0 = 30 \text{ мм}; \quad b_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 30 + 4 = 34 \text{ мм}.$$

7. Размеры цилиндрического прямозубого зацепления (рисунок 4.11):

– делительные диаметры прямозубых колес ($\beta = 0^\circ$), нарезанных без смещения (подраздел 4.4):

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{5 \times 19}{1} = 95 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{5 \times 89}{1} = 445 \text{ мм};$$

– межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(95 + 445) = 270 \text{ мм};$$

– диаметры окружностей выступов:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 95 + 2 \times 5 = 105 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 445 + 2 \times 5 = 455 \text{ мм};$$

– диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 95 - 2,5 \times 5 = 82,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 445 - 2,5 \times 5 = 432,5 \text{ мм};$$

– толщина диска $C_{\text{диск}} = 0,5b_2 = 0,5 \times 30 = 15 \text{ мм};$

– толщина обода $d_{\text{об}} = 2,5m + 2 = 2,5 \times 5 + 2 = 14,5 \text{ мм} \gg 15 \text{ мм};$

– уточненное передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{89}{19} = 4,68.$$

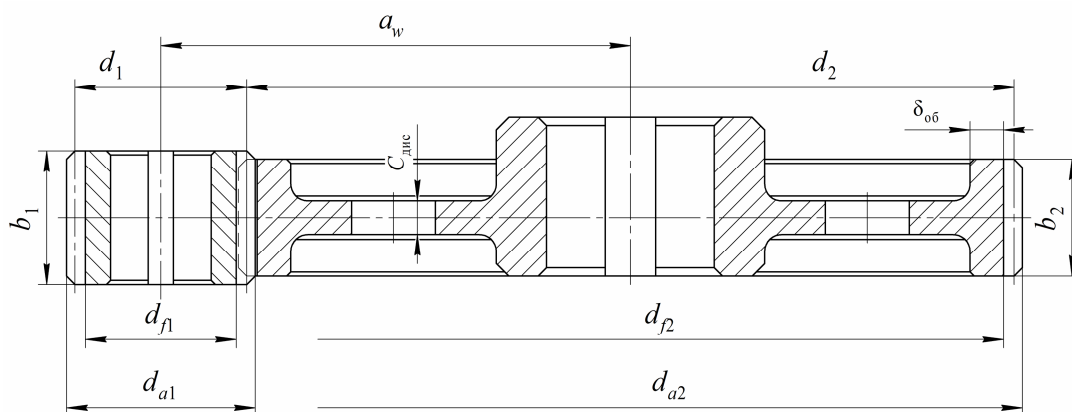


Рисунок 4.11 – Схема цилиндрического прямозубого зацепления с обозначением геометрических параметров и размеров

8. При определении d_{f1} следует проверить соединение шестерни с валом.

Шестерня должна быть съемной. Так как посадочное место вала $d_B = 32 \text{ мм},$

то глубина шпоночного паза в шестерне $t_2 = 3,3$ мм (ГОСТ 23360–78). Тогда толщина стенки от впадины зуба до паза

$$D = \frac{d_{f1}}{2} - \frac{a_d}{\xi} + t_2 = \frac{82,5}{2} - \frac{32}{\xi} + 3,3 = 21,95 \text{ мм},$$

что больше $|D| = 2,5m = 2,5 \times 5 = 12,5$ мм. Следовательно, диаметральные размеры зубьев шестерни позволяют изготавливать шестерню отдельно от вала (съемной).

9. Окружная скорость в зацеплении $V = \frac{\rho d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \times 95 \times 282}{60000} = 1,4$ м/с.

По таблице 4.16 назначаем степень точности 9.

10. Силы, действующие в прямозубом зубчатом зацеплении при угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ (подраздел 4.4):

– окружная: $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 46}{95 \times 10^{-3}} = 3073,7$ Н;

– радиальная: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\cos b} = \frac{3073,7 \times 0,364}{1} = 1118,8$ Н;

– осевая: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 0$.

11. Находим коэффициент нагрузки K_F (подраздел 4.3).

Поскольку $y_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{30}{95} = 0,32$, $K_{Fb} = 0,18 + 0,82 K_{Hb}^0 = 0,18 + 0,82 \times 1,7 = 1,58$

(рисунок 4.4, схема передачи 2; таблица 4.5).

Зацепление прямозубое, поэтому $K_{Fa} = 1$, $d_F = 0,016$ (таблица 4.19), $\rho_0 = 82$ (таблица 4.20), значение удельной расчетной динамической нагрузки по формуле (4.70)

$$w_{Fn} = d_F r_0 V \sqrt{\frac{a_w}{u_y}} = 0,016 \times 82 \times 1,4 \sqrt{\frac{270}{4,68}} = 13,95 \text{ Н/мм}.$$

Тогда $K_{FV} = 1 + \frac{13,95 \times 30}{3073,7 \times 1,58} = 1,086$.

$$K_F = 1 \times 1,58 \times 1,086 = 1,716.$$

12. Выполняем проверочный расчет передачи по напряжению изгиба по формуле (4.47) для менее прочного элемента зацепления:

$$\frac{|s_F|_1}{Y_{F1}} = \frac{308,6}{4,13} = 74,72; \quad \frac{|s_F|_2}{Y_{F2}} = \frac{277,7}{3,6} = 77,14.$$

Расчет ведем по шестерне, т. к. она является менее прочной.

Коэффициенты, учитывающие перекрытие и наклон зубьев и для прямо-зубых колес, $Y_\varepsilon = Y_\beta = 1$.

В рассматриваемом примере $b_w = b_2 = 30$ мм.

Тогда

$$s_F = \frac{2 \times 46 \times 10^3 \times 4,13 \times 1 \times 1,716}{95 \times 30 \times 5} = 145,2 \text{ МПа};$$

$$s_F = 145,2 \text{ МПа} < [s_F]_1 = 308,6 \text{ МПа}.$$

Условие прочности по напряжению изгиба обеспечивается выбранными материалами, термообработкой и размерами с большим запасом. Поэтому для окончательного принятия решения по передаче следует рассмотреть вариант по получению конструкции зубчатого зацепления с модулем $m = 4,5$ мм.

4.6.4 Пример расчета открытых конических зубчатых передач

Исходные данные: передача – коническая открытая прямозубая нереверсивная, передаточное число $u_o = 3$, частота вращения шестерни $n_1 = 270 \text{ мин}^{-1}$, вращающие моменты $T_1 = 245,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 714,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ соответственно на шестерне и колесе, срок службы $L_h = 2,5 \times 10^3$ ч.

1. Выбираем материал зубчатых колес (таблица 4.1). Для изготовления колеса принимаем сталь 40Х (улучшенную): $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$, $HB_2 = 250$; для изготовления шестерни принимаем эту же сталь с аналогичной обработкой: $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$, $HB_1 = 280$.

2. Допускаемое напряжение изгиба определяем по формуле (4.9).

Предел выносливости зубьев при изгибе

$$s_{F \text{ lim } b1} = 1,8 HB_1 = 1,8 \times 280 = 504 \text{ МПа};$$

$$s_{F \text{ lim } b2} = 1,8 HB_2 = 1,8 \times 250 = 450 \text{ МПа}.$$

Коэффициент, учитывающий способ приложения нагрузки, при одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная) $Y_S = 1$.

Базовое число циклов напряжения $N_{F \text{ lim}} = 4 \times 10^6$.

При $L_h = 2500$ ч и $n_2 = \frac{n_1}{u_o} = \frac{270}{3} = 90 \text{ мин}^{-1}$ действительное число циклов

напряжения

$$N_{F_1} = 60n_1L_h = 60 \times 270 \times 2500 = 40,5 \times 10^6;$$

$$N_{F_2} = 60n_2L_h = 60 \times 90 \times 2500 = 13,5 \times 10^6.$$

Так как $N_{F1(2)} > N_{F\text{lim}}$, то $Y_{N1(2)} = 1$.

Тогда получаем допускаемое напряжение изгиба:

– для шестерни:

$$[s_F]_1 = 1 \times \frac{504}{1,75} = 288 \text{ МПа};$$

– для колеса:

$$[s_F]_2 = 1 \times \frac{450}{1,75} = 257 \text{ МПа}.$$

3. Из диапазона $z = 17 \dots 24$ выбираем число зубьев шестерни $z_1 = 19$, соответственно для колеса $z_2 = z_1 u_o = 19 \times 3 = 57$.

Углы делительных конусов:

$$\text{tg} \delta_1 = \frac{1}{u_o} = \frac{1}{3}; \quad \delta_1 = \text{arctg} \frac{1}{3} = 18,4349^\circ = 18^\circ 26' 04''$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 18,4349^\circ = 71,5651^\circ = 71^\circ 33' 54''$$

4. Коэффициенты формы зуба Y_{F1} , Y_{F2} (рисунок 4.8) определяем по эквивалентному числу, зубья изготавливаем без смещения ($x = 0$):

$$z_{u_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{19}{0,9487} = 20, \quad z_{u_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{57}{0,3162} = 180;$$

$$Y_{F1} = 4,08, \quad Y_{F2} = 3,59.$$

5. Средний окружной модуль для конических открытых зубчатых передач определяем по формуле (4.54).

Принимаем вспомогательный коэффициент $K_m = 14,0$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями для конической прямозубой передачи принимаем $K_{F\alpha} = 1$ (подраздел 4.3).

При $K_{be} = 0,285$ и $u_o = 3$ значение $\frac{K_{be} u_o}{2 - K_{be}} = 0,4985$.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса, определяем по рисунку 4.5 (кривая 1): $K_{F\beta} = 1,4$.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в передаче, выбираем по таблице 4.12 с учетом того, что скорость колес будет не более 2 м/с, соот-

ответственно степень точности передачи не выше $n_{ст} = 9$, $K_{FV} = 1,28$. Тогда $K_F = 1 \times 1,4 \times 1,28 = 1,8$.

Коэффициент вида зубьев для прямозубой передачи $J_F = 0,85$.

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего диаметра шестерни $y_{bd1} = 0,166\sqrt{u_o^2 + 1} = 0,166\sqrt{3^2 + 1} = 0,525$.

$$\text{Тогда } m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F Y_{F1}}{J_F z_1^2 [\sigma_F]_{\min} \Psi_{bd1}}} = 14 \sqrt[3]{\frac{245,5 \times 1,8 \times 4,08}{0,85 \times 19^2 \times 257 \times 0,525}} = 4,93 \text{ мм.}$$

Внешний окружной модуль m_e и уточненное значение среднего окружного модуля m по формулам пункта 3 подраздела 4.5

$$m_e = \frac{m}{1 - 0,5K_{be}} = \frac{4,93}{1 - 0,5 \times 0,285} = 5,75 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_e = 5$ мм по ГОСТ 9563–80, тогда

$$m = m_e (1 - 0,5K_{be}) = 5 \times (1 - 0,5 \times 0,285) = 4,288 \text{ мм.}$$

6. Размеры и геометрические параметры:

– внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \times 5 \times \sqrt{19^2 + 57^2} = 150,2 \text{ мм;}$$

– ширина зубчатого венца колеса

$$b = K_{be} R_e = 0,285 \times 150,2 = 42,8 \text{ мм;}$$

– среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b = 150,2 - 0,5 \times 42,8 = 128,8 \text{ мм;}$$

– внешние диаметры:

• делительные: $d_{e1} = m_e z_1 = 5 \times 19 = 95$ мм; $d_{e2} = m_e z_2 = 5 \times 57 = 285$ мм;

• вершин зубьев: $d_{ea1} = d_{e1} + 2m_e \cos d_1 = 95 + 2 \times 5 \times 0,949 = 104,49$ мм;

$$d_{ea2} = d_{e2} + 2m_e \cos d_2 = 285 + 2 \times 5 \times 0,316 = 288,16 \text{ мм;}$$

– средние делительные диаметры:

• шестерни: $d_1 = d_{e1} (1 - 0,5K_{be}) = 95 (1 - 0,5 \times 0,285) = 81,46$ мм;

• колеса: $d_2 = d_{e2} (1 - 0,5K_{be}) = 285 (1 - 0,5 \times 0,285) = 244,39$ мм.

7. Окружная скорость в зацеплении на среднем диаметре

$$V = \frac{pd_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \times 81,46 \times 270}{60000} = 1,15 \text{ м/с.}$$

По таблице 4.16 выбираем степень точности $n_{ст} = 9$.

8. Рассчитываем силы в зацеплении:

– окружная сила на среднем диаметре

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 245,5 \times 10^3}{81,46} = 6027,5 \text{ Н};$$

– осевая сила на шестерне, радиальная на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin d_1 = 6027,5 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 18^\circ 26' 40'' = 693,8 \text{ Н};$$

– радиальная сила на шестерне, осевая на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin d_2 = 6027,5 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 71^\circ 33' 54'' = 2081,4 \text{ Н}.$$

9. Уточняем значение коэффициента нагрузки $K_F = K_{Fa} K_{Fb} K_{Fv}$.

Значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев остается без изменения, т. е. $K_{Fa} = 1$.

Значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки по длине контактных линий, остается без изменения, т. е. $K_{Fb} = 1,4$.

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок, $d_F = 0,016$ (таблица 4.19).

Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, $r_0 = 82$ (таблица 4.20).

Следовательно

$$w_{Fv} = d_F r_0 v \sqrt{\frac{(u_o + 1)d_{m1}}{u_o}} = 0,016 \times 82 \times 1,15 \sqrt{\frac{(3+1) \times 81,46}{3}} = 15,7 \text{ Н/мм}.$$

Тогда

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w}{F_t} = 1 + \frac{15,7 \times 42,8}{6027,5} = 1,11,$$

$$K_F = 1 \times 1,4 \times 1,11 = 1,55.$$

10. Выполняем проверочный расчет выносливости при изгибе зубьев колеса по формуле (4.73)

$$s_{F2} = \frac{2330 T_2 K_F Y_{F2}}{d_{e2} b m_e J_F} = \frac{2330 \times 714,4 \times 1,55 \times 3,59}{285 \times 42,8 \times 5 \times 0,85} = 178,7 \text{ МПа},$$

$$s_F = 178,7 \text{ МПа} < [s_{FP}]_2 = 257 \text{ МПа}.$$

Следовательно, условие прочности для открытой конической зубчатой передаче выполняется.

5 Расчет червячных передач

5.1 Общие сведения

По способу передачи движения от ведущего звена к ведомому червячные передачи относят к передачам зацепления. В них движение передается между валами с углом перекрещивания 90° и осуществляется по принципу винтовой пары: винтом является ведущее звено – червяк, ведомым – червячное колесо, венец которого можно представить в виде узкого сектора длинной гайки, изогнутой по окружности резьбой наружу.

Ведущее звено (червяк) выполняется с малым числом витков (заходов) $z_1 \leq 4$. Минимальное число зубьев червячного колеса с целью исключения ослабления зуба при нарезании его на венце принимают $z_{2 \min} \geq 28$. Максимальное число зубьев червячного колеса с целью обеспечения приемлемых габаритных размеров передачи не превышает $z_{2 \max} = 80$.

Передаточное число червячной передачи равно отношению частоты вращения червяка n_1 к частоте вращения червячного колеса n_2 или отношению числа зубьев червячного колеса z_2 к числу витков червяка z_1 :

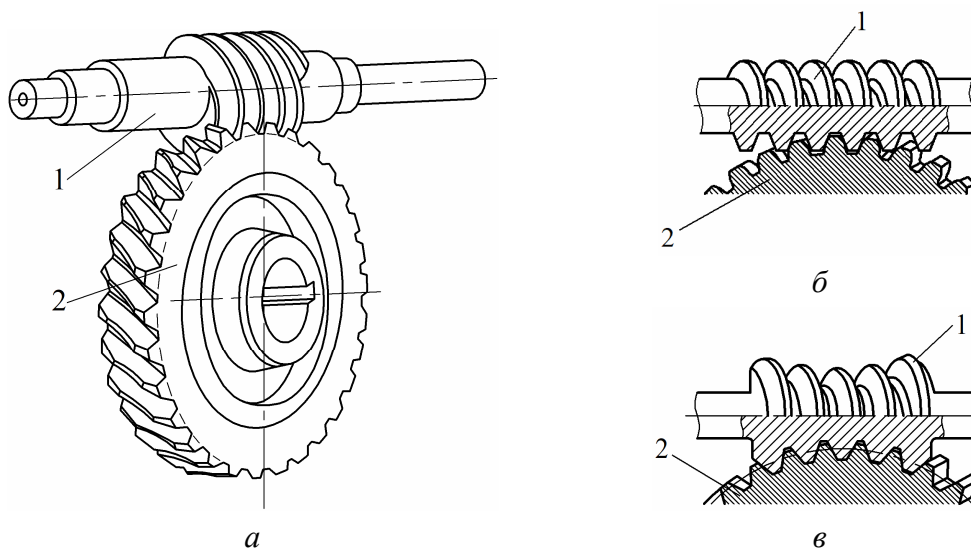
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

В связи с тем, что число витков червяка z_1 значительно отличается от числа зубьев червячного колеса z_2 , можно получить большое передаточное число передачи – до 80 с оптимальными габаритными размерами. Это является основным фактором выбора червячных передач при их применении в приводах.

При движении витки червяка скользят по зубьям червячного колеса. Значительное скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного КПД ($\eta = 0,70 \dots 0,92$ в зависимости от z_1) и, соответственно, большого выделения тепла. Это требует принятия специальных мер по интенсификации теплоотвода при проектировании червячных передач. Материалы червяка и червячного колеса в червячной передаче должны составлять антифрикционную пару с низким коэффициентом трения, обладать повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию (привариванию частиц материалов пары друг к другу).

Выбор материала для изготовления червяка и червячного колеса определяется в основном скоростью скольжения зубьев и витков относительно друг друга.

По виду поверхности, на которой нарезаны витки червяка, различают два вида червячных передач (рисунок 5.1): цилиндрические (с цилиндрическими червяками) и глобоидные (с глобоидными).



a – червячная передача с цилиндрическим червяком;
б – зацепление с цилиндрическим червяком;
в – зацепление с глобоидным червяком;
 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Рисунок 5.1 – Червячная передача

В цилиндрическом червяке витки нарезаны на цилиндрической поверхности. Витки глобоидного червяка расположены на глобоидной поверхности.

В глобоидной червячной передаче витки червяка охватывают большее число зубьев червячного колеса, и такая передача имеет повышенную нагрузочную способность (в 1,5...2 раза больше, чем у червячных передач с цилиндрическим червяком). Более сложные сборка и изготовление по сравнению с цилиндрическими червячными передачами, сравнительно низкий КПД, повышенное тепловыделение, сложная регулировка, требовательность к смазочным материалам ограничивают зону применения передач с глобоидными червяками.

В сельскохозяйственном машиностроении чаще применяют червячные передачи с цилиндрическими червяками, которые в соответствии с ГОСТ 18498–89 имеют в осевом сечении трапецеидальный профиль.

В зависимости от профиля витков в плоскости, перпендикулярной оси червяка, различают архимедовы (в документации обозначают *ZA*), эвольвентные (*ZI*) и конволютные (*ZN*) червяки. Архимедов червяк в осевом сечении червяка имеет трапецеидальный профиль витка. У эвольвентного червяка боковой профиль витков очерчен эвольвентой. Боковая поверхность витков конволютного червяка представляет собой конволютную винтовую поверхность.

Архимедовы червяки наиболее просты в изготовлении, обеспечивают достаточно высокую точность червячной передачи и наиболее широко распространены.

Эвольвентные червяки можно шлифовать и полировать, что повышает точность изготовления, обеспечивает более полный контакт витков червяка с зубьями колеса, более высокую нагрузочную способность передачи. Но при изготовлении эвольвентных червяков требуются специальные шлифовальные станки.

Конволютные червяки являются разновидностью эвольвентных червяков. Они более просты в обработке, чем эвольвентные, и обеспечивают достаточную точность зацепления червячной передачи, имеют более высокие КПД и износостойкость по сравнению с эвольвентными.

Червячные передачи, как и зубчатые, могут быть корригированными. Корригирование осуществляется радиальным смещением инструмента относительно оси заготовки червячного колеса при его нарезании.

В машиностроении чаще используют некорригированные червячные передачи. Корригирование применяется для вписывания передачи в заданное межосевое расстояние.

Червяки при работе испытывают большие напряжения изгиба и кручения, а также напряжения растяжения (сжатия). Вследствие этого, а также из-за высоких требований к жесткости их изготавливают из углеродистых или легированных сталей.

Для изготовления червяков применяют все три типа сталей, распространенных в машиностроении:

1. **Качественные среднеуглеродистые стали** марок 45, 50. Из них изготавливают малоответственные червяки. Заготовку перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке до твердости по Бринеллю $HB \leq 360$.

2. **Среднеуглеродистые легированные стали** марок 40X, 45X, 40XH, 40XНМА, 35XГСА. Из этих сталей изготавливают червяки ответственных передач. Улучшающей термообработке до твердости по Роквеллу $HRC_3 \leq 45$ подвергают деталь после механической обработки.

3. **Мало- и среднеуглеродистые легированные стали** марок 20X, 12XНЗА, 25XГТ, 38XМЮА. Из этих сталей изготавливают червяки высоконагруженных передач, работающие в реверсивном режиме. Деталь подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т. п.) глубиной до 0,8 мм и закаливается до высокой поверхностной твердости ($55...65 HRC_3$).

Материалы венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств можно условно разделить на три группы:

Группа I. Оловянная бронза (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1 и др.) применяется при высоких скоростях скольжения ($V_s = 5...25$ м/с). Эта бронза обладает высокими антифрикционными и антизадирными свойствами, но имеет высокую стоимость. Для этой группы материалов червяк, как правило, тщательно шлифуется и полируется и имеет высокую твердость рабочих поверхностей витков – $45...62 HRC_3$.

Группа II. Безоловянная бронза (БрА10Ж4Н4Л, БрА10Ж3Мц2, БрА9Ж3Л и др.) и латунь (ЛЦ23А6Ж3Мц2) применяются при средних скоростях скольжения ($V_s \leq 3...5$ м/с). Чаще других применяют алюминиевую бронзу марки БрА9Ж3Л. Эта бронза имеет высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадирными свойствами, поэтому ее применяют в паре с закаленными (с твердость более 45...62 HRC₃) шлифованными и полированными червяками.

Группа III. Серый чугун (СЧ15, СЧ20) применяется при малых скоростях скольжения ($V_s < 2...3$ м/с) или в открытых червячных передачах. Твердость рабочих поверхностей нешлифованных витков червяков в этом случае, как правило, менее 350 НВ.

Червячные передачи, как и зубчатые, рассчитывают по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба. Расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится как проверочный.

5.2 Последовательность расчета червячных передач

1. При известной частоте вращения вала червяка n_1 , мин⁻¹, и вращающем моменте на валу червячного колеса T_2 , Н·м, ориентировочно определяют скорость скольжения в зацеплении, м/с:

$$V_s \approx 4,5 \times 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}. \quad (5.1)$$

2. Выбирают материалы венца колеса и червяка и определяют их механические характеристики.

2.1. В зависимости от найденной скорости скольжения V_s передачи выбирают материал зубчатого венца червячного колеса по таблице 5.1. Учитывая технологические возможностей производства, принимают один из приведенных для выбранного материала способов литья и определяют механические характеристики материала – предел прочности σ_b и предел текучести σ_T . Для серого чугуна определяется только предел прочности при растяжении $\sigma_{b(p)}$.

Таблица 5.1 – Материалы венцов червячных колес

Марка, допустимая скорость скольжения V_s	Группа	ГОСТ на материал	Способ отливки	Механические характеристики, МПа	
				σ_b	σ_T
БрО10Н1Ф1, $V_s \leq 25$ м/с	I	613–79	Центробежный	290	170
БрО10Ф1, $V_s \leq 12$ м/с	I	613–79	В кокиль	275	260
			В песчаную форму	230	140

Марка, допустимая скорость скольжения V_s	Группа	ГОСТ на материал	Способ отливки	Механические характеристики, МПа	
				σ_B	σ_T
БрО5Ц5С5, $V_s \leq 8$ м/с	I	613–79	В кокиль	200	90
			В песчаную форму	145	80
БрА10Ж4Н4Л, $V_s \leq 5$ м/с	II	493–79	Центробежный	700	460
			В кокиль	650	430
БрА10Ж3Мц2, $V_s \leq 5$ м/с	II	493–79	В кокиль	550	360
			В песчаную форму	450	300
БрА9Ж3Л, $V_s \leq 5$ м/с	II	493–79	Центробежный	530	245
			В кокиль	500	230
			В песчаную форму	425	195
ЛЦ23А6Ж3Мц2, $V_s \leq 5$ м/с	II	17711–93	Центробежный	700	240
			В кокиль	650	240
			В песчаную форму	600	240
СЧ15, $V_s \leq 2$ м/с	III	1412–85	В песчаную форму	$\sigma_{B(p)} = 325$ МПа	–
СЧ18, $V_s \leq 2$ м/с	III	1412–85	В песчаную форму	$\sigma_{B(p)} = 358$ МПа	–
СЧ20, $V_s \leq 2$ м/с	III	1412–85	В песчаную форму	$\sigma_{B(p)} = 392$ МПа	–

Примечания

1 Способы литья: центробежный – расплав заливают в металлическую форму, вращающуюся со скоростью до 3000 мин⁻¹; литье в кокиль – заполнение металлической формы жидким расплавом и его затвердевание происходят под действием силы тяжести; литье в песчаную форму – заполнение формы из формовочной смеси на основе песка жидким расплавом и его затвердевание происходят под действием силы тяжести.

2 Отливки, полученные центробежным литьем, имеют наилучшие прочностные характеристики.

3 ЛЦ23А6Ж3Мц2 – сплав медно-цинковый (латунь) литейный.

4 σ_B – предел прочности, $\sigma_{B(p)}$ – временное сопротивление разрыву по ГОСТ 613–79, ГОСТ 493–79 и ГОСТ 17711–93

2.2. В соответствии с рекомендациями, изложенными в подразделе 5.1, учитывая материал червяка и профиль витков, назначают твердость и требуемую термообработку червяка. По принятому материалу червяка и твердости его витков с помощью таблицы 5.2 определяют предел прочности σ_B и предел текучести σ_T .

Таблица 5.2 – Механические характеристики сталей некоторых марок, используемых для изготовления червяков

Марка стали	Диаметр заготовки D , мм, не более	Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
		сердцевины (НВ)	поверхности (HRC _s)	σ_B	σ_T	
45	80	269...302	–	890	650	Улучшение
45	125	235...262	–	780	540	Улучшение
20X	200	–	56...63	930	635	Улучшение + цементация + закалка

Марка стали	Диаметр заготовки D , мм, не более	Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
		сердцевины (НВ)	поверхности (HRC ₃)	σ_B	σ_T	
40X	200	235...262	–	790	640	Улучшение
40X	125	269...302	45...50	900	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40XH	315	235...262	–	800	630	Улучшение
40XH	200	269...302	48...53	920	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40XHMA	125	269...302	50...56	980	780	Улучшение + азотирование
25XГТ	100	320	58...63	1100	900	Цементация с закалкой
Примечания						
1 Заготовка – поковка или штамповка.						
2 σ_B – предел прочности (временное сопротивление) по ГОСТ 1050–2013 и ГОСТ 4543–2016						

3. Расчетное число циклов напряжения N_K при постоянном режиме нагрузки определяют по формуле

$$N_K = N_H = N_F = 60n_2L_h, \quad (5.2)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, по материалу которого определяют допускаемое напряжение, мин⁻¹;

L_h – требуемый ресурс передачи (продолжительность работы передачи за расчетный срок службы), ч.

4. Допускаемое контактное напряжение для зубьев колес определяют с учетом группы материалов.

Для группы материалов I (оловянная бронза) определяют допускаемое контактное напряжение, МПа, для зубьев колес из условия обеспечения контактной выносливости

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} Z_N C_V, \quad (5.3)$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев;

Z_N – коэффициент долговечности;

C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев в зависимости от скорости скольжения (таблица 5.3).

Таблица 5.3 – Значение коэффициента C_V в зависимости от скорости скольжения для шлифованных червяков

V_s , м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

При известном значении предела прочности σ_B материала венца червячного колеса предел контактной выносливости поверхностей зубьев

$$s_{H0} = (0,75 \dots 0,90) s_B. \quad (5.4)$$

Меньшее значение применяют в случае использования червяков с закаленными до твердости $HB \leq 350$ витками. Большее значение применяют при твердости витков $HRC > 45$.

Коэффициент долговечности находится из выражения

$$0,67 \leq Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_H} \leq 1,15 \quad (5.5)$$

и принимается не менее 0,67 и не более 1,15.

Для группы материалов II (безоловянные бронза и латунь) определяют допускаемое контактное напряжение, МПа, для зубьев колес из условия

$$[s_H] = [s_{H0}] - 25V_s \leq 4s_T, \quad (5.6)$$

где $[\sigma_{H0}]$ – значение предела контактной выносливости поверхностей зубьев. Зависит от твердости зубьев: $[\sigma_{H0}] = 250$ МПа для червяков при $HB \leq 350$; $[\sigma_{H0}] = 300$ МПа для червяков при $HRC \geq 45$.

Для группы материалов III (серый чугун) допускаемое контактное напряжение равно:

– при закаленном до твердости $HB \geq 350$ червяке:

$$[s_H] = 200 - 35V_s; \quad (5.7)$$

– при червяке из стали с твердостью $HB \leq 350$:

$$[s_H] = 175 - 35V_s \leq 1,65s_{B(p)}.$$

При работе передач без смазки найденные значения допускаемого контактного напряжения следует уменьшить на 15 %.

5. Определяют межосевое расстояние, мм, из условия обеспечения контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев червячного колеса при известном вращающем моменте на валу червячного колеса T_2 , Н·м, и найденном значении допускаемого контактного напряжения $[s_H]$:

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_H}{[s_H]^2}}. \quad (5.8)$$

Принимают предварительное значение коэффициента расчетной нагрузки $K_H = 1,1 \dots 1,4$. Меньшие значения принимают при постоянной нагрузке на передачу, большие – при переменной нагрузке и для высокоскоростных передач.

Полученное значение межосевого расстояния a_w округляют в большую сторону до стандартного из приведенных в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Значения межосевых расстояний червячных передач по ГОСТ 2144–93

1-й ряд	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
2-й ряд	45	56	71	90	112	140	180	224	280	355
Примечание – 1-й ряд следует предпочитать 2-му										

6. Назначают число витков червяка z_1 в зависимости от передаточного числа u червячной передачи по таблице 5.5

Таблица 5.5 – Рекомендуемые значения z_1 в зависимости от u

u	8...14	15...28	29...40	41 и более
z_1	4	2	1 или 2	1

При выборе числа витков z_1 следует учитывать, что с увеличением числа витков возрастает угол подъема витка червяка γ и увеличивается КПД передачи. Поэтому применение червяков с числом витков $z_1 = 1$ может быть оправдано только в случае технической необходимости.

7. По выбранному значению z_1 определяют число зубьев колеса и округляют до ближайшего целого числа:

$$z_2 = z_1 u. \quad (5.9)$$

8. По принятым значениям z_1 и z_2 уточняют фактическое значение передаточного числа

$$u_\phi = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

которое не должно отличаться от номинального более чем на 4 %:

$$Du_\phi = \left| \frac{u_\phi - u_{\text{НОМ}}}{u_{\text{НОМ}}} \right| 100 \% \leq 4 \%.$$

Значения номинальных передаточных чисел $u_{\text{НОМ}}$ для стандартных червячных передач приведены в таблице 5.6.

9. Определяют ориентировочное значение осевого модуля

$$m = \frac{(1,5 \dots 1,7) a_w}{z_2} \quad (5.10)$$

и принимают близкое к нему стандартное значение из таблицы 5.7.

Таблица 5.6 – Значения передаточных чисел червячных передач с цилиндрическим червяком по ГОСТ 2144–93

1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	90
<p>Примечания</p> <p>1 1-й ряд следует предпочитать 2-му.</p> <p>2 Для нормализованных редукторов общемашиностроительного применения в технически обоснованных случаях фактические значения передаточных чисел могут отличаться от номинальных на 6,3 %</p>											

Таблица 5.7 – Значения модуля m в осевом сечении по ГОСТ 19672–74

В миллиметрах

1-й ряд	1,6	2,5	–	3,15	–	4,0	5,0	–
2-й ряд	–	–	3,0	–	3,5	–	–	6,0
1-й ряд	6,3	–	8,0	10,0	–	12,5	18,0	20,0
2-й ряд	–	7,0	–	–	12,0	–	–	–
Примечание – 1-й ряд следует предпочитать 2-му								

10. В зависимости от принятого значения модуля m и числа витков червяка z_1 находят значение коэффициента диаметра червяка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2. \quad (5.11)$$

Из условия обеспечения жесткости червяка (отсутствия прогиба) значение q должно удовлетворять условию

$$q > 0,212z_2. \quad (5.12)$$

Стандартное значение коэффициента диаметра принимают по таблице 5.8 с учетом условий (5.11) и (5.12) и рекомендуемого сочетания параметров q , m и z_1 в таблице 5.9.

Таблица 5.8 – Стандартные значения коэффициентов диаметра червяка (ГОСТ 19672–74)

1-й ряд	–	8,0	–	10,0	–	12,5	–	16,0	–	20,0	–	25,0
2-й ряд	7,1	–	9,0	–	11,2	–	14,0	–	18,0	–	22,4	–
<p>Примечания</p> <p>1 1-й ряд следует предпочитать 2-му.</p> <p>2 Допускается применять коэффициенты диаметра червяка 7,5 и 12,0.</p> <p>3 Коэффициент диаметра червяка $q = 25,0$ по возможности не применять</p>												

Таблица 5.9 – Рекомендуемое сочетание параметров m и q (для значений z_1 , равных 1, 2 и 4)

m , мм	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00
q	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0				8,0; 10,0; 12,5;	12,5; 14,0; 16,0; 20,0	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0			8,0; 10,0; 12,5; 16,0	8,0; 10,0

При выборе значения коэффициента диаметра червяка q следует учитывать влияние q на КПД передачи, жесткость и прочность тела червяка. С уменьшением значения q увеличивается КПД передачи, но жесткость и прочность тела червяка при этом снижаются.

11. Устанавливают направление линии витка червяка. В соответствии с ГОСТ 2144–93, как правило, принимают правое направление линии витка (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк вкручивается в пространство – уходит от наблюдателя). Левое направление линии витка следует применять только в технически обоснованных случаях.

12. По принятым ранее параметрам m , z_2 и q определяют фактическое межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(z_2 + q). \quad (5.13)$$

Если полученное значение a_w не соответствует стандартному (таблица 5.4), то необходимо изменить сочетание параметров m и q , пересчитать значение a_w или скорректировать червячное колесо.

Для корректирования следует определить коэффициент смещения для червячного колеса

$$x_2 = \frac{a_w - a}{m} = 0,5(z_2 + q). \quad (5.14)$$

Значение коэффициента смещения для соблюдения условия неподрезания и незаострения зубьев должно находиться в пределах для колеса, работающего:

- с архимедовым (ZA) или конволютным (ZN) червяком: $0 \leq x_2 \leq 1$;
- с эвольвентным червяком (ZI) - $-1 \leq x_2 \leq 0$.

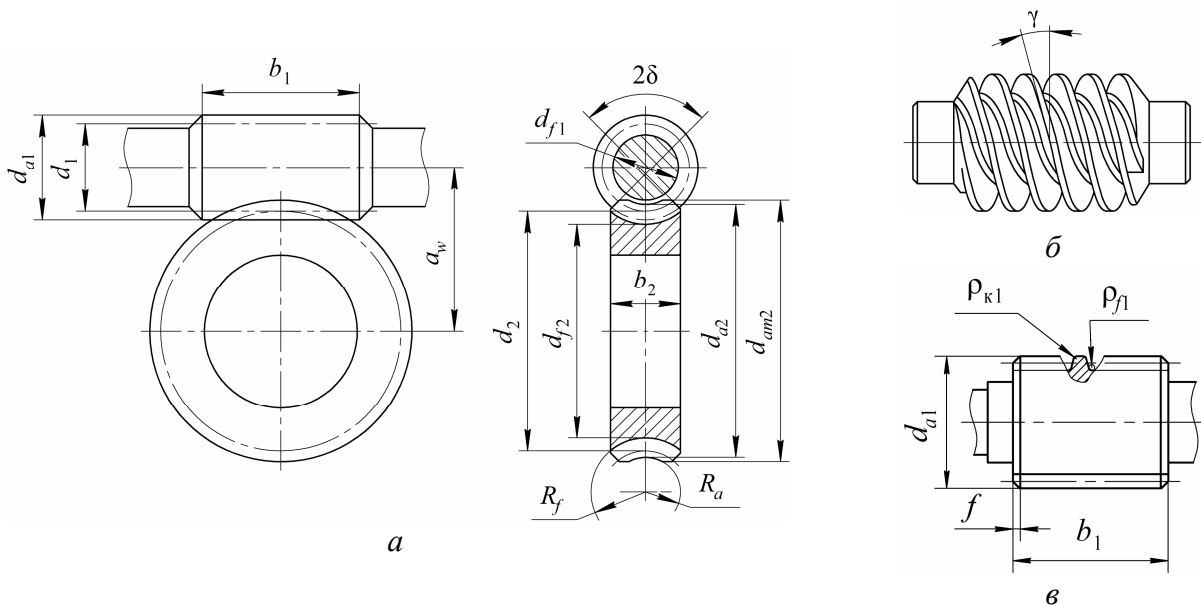
13. Расчет геометрических параметров червячной передачи проводят по ГОСТ 19650–97 (таблица 5.10).

Таблица 5.10 – Расчет геометрических параметров червячной передачи (рисунок 5.2)

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения
1. Делительный диаметр червяка, мм	d_1	$d_1 = qm$
2. Делительный диаметр колеса, мм	d_2	$d_2 = z_2 m$
3. Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$
4. Диаметр вершин зубьев колеса, мм	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2)m$
5. Диаметр впадин витков червяка, мм	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
6. Диаметр впадин зубьев колеса, мм	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x_2)$

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения
7. Наибольший диаметр червячного колеса, мм	d_{am2}	$d_{am2} \approx d_{a2} + \frac{6m}{(z_1 + 2)}$
8. Радиус кривизны переходной кривой червяка, мм*	ρ_{f1}	$r_{f1} = 0,3m$
9. Радиус кривизны линии притупления витка червяка, мм*	$\rho_{к1}$	$\rho_{к1} = 0,1m$
10. Радиус выемки поверхности вершин зубьев колеса, мм*	R_a	$R_a = (0,5q - 1)m$
11. Ширина венца червячного колеса, мм	b_2	$b_2 \approx 0,75d_{a1}$

Примечание – *Принять параметр по ГОСТ 6636–69 из ряда линейных размеров (таблица А.1 приложения А)



a – червячная передача; *б* – червяк; *в* – профиль витка червяка

Рисунок 5.2 – Геометрические размеры червячной передачи

На чертеже червяка делительный угол подъема витка γ требуется указывать в градусах, минутах и секундах (таблица 5.11).

Таблица 5.11 – Делительный угол подъема витка червяка γ в зависимости от q и z_1

q	$z_1 = 1$		$z_1 = 2$		$z_1 = 4$	
8,0	7°07'30"	7,12°	14°02'10"	14,04°	26°33'54"	26,56°
9,0	6°20'25"	6,34°	12°31'44"	12,53°	23°57'45"	23,96°
10,0	5°42'38"	5,71°	11°18'36"	11,31°	21°48'05"	21,80°
12,0	4°45'49"	4,76°	9°27'44"	9,46°	18°26'06"	18,43°
12,5	4°34'26"	4,57°	9°05'25"	9,09°	17°44'41"	17,74°
14,0	4°05'08"	4,09°	8°07'48"	8,13°	15°56'43"	15,95°
16,0	3°34'35"	3,58°	7°07'30"	7,12°	14°02'10"	14,04°
18,0	3°10'47"	3,18°	6°20'25"	6,34°	12°31'44"	12,53°
20,0	2°51'45"	2,86°	5°42'38"	5,71°	11°18'36"	11,31°

Примечание – Угол γ представлен в градусах, минутах и секундах и в десятичных градусах

В соответствии с ГОСТ 2.406–76 на чертеже червяка и червячного колеса должны указываться соответственно стандарты на исходный и производящий червяки.

Стандартные размеры и форма главных поверхностей витков червяка определяются исходным червяком – теоретическим червяком, который имеет стандартные размеры и форму витков. Параметры витков исходного червяка регламентированы ГОСТ 19036–81.

Так называемый воображаемый червяк, который определяет параметры инструмента (червячной фрезы), формирующего профиль зубьев червячного колеса при их нарезании, называется исходным производящим червяком. Параметры витков производящего червяка регламентирует ГОСТ 19036-81.

Для расчета длины нарезной части червяка b_1 следует использовать формулы из таблицы 5.12.

Таблица 5.12 – Формулы для расчета длины нарезной части червяка b_1 при различных x_2

Значение x_2	Значения z_1	
	1 и 2	4
–1,0	$b_1^3 (10,5 + z_1)m$	$b_1^3 (10,5 + z_1)m$
–0,5	$b_1^3 (8 + 0,06z_2)m$	$b_1^3 (9,5 + 0,09z_2)m$
0,0	$b_1^3 (11 + 0,06z_2)m$	$b_1^3 (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1^3 (11 + 0,1z_2)m$	$b_1^3 (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1^3 (12 + 0,1z_2)m$	$b_1^3 (13 + 0,1z_2)m$
Примечания 1 Значения модуля m подставлять в миллиметрах. 2 Размер b_1 принять по ГОСТ 6636–69 из ряда линейных размеров (таблица А.1 приложения А)		

При промежуточном значении коэффициента x_2 длину b_1 вычисляют по ближайшему пределу x_2 , который дает большее значение b_1 .

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную длину b_1 (таблица 5.12) следует увеличить: на 25 мм – при $m < 10$ мм; на 30...40 мм – при $m = 10...16$ мм; на 50 мм – при $m > 16$ мм.

14. Определяют действительную скорость скольжения в зацеплении, м/с:

$$V_{\text{ск}} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}, \quad (5.15)$$

где $V_1 = \frac{\rho d_1 n_1}{60000}$ – окружная скорость червяка, м/с;

$V_2 = \frac{\rho d_2 n_2}{60000}$ – окружная скорость червячного колеса, м/с.

Единица измерения частоты вращения червяка n_1 и червячного колеса n_2 – мин^{–1}, а делительного диаметра червяка d_1 и червячного колеса d_2 – миллиметры.

15. По найденной действительной скорости скольжения $V_{ск}$ принимаем степень точности изготовления червячной передачи по таблице 5.13.

Таблица 5.13 – Степень точности червячных передач в зависимости от скорости скольжения

$V_{ск}$, м/с	до 1,5	1,5...7,5	1,5...12,0	3,0...25
Степень точности по ГОСТ 3675–81	9	8	7	6

16. По полученному значению $V_{ск}$ и степени точности изготовления передачи по таблице 5.14 принимают значение коэффициента K_{HV} динамической нагрузки.

Таблица 5.14 – Значения коэффициента динамической нагрузки K_{HV}

Степень точности по ГОСТ 3675–81	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с				
	до 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12	12...18
6	–	–	1,0	1,1	1,3
7	1,0	1,0	1,1	1,2	–
8	1,15	1,25	1,4	–	–
9	1,25	–	–	–	–

17. Определяют значение коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$, связанного с деформациями червяка и характером изменения нагрузки:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\alpha_{z_2} \ddot{\delta}^3}{\epsilon K_f \delta} (1 - K_p), \quad (5.16)$$

где K_f – коэффициент деформации червяка, значения которого при различных q и z_1 приведены в таблице 5.15;

K_p – вспомогательный коэффициент, зависящий от режима нагрузки.

При постоянном режиме нагрузки $K_p = 1$, при незначительных колебаниях нагрузки $K_p = 0,6$, при значительных колебаниях $K_p = 0,3$.

Таблица 5.15 – Значения коэффициента деформации червяка K_f

z_1	Коэффициент q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

18. Уточняют значение коэффициента расчетной нагрузки K_H , который является произведением двух коэффициентов:

$$K_H = K_{H\beta} K_{HV}. \quad (5.17)$$

19. Проверяют передачу на контактную выносливость:

$$s_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}} \leq [s_H], \quad (5.18)$$

где $d_{w1} = m(q + 2x)$ – начальный диаметр червяка (здесь $x = x_2$ – коэффициент смещения).

Проверка степени несоответствия, полученного σ_H контактного напряжения допускаемому:

$$Ds_H = \left| \frac{s_H - [s_H]}{[s_H]} \right| 100 \%. \quad (5.19)$$

Недогрузка $|s_H < [s_H]|$ допускается до 20 %, перегрузка $|s_H > [s_H]|$ – до 5 %.

Если условие (5.19) не выполняется, необходимо изменить межосевое расстояние a_w и произвести перерасчет передачи. Можно принять материал колеса с меньшими прочностными характеристиками и пересчитать параметры передачи.

Если передача перегружена, межосевое расстояние увеличивают, если недогружена – уменьшают.

20. Определяют действительное значение КПД передачи:

$$h = 0,96 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (5.20)$$

где ρ – приведенный угол трения, который принимается по таблице 5.16 в зависимости от скорости скольжения $V_{ск}$, материала венца колеса и твердости рабочей поверхности витков червяка.

21. Уточняют вращающий момент на червяке:

$$T_1 = \frac{T_2}{u_\phi h}. \quad (5.21)$$

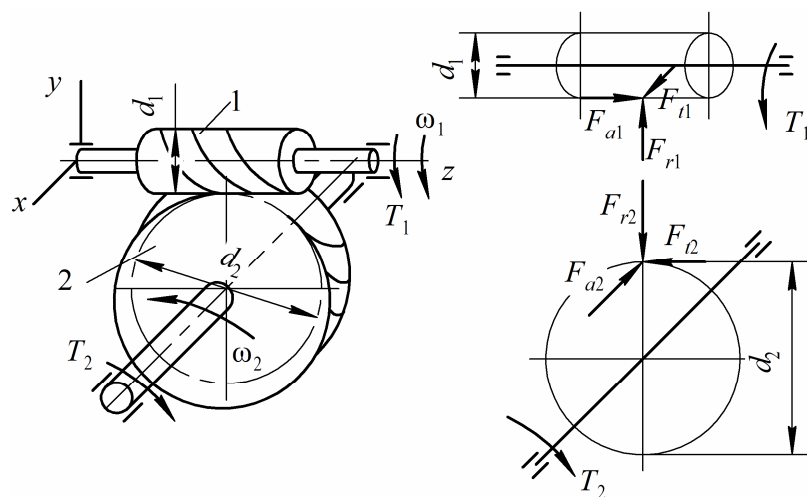
22. Определяют силы в зацеплении червяка и червячного колеса.

При передаче движения от ведущего червяка к ведомому червячному колесу витки червяка и зубья червячного колеса взаимодействуют силами F_{t2} и F_{a1} , F_{a2} и F_{t1} , F_{r2} и F_{r1} (рисунок 5.3). Согласно третьему закону Ньютона, эти силы направлены вдоль прямой, противоположны по направлению и равны по модулю: $F_{t2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{t1}$; $F_{r2} = F_{r1}$.

Таблица 5.16 – Значения приведенного угла трения ρ при различных скоростях скольжения $V_{ск}$

$V_{ск}, \text{ м/с}$	Оловянная бронза, группа материалов I				Безоловянная бронза, латунь, группа материалов II		Серый чугун, группа материалов III	
	HRC > 45		32 < HRC < 45					
0,01	5°43'...6°17'	5,72°...6,28°	6°17'...7°24'	6,28°...7,4°	9°39'...10°12'	9,65°...10,2°	9°39'...10°12'	9,65°...10,2°
0,1	4°...4°52'	4,0°...4,87°	5°09'...5°43'	5,15°...5,72°	7°07'...7°58'	7,12°...7,97°	7°07'...8°32'	7,12°...8,53°
0,25	3°26'...4°	3,43°...4,0°	4°...5°09'	4,0°...5,15°	5°09'...5°43'	5,15°...5,25°	5°26'...6°17'	5,43°...6,28°
0,5	2°52'...3°26'	2,87°...3,43°	3°26'...4°17'	3,43°...4,28°	4°52'...5°26'	4,87°...5,43°	4°52'...5°43'	4,52°...5,72°
1	2°17'...2°52'	2,28°...2,87°	2°52'...3°43'	2,87°...3,43°	3°43'...4°34''	3,72°...4,57°	4°...4°34'	4,0°...4,57°
1,5	2°...2°35'	2,0°...2,58°	2°35'...3°09'	2,5°...3,15°	3°09'...4°	3,15°...4,0°	3°26'...4°	3,43°...4,0°
2	1°43'...2°17'	1,72°...2,28°	2°17'...2°52'	2,28°...2,87°	2°52'...3°26'	2,87°...3,43°	2°52'...3°26'	2,87°...3,43°
2,5	1°29'...2°	1,48°...2,0°	2°...2°28'	2,0°...2,87°	2°35'...3°09'	2,58°...3,15°	2°17'...2°55'	2,28°...2,92°
3	1°22'...1°43'	1,37°...1,72°	1°43'...2°11'	1,72°...2,18°	2°17'...2°52'	2,28°...2,87°	1°43'...2°24'	1,72°...2,4°
4	1°16'...1°36'	1,27°...1,6°	1°16'...1°47'	1,27°...1,78°	2°...2°17'	2,0°...2,28°	–	–
5	1°09'...1°29'	1,15°...1,48°	1°26'...1°40'	1,43°...1,67°	1°43'...2°	1,72°...2,0°	–	–
8	1°18'...1°16'	1,3°...1,27°	1°16'...1°49'	1,26°...1,82°	1°20'...1°43'	1,33°...1,72°	–	–
10	0°55'...1°09'	0,92°...1,15°	1°09'...1°22'	1,15°...1,37°	–	–	–	–
15	0°48'...0°55'	0,8°...0,92°	0°55'...1°09'	0,92°...1,15°	–	–	–	–

Примечания
 1 Угол ρ представлен в градусах, минутах и секундах и в десятичных градусах.
 2 Меньшие значения ρ относятся к передачам с закаленным и полированным червяком при хорошей смазке.
 3 Для безоловянной бронзы, латуни и серого чугуна значения твердости $H > 45$ HRC



1 – червяк; 2 – червячного колеса

Рисунок 5.3 – Усилия в зацеплении червячной передачи с верхним расположением червяка

Направления осевых сил червяка F_{a1} и червячного колеса F_{a2} зависят от направления вращения червяка и от направления линии витка червяка. Направление силы F_{r2} всегда совпадает с направлением вращения колеса, а сила F_{r1} направлена в сторону, противоположную вращению червяка.

При известном делительном диаметре червяка d_1 окружную силу, действующую на червяк F_{t1} , равную осевой силе F_{a2} , на колесе удобно вычислить через вращающий момент на червяке T_1 :

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \times 10^3 \frac{T_1}{d_1}. \quad (5.22)$$

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

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \times 10^3 \frac{T_2}{d_2}. \quad (5.23)$$

Радиальные силы на червяке и колесе при угле зацепления $\alpha = 20^\circ$

$$F_{r1} = F_{r2} \gg F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.24)$$

При подстановке в формулы (5.22)–(5.23) значений T_1 и T_2 , Н·м, d_1 и d_2 , мм, значения сил получают в Ньютонах.

23. Проверяют зубья колеса на выносливость при изгибе.

Определяют допускаемые напряжения при изгибе:

при работе зубьев одной стороной (при неревверсивной передаче):

– для бронзы и латуни:

$$[s_F] = s_{F \lim} Y_N; \quad (5.25)$$

– для чугуна:

$$[s_F] = 0,12s_{в(р)} Y_N; \quad (5.26)$$

при работе зубьев обеими сторонами (при реверсивной передаче):

– для бронзы и латуни:

$$[s_{-1F}] = s_{-1F \text{ lim}} Y_N; \quad (5.27)$$

– для чугуна:

$$[s_F] = 0,075s_{в(р)} Y_N. \quad (5.28)$$

Значения пределов выносливости зубьев червячного колеса при изгибе $\sigma_{F \text{ lim}}$ и $\sigma_{-1F \text{ lim}}$ выбирают из таблицы 5.17 в зависимости от материала венца колеса, способа отливки и твердости рабочих поверхностей витков червяка.

Таблица 5.17 – Значения пределов выносливости зубьев червячного колеса при изгибе

Материал	Способ отливки венца колеса	$\sigma_{F \text{ lim}}$, МПа	$\sigma_{-1F \text{ lim}}$, МПа
БрО10Ф1	В песчаную форму	55	38
БрО10Ф1	В металлическую форму	70	55
БрО10Н1Ф1	Центробежный	80	56
БрА9ЖЗЛ	В кокиль	108	83
БрА10Ж4Н4Л	В кокиль	130	98
Чугун СЧ15	В песчаную форму	60	50

Коэффициент долговечности определяют по выражению

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}, \quad (5.29)$$

где N_F – расчетное число циклов напряжений при постоянном режиме нагрузки, определяемое по формуле (5.2).

Значение коэффициента долговечности для колес, изготовленных из бронзы, принимают в пределах $0,54 \leq Y_N \leq 1$, для колес из чугуна $Y_N = 1$.

Проверяют передачу на изгиб по усталостному напряжению изгиба по наиболее слабому звену – червячному колесу:

$$s_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t12} K_F}{1,3m^2 q} \leq [s_F] \text{ или } [s_{-1F}]. \quad (5.30)$$

Определяют эквивалентное число зубьев колеса по формуле

$$z_{u2} = \frac{z_2}{\cos^3 g} \quad (5.31)$$

и выбирают коэффициент Y_{F2} формы зуба в таблице 5.18.

Таблица 5.18 – Значения коэффициента формы зуба червячного колеса Y_{F2}

z_{02}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,77	1,64	1,64	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Коэффициент нагрузки при проверке передачи на изгиб принимается равным коэффициенту нагрузки при проверке передачи на контактную прочность ($K_F = K_H$), значение которого было рассчитано по формуле 5.17.

Если в результате расчета условие (5.30) не выполняется, то прочность зуба на изгиб можно повысить за счет увеличения модуля с последующим пересчетом всех параметров либо заменить материал венца червячного колеса на другой – с более высокими механическими характеристиками.

24. Проверку червяка на жесткость проводят после разработки компоновки передачи и определения расстояния между опорами червяка l . Проверка заключается в определении прогиба f и сравнении его с допустимым значением $[f]$:

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48EI_{np}} \quad \text{£} [f] = (0,005 \dots 0,010) m, \quad (5.32)$$

где f – прогиб червяка, мм;

l – расстояние между опорами червяка ($l \approx d_{a2max}$), мм;

F_{r1} и F_{t1} – соответственно радиальная и окружная силы на червяке, действующие в зацеплении, Н;

E – модуль упругости материала червяка, МПа ($E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа);

I_{np} – приведенный момент инерции нарезного сечения червяка, мм⁴:

$$I_{np} = \frac{\rho d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,624 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) \quad (5.33)$$

Здесь d_{f1} и d_{a1} – соответственно диаметры впадин и вершин нарезной части червяка, мм.

Если условие не выполняется, нужно увеличить коэффициент диаметра червяка q и пересчитать передачу либо уменьшить расстояние l между опорами.

25. Выполняют тепловой расчет редуктора.

Определяют площадь поверхности охлаждения редуктора A по компоновочному чертежу редуктора (рисунок 5.4) по формуле

$$A = 2(HL) + 2(BH) + (BL) \quad (5.34)$$

или приближенно по таблице 5.19 в зависимости от межосевого расстояния a_w .

Находят рабочую температуру смазочного материала в картере редуктора:

$$t_m = t_b + \frac{P_1(1-h)}{(K_t A)} \quad \text{£} [t_m], \quad (5.35)$$

где t_b – температура воздуха вне корпуса, принимают $20\text{ }^\circ\text{C}$;

P_1 – мощность на червяке, Вт;

η – КПД передачи;

K_t – коэффициент теплоотдачи, зависящий от материала корпуса редуктора и интенсивности вентиляции помещения;

A – площадь теплоотвода, м^2 ;

$[t_m] = 80\dots 90\text{ }^\circ\text{C}$ для смазочных материалов общемашиностроительного применения.

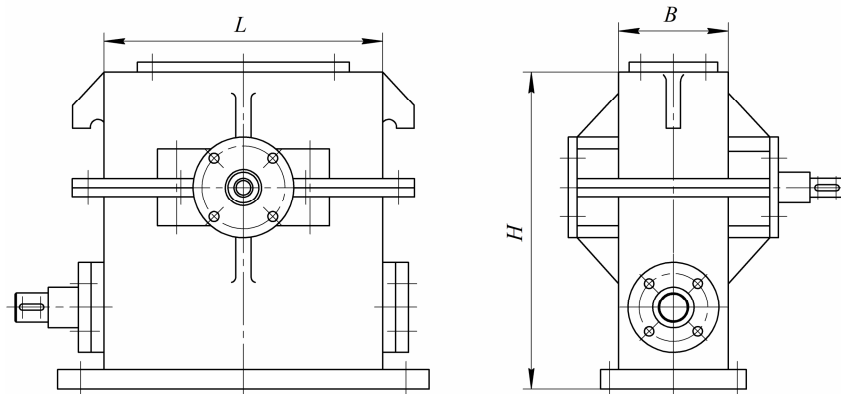


Рисунок 5.4 – Компоновочный чертеж червячного редуктора

Таблица 5.19 – Примерные значения площади теплоотвода A червячного редуктора

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м^2	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,80	1,0	1,2	1,4
Примечание – При оребрении корпуса площадь теплоотвода A увеличивается на 20...25 %										

Коэффициент теплоотдачи для редукторов с корпусом без принудительного обдува воздухом $K_t = 8\dots 17\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$. Большие значения берут при хороших условиях охлаждения корпуса и при нижнем или боковом расположении червяка. При принудительном воздушном обдуве корпуса вентилятором в виде крыльчатки, установленной на валу червяка, коэффициент теплопередачи достигает $K_t = 20\dots 40\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$ и зависит от частоты вращения вала червяка n_1 (таблица 5.20).

Таблица 5.20 – Значения коэффициента теплоотдачи K_t при обдуве вентилятором с частотой вращения крыльчатки n_1

n_1 , мин^{-1}	750	1000	1500	3000
K_t , $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$	18,0	21,0	29,0	40,0

26. Смазочный материал с обозначением по ГОСТ 17479–87 выбирают по таблице 5.21 с учетом полученного по формуле (5.18) значения контактного напряжения σ_H и определенной по выражению (5.15) скорости скольжения $V_{ск}$.

Объем заливаемого в корпус редуктора масла определяют из расчета 0,25 л масла на 1 кВт передаваемой мощности:

$$V_m \approx 0,25P_i. \quad (5.36)$$

Таблица 5.21 – Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4–87)

Передача	Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²	Скорость скольжения червячных передач $V_{ск}$, м/с		
		до 2	свыше 2 до 5	свыше 5
Червячная	до 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-100
	свыше 200 до 250	И-Т-Д-480	И-Т-Д-220	И-Т-Д-220
	свыше 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-460

Примечание – Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков: первый (И) – промышленное; второй – принадлежность к группе по назначению (Т – для тяжело нагруженных узлов); третий – принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками); число – класс кинематической вязкости

5.3 Пример расчета передачи

Рассмотрим пример расчета червячной передачи с цилиндрическим архимедовым червяком.

Исходные данные: передаточное число передачи $u = 20$, частота вращения червяка $n_1 = 1400 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения червячного колеса $n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на валу колеса $T_2 = 360 \text{ Н·м}$, расчетный ресурс передачи $L_h = 6 \cdot 10^3 \text{ ч}$, режим нагружения – постоянный, вращение валов червяка и колеса нереверсивные, расстояние между опорами червячного вала $l = 220 \text{ мм}$, расположение червяка – верхнее, охлаждение редуктора – принудительный воздушный обдув корпуса вентилятором в виде крыльчатки, установленной на валу червяка.

1. Ориентировочную скорость скольжения в зацеплении определяем по формуле (5.1) при значении вращающего момента на червячном колесе $T_2 = 360 \text{ Н·м}$ и частоте вращения червяка $n_1 = 1400 \text{ мин}^{-1}$:

$$V_s \gg 4,5 \times 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \times 10^{-4} \times 1400 \sqrt[3]{360} = 4,48 \text{ м/с}.$$

2. Учитывая значение найденной скорости скольжения $V_s = 4,48 \text{ м/с}$ ($4,48 < 5$) и технологические возможности отливки венца червячного колеса в кокиль, по таблице 5.1 выбираем в качестве материала венца червячного колеса безоловянную бронзу БрА9ЖЗЛ с пределом прочности $\sigma_b = 500 \text{ МПа}$ и пределом текучести $\sigma_t = 230 \text{ МПа}$.

Выбранная бронза БрА9ЖЗЛ относится к группе материалов II по антизадириным и антифрикционным свойствам и должна применяться в паре с поверхностью витков червяка, закаленной до твердости $\text{HRC}_3 > 45$.

По таблице 5.2 принимаем в качестве материала червяка сталь 25ХГТ и назначаем термообработку – цементацию с закалкой до твердости поверхности витка 58...63 HRC. В связи с применением группы материалов II венца, в частности бронзы БрА9ЖЗЛ, назначаем шлифование поверхности витков червяка.

3. Учитывая заданный постоянный режим нагружения червячной передачи, по формуле (5.2) определяем расчетное число циклов для расчета по контактным N_H

и изгибным напряжениям N_F при частоте вращения червячного колеса $n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$ и расчетной долговечности $L_h = 6 \cdot 10^3 \text{ ч}$:

$$N_H = N_F = 60 \times 70 \times 6 \times 10^3 = 25,2 \times 10^6 \text{ ч.}$$

4. Находим допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса для группы материалов II червячного венца (бронзы БрА9ЖЗЛ с пределом текучести $\sigma_T = 230 \text{ МПа}$) при скорости скольжения $V_s = 4,48 \text{ м/с}$ и твердости поверхности витка 58...63 HRC (формула (5.6)):

$$[s_H] = [s_{H0}] - 25V_s = 300 - 25 \times 4,48 = 188 \text{ МПа,}$$

где $[s_{H0}] = 300 \text{ МПа}$ – значение предела контактной выносливости поверхностей зубьев для червяков при $\text{HRC} \geq 45$.

5. Находим межосевое расстояние передачи при значении вращающего момента $T_2 = 360 \text{ Н·м}$, допускаемом контактном напряжении $[s_H] = 188 \text{ МПа}$ и предварительно принятом значении коэффициента расчетной нагрузки $K_H = 1,1$ по формуле (5.8):

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_H}{[s_H]^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 360 \times 1,1}{188^2}} = 136,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9144–93 (таблица 5.4) принимаем $a_w = 140 \text{ мм}$.

6. В зависимости от передаточного числа передачи $u = 20$ назначаем по таблице 5.5 число витков червяка $z_1 = 2$.

7. Находим число зубьев червячного колеса (формула (5.9)):

$$z_2 = z_1 u = 2 \times 20 = 40.$$

8. Фактическое значение передаточного числа передачи

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20$$

не отличается от заданного $u = 20$ и соответствует стандартному значению по ГОСТ 2144–76 (таблица 5.6).

9. Находим ориентировочное значение модуля (формула (5.10)):

$$m \approx \frac{(1,5 \dots 1,7) a_w}{z_2} = \frac{(1,5 \dots 1,7) \times 140}{40} = 5,25 \dots 5,95 \text{ мм}$$

и по таблице 5.7 принимаем из предпочтительного ряда $m = 5 \text{ мм}$.

10. Находим ориентировочное значение коэффициента диаметра (формула (5.11)):

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \times 140}{5} - 40 = 16.$$

С учетом обеспечения жесткости должно выполняться условие

$$q^3 0,212z_2 = 0,212 \times 40 = 8,48.$$

С учетом рекомендуемого сочетания модуля $m = 5,0$ мм и числа витков червяка $z_1 = 2$ со значением коэффициента диаметра по таблице 5.9 принимаем $q = 16$. Максимально возможное значение q принято из условия обеспечения жесткости и прочности червяка.

11. В соответствии с требованиями ГОСТ 2144–93 принимаем правое направление линии витка червяка.

12. Находим фактическое значение межосевого расстояния (формула (5.13)):

$$a_w = 0,5m(z_2 + q) = 0,5 \times 5(40 + 16) = 140 \text{ мм.}$$

Найденное значение соответствует стандартному (таблица 5.4), корректировать червячное колесо нет необходимости. Принимаем коэффициент смещения $x_2 = 0$.

13. Геометрические параметры червячной передачи (таблица 5.10).

Делительные диаметры червяка и червячного колеса:

$$d_1 = qm = 16 \times 5 = 80 \text{ мм;}$$

$$d_2 = z_2 m = 40 \times 5 = 200 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин витков червяка и зубьев червячного колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \times 5 = 90 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2)m = 200 + 2(1 + 0) \times 5 = 210 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин витков червяка и зубьев червячного колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \times 5 = 68 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1 - x_2) = 200 - 2 \times 5(1 - 0) = 180 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \approx d_{a2} + \frac{6m}{(z_1 + 2)} = 210 + \frac{6 \times 5}{(2 + 2)} = 217,5 \text{ мм;}$$

$$d_{am2} = 217 \text{ мм.}$$

Радиус кривизны переходной кривой червяка

$$r_{f1} = 0,3m = 0,3 \times 5 = 1,5 \text{ мм}$$

соответствует ряду линейных размеров ГОСТ 6636–69 (таблица А.1 приложения А).

Радиус кривизны линии притупления витка червяка

$$r_{к1} = 0,1m = 0,1 \times 5 = 0,5 \text{ мм}$$

соответствует ряду линейных размеров ГОСТ 6636–69 (таблица А.1 приложения А).

Радиус выемки поверхности вершин зубьев колеса R_a при коэффициенте диаметра $q = 16$ и модуле $m = 5$ мм

$$R_a = (0,5q - 1)m = (0,5 \cdot 16 - 1)5 = 35 \text{ мм}$$

соответствует ряду линейных размеров ГОСТ 6636–69.

Ширина венца червячного колеса при диаметре вершин витков червяка зубьев червячного колеса $d_{a1} = 90$ мм

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \times 90 = 67,5 \text{ мм.}$$

Принимаем из ряда линейных размеров (таблица А.1 приложения А) $b_2 = 67$ мм.

Делительный угол подъема витка червяка определяется по таблице 5.11. При $q = 16$ и $z_1 = 2$ делительный угол $\gamma = 7^\circ 07' 30''$, или $\gamma = 7,12^\circ$.

Параметры витков исходного и производящего червяка регламентированы ГОСТ 19036–81.

При $x_2 = 0$ и $z_2 = 2$ длина нарезной части червяка (таблица 5.12)

$$b_1^3 (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \times 40)5 = 67 \text{ мм.}$$

В связи с применением шлифованного червяка с модулем $m = 5$ мм полученную длину b_1 увеличиваем на 25 мм, т. е. окончательно принимаем по ГОСТ 6636–69 $b_1 = 67 + 25 = 92$ мм.

14. Для определения действительной скорости скольжения в зацеплении при делительных диаметрах червяка $d_1 = 80$ мм и червячного колеса $d_2 = 200$ мм, частотах вращения червяка $n_1 = 1400$ мин⁻¹ и червячного колеса $n_2 = 70$ мин⁻¹ предварительно определяют окружную скорость червяка и колеса (формула (5.15)):

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \times 80 \times 1400}{60000} = 5,86 \text{ м/с}; \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000} = \frac{3,14 \times 200 \times 70}{60000} = 0,73 \text{ м/с.}$$

Действительная скорость скольжения (формула (5.15))

$$V_{ск} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \sqrt{5,86^2 + 0,73^2} = 5,9 \text{ м/с.}$$

15. Для действительной скорости скольжения $V_{ск} = 5,9$ м/с принимаем по таблице 5.13 степень точности 8 по ГОСТ 3675–81.

16. При известной скорости скольжения $V_{ск} = 5,9$ м/с и степени точности 8 принимаем значение коэффициента динамической нагрузки (таблица 5.14) $K_{HV} = 1,4$.

17. Определяем значение коэффициента концентрации нагрузки при числе зубьев колеса $z_2 = 40$ (формула (5.16)):

$$K_{Hb} = 1 + \frac{\alpha_{z_2} \sigma_H^3}{\sigma_{Hf} K_f} (1 - K_p) = 1 + \frac{\alpha_{40} \sigma_H^3}{\sigma_{Hf} 171} (1 - 1) = 1,0,$$

где K_f – коэффициент деформации червяка при $q = 16$ и $z_2 = 2$ (таблица 5.15);

$K_p = 1,0$ – вспомогательный коэффициент при постоянном режиме нагружения.

18. Находим уточненное значение коэффициента расчетной нагрузки (формула (5.15)):

$$K_H = K_{Hb} K_{Hv} = 1,0 \times 1,4 = 1,4.$$

19. Проверяем передачу на контактную выносливость при делительном диаметре червячного колеса $d_2 = 200$ мм, вращающем моменте на колесе $T_2 = 360$ Н (формула (5.18)):

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}} = \frac{480}{200} \sqrt{\frac{10^3 \times 360 \times 1,4}{80}} = 190,5 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 188 \text{ МПа},$$

где начальный диаметр червяка при коэффициенте смещения червяка $x_1 = 0$

$$d_{w1} = m(q + 2x_1) = 5(16 + 2 \times 0) = 80 \text{ мм}.$$

Передача перегружена, т. к. $\sigma_H = 190,5 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 188 \text{ МПа}$.

Степень перегрузки (формула (5.19))

$$Ds_H = \left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \right| \times 100 \% = \left| \frac{190,5 - 188}{188} \right| \times 100 \% = 1,3 \% < 5 \%$$

находится в допустимых пределах.

20. Действительное значение КПД передачи при делительном угле червяка $\gamma = 7,12^\circ$ (формула (5.17))

$$h = 0,96 \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\rho + \gamma)} = 0,96 \frac{\text{tg} 7,12}{\text{tg}(7,12 + 1,7)} = 0,77,$$

где $\rho = 1,7^\circ$ – угол трения при скорости скольжения $V_{ск} = 5,9$ м/с колеса из безоловянной бронзы группы II, твердости поверхности зубьев колеса 58...63 HRC, полированном червяке (таблица 5.16).

21. Определяем уточненный вращающий момент на червяке при вращающем моменте на колесе $T_2 = 360$ Н·м, фактическом значении переданного числа $u_\phi = 20$ и действительном КПД передачи $\eta = 0,77$ (формула (5.21)):

$$T_1 = \frac{T_2}{u_{\phi} h} = \frac{360}{20 \times 0,77} = 23,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

22. Находим значения сил в зацеплении червяка и червячного колеса при вращающих моментах на червяке $T_1 = 23,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и колесе $T_2 = 360 \text{ Н}\cdot\text{м}$, делительных диаметрах червяка $d_1 = 80 \text{ мм}$ и колеса $d_2 = 200 \text{ мм}$, угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ (формулы (5.22)–(5.24)):

– окружная сила на колесе (осевая на червяке)

$$F_{t2} = F_{a2} = \frac{2T_2 \times 10^3}{d_2} = \frac{2 \times 360 \times 10^3}{200} = 3600 \text{ Н};$$

– окружная сила на червяке (осевая на колесе)

$$F_{t1} = F_{a1} = \frac{2T_1 \times 10^3}{d_1} = \frac{2 \times 23,4 \times 10^3}{80} = 585,0 \text{ Н};$$

– радиальная сила

$$F_{r1(2)} \gg F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 3600 \operatorname{tg} 20^\circ = 1310,4 \text{ Н}.$$

23. Определяем допускаемое напряжение при изгибе для нереверсивной передачи (формула (5.25)):

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\text{lim}} Y_N = 108 \times 0,90 = 97,2 \text{ МПа},$$

где $\sigma_F = 108 \text{ МПа}$ – предел выносливости зубьев червячного колеса из бронзы БрА9ЖЗЛ при литье в кокиль, твердости рабочих витков червяка $H \geq 45 \text{ HRC}$ по таблице 5.17;

Y_N – коэффициент долговечности (формула 5.29); при значении расчетного числа циклов $N_F = 25,2 \cdot 10^6$ (см. п. 3 примера расчета)

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{25,2 \times 10^6}} = 0,90$$

находится в разрешенных пределах (формула (5.29)): $0,54 \leq Y_N \leq 1$.

Проверяем передачу на изгиб при известных значениях окружной силы на колесе $F_{t2} = 3600 \text{ Н}$, модуле передачи $m = 5 \text{ мм}$, коэффициенте диаметра $q = 16$ (формула (5.30)):

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t12} K_F}{1,3 m^2 q} = \frac{1,48 \times 3600 \times 1,4}{1,3 \times 5^2 \times 16} = 14,3 \text{ МПа}.$$

Здесь $Y_{F2} = 1,48$ – по таблице 5.18 при расчете эквивалентного числа зубьев колеса по формуле (5.31) (число зубьев колеса $z_2 = 40$, делительный угол наклона витков червяка $\gamma = 17,3^\circ$)

$$z_{u2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{(\cos 17,3)^\circ} = 44,7 \text{ зубьев}$$

и округлении до целого числа $z_2 = 45$ зубьев;

Коэффициент нагрузки K_F численно равен коэффициенту нагрузки при проверке передачи на контактную прочность $K_H = 1,4$ (см. п. 18 примера расчета).

Передача на напряженном изгибе работоспособна. Условие прочности выполняется: $\sigma_{F2} = 14,3 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 97,2 \text{ МПа}$.

24. Проверяем червяк на жесткость при расстоянии между опорами $l = 220 \text{ мм}$, значении радиальной силы $F_{r1} = 1310,4 \text{ Н}$ и окружной силы $F_{t1} = 585 \text{ Н}$ на червяке в зацеплении (формула (5.32)):

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48EI_{\text{пр}}} = \frac{220^3 \sqrt{1310,4^2 + 585^2}}{48 \times 2,06 \times 10^5 \times 125975,4} = 0,00034 \text{ мм},$$

где $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости материала червяка (стали);

$I_{\text{пр}}$ – значение приведенного момента инерции нарезного сечения червяка при значениях диаметра впадин $d_{f1} = 68 \text{ мм}$ и вершин $d_{a1} = 90 \text{ мм}$ витков червяка (формула (5.33)):

$$I_{\text{пр}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \times 0,375 + 0,624 \frac{d_{a1}^4}{d_{f1}^4} = \frac{3,14 \times 68^4}{64} \times 0,375 + 0,624 \times \frac{90^4}{68^4} = 125975,4 \text{ мм}^4.$$

Найденное значение прогиба $f = 0,00034 \text{ мм}$ меньше допустимого значения, определенного по формуле (5.32):

$$[f] = (0,005 \dots 0,010) m = (0,005 \dots 0,010) 5 = 0,025 \dots 0,050 \text{ мм}.$$

Условие прочности и жесткости червяка выполняется.

25. Выполним тепловой расчет передачи.

При межосевом расстоянии $a_w = 140 \text{ мм}$ приближенно принимаем требуемую площадь теплоотвода редуктора $A = 0,43 \text{ м}^2$ (таблица 5.19).

Находим рабочую температуру смазочного материала в картере при температуре воздуха вне корпуса $t_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, КПД передачи $\eta = 0,77$ (формула (5.35)):

$$t_M = \frac{t_B + P_1(1 - \eta)}{K_t A} = \frac{20 + 3528,4(1 - 0,77)}{28 \times 0,43} = 69,1 \text{ }^\circ\text{C},$$

где P_1 – мощность на червяке при моменте $T_1 = 23,4$ Н·м и частоте вращения червяка $n_1 = 1400$ мин⁻¹:

$$P_1 = \frac{T_1 n_1 \times 10^3}{9550} = \frac{23,4 \times 1400 \times 10^3}{9550} = 3430 \text{ Вт};$$

$K_t = 28$ Вт/(м²·°С) – коэффициент теплопередачи при воздушном обдуве корпуса редуктора и частоте вращения крыльчатки вентилятора $n_1 = 1400$ мин⁻¹ (таблица 5.20).

Рабочая температура $t_m = 69,1$ °С меньше допускаемой температуры для смазочных материалов общемашиностроительного применения $[t_m] = 80...90$ °С.

26. При скорости скольжения $V_{ск} = 5,9$ м/с и значении контактных напряжений в зацеплении $\sigma_H = 190,5$ МПа принимаем масло марки И-Т-Д-100 по ГОСТ 17479.4–87 (таблица 5.21).

Назначаем способ смазки – окунание колеса в смазочный материал.

Объем смазки при $P_1 = 3430$ Вт = 3,43 кВт принимаем

$$V_m \approx 0,25 \times P_1 = 3,14 \times 3,43 = 0,86 \text{ л.}$$

6 Проектирование передач с гибкой связью

6.1 Расчет клиноременных и поликлиноременных передач

В общем машиностроении широко применяются клиновые ремни трех типов: нормальные, узкие и поликлиновые. Размеры передач с поликлиновыми ремнями вследствие их высокой тяговой способности получаются значительно меньшими, чем с клиновыми. Однако поликлиновые ремни очень чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов. Рекомендуется, чтобы непараллельность валов в передаче не превышала $2,0^\circ$, а угол смещения рабочих поверхностей шкивов составлял не более $1,5^\circ$.

Общий диапазон скоростей движения ремня V для клиновых передач – от 4 до 25, 40, 30 м/с для нормальных клиновых, узких и поликлиновых ремней соответственно. Передаточное число $u \leq 7$. Малые габариты и компактность этих передач обеспечиваются преимущественно при мощности $P \leq 50$ кВт. КПД передачи составляет $\eta = 0,90 \dots 0,98$ при скорости $V < 25$ м/с и снижается при большей скорости вследствие аэродинамических потерь.

Клиновидная форма ремня обеспечивает лучшее его сцепление со шкивом, что позволяет по сравнению с плоскоременной передачей уменьшить натяжение ремня и действие сил на валы и опоры, снизить минимальные значения диаметров шкивов и повысить передаточное число.

Основные размеры клиновых ремней – расчетная ширина W_p , по которой назначают размеры канавок шкивов, и расчетная длина L_p ремня на уровне нейтральной линии, по которой определяют межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \frac{L_p}{u} + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y \frac{u}{u}}, \quad (6.1)$$

где $w = 0,5p(d_2 + d_1)$, $y = 0,25(d_2 - d_1)^2$;

d_1 и d_2 – расчетные диаметры шкивов.

Минимальное межосевое расстояние $a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$, где h – высота профиля клина ремня.

Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями рассчитывают по тяговой способности и долговечности. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых и поликлиновых ремней позволило определить допускаемую мощность $P_{\text{доп}}$ для каждого типоразмера ремня и свести расчет к подбору типа и числа ремней.

Число ремней или число клиньев поликлинового ремня z :

– клинового:

$$z = \frac{P}{P_{\text{доп}}};$$

– поликлинового:

$$z = \frac{10P}{P_{\text{доп}}}, \quad (6.2)$$

где $P_{\text{доп}}$ – допускаемая мощность на один клиновой или поликлиновой с десятью ребрами ремень при заданных условиях работы:

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z. \quad (6.3)$$

Значения мощности P_0 , передаваемой в стандартных условиях одним ремнем нормального сечения, приведены в таблице 6.1, узкого сечения – в таблице 6.2, поликлиновым ремнем с десятью ребрами – в таблице 6.3.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива (таблица 6.4).

Коэффициент C_p , учитывающий влияние режима работы, принимают по рекомендациям, приведенным в таблице 6.5.

Коэффициент C_L , учитывающий влияние длины ремня, принимают в зависимости от отношения расчетной длины L_p к базовой длине L_0 (таблица 6.6).

Коэффициент C_z , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, принимают в зависимости от значения z (таблица 6.7).

Для поликлиновой ременной передачи $C_z = 1$.

Последовательность расчета клиноременной и поликлиновой передач.

При известных вращающем моменте и мощности на ведущем шкиве T_1 (Н·м), P (кВт), угловых скоростях w_1 и w_2 , режиме работы расчет передач выполняют в следующем порядке.

1. В зависимости от вращающего момента T_1 (Н·м) по таблице 6.8 выбирают сечение ремня и определяют диаметр малого шкива по эмпирической зависимости

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3}, \quad (6.4)$$

приняв $K_d = 3 \dots 4$ для клиноременной передачи, $K_d = 2,5 \dots 3$ – для поликлиновой передачи, $K_d = 2,0 \dots 2,5$ – для узких клиновых ремней. В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять шкивы диаметром d_1 из стандартного ряда, бóльшим, чем значение $d_{1\text{min}}$, указанное в таблице 6.8.

2. Определяют диаметр большого шкива $d_2 = \frac{d_1 w_1}{w_2}$. Полученное значение округляют до ближайшего по стандартному ряду d , мм: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800.

Таблица 6.1 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284.3–96)

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива, d_1 , мм	Передаточное число u	Частота вращения малого шкива, мин ⁻¹					
			400	700	950	1450	2000	2800
О (Z) (800)	63	1,5	0,19	0,29	0,38	0,53	0,67	0,86
		3,0	0,19	0,30	0,39	0,54	0,69	0,88
	71	1,5	0,23	0,36	0,46	0,66	0,84	1,08
		3,0	0,23	0,37	0,48	0,68	0,87	1,11
	80	1,5	0,27	0,44	0,56	0,80	1,03	1,32
		3,0	0,28	0,45	0,58	0,82	1,06	1,36
	90	1,5	0,32	0,52	0,67	0,96	1,23	1,58
		3,0	0,33	0,54	0,69	0,99	1,27	1,78
	100	1,5	0,37	0,60	0,78	1,11	1,43	1,83
		3,0	0,38	0,62	0,80	1,14	1,48	1,89
А (1700)	90	1,5	0,43	0,67	0,85	1,18	1,48	1,82
		3,0	0,44	0,69	0,88	1,21	1,53	1,87
	100	1,5	0,52	0,82	1,05	1,45	1,84	2,27
		3,0	0,53	0,84	1,08	1,50	1,89	2,34
	112	1,5	0,62	0,99	1,27	1,78	2,25	2,78
		3,0	0,64	1,02	1,31	1,84	2,33	2,87
	125	1,5	0,74	1,18	1,52	2,13	2,69	3,30
		3,0	0,76	1,22	1,57	2,19	2,78	3,40
	140	1,5	0,86	1,39	1,79	2,51	3,17	3,85
		3,0	0,89	1,43	1,85	2,59	3,27	3,97
Б (B) (2240)	125	1,5	0,93	1,44	1,81	2,42	2,92	–
		3,0	0,96	1,48	1,86	2,50	3,01	–
	140	1,5	1,16	1,81	2,30	3,10	3,78	–
		3,0	1,20	1,87	2,37	3,21	3,90	–
	160	1,5	1,46	2,31	2,94	4,00	4,85	–
		3,0	1,51	2,38	3,03	4,13	5,01	–
	180	1,5	1,76	2,79	3,56	4,85	5,86	–
		3,0	1,81	2,88	3,67	5,01	6,05	–
	200	1,5	2,05	3,27	4,17	5,67	6,78	–
		3,0	2,11	3,37	4,30	5,85	6,99	–
В (C) (3750)	200	1,5	2,67	4,08	–	–	–	–
		3,0	2,75	4,21	–	–	–	–
	224	1,5	3,31	5,12	–	–	–	–
		3,0	3,41	5,29	–	–	–	–
	250	1,5	4,00	6,23	–	–	–	–
		3,0	4,12	6,43	–	–	–	–

Таблица 6.2 – Мощность P_0 , кВт, передаваемая одним узким ремнем

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с				
		5	10	20	30	40
УО (SPZ) (1600)	63	0,95	1,50	1,85	–	–
	71	1,18	1,95	2,73	–	–
	80	1,38	2,34	3,50	–	–
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	–

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с				
		5	10	20	30	40
УА (SPA) (2500)	90	1,56	2,57	–	–	–
	100	1,89	3,15	–	–	–
	112	2,17	3,72	5,62	–	–
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	–
УБ (SPB) (3550)	140	2,95	5,00	–	–	–
	160	3,45	5,98	9,10	–	–
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	–
	200	4,12	7,3	11,9	13,3	–
УВ (SPS) (5600)	224	5,45	9,4	14,1	–	–
	250	6,05	10,6	16,6	17,1	–
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	–
	315	7,08	12,8	20,9	23,9	22,7

Таблица 6.3 – Мощность P_0 , кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с			
		5	15	25	35
К (J) (710)	40	1,40	3,2	–	–
	45	1,55	3,6	4,9	–
	50	1,65	4,0	5,3	–
	56	1,80	4,3	5,9	–
	63	1,90	4,6	6,4	–
	71	2,00	4,9	6,9	7,6
Л (L) (1600)	80	3,9	7,9	–	–
	90	4,5	9,7	–	–
	100	5,0	11,2	13,0	–
	112	5,5	12,7	15,3	–
	125	5,9	13,9	17,4	–
	140	6,3	15,0	19,2	17,2
	160	6,7	16,2	21,2	20,0

Таблица 6.4 – Значения коэффициента C_a

Ремень	Угол обхвата α_1						
	180	170	160	150	140	130	120
Клиновой	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Поликлиновой	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84	0,80

Таблица 6.5 – Значения коэффициента C_p для ременных передач от электродвигателей общего промышленного применения (выборка)

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Число смен работы		
			1	2	3
Легкий	Ленточные конвейеры, станки токарные, сверлильные, шлифо- вальные	С незначительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 120 %	1,0	0,9	0,8

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Число смен работы		
			1	2	3
Средний	Цепные конвейеры, элеваторы, станки фрезерные и зубофрезерные	С умеренными колебаниями, кратковременная перегрузка до 150 %	0,9	0,8	0,7
Тяжелый	Конвейеры винтовые и скребковые, станки строгальные, зубодолбежные	Со значительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 200 %	0,8	0,7	0,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, прессы, молоты, дробилки, ножницы	Ударная и резко неравномерная, кратковременная перегрузка до 300 %	0,7	0,6	0,5
Примечание – Каждому режиму работы соответствует определенный характер изменения нагрузки					

Таблица 6.6 – Значения коэффициента C_L

Ремень	L_p/L_0					
	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
Клиновой нормального сечения	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86
Клиновой узкого сечения и поликлиновой	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

Таблица 6.7 – Значения коэффициента C_z , учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ремням, в зависимости от числа ремней z

z	2..3	4...6	6
C_z	0,95	0,9	0,85

Таблица 6.8 – Минимальные значения моментов, передаваемых клиновыми и поликлиновыми ремнями, и диаметров ведущих шкивов

Сечение ремня	Вращающий момент T_1 , Нж	d_{1min} , мм
Ремни нормального сечения		
О (Z)	< 30	63
А	15...60	90
Б (B)	50...150	125
В (C)	120...600	200
Узкие ремни		
УО (SPZ)	< 150	63
УА (SPA)	90...400	90
УБ (SPB)	300...2000	140
УВ (SPS)	> 1500	224
Поликлиновые ремни		
К (J)	< 40	40
Л (L)	18...400	80
М (M)	> 130	180

3. Уточняют угловую скорость $w_2 = \frac{d_1 w_1 (1 - \epsilon)}{d_2}$ тихоходного вала, приняв

коэффициент скольжения $\epsilon = 0,01 \dots 0,02$.

4. Определяют передаточное число $u = \frac{w_1}{w_2}$.

5. Находят скорость движения ремня, м/с:

$$V = w_1 \frac{d_1}{2} \text{ или } V = \frac{\rho d_1 n_1}{60 \times 10^3}. \quad (6.5)$$

6. Ориентировочно назначают межосевое расстояние, принимая во внимание, что $a_{\min} = 0,55(d_2 + d_1) + h$, $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$ (здесь h – высота сечения ремня (таблицы 6.9 и 6.10)).

Таблица 6.9 – Клиновые ремни (ГОСТ 1284.1–89, ГОСТ 1284.2–89, ГОСТ 1284.3–96)

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения A_1 , мм ²	Расчетная длина L_p , мм	Масса 1 м длины q , кг	Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива $d_{1\min}$, мм
	W_p	W	h				
Ремни нормального сечения							
О (Z)	8,5	10	6	47	400...3150	0,06	63
А	11	13	8	81	560...4500	0,105	90
Б (B)	14	17	11	138	6300...7100	0,18	125
В (C)	19	22	14	230	1250...10000	0,30	200
Г (D)	27	32	19	476	2240...14000	0,62	315
Д (E)	32	38	23,5	692	4000...18000	0,92	500
Е (EO)	42	50	30	1170	6300...18000	1,5	800
Узкие ремни							
УО (SPZ)	8,5	10	8	56	630...3550	0,07	63
УА (SPA)	11	13	10	93	800...4500	0,12	90
УБ (SPB)	14	17	13	159	1250...8000	0,20	140
УВ (SPS)	19	22	18	278	2000...8000	0,37	224
<p>Примечания</p> <p>1 В скобках указаны обозначения ремней в международной системе.</p> <p>2 L_p – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии.</p> <p>Стандартный ряд длин L_p: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000</p>							

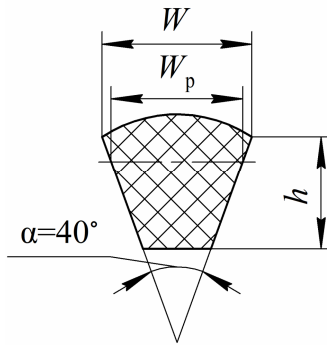
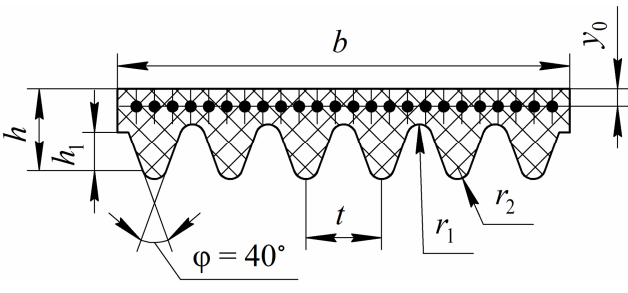


Таблица 6.10 – Параметры поликлиновых ремней (ТУ 38-105763–84)



Сечение ремня	t , мм	h , мм	h_1 , мм	y_0 , мм	Число клиньев, z	
					рекомендуемое	предельное
К (J)	2,4	4,0	2,35	0,68	2...36	36
Л (L)	4,8	9,5	4,85	2,25	4...20	50
М (M)	9,5	16,7	10,35	2,35	4...20	50
Сечение ремня	Длина L , мм	d_1 , не менее	T_1 , Н·м	Масса q_{10} , кг/м	r_1 , мм	r_2 , мм
К (J)	400...2000	40	80...40	0,09	0,1	0,4
Л (L)	1250...4000	80	18...135	0,45	0,2	0,7
М (M)	2000...6000	180	> 130	1,6	0,4	1,0

Примечания
 1 Масса 1 м ремня указана для ремней с десятью ребрами.
 2 Стандартные длины поликлиновых ремней такие же, как и клиновых (см. таблицу 6.9).
 3 Диаметры шкивов d_1 и d_2 для поликлиновых ремней выбирают из того же стандартного ряда, что и для клиновых.
 4 В скобках дано обозначение по ISO

7. Определяют длину ремня

$$L \approx 2a + \frac{p(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (6.6)$$

Полученное значение округляют до ближайшего числа по стандартному ряду L_p (см. примечание в таблице 6.9).

Ременную передачу проверяют на долговечность по числу пробегов:

$$v = \frac{V}{L_p} \text{ £ } [v], [v] \text{ £ } 10 (20) \text{ с}^{-1} \text{ – для клиновых (прорезиненных синтетических) ремней,}$$

$[v] \text{ £ } 30 \text{ с}^{-1}$ – для поликлиновых.

8. По формуле (6.1) вычисляют окончательное значение межосевого расстояния. Выполняют проверку совместной компоновки двигателя и редуктора приводной станции с ременной передачей.

9. Определяют угол обхвата α_1 на ведущем шкиве ($\alpha_1 \approx 120^\circ$):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{\pi}{c} \frac{d_2 - d_1}{a} \frac{\ddot{o}}{\ddot{o}} 57,3^\circ. \quad (6.7)$$

10. Определяют допустимую мощность $P_{\text{доп}}$ по формуле (6.3).

11. Находят требуемое число клиновых ремней, а в поликлиновой передаче – число клиньев (см. формулу (6.2)).

В клиновой передаче рекомендуется принимать $z \leq 6$, поскольку из-за погрешности изготовления длина ремней разная и нагрузка между ними распределяется неравномерно. Предельное число клиньев для поликлиновой передачи указано в таблице 6.10.

12. Определяют силу предварительного натяжения одного клинового ремня и силу, действующую на вал:

$$F_0 = \frac{850PC_L}{VC_\alpha C_p z} + qV^2; \quad (6.8)$$

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (6.9)$$

где q – масса 1 м длины ремня (см. таблицу 6.9).

Для поликлинового ремня с числом клиньев z

$$F_0 = \frac{850PC_L}{VC_\alpha C_p} + \frac{q_{10}zV^2}{10}; \quad (6.10)$$

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где q_{10} – масса 1 м длины ремня с десятью клиньями (см. таблицу 6.10).

Пример 6.1. Рассчитать открытую клиноременную передачу, установленную в системе привода от двигателя к ленточному конвейеру.

Исходные данные: $T_1 = 69,8$ Н·м, $w_1 = 152,8$ с⁻¹, $w_2 = 54,2$ с⁻¹, передача горизонтальная, натяжение ремня осуществляется передвижением двигателя по салазкам, работа односменная.

Решение

1. По таблице 6.8 для $T_1 = 69,8$ Н·м выбираем сечение Б (см. рисунок 6.1, б) и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле (6.4), приняв коэффициент $K_d = 3...4$:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \times 10^3} = (3...4) \sqrt[3]{69,8 \times 10^3} = 124...165 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям в таблице 6.1 и стандартному ряду принимаем $d_1 = 140$ мм.

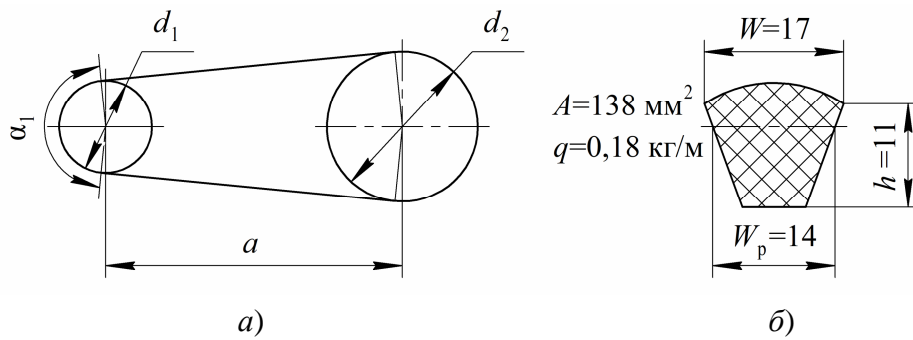


Рисунок 6.1 – Расчетная схема передачи (а) и поперечное сечение ремня (б)

2. Вычисляем диаметр большого шкива $d_2 = d_1 u = 140 \times 2,82 = 395$ мм, где $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{152,8}{54,2} = 2,82$. По стандартному ряду принимаем $d_2 = 400$ мм.

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения $e = 0,015$:

$$\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - e) / d_2 = 140 \cdot 152,8 (1 - 0,015) / 400 \approx 52,7 \text{ с}^{-1}.$$

4. Находим передаточное число:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = 152,8 / 52,7 = 2,90.$$

Находим отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{2,90 - 2,82}{2,82} 100 \% = 2,8 \% < 4 \%.$$

5. По формуле $V = \frac{\omega_1 d_1}{2 \times 1000}$ определяем скорость ремня:

$$V = 152,8 \times 140 / 2000 = 10,7 \text{ м/с}.$$

6. Находим предварительное значение межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 400) + 11 = 308 \text{ мм},$$

где высота h сечения ремня Б принята по таблице 6.9 (см. рисунок 6.1, б).

7. По формуле (6.6) определяем длину ремня:

$$L = 2a_{\min} + \frac{p}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\min}} = 2 \times 308 + \frac{3,14}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 308} = 1519 \text{ мм}.$$

По таблице 6.9 принимаем $L_p = 1600$ мм.

Проверяем ременную передачу на долговечность:

$$v = \frac{V}{L_p} = \frac{10,7}{1,6} = 6,7 \text{ с}^{-1} < [v] = 10 \text{ с}^{-1}.$$

8. По формуле (6.1) определяем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25 \frac{e}{e} (L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y \frac{e}{e}} =$$

$$= 0,25 \frac{e}{e} (1600 - 847,8) + \sqrt{(1600 - 847,8)^2 - 8 \times 16900 \frac{e}{e}} = 352 \text{ мм},$$

где $w = 0,5\rho(d_2 + d_1) = 0,5 \cdot 3,14(400 + 140) = 847,8 \text{ мм}$;

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(400 - 140)^2 = 16900 \text{ мм}^2.$$

9. По таблице 6.1 интерполированием находим значение мощности $P_0 = 3,2 \text{ кВт}$ при $n_1 = \frac{30w_1}{\rho} = \frac{30 \times 52,8}{3,14} = 1460 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем коэффициенты: $C_\alpha = 0,88$ (таблица 6.4) при угле обхвата ведущего шкива $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57^\circ(400 - 140) / 352 = 138^\circ$; $C_p = 1$ (таблица 6.5); $C_L = 0,965$ (таблица 6.6) для $L_p / L_0 = 1600 / 2240 = 0,71$; принимаем $C_z = 0,9$.

Тогда допускаемая мощность на один клиновой ремень, определяемая по формуле (6.3), составит:

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z = 3,2 \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot 0,965 \cdot 0,9 = 2,45 \text{ кВт}.$$

10. По формуле (6.2) находим требуемое число клиновых ремней:

$$z = P_1 / P_{\text{доп}} = 10,66 / 2,45 = 4,35,$$

где $P_1 = T_1 w_1 = 69,8 \cdot 152,8 = 10660 \text{ Вт} = 10,66 \text{ кВт}$. Принимаем $z = 5$.

11. По формуле (6.8) определяем силу предварительного натяжения одного ремня:

$$F_0 = \frac{850 P C_L}{V C_\alpha C_p z} + q V^2 = \frac{850 \times 10,66 \times 0,88}{10,7 \times 0,88 \times 5} + 0,18 \times 10,7^2 = 206 \text{ Н},$$

где $q = 0,18 \text{ кг/м}$ по таблице 6.9. По формуле (6.9) находим силу, действующую на валы: $F_r = 2F_0 z \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 206 \cdot 5 \sin(138^\circ / 2) = 1820 \text{ Н}$.

Пример 6.2. Рассчитать поликлиновую передачу по данным примера 6.1.

Решение

1. По таблице 6.8 для $T_1 = 69,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ выбираем сечение Л (рисунок 6.2, б) поликлинового ремня и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле (6.4), приняв коэффициент $K_d = 2,5 \dots 3$:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \times 10^3} = (2,5 \dots 3) \sqrt[3]{69,8 \times 10^3} = 103 \dots 124 \text{ мм}.$$

Согласно рекомендациям в таблице 6.3 и стандартному ряду принимаем $d_1 = 112 \text{ мм}$.

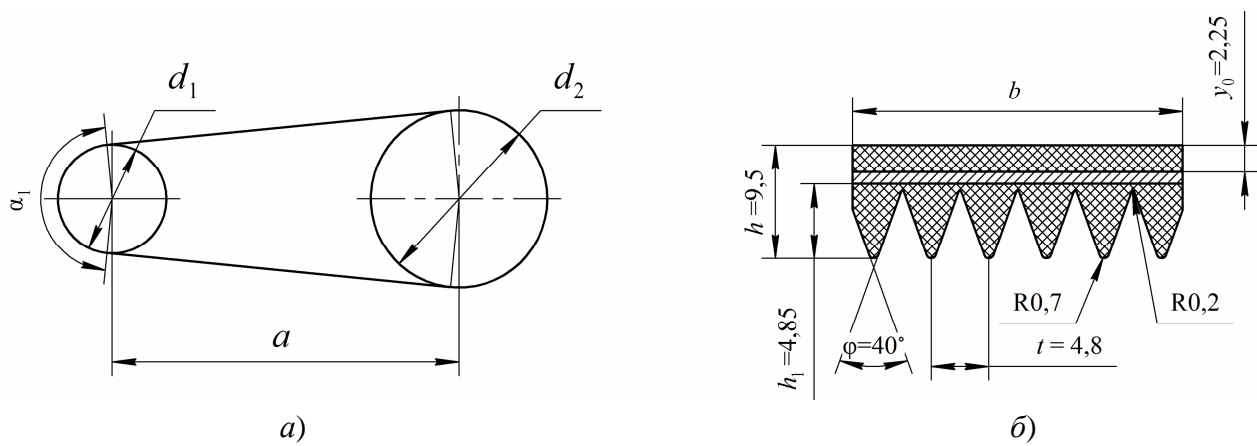


Рисунок 6.2 – Расчетная схема передачи (а) и поперечное сечение поликлинового ремня (б)

2. Диаметр большого шкива $d_2 = d_1 u = 112 \times 2,82 = 316$ мм, где $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{152,8}{54,2} = 2,82$.

По стандартному ряду принимаем $d_2 = 315$ мм.

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,015$:

$$\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon) / d_2 = 112 \times 52,8 (1 - 0,015) / 315 = 53,5 \text{ с}^{-1}.$$

4. Находим передаточное число:

$$u_\phi = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{152,8}{53,5} = 2,86.$$

Находим отклонение от заданного:

$$Du = \frac{2,86 - 2,82}{2,82} 100 \% = 1,4 \% < 4 \%.$$

5. По формуле (6.5) определяем скорость ремня:

$$V = \omega_1 d_1 / 2 \times 1000 = 152,8 \times 112 / 2 \times 1000 = 8,56 \text{ м/с}.$$

6. Ориентировочно определяем межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(112 + 315) + 9,5 = 245 \text{ мм},$$

где h – высота ремня (принимается по таблице 6.10).

7. По формуле (6.6) определяем длину ремня:

$$L_p = 2a_{\min} + \frac{p}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\min}} = 2 \times 245 + \frac{3,14}{2}(112 + 315) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \times 245} = 1202 \text{ мм}.$$

По таблице 6.9 принимаем $L_p = 1250$ мм.

Проверяем на долговечность: $v = \frac{V}{L_p} = \frac{8,56}{1,25} = 6,8 \text{ с}^{-1} < [v] = 30 \text{ с}^{-1}$.

8. Определяем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25 \frac{\dot{e}}{e} (L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y \frac{\dot{u}}{u}} =$$

$$= 0,25 \frac{\dot{e}}{e} (1250 - 670,39) + \sqrt{(1250 - 670,39)^2 - 8 \times 10302 \frac{\dot{u}}{u}} = 270,78 \text{ мм},$$

где $w = 0,5p(d_1 + d_2) = 0,5 \times 3,14(112 + 315) = 670,39 \text{ мм}$;

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(315 - 112)^2 = 10302 \text{ мм}^2.$$

9. По таблице 6.3 интерполированием находим значение мощности $P_0 = 6,16 \text{ кВт}$, передаваемой поликлиновым ремнем с десятью клиньями.

Угол обхвата и коэффициент угла обхвата ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(315 - 112)/270,78 = 137^\circ.$$

Тогда $C_\alpha = 0,88$ (таблица 6.4).

Для $L_p/L_0 = 1250/1600 = 0,78$ согласно таблице 6.6 $C_L = 0,945$; $C_p = 1$ (таблица 6.5); $C_z = 1$.

10. Определяем допускаемую мощность, передаваемую поликлиновым ремнем с десятью клиньями по формуле (6.3):

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z = 6,16 \times 0,88 \times 1 \times 0,945 \times 1 = 5,12 \text{ кВт}.$$

11. Находим требуемое число клиньев в ремне по формуле (6.2):

$$z = \frac{10P_1}{P_{\text{доп}}} = \frac{10 \times 0,66}{5,12} = 20,8,$$

где $P_1 = T_1 \omega_1 = 69,8 \times 52,8 = 10660 \text{ Вт}$.

Принимаем число клиньев в ремне $z = 21$.

12. По формуле (6.10) определяем силу предварительного натяжения ремня:

$$F_0 = \frac{850 P C_L}{V C_a C_p} + \frac{q_{l0} z V^2}{10} = \frac{850 \times 0,66 \times 0,945}{8,56 \times 0,88 \times 1} + \frac{0,45 \times 21 \times 8,56^2}{10} = 1206 \text{ Н},$$

где $q_{l0} = 0,45 \text{ кг/м}$ (по таблице 6.10).

По формуле (6.9) определяем силу, действующую на валы:

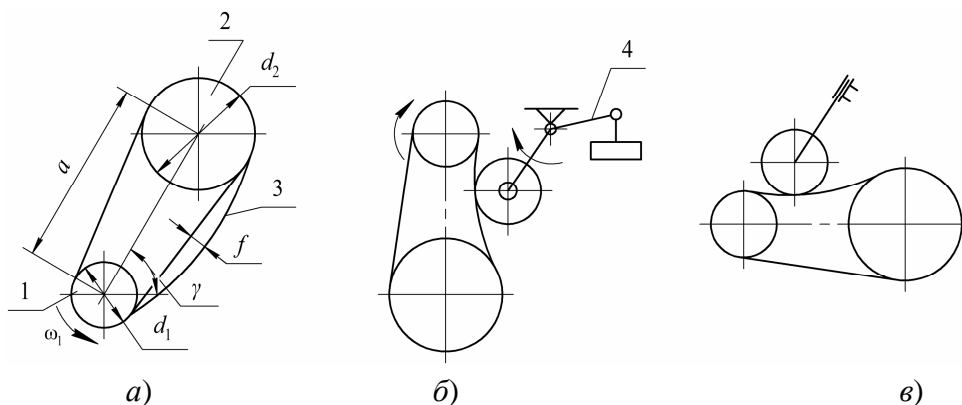
$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 1206 \times \sin \frac{137^\circ}{2} = 2244 \text{ Н}.$$

6.2 Расчет цепных втулочно-роликовых передач

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей 1 и ведомой звездочек 2, огибаемых цепью 3 (рисунок 6.3, а). Кроме этих основных элементов, большинство конструкций цепных передач имеют натяжные 4 (рисунок 6.3, б, в) и смазочные устройства, картеры и ограждения.

Принцип зацепления, по которому работает цепная передача, не требует предварительного натяжения цепи, в связи с чем уменьшается нагрузка на валы и опоры, повышается КПД передачи (до 0,98).

Угол обхвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут надежно работать при малых межцентровых расстояниях ($a \approx (d_1 + d_2) / 2 + 30 \dots 50$ мм) и при больших передаточных числах ($u \leq 8$). По сравнению с ременными передачами цепные более компактны, могут передавать мощность до 120 кВт при окружных скоростях $V \leq 15$ м/с, а также передавать момент вращения от одного ведущего вала нескольким ведомым.



а – наклонная без натяжной звездочки; б – вертикальная с автоматическим натяжением цепи;
в – горизонтальная с периодическим натяжением цепи

Рисунок 6.3 – Цепная передача

В многоступенчатых приводах машин цепные передачи устанавливают, как правило, на тихоходной ступени, т. е. после редуктора к ведущему валу технологической машины. Возможна установка цепной передачи и на быстроходной ступени (от электродвигателя к приемному валу передаточного механизма или машины). К передаче предъявляются требования высокой работоспособности и компактности. Таким условиям наилучшим образом удовлетворяют роликовые цепи (ГОСТ 13568–97) типа ПР с шагом $t = 8 \dots 50,8$ мм.

Проектирование цепных передач обусловлено правильным выбором типоразмера цепи, ее шага t . Основным критерием работоспособности цепи является долговечность цепи, определяемая износостойкостью шарнира звена по условию

допускаемого среднего давления $p \leq [p]$. Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8...10 тыс. ч работы.

Расчет и выбор параметров цепной передачи:

1. Выбирают тип цепи, определяют на основании условий эксплуатации коэффициент K_3 и шаг t (мм):

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times T_1 K_3}{z_1 [p] m_p}}, \quad (6.11)$$

где T_1 – вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н·м;

$[p]$ – допустимое давление, МПа, в шарнирах роликовых цепей (см. таблицу 6.11), выбираемое по частоте вращения ведущей звездочки n_1 , мин⁻¹, и шагу цепи t , мм;

m_p – число рядов цепи.

Таблица 6.11 – Допускаемые значения среднего давления $[p]$, МПа, для приводных однорядных роликовых (втулочных) цепей

Шаг цепи t , мм	Частота вращения меньшей звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	25	29	24	21	18,5	16,5	15	–

Число зубьев малой звездочки z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа u . Рекомендуемое значение $z_1 = (29...31) - 2u$; минимальное $z_{min} = 17$. С целью более равномерного износа зубьев и шарниров цепи рекомендуется принимать сочетание нечетного числа зубьев ведущей звездочки с четным числом звеньев цепи.

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = uz_1$ (желательно четное число). Во избежание соскакивания цепи $z_2 \leq 120$.

Коэффициент эксплуатации передачи:

$$K_3 = K_d K_a K_\Theta K_{рег} K_c K_{рез}, \quad (6.12)$$

где K_d – коэффициент, учитывающий характер нагрузки ($K_d = 1$ – равномерная, спокойная нагрузка, например для привода ленточных или цепных конвейеров; $K_d = 1,2...1,5$ – неравномерная нагрузка, с толчками, например для привода скребковых конвейеров; $K_d = 1,8$ – нагрузка при сильных толчках (подвесные конвейеры));

K_a – коэффициент межосевого расстояния или длины цепи ($K_a = 1,25$ при $a = 25t$, $K_a = 1$ при $a = (30...50)t$);

K_Θ – коэффициент наклона передачи к горизонту ($K_\Theta = 1$ при угле наклона цепной передачи к горизонту $\Theta \leq 60^\circ$, $K_\Theta = 1,25$ при $\Theta > 60^\circ$);

$K_{рег}$ – коэффициент способа регулировки натяжения цепи ($K_{рег} = 1$ – натяжение цепи осуществляется перемещением оси одной из звездочек; $K_{рег} = 1,1$ – натяжение

цепи оттяжными звездочками или натяжными роликами; $K_{\text{рег}} = 1,15$ – периодическое регулирование, например удаление одного звена; $K_{\text{рег}} = 1,25$ – регулирование натяжения цепи не предусматривается);

K_c – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи ($K_c = 0,8$ при непрерывном смазывании, например цепь находится в масляной ванне; $K_c = 1$ при капельной смазке; $K_c = 1,3$ при периодическом смазывании, например при замене внутришарнирного пластичного смазочного материала через установленный период времени с работой в условиях запыленного производства. В условиях загрязненного производства K_c зависит от окружной скорости цепи: $K_c = 1,8$ при $V \leq 1,8$ м/с и $K_c = 3,0$ при $V \leq 7$ м/с);

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток ($K_{\text{реж}} = 1$ – односменная, $K_{\text{реж}} = 1,25$ – двухсменная, $K_{\text{реж}} = 1,45$ – трехсменная работа).

Если $K_s = 3$, следует улучшить конструктивные и эксплуатационные условия работы цепной передачи.

2. Рассчитанную по формуле (6.11) цепь проверяют на прочность, определяя коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_u + F_f}^3 [S], \quad (6.13)$$

где F_p – разрушающая нагрузка, Н (таблица 6.12);

$F_t = \frac{1000P_1}{V}$ – окружная сила, Н (P_1 – передаваемая мощность, кВт, допускаемое значение принимают по таблице 6.13);

$F_u = qV^2$ – нагрузка от центробежных сил, Н (q – масса 1 м цепи, кг, находится по таблице 6.12);

V – скорость цепи при частоте вращения ведущей звездочки n_1 , мин⁻¹:

$V = \frac{z_1 n_1}{60 \times 1000}$, (6.14)

$$F_f = 9,81 K_f q a, \quad (6.15)$$

F_f – сила от провисания цепи, Н:

$$F_f = 9,81 K_f q a, \quad (6.15)$$

здесь K_f – коэффициент, зависящий от стрелы провисания f и расположения передачи. Когда $f = (0,01 \dots 0,02)a$, принимают $K_f = 1$ при вертикальном расположении передачи, $K_f = 6$ – при горизонтальном, $K_f = 4$ – при $\Theta \leq 40^\circ$, $K_f \leq 2$ – при $\Theta > 40^\circ$, или $K_f = 1 + 5(90^\circ - \Theta) / 90^\circ$.

Коэффициент S должен быть больше нормативного значения $[S]$ (таблица 6.14).

Таблица 6.12 – Цепи приводные роликовые ПР и 2ПР (по ГОСТ 13568–97)

В миллиметрах

Типоразмер цепи	t	b_{BH}	d_1	d_2	h , не более	b , не более	b_7 , не более	A	Разрушающая нагрузка F_p , кН, не менее	Масса, 1 м цепи q , кг
ПР-15,875-23	15,875	9,65	10,16	5,08	14,8	13	24	–	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	11,91	5,94	18,2	18	33	–	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	15,88	7,92	24,2	22	39	–	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	19,05	9,53	30,2	24	46	–	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	22,23	11,10	36,2	30	58	–	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	25,70	12,70	42,4	34	62	–	172,4	7,50
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	10,16	5,08	14,80	13	41	16,59	45,4	1,9
2ПР-19,05-75	19,05	12,70	11,91	5,96	18,08	17,75	53,4	25,5	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	15,88	7,92	24,20	22	68	29,29	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	19,05	9,53	30,20	24	82	35,76	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	22,23	11,10	36,20	30	104	45,44	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	25,40	12,70	42,24	34	110	48,87	344,8	14,4

Таблица 6.13 – Допускаемые значения передаваемой мощности P_1 , кВт, для приводных роликовых цепей при $z_1 = 25$

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР (ГОСТ 13568–97)	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР-9,525-9,1	0,18	0,62	1,11	1,52	1,87	2,19	2,45	2,88
ПР-12,7-10,0-1	0,20	0,69	1,24	1,69	2,08	2,43	2,72	3,20
ПР-12,7-9,0	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ПР-12,7-18,2-1	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР-12,7-18,2	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР-15,875-23,0-1	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР-15,875-23,0	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР-19,05-31,8	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ПР-25,4-60,0	3,20	11,0	19,0	25,7	31,0	35,0	38,0	44,0
ПР-31,75-89,0	5,83	19,3	32,0	42,0	49,0	55,0	60,0	–
ПР-38,1-127,0	10,50	35,0	58,0	76,0	89,0	99,0	108	–
ПР-44,45-172,4	14,70	44,0	71,0	88,0	101	–	–	–
ПР-50,8-227,0	28,0	68,0	110	138	157	–	–	–

Примечание – В обозначении цепи последовательно указаны шаг t , мм, статическая разрушающая нагрузка F_p , кН, и габаритный размер по ширине (1 или 2)

Таблица 6.14 – Значения нормативного среднего коэффициента запаса прочности $[S]$ для приводных роликовых цепей (при $z_1 = 15 \dots 30$)

Шаг цепи t , мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	12	13,0	15,0
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,9	14	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	13,6	–	–

Для уменьшения динамических нагрузок на цепь и звездочки в открытых передачах ограничивают скорость цепи ($V \leq 7$ м/с) и частоту вращения ведущей звездочки (таблица 6.15).

Таблица 6.15 – Предельные частоты вращения ведущей звездочки $n_{1\text{пред}}$, мин⁻¹

Число зубьев ведущей звездочки z_1	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375

При выборе шага цепи необходимо учитывать, что с его увеличением повышаются динамические нагрузки и шум при работе передачи, уменьшается плавность ее работы. Поэтому при больших скоростях нужно принимать возможно меньший шаг цепи (в пределах требуемой прочности).

3. Определяют предварительное значение межосевого расстояния a , мм:

$$a = (30 \dots 50)t \quad (6.16)$$

и число звеньев в цепи

$$W_{\text{цеп}} = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a} \frac{z_2 - z_1}{2p} \frac{\ddot{u}}{\dot{u}} \quad (6.17)$$

Число звеньев $W_{\text{цеп}}$ рекомендуется принимать целым и четным, чтобы не было необходимости использовать переходные звенья, которые по прочности уступают основным.

Уточняют межосевое расстояние a , мм:

$$a = 0,25t \frac{W_{\text{цеп}}}{z_s} - 0,5z_s + \sqrt{(W_{\text{цеп}} - 0,5z_s)^2 - 8D^2 \frac{\ddot{u}}{\dot{u}}} \quad (6.18)$$

где $z_s = z_1 + z_2$; $D = \frac{z_2 - z_1}{2p}$.

Так как холостая ветвь цепи должна свободно провисать на величину $f \gg (0,01 \dots 0,02)a$, при монтаже цепной передачи значение монтажного межосевого расстояния a уменьшается на $0,2 \dots 0,4 \%$.

4. Определяют приблизительную нагрузку на валы и опоры:

$$F_r = (1,15 \dots 1,2)F_t \quad (6.19)$$

5. Проверяют значение давления (износостойкости) цепи:

$$p = \frac{F_t K_3}{S_{\text{оп}}} \leq [p], \quad (6.20)$$

где $S_{\text{оп}}$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира, рассчитывают по формуле $S_{\text{оп}} = m_p A_{\text{оп}}$ ($A_{\text{оп}} = d_2 b = (0,25 \dots 0,28)t^2$ (d_2 и b – параметры цепи, см. таблицу 6.12) или назначают по таблице 6.16);

$[p]$ – допускаемое среднее давление (таблица 6.11).

Таблица 6.16 – Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи $A_{\text{оп}}$, мм²

Цепь	Площадь опорной поверхности	Цепь	Площадь опорной поверхности
ПР-8-4,6	11	ПР-25,4-60,0	180
ПР-9,525-9,1	28	ПР-31,75-89,0	260
ПР-12,7-9,0-2	22	ПР-38,1-127,0	395
ПР-15,875-23,0-1	55	ПР-44,45-172,4	475
ПР-19,05-31,0	105	ПР-50,8-227,0	645

Примечание – Площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однорядной цепи на число рядов в цепи

6. Намечают конструкцию звездочек, выбирают материал и термическую обработку зубьев в соответствии с данными таблицы 6.17, где указаны также допускаемые контактные напряжения сжатия для проведения проверочных расчетов работоспособности звездочек в быстроходной и тяжело нагруженных тихоходных передачах. Определяют размеры звездочек (таблица 6.18).

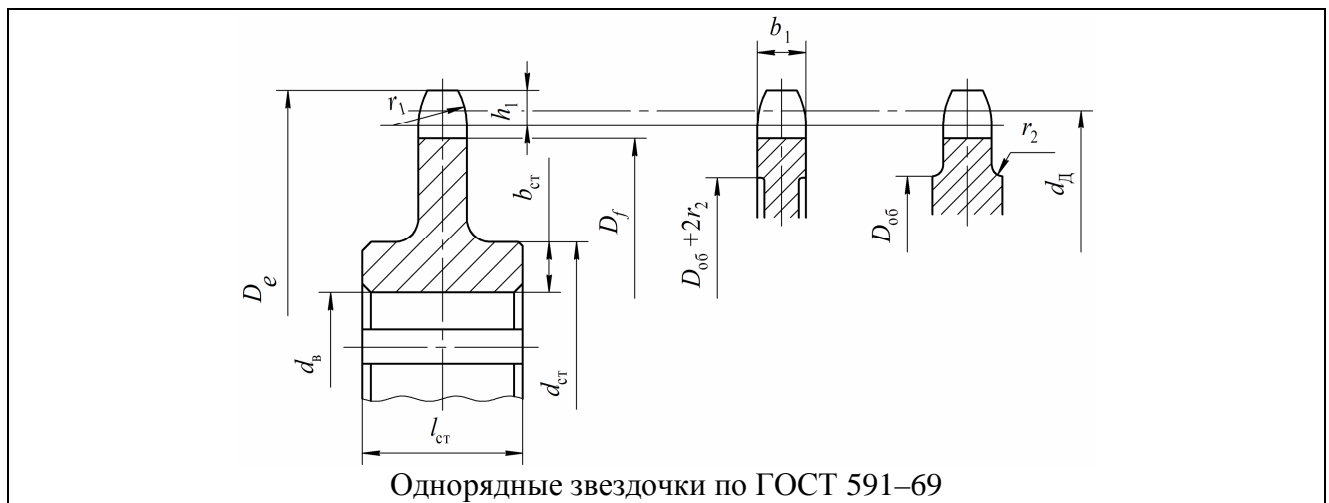
Таблица 6.17 – Материалы и термическая обработка зубьев звездочек

Материал	Термическая обработка	Твердость поверхности	Допускаемые контактные напряжения $[s_H]$, МПа	Условия работы звездочек
Чугун СЧ24, СЧ28	Закалка, отпуск	321...429 НВ	550...650	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости $V = 3$ м/с

Материал	Термическая обработка	Твердость поверхности	Допускаемые контактные напряжения $[s_H]$, МПа	Условия работы звездочек
Сталь 45	Улучшение	170...210 НВ	500...600	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости до 5 м/с
Сталь 45 45Г, 50, 50Г	Закалка, отпуск	45...50 HRC ₃	800...900	Ведущие и ведомые звездочки ($z_{1(2)} < 40$), работающие без резких толчков и ударов
Сталь 15 20, 20Х	Цементация, закалка, отпуск	55...60 HRC ₃	930...1030	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев ($z_{1(2)} \leq 19$)

Таблица 6.18 – Формулы для определения основных размеров звездочек роликовых цепей

В миллиметрах



Однорядные звездочки по ГОСТ 591–69

Параметры	Расчетные формулы
Диаметр делительной окружности	$d_{д.} = t / \sin(180^\circ / z)$
Диаметр окружности выступов	$D_e = t(\text{ctg}(180^\circ / z) + 0,5)$
Диаметр окружности впадин	$D_f = d_{д.} - 2r$
Радиус впадин	$r = 0,5025d_1 + 0,05$
Радиус закругления головки зуба	$r_1 = 1,7d_1$ (d_1 – диаметр ролика)
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	$h_1 = 0,8d_1$
Диаметр обода	$D_{об} = t \text{ctg}(180 / z) - 1,3h$
Радиус закругления: при шаге > 35 мм; при шаге < 35 мм	$r_2 = 2,5$ $r_2 = 1,6$
Ширина зуба звездочки: однорядной цепи; двухрядной цепи	$b_1 = 0,93b_{вн} - 0,15$ $b_2 = 0,9b_{вн} - 0,15$
Ширина венца двухрядной звездочки	$B_2 = A + b$
Длина ступицы	$l_{ст} = (1,5...3)d_b$, где d_b – диаметр вала
Диаметр ступицы	$d_{ст} = d_b + 2b_{ст}$, ($b_{ст}$ – толщина ступицы: $b_{ст} = (0,8...2,5)t$)
Примечание – В таблице использованы данные $d_1, h, b_{вн}, A$ (см. таблицу 6.12)	

Пример 6.3. Рассчитать цепную передачу роликовой цепью в системе привода от редуктора к цепному конвейеру.

Исходные данные: $T_1 = 218 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n_1 = 451,9 \text{ мин}^{-1}$; $n_2 = 225,9 \text{ мин}^{-1}$; угол наклона передачи к горизонту $\Theta = 45^\circ$; работа двухсменная.

Решение

1. Число зубьев малой звездочки (см. пояснение к формуле (6.11))

$$z_1 = (29 \dots 31) - 2u = (29 \dots 31) - 2 \times 2 = 25 \dots 27, \text{ устанавливаем } z_1 = 27, \text{ где } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{451,9}{225,9} = 2,0,$$

тогда $z_2 = z_1 u = 27 \times 2 = 54$.

2. Находим ориентировочное значение шага цепи по формуле (6.11), принимая число рядов цепи $m_p = 1$, а также предварительно принимаем по передаваемой мощности $P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{218 \times 451,9}{9550} = 10,32 \text{ кВт}$ из таблицы 6.13 однорядную роликовую цепь ПР-19,05-31,8 с шагом $t = 19,05 \text{ мм}$, а из таблицы 6.11 – допускаемое среднее давление $[p] = 25 \text{ МПа}$:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 T_1 K_\varepsilon}{z_1 [p] m_p}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 218 \times 2,25}{27 \times 25 \times 1}} = 20,69 \text{ мм},$$

где коэффициент эксплуатации определим по формуле (6.12)

$$K_\varepsilon = K_d K_a K_\Theta K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}};$$

принимаем $K_d = 1$ – нагрузка спокойная, $K_a = 1$ при оптимальном межосевом расстоянии $a = (30 \dots 50)t$, $K_c = 0,8$ при смазывании цепи погружением, $K_\Theta = 1$ при $\Theta \leq 60^\circ$, $K_{\text{реж}} = 1,25$ при двухсменной работе, $K_{\text{рег}} = 1,25$ при нерегулируемой передаче. Тогда $K_\varepsilon = 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 1,25$.

По таблице 6.12 принимаем ближайший больший стандартный шаг цепи $t = 25,4 \text{ мм}$ и выбираем по стандарту роликовую цепь ПР-25,4-60 с разрушающей нагрузкой $F_p = 60 \text{ кН}$, массой 1 м цепи 2,60 кг, а по таблице 6.15 принимаем площадь проекции опорной поверхности шарнира $A_{\text{оп}} = 180,0 \text{ мм}^2$.

3. Проверяем цепь:

а) по частоте вращения (таблица 6.15) – для цепи с шагом 25,4 мм допускаемая частота вращения $[n_1] \gg 1050 \text{ мин}^{-1}$, условие $n_1 < [n_1]$ выполняется;

б) по давлению в шарнирах (таблица 6.11) – для данной цепи при $n_1 = 451,9 \text{ мин}^{-1}$ значение $[p] = 25 \text{ МПа}$.

Расчетное давление определяем по формуле (6.20):

$$p = F_t \frac{K_3}{S_{\text{оп}}} = \frac{1996,1 \times 25}{180,0} = 13,86 \text{ МПа},$$

где $F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{10320}{5,17} = 1996,1 \text{ Н}$ – окружная сила на ведущей звездочке (скорость цепи

$$V = \frac{z_1 t n_1}{60 \times 10^3} = \frac{27 \times 25,4 \times 451,9}{60 \times 10^3} = 5,17 \text{ м/с};$$

$$S_{\text{оп}} = m_p A_{\text{оп}} = 1 \times 180,0 = 180 \text{ мм}^2.$$

Условие $p \leq [p]$ выполняется ($13,86 < 25$).

4. По формуле (6.16) определяем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a = (30 \dots 50) t = (30 \dots 50) 25,4 = 762 \dots 1270 \text{ мм}.$$

Принимаем $a = 800 \text{ мм}$.

5. По формуле (6.17) определяем число звеньев цепи:

$$\begin{aligned} W &= \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a} \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \frac{\sigma^2}{\sigma} = \\ &= \frac{2 \times 800}{25,4} + 0,5(27 + 54) + \frac{25,4}{800} \frac{54 - 27}{2\pi} \frac{\sigma^2}{\sigma} = 104,1. \end{aligned}$$

Принимаем четное число звеньев $W = 104$, тогда межосевое расстояние уточняем по формуле (6.18):

$$\begin{aligned} a &= 0,25t \frac{\sigma}{\sigma} W - 0,5z_s + \sqrt{(W - 0,5z_s)^2 - 8D^2 \frac{\sigma}{\sigma}} = \\ &= 0,25 \times 25,4 \frac{\sigma}{\sigma} 104 - 0,5 \times 81 + \sqrt{(104 - 0,5 \times 81)^2 - 8 \times 4,3^2 \frac{\sigma}{\sigma}} = 799 \text{ мм}. \end{aligned}$$

$$\text{Здесь } z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 27 + 57 = 81; D = \frac{z_2 - z_1}{2p} = \frac{57 - 27}{2p} = 4,3.$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т. е. на $799 \times 0,004 = 3,2 \text{ мм}$, следовательно $a_y = a - 3,2 = 799 - 3,2 = 795,8 \text{ мм}$.

Назначаем $a = 796 \text{ мм}$.

6. По формуле (6.19) определяем нагрузку на валы:

$$F_r = 1,15F_t = 1,15 \times 1996,1 = 2296 \text{ Н}.$$

7. По формуле (6.13) вычисляем коэффициент запаса прочности цепи:

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_u + F_f} = \frac{60000}{1996,1 \times 1 + 69,5 + 71,06} = 28,$$

где нагрузка от центробежных сил при массе 1 м цепи (шаг – 25,4 мм) $q = 2,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ (таблица 6.12)

$$F_u = qV^2 = 2,6 \times 5,17^2 = 69,5 \text{ Н},$$

нагрузка от провисания цепи

$$F_f = 9,81 K_f q a = 9,81 \times 3,5 \times 2,6 \times 0,796 = 71,06 \text{ Н},$$

где $K_f = 1 + 5(90^\circ - \gamma) / 90^\circ = 1 + 5(90^\circ - 45^\circ) / 90^\circ = 3,5$.

По таблице (6.14) интерполированием находим значение нормативного коэффициента запаса прочности $[S] = 9,8$.

Следовательно, условие $S > [S]$ выполняется ($28 \gg 9,8$).

8. Диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{27}} = 218,8 \text{ мм};$$

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{54}} = 436,8 \text{ мм}.$$

6.3 Проектирование шкивов и звездочек передач с гибкой связью

Шкивы изготавливают из чугуна СЧ20, стали, легких сплавов, пластмасс, а также сварными из стали.

Конструкции шкивов предполагают наличие обода, на который надевают ремень, ступицы для установки шкива на вал и диска (спиц), объединяющих обод и ступицу в одно целое. В ступице для фиксации на валу шкива предусматриваются шпоночные канавки или шлицы и резьбовые отверстия под установочные винты.

Конструкции шкивов и их размеры для клиновых ремней указаны в таблице 6.19, для поликлиновых ремней – в таблице 6.20.

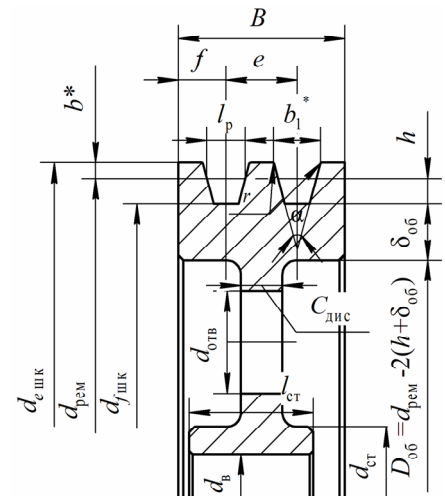
Толщина диска зависит от толщины обода $\delta_{об}$: $C_{диск} = (1,2 \dots 1,3)\delta_{об}$.

Диаметр и длина ступицы шкива для передачи любого типа принимаются в зависимости от посадочного диаметра вала $d_в$, мм. Для стального вала $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d_в$, $d_{ст} = 1,55d_в$.

Рекомендации по монтажу цепных передач. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев ведущей звездочкой. В процессе работы происходит изнашивание цепи. Стрела провисания f ведомой ветви увеличивается: $f \leq 0,02a$ при угле наклона $\vartheta = 40^\circ$ к горизонту, $f \leq 0,015a$ при $\vartheta > 40^\circ$, где a – межосевое расстояние. Цепь удлиняется, поэтому для компенсации удлинения опоры одного из валов выполняют передвижной. Если это невозможно, применяют натяжные устройства, их рекомендуется устанавливать на ведомую ветвь цепи. Звездочка натяжного устройства должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи. Диаметр натяжной звездочки рекомендуется принимать равным диаметру ведущей звездочки или несколько большим.

Таблица 6.19 – Параметры шкивов для приводных клиновых ремней

В миллиметрах



Сечение ремня	l_p	b^*	h	e	f	$\alpha = (34 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (36 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (38 \pm 1)^\circ$	
						$d_{рем}$	b_1^*	$d_{рем}$	b_1^*	$d_{рем}$	b_1^*
О (Z)	8,5	2,5	7,5	$12 \pm 0,3$	8	50...71	10,0	80...100	10,1	112...160	10,2
А	11	3,3	8,7	$15 \pm 0,3$	10	80...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4
Б (B)	14	4,2	10,8	$19 \pm 0,4$	12,5	125...160	17,0	180...224	17,2	250...500	17,4
УО (SPZ)	8,5	2,5	10	$12 \pm 0,3$	8	63...80	10,0	–	–	≥ 80	10,2
УА (SPA)	11	3,3	13	$15 \pm 0,3$	10	90...112	12,8	–	–	≥ 12	13,1
УБ (SPB)	14	4,2	17	$19 \pm 0,4$	12,5	140...180	16,4	–	–	≥ 180	16,7

Примечания
 1 *Размер для справоч.
 2 Ширина обода шкива $B = (z - 1)e + 2f$;
 внешний диаметр шкива $d_{е шк} = d_{рем} + 2b^*$;
 внутренний диаметр шкива $d_{f шк} = d_{рем} - 2h$;
 толщина обода шкива чугунного $\delta_{об(чуг)} = (1,1 \dots 1,3)h$, стального $\delta_{об(ст)} = 0,8\delta_{об(чуг)}$

7 Эскизное проектирование деталей передач. Подбор подшипников качения

7.1 Общие сведения о проектировании

Проектирование и создание привода как составной части технологической машины агропромышленного производства должно концептуально осуществляться в следующей последовательности: анализ идей и формирование технического задания → анализ возможностей производства и сбыта → эскизное проектирование → технический проект → разработка рабочей документации → опытная партия → массовое производство.

В учебном проектировании этот процесс упрощается. По результатам выполненных проектировочных расчетов и полученным геометрическим параметрам (разделы 4, 5, 6), а также с некоторыми предварительными конструктивными решениями выполняют первую эскизную компоновку редуктора.

В начале эскизного проектирования (при известной кинематической схеме) следует принять ряд принципиальных для будущей конструкции решений: выбрать конструктивный вариант исполнения корпуса и крышки подшипниковых узлов; тип подшипников, схему их установки, регулировки, способ смазывания; способ фиксации деталей, расстояния между ними и размеры, не определяемые расчетом; собираемость конструкции; регулировку зацепления и обеспечение смазкой всех трущихся сопряжений.

Чертежи на данной стадии проектирования целесообразно выполнять на миллиметровой бумаге или листе ватмана в масштабе 1:1, т. к. такое изображение дает более четкое представление о конструкции, существующих пропорциях, взаимной увязке различных элементов проектируемого изделия.

Создание эскизного проекта представляет собой предварительное проектирование с целью установления принципиальных конструкторских и технологических решений по изделию. При разработке конструкции редуктора целью эскизного проекта является проверка правильности проведенных кинематических и проектировочных расчетов и определение возможности разработки данной конструкции с приближением ее к оптимальному варианту, принятому за основу для выполнения следующего этапа – технического проекта, в котором конструкция редуктора разрабатывается детально (во всех ее элементах). Технический проект содержит окончательное техническое решение, дающее полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для разработки рабочей документации на его изготовление, сборку и контроль.

Прежде чем приступить к выполнению эскизной компоновки редуктора, необходимо ознакомиться с прототипами проектируемого редуктора по атласам, альбомам, технической литературе и натурным образцам (на производстве или в лаборатории учебного заведения).

На основании анализа существующих конструкций желательно выбрать прототип для проектирования – аналог, похожий по своим техническим данным на проектируемое изделие (редуктор). Если это сделать не удастся, то из нескольких конструкций выбираются сходные конструктивные элементы или модули-чертежи блоков зубчатых колес, муфт, валов с подшипниковыми узлами и т. д. Экономически оправдано продуманное использование унифицированных узлов и элементов, для чего следует ознакомиться с государственными стандартами и нормами на унифицированные и комплектующие узлы (электродвигатели, муфты, подшипники, крепежные детали и т. д.).

Особенностью стадии эскизного проектирования является то, что расчеты и конструирование (прочерчивание) детали или узла выполняются параллельно, т. к. многие размеры, необходимые для расчета (расстояние между опорами вала, места приложения нагрузок и т. д.), можно получить только при графической проработке чертежа (эскиза). В результате удастся приблизиться к оптимальному конструктивному решению.

7.2 Проектный расчет и конструирование валов

По своему функциональному назначению валы – весьма ответственные детали, поэтому к ним предъявляется комплекс требований: прочность, жесткость, износостойкость трущихся поверхностей, технологичность конструкции, удобство изготовления и сборки. Эти требования могут быть выполнены при условии правильного расчета и конструирования валов, а также обоснованного выбора материала, технологии изготовления и упрочнения изнашиваемых участков.

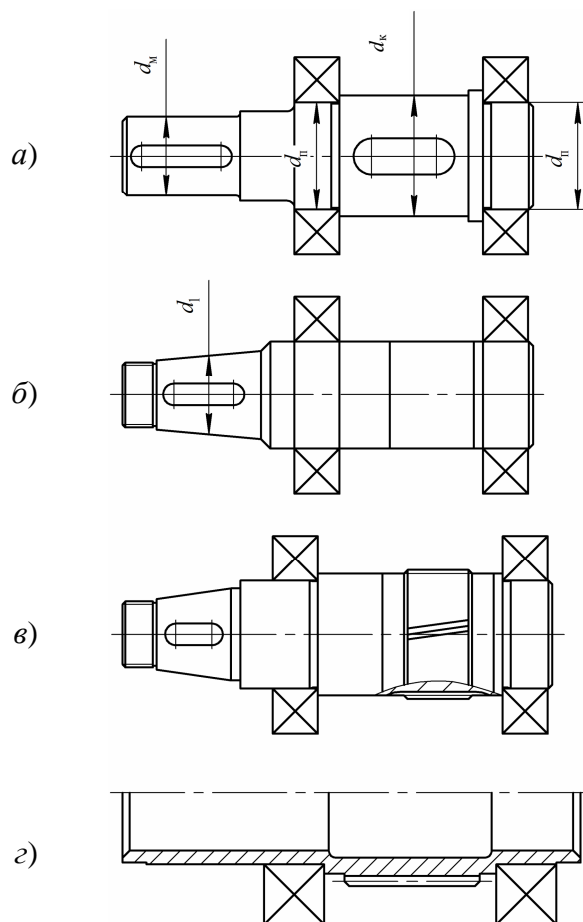
Материалы валов. Для изготовления валов чаще всего применяют углеродистые и легированные стали (таблица 7.1) в виде проката или поковок. Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 45Х, для высоконагруженных валов отечественных машин – легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА. Применение легированных сталей дает возможность при необходимости ограничить массу и габаритные размеры вала, повысить стойкость шлицевых соединений, а также зубьев при выполнении конструкций «вал-шестерня», «червячный вал».

Таблица 7.1 – Механические характеристики наиболее распространенных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость, НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа					Коэффициенты	
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
45	любой	180	600	320	280	250	150	0,05	0
	< 120	240	800	550	300	350	210	0,1	0,05
	< 80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
40X	< 200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	< 120	270	900	750	450	410	240	0,15	0,08
40XН	< 200	270	920	750	450	420	250	0,15	0,08
20X	< 120	197	650	400	240	300	160	0,15	0,08

Основные критерии работоспособности валов – усталостная прочность и жесткость. Усталостная прочность оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость – допускаемыми прогибами и углом закручивания сечений.

Исходя из наличия и функционального назначения деталей, расположенных вдоль оси вала, эпюр изгибающих и крутящих моментов, с учетом соблюдения условия равной прочности, выбирают преимущественно ступенчатые конструкции валов (рисунок 7.1).



а – ступенчатая; *б* – гладкая; *в* – вал-шестерня сплошная; *г* – вал-шестерня пустотелая

Рисунок 7.1 – Типовая конструкция вала

Размеры и конструкция отдельных участков вала определяются их назначением. Можно выделить следующие функциональные участки: концевые (для размещения полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес), под уплотнения подшипниковых узлов, опорные (под подшипники); для соединения с различными деталями (зубчатыми и червячными колесами, разбрызгивателем масла); для обеспечения расстояния между деталями и фиксирования их вдоль оси вала.

При конструировании валов необходимо соблюдать ряд условий: создавать плавные переходы (галтели) между двумя ступенями различных диаметров. Радиус галтелей r вала следует принимать по возможности небольшим, т. к. с увеличением отношения r/d уменьшается концентрация напряжения в местах перехода от одного диаметра вала к другому. Рекомендуется придерживаться условия $r/d \leq 0,1$. Ширина плоской части перехода (упорного заплечика) должна обеспечивать осевую фиксацию относительного положения деталей. Обычно принимают значения от 1,5 до 2,5 мм, при этом радиус закругления, сопрягаемый с валом детали R (рисунок 7.2), должен быть больше радиуса галтели вала r . Соотношение диаметров d_1 и d (рисунок 7.2):

– для перехода на рисунке 7.2, *а*:

$$d_1 = d + 2c_1 + (3...5) \text{ мм};$$

– для перехода на рисунке 7.2, *б*:

$$d_1 = d + 2R + (3...5) \text{ мм};$$

– для сопряжения на рисунке 7.2, *в*:

$$d_1 = d + 2c + (3...5) \text{ мм},$$

где $c = r + c_2$.

Размеры галтельных переходов r , c_1 , c_2 в неподвижных сопряжениях определяют по таблице 7.2.

Кроме галтельных переходов (рисунок 7.2, *а*, *б*, *в*), при изготовлении валов выполняют переходы в виде канавок (рисунок 7.2, *г*). Размеры углубления должны быть минимальными: $d_1 = d - (0,5...1,0)$ мм, а ширина канавки $b = (3...5)$ мм. Канавка особенно предпочтительна на валах небольшого диаметра, т. к. выполняется проще, чем галтель малого радиуса.

Уступ (заплечик) вала, примыкающий к кольцу подшипника качения (рисунок 7.2, *д*), должен выполняться так, чтобы фаска подшипника свободно размещалась внутри галтельного перехода. Радиусы фаски колец подшипников $r_{\text{п}}$ приведены в приложении А (таблицы А.4–А.7), а размеры галтельных переходов на валах указаны в таблице 7.2.

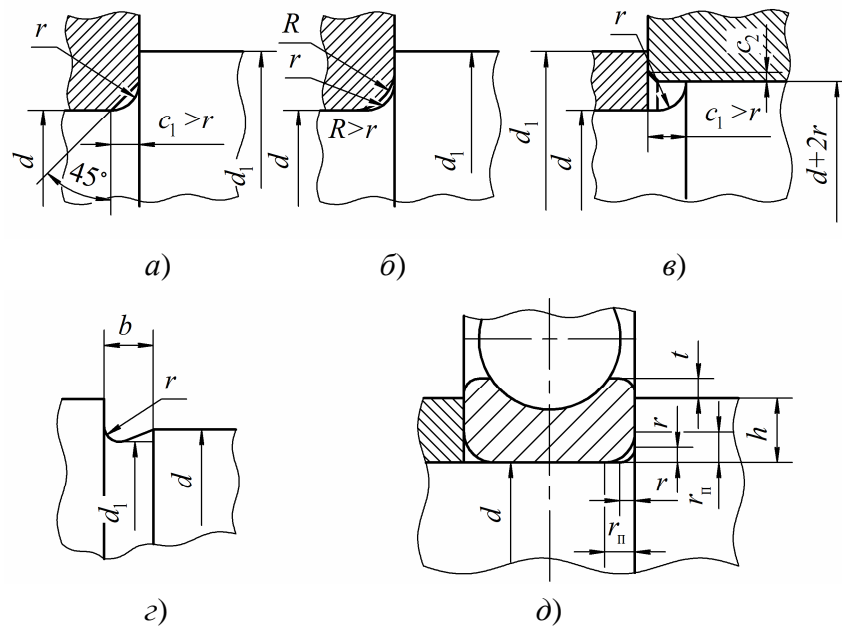


Рисунок 7.2 – Переходы между участками вала

Таблица 7.2 – Галтельные переходы на валах (рисунок 7.2)

В миллиметрах

d	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125	130...180	190...320
r	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
$R; c$	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
Примечание – Предельное отклонение размеров R и c составляет $+0,5$ мм, а предельное отклонение радиуса r составляет $-0,5$ мм							

Высота h уступа должна обеспечивать правильное положение подшипника на валу. Назначать эту высоту значительно больше номинальной, указанной в таблице 7.3, не рекомендуется, потому что ширину t свободной части торцевой поверхности кольца следует оставлять достаточной, чтобы при демонтаже кольцо могло быть захвачено лапами съемника. Минимальные значения t приведены в таблице 7.4.

Таблица 7.3 – Галтельные переходы у посадочных мест подшипников (рисунок 7.2, д)

В миллиметрах

r_{II}	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0
r , не более	0,3	0,6	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0
h , не менее	1,0	2,5	3,0	3,5	4,5	5,0	6,0	7,0	9,0

Таблица 7.4 – Свободная минимальная ширина кольца подшипника качения

В миллиметрах

Диаметр вала d	свыше	–	15	50	100
	не более	15	50	100	–
t	не менее	1,0	2,0	2,5	3,0

Такую же свободную ширину желательно оставлять, когда торец кольца опирается не на уступ вала, а на дистанционную втулку. Аналогично назначают высоту уступа, примыкающего к кольцу подшипника, когда он выполняется с канавкой.

На участках вала, имеющих шпоночные пазы (рисунок 7.3), должна быть обеспечена возможность направить паз ступицы на шпонку до начала посадки с натягом, т. е. ступица должна перемещаться по валу свободно (с зазором) до соприкосновения с параллельными гранями шпонки, чтобы ее можно было повернуть и направить по шпонке. Это требование может быть обеспечено следующими способами:

- 1) удлинением направляющей фаски (рисунок 7.3, а);
- 2) заменой направляющей фаски посадкой с зазором (рисунок 7.3, б).

В этих вариантах граница фаски или посадки с зазором должна заходить за начало параллельных граней шпонки на 2...3 мм.

Если на валу имеется два или более шпоночных паза, то из технологических соображений они должны быть расположены на одной образующей. Желательно, чтобы ширина шпоночных пазов была одинаковой. Это позволяет обрабатывать шпоночные пазы при одной установке вала и одним инструментом.

Наибольшее распространение получили призматические шпонки со скругленными концами. Шпонки устанавливают в пазы вала по прессовой посадке, поэтому их выемка из пазов в процессе сборки узла нежелательна: повторная установка шпонки не обеспечивает исходной плотности соединения.

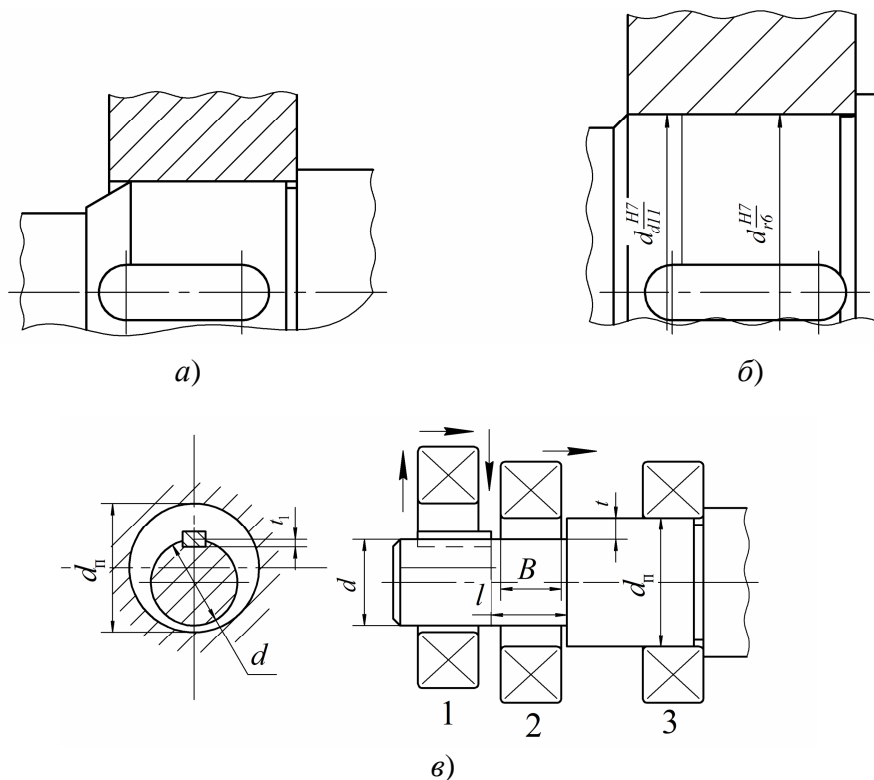
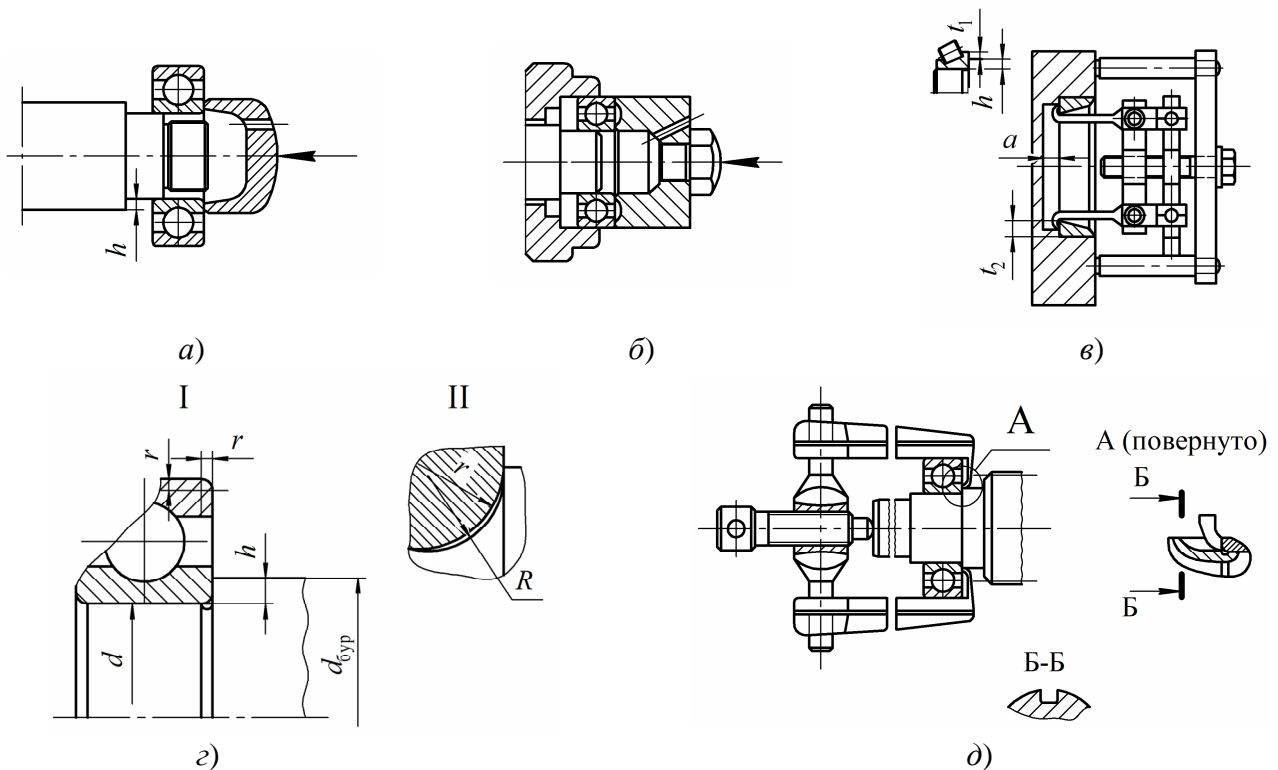


Рисунок 7.3 – Схемы монтажа колес и подшипников на валы при наличии призматической шпонки и их замены без съема призматической шпонки

Последовательность монтажа подшипника в этом случае следующая. Сначала подшипник располагают асимметрично, сместив центр отверстия в направлении шпонки (положение позиции 1, рисунок 7.3, в). В таком положении подшипник перемещают над шпонкой до участка вала длиной l (позиция 2), на котором его устанавливают концентрично оси вала, после чего окончательно монтируют (положение позиции 3).

Конструкция опор валов зависит от способа крепления подшипников на валу, длины и жесткости вала, вида смазочного материала и способа смазывания, способа монтажа и демонтажа подшипников, возможности регулирования зубчатых (червячных) зацеплений и самих подшипников.

Нормальная работа подшипников зависит от способов их установки и фиксации на валах и в корпусе. При установке (или съеме) подшипников на вал и в корпус обязательным является выполнение условия: осевую силу необходимо прикладывать непосредственно к тому кольцу, которое напрессовывают (или снимают). При монтаже и демонтаже подшипников недопустимо передавать силу через тела качения (шарики или ролики): на дорожках и телах качения могут появиться вмятины. На рисунке 7.4 показаны возможные способы установки подшипников на вал (рисунок 7.4, а), в корпус (рисунок 7.4, б),



а – на вал; б – на вал и в корпус; в – демонтаж подшипника из корпуса;
г – сопряжение подшипника с валом; д – съём подшипника с вала

Рисунок 7.4 – Способы установки и съема подшипников

Кольца подшипников имеют невысокую жесткость. Для правильной установки кольцо подшипника следует довести до упора заплечиков. Высоту h заплечиков на валах и в отверстиях корпусов или стаканов определяют по размеру r фаски. Высота заплечика должна образовывать достаточную упорную поверхность для торцов колец. При этом необходимо обеспечить захват наружного (рисунок 7.4, *в*) или внутреннего (рисунок 7.4, *д*) кольца подшипника. Высота заплечика должна составлять

$$h = (1,4...1,5) r,$$

где r – радиус фаски подшипника.

Числовые значения r для каждого типоразмера подшипника приведены в приложении А (таблицы А.4–А.7). После определения высоты заплечика вычисляют диаметр буртика

$$d_{\text{бур}} = d + 2h.$$

На рисунке 7.4 показаны возможные способы установки подшипников с помощью монтажных стаканов на вал (рисунок 7.4, *а*), одновременно на вал и в корпус (рисунок 7.4, *б*).

Для демонтажа подшипников используют винтовые съемники (рисунок 7.4, *в*, *д*). Для удобства применения съемника место установки подшипников должно отвечать соответствующим конструктивным решениям. При удалении подшипника из корпуса его нужно захватывать за наружное кольцо (рисунок 7.4, *в*), при снятии с вала – за внутреннее (рисунок 7.4, *д*). Чтобы можно было захватить тягами съемника кольцо подшипника, высота h заплечиков (рисунок 7.4, *в*) не должна быть чрезмерно большой. Минимальные размеры торца внутреннего t_1 и наружного t_2 колец подшипника, предназначенных для демонтажа, составляют 1 мм при диаметре вала, мм, $d \leq 15$; 2 мм при $15 < d \leq 50$; 3,5 мм при $50 < d \leq 100$.

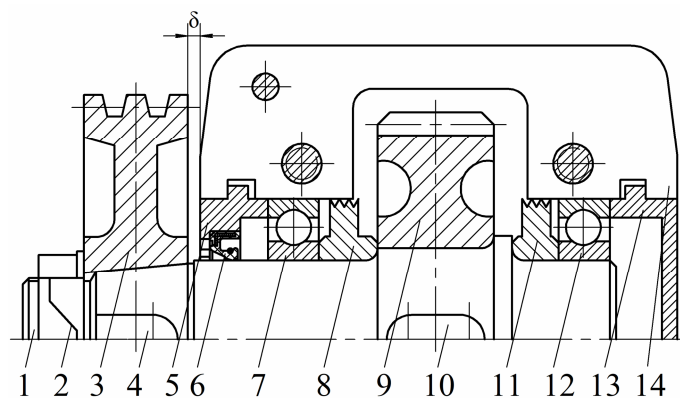
Для размещения тяг съемника (рисунок 7.4, *в*) при удалении наружного кольца подшипника из глухого отверстия предусматривают свободное пространство шириной $a = (0,4...0,5) c$, где c – ширина кольца подшипника.

При высоких буртиках нужно предусматривать пазы для размещения тяг съемника (рисунок 7.4, *д*).

Переход от посадочного диаметра d к диаметру буртика $d_{\text{бур}}$ выполняют в виде галтели или канавки с закруглением. При галтельном переходе (рисунок 7.4, *г*, позиция II) радиус R переходного участка вала должен быть меньше радиуса r фаски сопряженного подшипника. Галтельный переход выполняют, когда посадочную поверхность вала не шлифуют или когда на валу (по условиям его прочности) нельзя допускать высоких концентраций напряжения.

Длина посадочных мест и диаметры ступеней вала определяются соответствующими нормами и размерами (вдоль оси) деталей, сопряженных с ним.

Пример. Приняв за основу принципиальную конструкцию вала (рисунок 7.1, а), будем условно монтировать на него соответствующие детали, а результаты этих действий – прочерчивать в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге. Размеры деталей, расстояния между ними принимаются из конструктивных решений или соответствующих таблиц. Выполнение этих действий позволит получить более точную конструкцию вала (рисунок 7.5) с местами фактического положения опор и деталей, передающих момент вращения (шкив и колесо). Это послужит основанием для построения расчетной схемы (расстояния l_1 , l_2 , l_3 в схемах таблицы 7.5 будут определены из эскизной компоновки) и выполнения проверочного расчета вала с целью уточнения его размеров и запаса прочности.



- 1 – вал; 2 – гайка и стопорная шайба; 3 – шкив клиноременной передачи;
 4, 10 – шпонки; 5 – закладная сквозная крышка; 6 – манжетное уплотнение;
 7, 12 – шариковые подшипники; 8, 11 – мазеудерживающие кольца; 9 – шестерня;
 13 – закладная глухая крышка; 14 – корпус редуктора

Рисунок 7.5 – Узел быстроходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора

Диаметр выступающего (консольного) конца вала d (мм) определяют из расчета на кручение при пониженном допустимом напряжении (изгибающие моменты пока неизвестны, т. к. неизвестны расположения опор и мест приложения нагрузок):

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_k]}}, \quad (7.1)$$

где T – момент вращения, Н·мм;

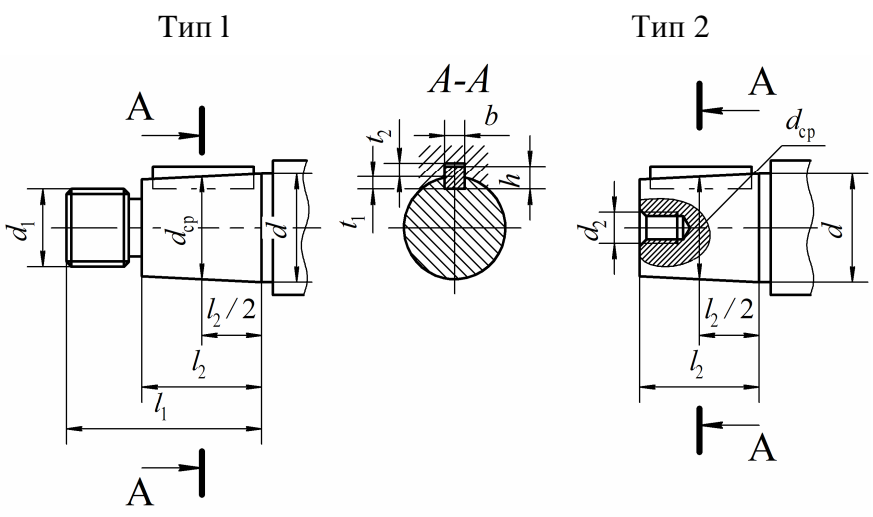
$[\tau_k]$ – допустимое касательное напряжение, МПа (обычно $[\tau_k] = 15...45$ МПа).

Полученное значение диаметра вала округляют до стандартного (таблицы 7.5, 7.6).

При проектировании редукторов диаметр d выступающего конца быстроходного вала принимают $d = (0,8...1)d_{эд}$, где $d_{эд}$ – диаметр вала электродвигателя, с которым вал редуктора соединяют муфтой.

Таблица 7.5 – Конические концы валов (ГОСТ 12081–72)

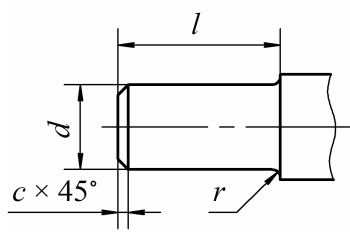
В миллиметрах



Номинальный диаметр d	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_1	l_2
20	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	50	36
22	20,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	50	36
25	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	60	42
28	25,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	60	42
32	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10	80	58
36	33,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M12	80	58
40	35,9	10	8	5,0	3,3	M24×2	M12	110	82
45	40,9	12	8	5,0	3,3	M30×2	M16	110	82
50	45,9	12	8	5,0	3,3	M36×3	M16	110	82
56	51,9	14	9	5,5	3,8	M36×3	M20	110	82
63	57,75	16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	140	105
71	65,75	18	11	7,0	4,4	M48×3	M24	140	105
80	73,5	20	12	7,5	4,9	M56×4	M30	170	130
90	83,5	22	14	9,0	5,4	M64×4	M30	170	130

Таблица 7.6 – Цилиндрические концы валов (ГОСТ 12080–66)

В миллиметрах



d	l	r	c	d	l	r	c	d	l	r	c	d	l	r	c
20	36	1,6	1,0	30	58	2,0	1,6	45	82	2,0	1,6	60	105	2,5	2,0
22	36	1,6	1,0	32	58	2,0	1,6	48	82	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0	36	58	2,0	1,6	50	82	2,5	2,0	80	130	3,0	2,5
28	42	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6	55	82	2,5	2,0	90	130	3,0	2,5

7.3 Проектирование соединений «вал–ступица»

Для закрепления на валах деталей, передающих момент вращения с детали на вал и наоборот, применяют следующие конструктивные решения: шпоночные, штифтовые, профильные и с гарантированным натягом.

Из перечисленных разновидностей наиболее простыми являются соединения призматическими шпонками (таблица 7.7). Они имеют прямоугольное сечение и изготавливаются из цельнотянутой стали.

Таблица 7.7 – Шпонки призматические (ГОСТ 23360–78)

В миллиметрах

Диаметр вала d		Сечение шпонки		Фаска $s_1 \times 45^\circ$, радиус r	Глубина паза		Длина l
свыше	до	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
12	17	5	5	0,16...0,25	3	2,3	10...56
17	22	6	6		3,5	2,8	14...70
22	30	8	7		4	3,3	18...90
30	38	10	8	0,25...0,40	5,0	3,3	22...110
38	44	12	8		5,0	3,3	28...140
44	50	14	9		5,5	3,8	36...160
50	58	16	10		6,0	4,3	45...180
58	65	18	11		7,0	4,4	50...200
65	75	20	12	0,40...0,60	7,5	4,9	56...220
75	85	22	14		9,0	5,4	63...250
85	95	25	14		9,0	5,4	70...280

Примечание – Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250

На участках крепления деталей, передающих вращающий момент, выполняют шпоночные пазы. Размеры поперечного сечения шпонки выбираются в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки обычно на 5...10 мм короче ширины ступицы.

На одном валу может быть установлено несколько деталей, передающих крутящий момент (см. рисунок 7.5). Шпоночные пазы соединения «зубчатое колесо–вал» и «шків–вал» должны по возможности иметь одинаковую ширину и располагаться на одной линии. Это позволяет обрабатывать шпоночные пазы за одну установку.

Необходимость индивидуальной подгонки каждой шпонки по пазу вала затрудняет обеспечение взаимозаменяемости, что объясняет применение призматических шпонок в индивидуальном и мелкосерийном производствах, делает неэкономичным их применение в крупносерийном и массовом производствах.

Основным критерием работоспособности шпоночного соединения является сопротивление смятию боковых поверхностей.

Выбранную шпонку проверяют на смятие:

$$s_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \varepsilon [s_{\text{см}}], \quad (7.2)$$

где T – передаваемый момент, Н·мм;

d – диаметр вала, мм;

l_p – расчетная длина шпонки, мм (при скругленных торцах шпонки $l_p = l - b$, при плоских торцах $l_p = l$);

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допустимое напряжение смятия, МПа (при стальной ступице – 100...190 МПа, при чугунной – 50...60 МПа).

При перенапряжении соединения устанавливают две шпонки меньшего сечения под углом 180° или заменяют шпоночное соединение шлицевым, преимущественно эвольвентного профиля (таблица 7.8).

Таблица 7.8 – Число зубьев z эвольвентных шлицевых соединений (ГОСТ 6033–80)

Номинальный диаметр D , мм	Модуль m , мм				
	0,8	1,25	2	3	5
10	11	–	–	–	–
12	13	–	–	–	–
15	17	–	–	–	–
17	20	12	–	–	–
20	23	14	–	–	–
25	30	18	–	–	–

Номинальный диаметр D , мм	Модуль m , мм				
	0,8	1,25	2	3	5
30	36	22	–	–	–
35	–	26	16	–	–
40	–	30	18	–	–
45	–	34	21	–	–
50	–	38	24	–	–
55	–	–	26	17	–
60	–	–	28	18	–
65	–	–	31	20	–
70	–	–	34	22	–
75	–	–	36	24	–
80	–	–	38	25	–
85	–	–	–	27	15
90	–	–	–	28	16
95	–	–	–	30	18
100	–	–	–	32	18
110	–	–	–	35	20
120	–	–	–	38	22

Примечания
1 Приведены сведения по ГОСТ 6033–80 с сокращениями: номинальные диаметры D из предпочтительного первого ряда в интервале 10...120 мм (в стандарте – 4...500), соответственно модули m – из первого ряда в интервале 0,8...5 мм (в стандарте – 0,5...10 мм).
2 Приведено только предпочтительное число зубьев z

Центрирование в соединениях с эвольвентным профилем выполняют, как правило, по боковым поверхностям зубьев (тип 1, таблица 7.8), реже – по наружному диаметру D (тип 2, таблица 7.8). За номинальный диаметр соединения принимают его наружный диаметр D , в зависимости от которого и назначают параметры шлицевого соединения (модуль, число зубьев, полярный момент сопротивления), а затем проверяют соединение по условному напряжению

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \xi [\sigma_{\text{см}}], \quad (7.3)$$

где $F_t = \frac{2T}{Kzd_m}$ – окружная сила, передаваемая одним шлицем ($K = 0,75$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения сил между шлицами; $d_m = mz$ – средний диаметр соединения);

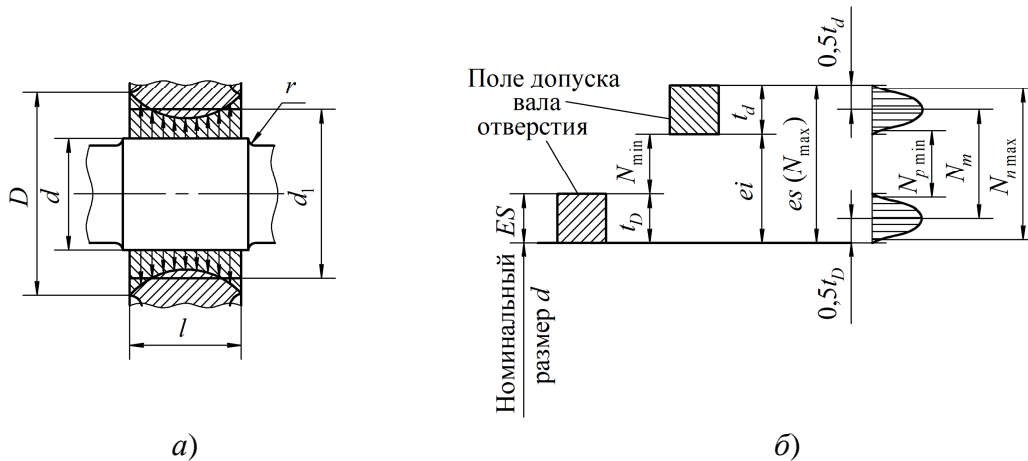
$A_{\text{см}} = 0,8 ml_p$ – рабочая площадь боковой поверхности зуба, мм² (m – модуль соединения; l_p – рабочая длина шлицев);

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение (для неподвижных соединений с незакаленными поверхностями $[\sigma_{\text{см}}] = 80...120$ МПа).

Следовательно, рабочая формула имеет вид:

$$s_{\text{см}} = \frac{2T}{0,75Zd_m A_{\text{см}}} \varepsilon [s_{\text{см}}]. \quad (7.4)$$

Соединения с натягом. Передачу момента с помощью конструкции «вал–ступица» все чаще осуществляют бесшпоночным соединением с натягом (рисунок 7.6).



a – эпюра давлений в соединении; *б* – поля допусков (N_i условно)

Рисунок 7.6 – Соединение «вал–ступица с натягом»

В соединениях с натягом следует обеспечивать шероховатость посадочных поверхностей вала (таблицы 7.9, 7.10) со средним арифметическим отклонением R_a профиля не более 0,8 мкм и отверстия не более 1,6 мкм, нецилиндричность посадочных поверхностей в пределах 0,3 допуска на диаметр, посадку отверстия по $H7$ или $H8$, вала – по расчету.

Таблица 7.9 – Рекомендуемые значения параметра шероховатости R_a для посадочных поверхностей деталей в посадках с натягом

В микрометрах

Интервалы размеров, мм	Отверстие при качестве			Вал при качестве		
	5	6...7	8	5	6...7	8
Свыше 18 до 50	0,2...0,4	0,8	1,6	0,1...0,2	0,4	0,4
Свыше 50 до 120	0,8	1,6	1,6...3,2	0,4...0,8	0,8	0,8
Свыше 120 до 500	0,8	1,6	1,6...3,2	0,8	0,8...1,6	1,6...3,2

Таблица 7.10 – Рекомендуемые значения параметра шероховатости R_a для поверхностей некоторых деталей

Вид поверхности	R_a , мкм
Торцы заплечиков валов для базирования подшипников качения класса точности 0 зубчатых, червячных колес: при отношении длины отверстия к диаметру $l/d < 0,8$; при отношении $l/d > 0,8$	1,6 3,2

Вид поверхности	Ra, мкм
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,4
Канавки, фаски, галтели на валах	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах: рабочая; нерабочая	1,6 3,2
Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колес: рабочая; нерабочая	1,6 3,2
Боковые поверхности зуба шлицев на валах и в отверстиях колес для соединения: неподвижного; подвижного.	1,6 0,8
Цилиндрические нецентрирующие поверхности	3,2
Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, базирующихся по торцу заплечиков валов: при отношении длины отверстия к диаметру $l/d \leq 0,8$; при отношении $l/d > 0,8$.	1,6 3,2
Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, по которым базируют подшипники качения класса точности 0	1,6
Свободные (нерабочие) торцевые поверхности зубчатых, червячных колес	6,3
Рабочие профили зубьев зубчатых, червячных колес степеней точности: 6; 7; 8; 9	0,2...0,4 0,8 1,6 3,2
Витки червяков степеней точности: 6; 7; 8; 9	0,2 0,4 0,8 1,6
Поверхности выступов зубьев колес, витков червяков, звездочек цепных передач	6,3
Фаски и выточки на колесах	6,3
Рабочая поверхность шкивов ременных передач	3,2
Рабочая поверхность зубьев цепных передач	3,2

Способы соединения с натягом:

- **запрессовка** – простейший высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность удобного контроля измерением силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения поверхностей и затрудняющий применение покрытий;

- **нагрев** охватываемой детали до температуры ниже температуры отпуска – способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, особенно эффективен при больших длинах соединений;

- **охлаждение** охватываемой детали – способ, применяемый преимущественно для установки небольших деталей, например втулок, в массивные корпусные детали и обеспечивающий наиболее высокую прочность сцепления.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей. Необходимый натяг определяется требуемым давлением p на посадочной поверхности, при котором силы трения больше внешних сдвигающих сил. При нагружении соединения осевой силой F_a условие прочности имеет вид:

$$F_a \leq \frac{ndlpf}{K}, \quad (7.5)$$

где d и l – соответственно диаметр и длина посадочной поверхности;

p – среднее контактное давление;

f – коэффициент сцепления (трения), принимаемый в зависимости от материалов сопрягаемых деталей (таблица 7.11);

$K = 2...4,5$ – коэффициент запаса сцепления для предупреждения контактной коррозии (изнашивания посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных нагрузок, особенно в период пуска и остановки); $K = 3$ – на концах колес выходных валов редукторов установлена соединительная муфта; $K = 3,5$ – установлена звездочка цепной передачи; $K = 4$ – шкив ременной передачи; для колес промежуточных валов редукторов $K = 4,5$.

Таблица 7.11 – Значения коэффициента сцепления f

Материал пары «вал–втулка»	Сборка	
	запрессовкой	температурным деформированием
Сталь–чугун	0,070	0,10
Сталь–бронза, латунь	0,050	0,07
Чугун–бронза, латунь	0,050	0,07
Сталь–сталь	0,071	0,14

При нагружении соединения вращающим моментом T условие прочности имеет вид:

$$T \leq \frac{pd^2lpf}{2K}. \quad (7.6)$$

При одновременном нагружении вращающим моментом T и сдвигающей осевой силой F_a расчет ведут по равнодействующей окружной и осевой силе F .

Формулы, не учитывающие коэффициент концентрации, можно использовать при расчете обычных соединений, для которых $\frac{l}{d} \leq 0,8$.

Исходные данные для подбора посадки с натягом: вращающий момент на колесе T , Н·м; размеры соединения (рисунок 7.6, а) – диаметр соединения d , диаметр отверстия пустотелого вала d_1 , условный наружный диаметр втулки (ступицы колеса, внешний диаметр бандажа и др.) D и длина сопряжения l , мм.

Упрощенный расчет отклонения вала ei для стальных деталей производится по следующей методике. Давление p на поверхности контакта связано с натягом, мкм (рисунок 7.6), зависимостью

$$d_p = \frac{pdC}{E}, \quad (7.7)$$

где p – давление, МПа;

d – номинальный диаметр соединения, мм;

C – коэффициент жесткости;

E – модуль упругости материалов охватываемой E_1 и охватывающей E_2 деталей, МПа: для стали – $2,1 \cdot 10^5$; чугуна – $0,9 \cdot 10^5$; оловянной бронзы – $0,8 \cdot 10^5$; безоловянной бронзы и латуни – 10^5 .

Для деталей из стали натяг, мкм:

$$d_p = \frac{pdC}{215}. \quad (7.8)$$

Давление определяется по наибольшему кратковременному (пусковому) моменту T_{\max} :

$$p = \frac{2T_{\max}K}{\pi fd^2l}, \quad (7.9)$$

где K – коэффициент запаса по сцеплению, компенсирующий неблагоприятное сочетание случайных факторов и ослабление посадки с течением времени (принимают $K = 2$);

f – коэффициент сцепления (см. таблицу 7.11); при сборке прессованием $f = 0,1$, с нагревом $f = 0,14$.

Коэффициент жесткости

$$C = 1 + \frac{e(d_{ct}^2 + d^2)}{e(d_{ct}^2 - d^2)}, \quad (7.10)$$

где d – номинальный диаметр;

d_{ct} – диаметр ступицы (рисунок 7.6).

Основное (нижнее) отклонение вала

$$ei = \delta_p + u + T_0,$$

где u – поправка на срезание и сглаживание шероховатости поверхности; при запрессовке $u = 20$ мкм, при сборке нагреванием $u = 0,1$;

T_0 – допуск на диаметр отверстия (таблица 7.12).

В общем случае $u = 5,5 (Ra_1 + Ra_2)$, где Ra_1 и Ra_2 – значения среднего арифметического отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей.

Наиболее распространенные значения Ra для поверхностей деталей, соединенных с натягом: 2,0; 1,6; 1,25; 0,80; 0,63; 0,40.

Таблица 7.12 – Предельные отклонения отверстий и валов в посадках с натягом (система отверстий)

В микрометрах

Номинальные размеры, мм		Поля допусков отверстий			Поля допусков валов									
		Отклонение	H7	H8	Отклонение	p6	r6	s6	t6	s7	u7	u8	x8	z8
свыше 10	до 14	ES	+180	+270	es	+29	+34	+39	–	+46	+51	+60	+67	+77
		EI	0	0	ei	+18	+23	+28	–	+28	+33	+33	+40	+50
14	18	ES	+180	+270	es	+29	+34	+39	–	+46	+51	+60	+72	+87
		EI	0	0	ei	+18	+23	+28	–	+28	+33	+33	+45	+60
18	24	ES	+210	+330	es	+35	+41	+48	–	+56	+62	+74	+87	+106
		EI	0	0	ei	+22	+28	+35	–	+35	+41	+41	+54	+73
24	30	ES	+210	+330	es	+35	+41	+48	+54	+56	+69	+81	+97	+121
		EI	0	0	ei	+22	+28	+35	+41	+35	+48	+48	+64	+88
30	40	ES	+250	+390	es	+42	+50	+59	+64	+68	+85	+99	+119	+151
		EI	0	0	ei	+26	+34	+43	+48	+43	+60	+60	+80	+112
40	50	ES	+250	+390	es	+42	+50	+59	+70	+68	+95	+109	+136	+175
		EI	0	0	ei	+26	+34	+43	+54	+43	+70	+70	+97	+136
50	65	ES	+300	+460	es	+51	+60	+72	+85	+83	+117	+133	+168	+218
		EI	0	0	ei	+32	+41	+53	+66	+53	+87	+87	+122	+172
65	80	ES	+300	+460	es	+51	+62	+78	+94	+89	+132	+148	+192	+256
		EI	0	0	ei	+32	+43	+59	+75	+59	+102	+102	+146	+210
80	100	ES	+350	+540	es	+59	+73	+93	+113	+106	+159	+178	+232	+312
		EI	0	0	ei	+37	+51	+71	+91	+71	+124	+124	+178	+258
100	120	ES	+350	+540	es	+59	+76	+101	+126	+114	+179	+198	+264	+364
		EI	0	0	ei	+37	+54	+79	+104	+79	+144	+144	+210	+310
120	140	ES	+400	+630	es	+68	+88	+117	+147	+132	+210	+233	+311	+428
		EI	0	0	ei	+43	+63	+92	+122	+92	+170	+170	+248	+365
140	160	ES	+400	+630	es	+68	+90	+125	+159	+140	+230	+253	+343	+478
		EI	0	0	ei	+43	+65	+100	+134	+100	+190	+190	+280	+415

Примечание – Ряд рекомендуемых посадок:
 $\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}; \frac{H7}{t6}; \frac{H7}{s7}; \frac{H8}{u7}; \frac{H8}{u8}; \frac{H8}{x8}; \frac{H8}{z8}$

7.4 Конструирование валов, червяков, зубчатых и червячных колес

Вал-шестерня. Если при расчете шпоночного или шлицевого соединения установлено, что толщина шестерни между впадиной зуба и пазом для шпонки (шлица) $s < 2,5t$ для цилиндрической шестерни (рисунок 7.7, а) и $s < 1,6m_{te}$ для конической шестерни (рисунок 7.7, б), то шестерню выполняют как одно целое с валом.

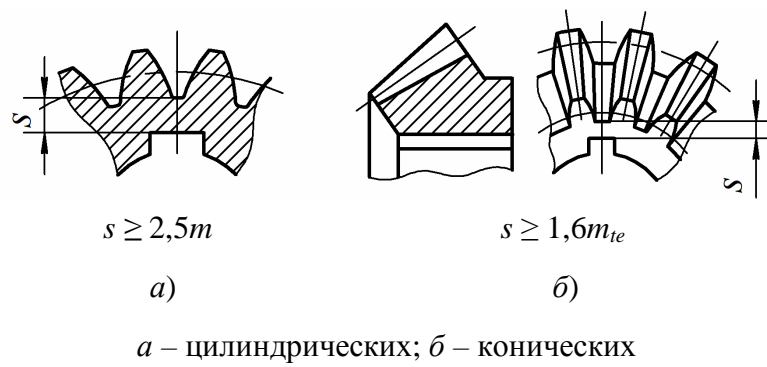
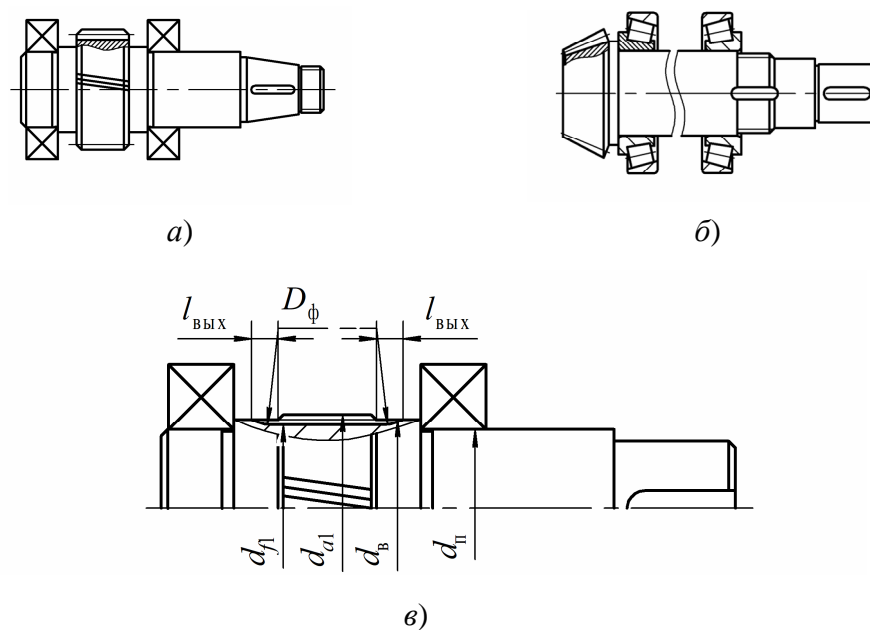


Рисунок 7.7 – Схемы конструкции зубчатых колес

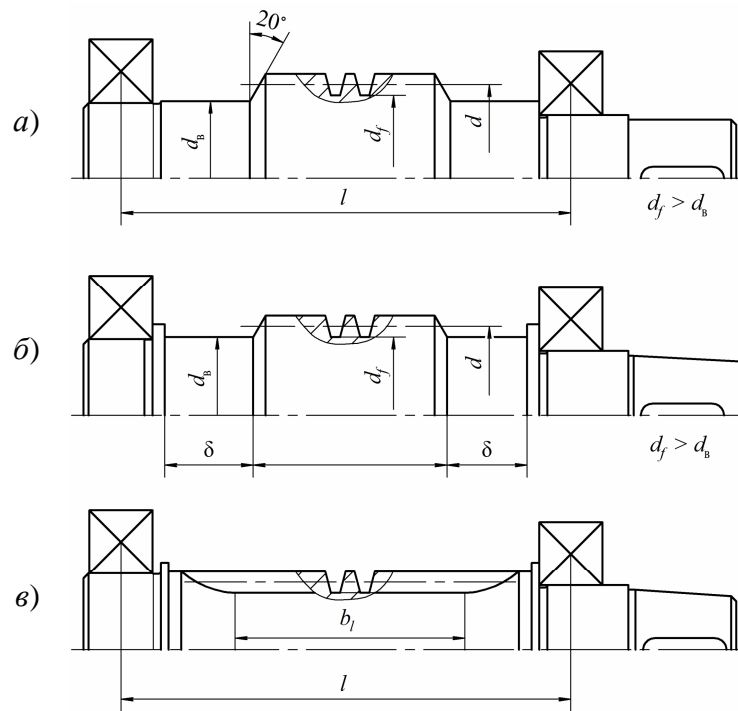
Недостатком монолитной конструкции является необходимость изготавливать вал из того же материала, что и шестерню, часто более высококачественного и дорогого, чем требуется. Кроме того, при замене шестерни (например, вследствие изнашивания или поломки зубьев) приходится заменять и вал. Несмотря на это в редукторах часто выполняют шестерню заодно с валом, и ее толщина значительно превышает указанные нормы (рисунок 7.8). Это объясняется большей жесткостью и прочностью, а также технологичностью вала-шестерни, что снижает его стоимость.



а – вал-шестерня цилиндрическая; б – вал-шестерня коническая;
 в – вал-шестерня цилиндрическая с частичным врезанием зубьев в поверхность вала

Рисунок 7.8 – Конструкции вала-шестерни

Червяки. Червяки (рисунок 7.9) чаще всего выполняют как одно целое с валом. Заготовками служат круглый прокат, поковка или штамповка.



а, б – витки за габаритами поверхности вала; *в* – витки нарезаны в теле вала
(допустимо для малонагруженных и компактных передач)

Рисунок 7.9 – Конструкции цилиндрических червяков

Геометрические размеры червяка, в т. ч. длина нарезанной части b_1 и ориентировочное расстояние l между опорами, известны из расчетов, поэтому при конструировании вала-червяка эти данные являются исходными.

Диаметр вала червяка в ненарезанной части назначают таким, чтобы обеспечить по возможности свободный выход инструмента при обработке витков и необходимую высоту упорного заплечика для подшипников.

Цилиндрические зубчатые колеса. Конструкцию стального зубчатого колеса выбирают в зависимости от его размеров, масштабов производства и конкретных условий завода-изготовителя. Основные параметры зубчатых колес (число зубьев, модуль, диаметр, ширина зубчатого венца) определяют при расчете передачи.

Форма зубчатых колес в большинстве случаев определяется способом получения заготовки, выбор которого связан с маркой материала, полученными из расчета размерами и типом производства (конкретными условиями завода-изготовителя).

В индивидуальном и мелкосерийном производствах колеса малых размеров с наружным диаметром $d_a \leq 150 \dots 200$ мм изготавливают из круглого проката (рисунок 7.10, *а*), а при $d_a > 150 \dots 200$ мм – из поковок (рисунок 7.10, *б*). Для уменьшения объема обработки базовых поверхностей на торцах колес выполняют небольшие проточки глубиной 1...2 мм, которые при $d_a < 80$ мм могут отсутствовать.

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах заготовки колес небольших и средних размеров ($d_a = 600$ мм) получают методом штамповки в двухсторонних подкладных (рисунок 7.10, *в*) или односторонних (рисунок 7.10, *г*)

штампах, а больших размеров – литьем. Штамповка обеспечивает высокую производительность и максимально приближает форму заготовки к форме готовой детали.

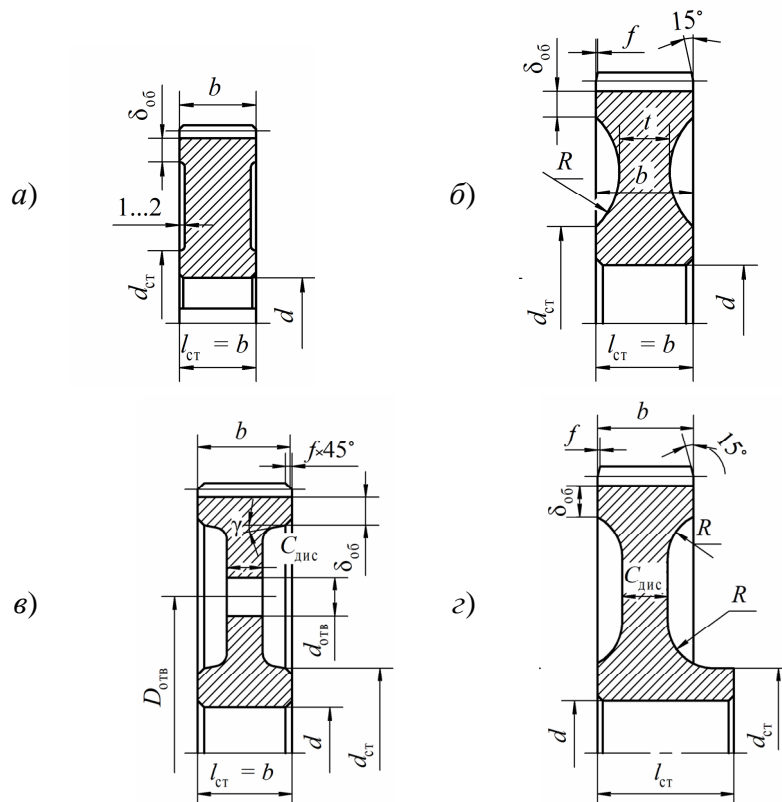


Рисунок 7.10 – Конструкции цилиндрических колес

Рекомендации по определению размеров отдельных элементов колес даны в таблице 7.13.

Таблица 7.13 – Определение размеров зубчатых колес (см. рисунки 7.10, 7.11)

Параметр	Расчетная формула
Диаметр ступицы:	
для стальных колес	$d_{ст} = (1,50 \dots 1,55)d$
для чугунных колес	$d_{ст} = (1,55 \dots 1,60)d$
Длина ступицы колеса	$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_{об} = (2 \dots 3)m_n > 0,02d$
Толщина обода конических колес	$S = 2m_{te} + 2 \text{ мм}$
Толщина диска:	
штампованных цилиндрических колес	$C_{диск} = (0,2 \dots 0,3)b$
штампованных конических колес	$C_{диск} = (0,10 \dots 0,17)R_e$
Толщина диска (рисунок 7.10, б)	$t = 0,5b$
Радиус скруглений	$R = 5 \dots 7 \text{ мм}$
Штамповочный уклон	$\gamma = 5 \dots 7^\circ$
Диаметр центральной окружности	$D_{отв} = 0,5(d_a + d)$
Диаметр отверстий (в шестернях малых размеров отверстия не делают)	$d_{отв} = \frac{D_{отв} - d_{ст}}{(3 \dots 4)}$
Фаска	$f \approx 0,5m$
Примечание – В формулах для определения $d_{ст}$ меньшие значения – для шлицевого соединения колеса с валом, большие – для шпоночного соединения и соединения с натягом	

Конические зубчатые колеса. В одиночном и мелкосерийном производстве конические колеса при диаметре $d_{ae} \leq 120$ мм изготавливают как одно целое с валом (рисунок 7.8, б), а при $d_{ae} \leq 500$ мм – из поковок (рисунок 7.11, а). В крупносерийном и массовом производствах конические колеса изготавливают из штампованных заготовок (рисунок 7.11, б). Конические колеса больших диаметров выполняют литыми и сборными.

В целях экономии высококачественной дорогой стали колёса делают составными (рисунок 7.11, в, г): ступица и диск – из стали 45, венец – из легированной стали. В зависимости от размера колеса венец крепят к стальному фланцу вала заклепками (рисунок 7.11, г) или болтами (рисунок 7.11, в). Осевая сила F_a , возникающая в зацеплении, должна быть направлена на опорный фланец. Центрирование венца следует выполнять по диаметру D , а не $D_{об}$, т. к. первый способ технологичнее и обеспечивает более высокую точность по сравнению со вторым. Центрирование по диаметру $D_{об}$ повышает жесткость стыка.

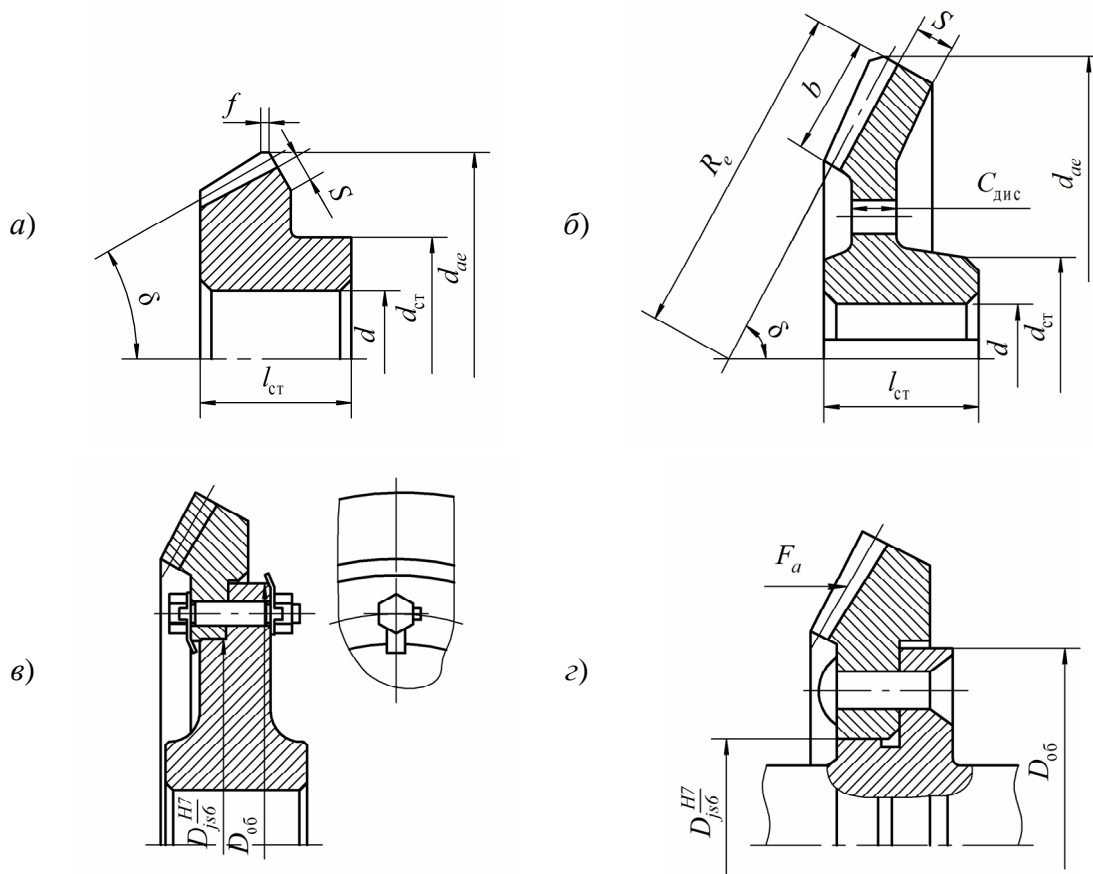


Рисунок 7.11 – Конструкция конических зубчатых колес

Червячные колеса. В соответствии с условиями работы червячной пары зубья червячного колеса следует изготавливать из антифрикционных материалов (бронза, латунь). Обычно червячные колеса выполняют составными: диск и ступица колеса – из стали или из серого чугуна, а венец – из антифрикционного материала.

Конструкция червячного колеса и способ соединения венца с центром зависят от объема выпуска.

Наибольшее распространение получила *бандажированная конструкция*, в которой бронзовый венец насажен на стальной (чугунный) диск с натягом (рисунок 7.12, а). Конструкция проста в изготовлении, принимается для колес относительно небольших диаметров, а также для колес передач, не испытывающих тепловых нагрузок. При нагреве до высокой температуры посадка может ослабнуть вследствие большего, чем у чугуна, температурного коэффициента линейного расширения бронзы.

Обычно применяют *легкопрессовую*, реже – *прессовую посадки*. Чтобы предотвратить взаимное смещение венца и ступицы, в стыкуемые поверхности ввинчивают три-четыре винта (с последующим срезанием их головок) диаметром $d_b = (0,8...1,0)\delta_{об}$, длиной $l_b = (2...3)d_b$.

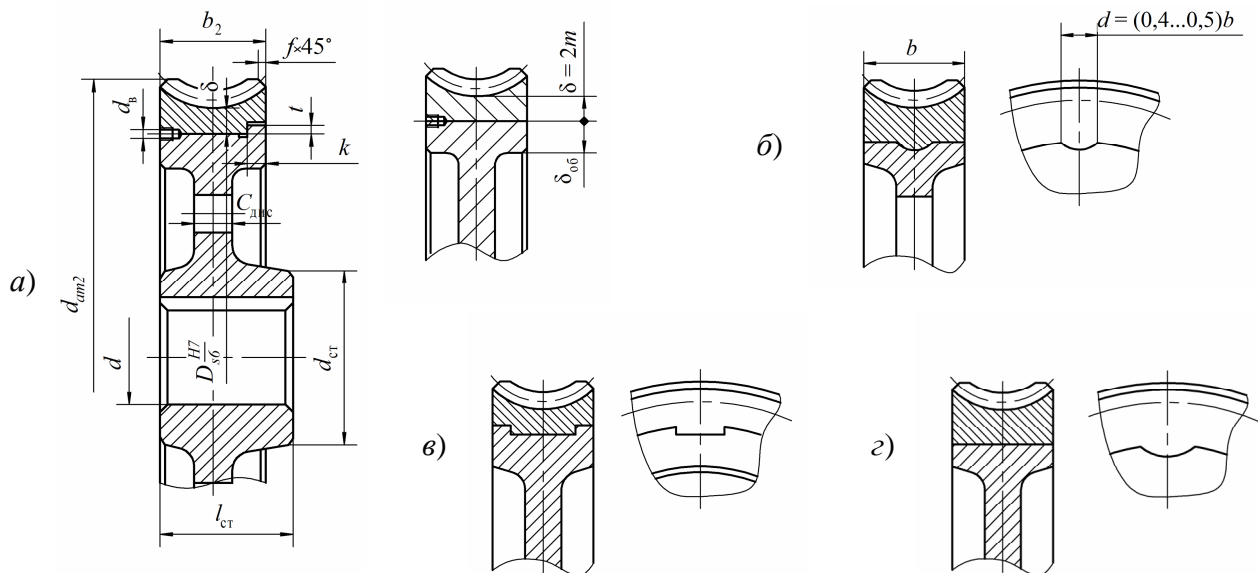


Рисунок 7.12 – Конструкции червячных колес

Посадочную поверхность выполняют с упорным буртиком (исполнение 1) или без буртика (исполнение 2) (рисунок 7.12, а). Буртик предназначен для того, чтобы фиксировать относительное положение деталей при запрессовке. В то же время он уменьшает посадочную поверхность, усложняет конструкцию и технологию изготовления, поэтому конструкции без буртика предпочтительнее. Возможные неточности сборки устраняют последующей обработкой поверхностей после сборки. Нерабочие поверхности обода, диска, ступицы колеса оставляют необработанными и делают конусными с большими радиусами закруглений. Острые кромки на торцах венца притупляют фасками $f = 0,5m$ с округлением до стандартного значения, где m – модуль зацепления. Размеры других основных конструктивных элементов:

$$d_{ст} = (1,6...1,8)d; l_{ст} = (1,2...1,8)d; \delta_{об} = (2,0...2,5)m;$$

$$C_{диск} = (0,2...0,35)b; h = 0,15b_2; t = 0,8h.$$

В крупносерийном и массовом производствах зубчатые венцы соединяют с диском *посредством литья в кокиль*. Такая конструкция колес называется биметаллической. Для улучшения сцепления бронзового венца с чугунным диском обод последнего выполняют по одному из вариантов, представленных на рисунке 7.12, б, в, г. Предварительно очищенный диск подогревают до температуры 700...800 °С, закладывают в подогретый до температуры 150...200 °С кокиль и заливают бронзой. После остывания между бронзовым венцом и чугунным диском возникает механическое сцепление, обеспечивающее монолитность конструкции. Для компенсации этих погрешностей предпочтительно монтировать сателлиты на сферических подшипниках.

7.5 Основные принципы подбора подшипников

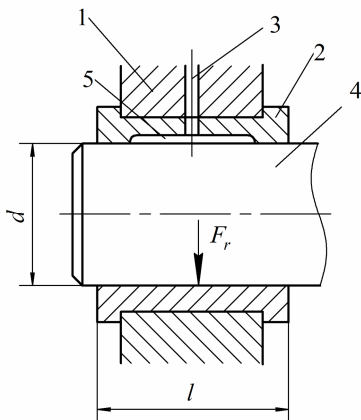
После эскизной проработки конструкции вала и сопряженных с ним деталей передач подбирают подшипники.

Подшипник – это опора или направляющая, которая воспринимает нагрузки и допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении. Основное назначение подшипников – поддерживать вращающиеся детали в пространстве, воспринимая действующие на них нагрузки. В зависимости от вида трения подшипники делят на два типа: скольжения и качения.

7.5.1 Подшипники скольжения

В подшипниках скольжения рабочие поверхности вала и подшипника, полностью или частично разделенные смазочным материалом, скользят одна относительно другой.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения подразделяют на две группы: радиальные (рисунок 7.13) и упорные (осевые). При совместном действии радиальных и осевых нагрузок применяют совмещенные опоры, в которых осевую нагрузку воспринимают торцы вкладышей (рисунок 7.14) или специальные гребни.



1 – корпус; 2 – вкладыш; 3 – отверстие для подачи смазочного материала; 4 – цапфа; 5 – маслораздаточная канавка

Рисунок 7.13 – Радиальный подшипник скольжения

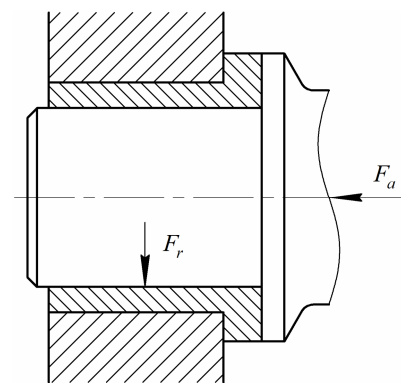


Рисунок 7.14 – Радиально-упорный подшипник скольжения

Подшипники скольжения применяются преимущественно в тех областях, в которых нецелесообразно или невозможно использовать подшипники качения:

- при ударных и вибрационных нагрузках (используется хорошая демпфирующая способность масляного слоя);
- при особо высоких частотах вращения;
- для точных опор с постоянной жесткостью;
- для опор с малыми радиальными размерами;
- для разъемных опор;
- для особо крупных и миниатюрных опор;
- при работе в экстремальных условиях (высокие температуры, абразивные и агрессивные среды);
- для неотчетственных и редко работающих механизмов.

Подшипники скольжения проще в изготовлении и легче, чем подшипники качения, бесшумны, обладают постоянной жесткостью и способностью работать практически без износа в режиме жидкостной и газовой смазки, хорошо демпфируют колебания. Недостатки подшипников скольжения: сложность системы смазки для обеспечения жидкостного трения, необходимость применения цветных металлов, повышенные пусковые моменты и увеличенные размеры в осевом направлении.

Подшипник скольжения (рисунок 7.13) содержит корпус 1, вкладыш 2, смазывающие и защитные устройства. Корпус подшипника (цельный или разъемный) изготавливают как отдельную деталь либо деталь, присоединяемую к машине. Иногда корпус подшипника выполняют встроенным, т. е. как одно целое с корпусом машины или подвижной деталью (например, с шатуном). Вкладыши используют для того, чтобы не выполнять весь корпус из дорогих антифрикционных материалов. После износа вкладыши заменяют. В массовом производстве их штампуют из ленты с нанесенным на нее антифрикционным материалом. В мелкосерийном и единичном производствах применяют сплошные или разъемные втулки, а также биметаллические вкладыши, в которых тонкий слой антифрикционного материала наплавляют на стальную, чугунную или бронзовую основы. Для распределения смазочного материала, поступающего из канала 3 по рабочей поверхности цапфы 4, вкладыши снабжают смазочными канавками 5. Канавки располагают в ненагруженной зоне и часто совмещают с разъемом.

Износ рабочих поверхностей является *основной причиной выхода из строя подшипников скольжения*. Абразивное изнашивание вызвано попаданием в смазочный материал абразивных частиц с размерами больше толщины масляного слоя, работой подшипника при неблагоприятных режимах трения в периоды пусков и остановок. При действии больших контактных давлений и температур возможно схватывание рабочих поверхностей подшипника.

Подшипниковые материалы должны обеспечивать низкое значение коэффициента трения, высокие износостойкость и сопротивление усталости. Дополни-

тельными требованиями являются хорошая теплопроводность, прирабатываемость, смачиваемость маслом, коррозионная стойкость и обрабатываемость, низкий коэффициент линейного расширения и низкая стоимость. Ни один из известных материалов одновременно всеми этими свойствами не обладает, поэтому в технике применяют большое количество различных антифрикционных материалов, наилучшим образом отвечающих конкретным условиям.

Валы и оси, как правило, из стали, реже из высокопрочного чугуна, например коленчатый вал двигателей ГАЗ. Цапфы должны иметь высокую твердость и шлифованную или полированную поверхность, чтобы выдержать несколько замен более дешевых, чем вал, вкладышей. Материалы вкладышей делятся на три группы: металлические, металлокерамические и неметаллические.

Металлические материалы. Сплавы на основе олова или свинца с добавлением сурьмы, меди и других элементов, называемые баббитами (по имени американского изобретателя Баббита), обладают высокими антифрикционными свойствами, хорошей прирабатываемостью, но дороги и имеют относительно невысокое сопротивление усталости. Их применяют в качестве тонкослойных покрытий или в качестве заливки. Хорошими антифрикционными свойствами обладают бронза и латунь (сплавы на основе меди), алюминиевые и цинковые сплавы. В паре с закаленной цапфой (при наличии хорошей смазки) применяют антифрикционный чугун.

Металлокерамические материалы. Пористые бронзографитовые и железографитовые материалы, получаемые методом порошковой металлургии, пропитывают горячим маслом и применяют в условиях, в которых невозможно обеспечить надежную жидкостную смазку. При небольших давлениях и скоростях эти материалы способны достаточно долго работать без внешнего подвода смазочного материала.

Неметаллические материалы. В качестве вкладышей применяют пластмассы, резину, графитовые материалы и прессованную древесину.

Текстолит, древесно-слоистый пластик (ДСП) и прессованную древесину используют в подшипниках для тяжелого машиностроения. Полимерные самосмазывающиеся материалы на основе полиамидов, полиацетилена, политетрафторэтилена и различных смол используют для подшипников, работающих в температурном диапазоне $-200...+280$ °С при значительных скоростях скольжения. Фторопласты (полимеры и сополимеры галогенопроизводных, этилена и пропилена) обладают хорошими антифрикционными свойствами, химической инертностью, но высоким коэффициентом линейного расширения и низким коэффициентом теплопроводности. Подшипники с резиновыми вкладышами хорошо работают с водяной смазкой.

В экстремальных условиях используют графитовые вкладыши, которые обладают низким коэффициентом трения ($f = 0,04...0,05$) в температурном диапазоне $-200...+1000$ °С, хорошей теплопроводностью и коррозионной стойкостью. Эти материалы применяют в подшипниках с газовой смазкой, где они могут работать без смазочного материала в периоды пусков и остановок.

Критерии работоспособности подшипников – износостойкость, сопротивление усталости антифрикционного слоя, теплостойкость и виброустойчивость.

Условные расчеты позволяют в простейшей форме оценить пригодность выбранного материала и размеров подшипника для конкретных условий работы на основании опыта конструирования и эксплуатации машин. Режим работы считают допустимым, если выполнены условия, которые ограничивают износ и тепловыделение:

$$p_m = \frac{F_r}{dl} \text{ £ } [p]; \quad p_m V \text{ £ } [pV]; \quad V \text{ £ } [V]; \quad t \text{ £ } [t],$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

d – диаметр цапфы, мм;

l – длина подшипника, мм;

V – окружная скорость цапфы, м/с;

p_m – среднее условное давление в подшипнике, МПа;

t – температура подшипника, град.

Этот расчет обычно используют как основной для подшипников с полужидкостной смазкой, как предварительный – для подшипников с жидкостной. В таблице 7.13 приведены допускаемые значения $[p]$, $[V]$ и $[pV]$ для некоторых подшипниковых материалов.

Таблица 7.13 – Допускаемые режимы работы для подшипниковых материалов

Материал	$[p]$, МПа	$[V]$, м/с	$[pV]$, МПа·м/с
АЧС-5	20	1	20
АЧС-5	30	0,4	12
БрО10Ф1	15	10	15
АН-2,5	25	15	100
ЦАМ10-5	20	7	10
Баббит Б88	20	50	75
Металлокерамика ЖГ-а	1	3	8
Текстолит	15	8	25

7.5.2 Подшипники качения

Подшипники качения (рисунки 7.15, 7.16) обычно состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, удерживающего тела качения на определенном расстоянии друг от друга. Иногда одно кольцо или оба могут отсутствовать. Тогда тела качения катятся непосредственно по валу или корпусу.

Подшипники качения, являющиеся основным видом опор валов и осей в машинах, имеют международную стандартизацию. Известны миниатюрные подшипники качения с внутренним диаметром $d = 0,6$ мм и наружным $D = 2$ мм,

шириной $B = 0,8$ мм и массой 0,015 г, а также особо крупные, у которых соответственно $d = 12$ м, $D = 14$ м, $B = 0,45$ м и масса 130 т.

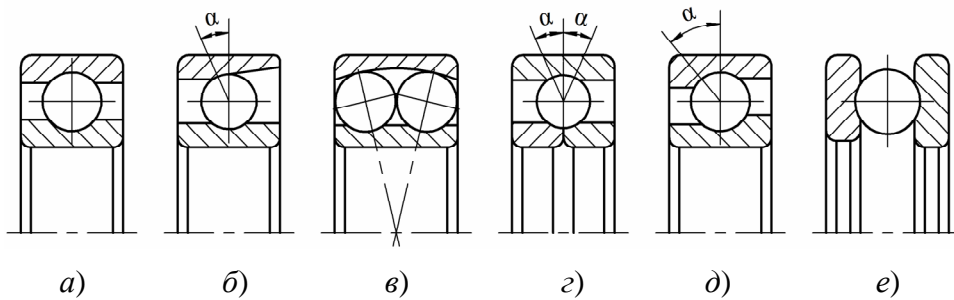


Рисунок 7.15 – Шарикоподшипники

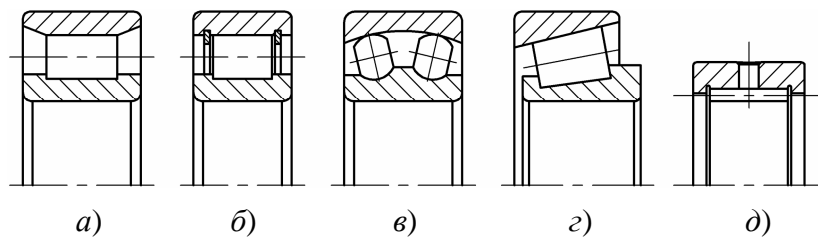


Рисунок 7.16 – Роликоподшипники

Основные достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения: меньшие моменты трения при пуске; меньшие осевые габаритные размеры; простота обслуживания и малый расход смазочных материалов; полная взаимозаменяемость; малая стоимость в связи с массовым производством; меньший расход цветных металлов.

К недостаткам подшипников качения относят: большие радиальные габаритные размеры; значительные контактные напряжения, ограничивающие ресурс; переменную радиальную жесткость по углу поворота и повышенный шум из-за циклического перекатывания тел качения через нагруженную зону; меньшую способность демпфировать колебания и ударные нагрузки; ограниченную быстротходность; высокую стоимость подшипников при мелкосерийном производстве.

Классификация и обозначения подшипников

1. По форме тел качения: шариковые (рисунок 7.15), роликовые (рисунок 7.16). В зависимости от формы ролики различают: короткие и длинные цилиндрические, конические, сферические, игольчатые, полые, витые и др.

2. По направлению воспринимаемой нагрузки различают подшипники:

– радиальные (рисунок 7.15, а, в; 7.16, а, б, в, д), которые воспринимают радиальную или преимущественно радиальную нагрузку;

– радиально-упорные (рисунки 7.15, б, г; 7.16, г) – для восприятия комбинированной нагрузки (радиальной и осевой);

– упорно-радиальные (рисунок 7.15, *д*) – для восприятия осевой или преимущественно осевой нагрузки;

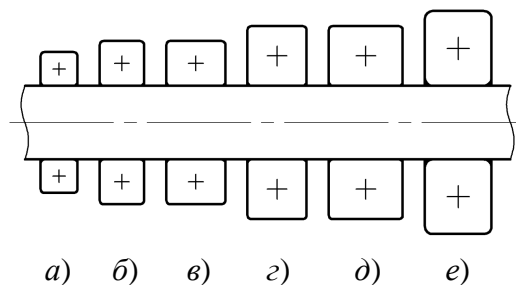
– упорные (рисунок 7.15, *е*) – для восприятия только осевой нагрузки.

3. По числу рядов тел качения: одно-, двух- и многорядные.

4. По основному конструктивному признаку: самоустанавливающиеся (сферические), которые допускают работу с взаимным перекосом колец до 4° (рисунки 7.15, *в*; 7.16, *в*), и несамоустанавливающиеся (допустимый взаимный перекос колец – от 1 до 8').

5. По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на серии. При одном и том же внутреннем посадочном диаметре подшипники одного типа могут иметь различные наружные диаметры и ширину, т. е. различные серии по диаметру и ширине (рисунок 7.17). С увеличением габаритных размеров растет нагрузочная способность подшипника, но снижается предельная частота вращения.

6. По классу точности (в порядке повышения): 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, Т и 2. Класс точности определяет точность размеров и формы деталей подшипников. В зависимости от класса точности и дополнительных требований различают три категории подшипников: А, В и С. Наиболее распространены подшипники нормального класса точности – 0. Они приблизительно в десять раз дешевле подшипников класса точности 2.



a – особо легкая; *б* – легкая; *в* – легкая широкая;
г – средняя; *д* – средняя широкая; *е* – тяжелая

Рисунок 7.17 – Размерные серии подшипников качения

7. По специальным требованиям: теплостойкие, высокоскоростные, малошумные, коррозионно-стойкие, немагнитные, самосмазывающиеся и др.

8. По уровню вибрации: с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

Обозначение подшипника наносят на торцевой поверхности колец. Основное обозначение может содержать до семи цифр. При отсчете *справа налево* первые две цифры определяют внутренний диаметр подшипника, третья и седьмая – серию по наружному диаметру и ширине, четвертая – тип, пятая и шестая – конструктивную разновидность. Внутренний диаметр подшипника в диапазоне 20...495 мм

соответствует двузначному числу условного обозначения, умноженному на пять. Для других размеров диаметров обозначение особое. Слева от основного обозначения указывают класс точности подшипника (если он отличен от нормального). Подшипники, изготовленные по специальным техническим требованиям, имеют справа от основного обозначения дополнительные знаки в виде букв и цифр. Например, буква А в маркировке подшипника 6-180609А говорит о его повышенной грузоподъемности, а буква М в маркировке 5-313М обозначает наличие модифицированного контакта.

Характеристики подшипников основных типов

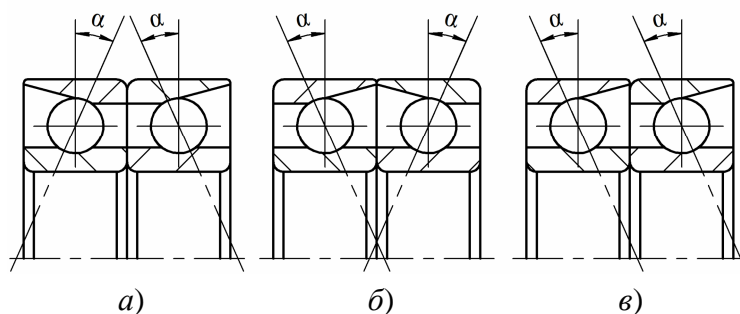
Шарикоподшипники

Шариковый радиальный однорядный подшипник (рисунок 7.15, а) предназначен для восприятия радиальной нагрузки и осевой, действующей в обоих направлениях. Сепаратор обычно штампованный, скрепленный из двух частей заклепками, центрируется по телам качения. Более дорогие массивные сепараторы применяют при повышенных частотах вращения и для крупногабаритных подшипников. Некоторые конструкции подшипников снабжены встроенными защитными шайбами или специальными уплотнениями, расположенными с одной стороны или с обеих сторон подшипника. Допускаемый взаимный перекося осей колец – до 8'.

Шариковый радиально-упорный подшипник (рисунок 7.15, б) предназначен для восприятия комбинированной нагрузки: радиальной и односторонней осевой. Нагрузочная способность этих подшипников выше, чем у радиальных шариковых, благодаря большому числу тел качения, которое удается разместить в подшипнике из-за наличия скоса на наружном или внутреннем кольцах. Способность подшипника воспринимать осевую нагрузку зависит от номинального угла контакта α (угол между нормалью к площадке контакта наружного кольца с телом качения и плоскостью вращения подшипника). С ростом значения α растет и осевая грузоподъемность подшипника, а предельная частота вращения и допускаемая радиальная нагрузка уменьшаются. Сепараторы для этих подшипников выполняют, как правило, массивными. Подшипники изготавливают с номинальными углами контакта 12, 26 и 36°. Выпускают подшипники с углами контакта 15, 25 и 36°, которые отличаются наличием скоса на внутреннем кольце и центрированием сепаратора по наружному кольцу. Это позволяет существенно повысить предельную частоту вращения вследствие более благоприятных условий смазки. Например, при смазке масляным туманом подшипник 36100К ($\alpha = 15^\circ$) может работать с частотой вращения до 70000 мин⁻¹, а подшипник 36100 ($\alpha = 12^\circ$) только до 46000 мин⁻¹.

Для восприятия осевых нагрузок обоих направлений радиально-упорные подшипники сдваивают, устанавливая их на валу попарно по схеме О (рисунок 7.18, а) или Х (рисунок 7.18, б). При больших осевых нагрузках в одном направлении

и стесненных радиальных размерах, а также для скоростных опор используют последовательную установку подшипников по схеме Г «тандем» (рисунок 7.18, в).



а – при схеме О; б – при схеме Х; в – при схеме Г «тандем»

Рисунок 7.18 – Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (рисунок 7.15, в) допускает работу в условиях взаимных перекосов осей колец до 4° благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца. Подшипник воспринимает некоторые осевые силы в обоих направлениях. Сепараторы чаще всего штампованные. Эти подшипники могут иметь на внутреннем кольце коническое отверстие для установки на цилиндрическом валу с помощью конических втулок.

Шариковый радиально-упорный подшипник с разъемным внутренним кольцом (рисунок 7.15, з) в зависимости от формы дорожек качения имеет трех- или четырехточечный контакт шарика с кольцами и предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузки в обоих направлениях. Существуют аналогичные подшипники с разъемным наружным кольцом.

Шариковый упорно-радиальный подшипник (рисунок 7.15, д) предназначен для восприятия значительной осевой и некоторой радиальной нагрузки.

Упорный шариковый одинарный подшипник (рисунок 7.15, е) предназначен для восприятия только осевых нагрузок. Размеры наружных и внутренних диаметров колец отличаются. Тугое кольцо устанавливают на валу, а свободное – в корпус. Частоты вращения ограничены центробежными силами и гироскопическими моментами, действующими на шарики. Для восприятия двусторонней осевой нагрузки применяют двойные упорные подшипники. Допустимый перекоп колец – до $2'$.

Роликоподшипники

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (рисунок 7.16, а) предназначен для восприятия радиальных нагрузок. Роликоподшипники очень чувствительны к относительным перекосам колец. Перекосы вызывают концентрацию контактных напряжений на краях роликов (краевой эффект). Для уменьшения концентрации напряжений используют подшипники с модифи-

цированным контактом: ролики или дорожки качения делают с небольшой выпуклостью (бомбиной), что приводит к увеличению допускаемого угла перекоса с 2 до 6', а ресурса – в 1,5...2 раза. Подшипники с бортами на обоих кольцах (рисунок 7.16, б) могут воспринимать осевую нагрузку при условии, что она не более 0,2...0,4 от радиальной (в зависимости от серии подшипника). Сепараторы у этих подшипников штампованные или массивные.

Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник (рисунок 7.16, в) отличается от радиального сферического двухрядного шарикоподшипника большей грузоподъемностью, но меньшей быстроходностью. Допустимый угол взаимного перекоса колец – до 4°.

Роликовый радиально-упорный конический подшипник (рисунок 7.16, з) предназначен для восприятия совместно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузок. Сепаратор стальной штампованный или точеный. Обычно угол конуса наружного кольца $\alpha = 10...18^\circ$. Подшипники с большими углами конуса $\alpha = 25...30^\circ$ применяют в качестве сдвоенных для восприятия больших осевых нагрузок. Нагрузочная способность радиально-упорных роликоподшипников выше, чем у радиально-упорных шариковых подшипников, но предельная частота и точность вращения ниже. Для восприятия значительных нагрузок при стесненных радиальных размерах эти подшипники следует сдвигать.

Игольчатый роликоподшипник (рисунок 7.16, д) применяют при ограниченных радиальных размерах, а также при качательном движении. Для повышения нагрузочной способности подшипника иглы часто устанавливают без сепаратора, что позволяет увеличить число игл. Для уменьшения диаметральных размеров широко используют игольчатые подшипники без внутреннего кольца. Осевые нагрузки эти подшипники не воспринимают.

Роликоподшипники с витыми роликами применяют при ударных нагрузках и в загрязненной среде, но область их применения в связи с низкой нагрузочной способностью узка.

Поверхности тел и дорожек качения подшипников, работающих при значительных нагрузках в условиях хорошей изоляции от загрязнения и разделенных масляной пленкой, под действием повторных циклов контактных напряжений с течением времени подвергаются усталостному выкрашиванию. Это наиболее распространенный вид повреждения. Наличие абразивных частиц вызывает износ колец и тел качения. При динамических и больших статических нагрузках без вращения имеют место пластические деформации, т. е. образование вмятин на рабочих поверхностях (бринеллирование). У высокооборотных подшипников возникает разрушение сепараторов, колец и тел качения. Повышение рабочей температуры вызывает отпуск тел качения и колец, что отрицательно сказывается на работоспособности подшипников.

Подбор подшипников качения осуществляется по основным критериям работоспособности: ресурсу по усталостному выкрашиванию и статической грузоподъемности по пластическим деформациям.

Алгоритм выбора подшипников

Подшипники качения – изделия, стандартные по габаритным размерам и эксплуатационным параметрам (коэффициенту динамической C (C_r) и статической C_0 (C_{0r}) грузоподъемности) (приложение А, таблицы А.4–А.7). Для выбора подшипников необходимы исходные данные: диаметр цапфы вала d , мм; частота вращения вала n , мин⁻¹; величина и направления сил: радиальной F_r , Н, осевой F_a , Н (из схемы сил в зацеплении); требуемый ресурс L'_h , ч; условия эксплуатации подшипника (таблица 7.14); необходимый уровень надежности (таблица 7.15).

Выбор подшипника определяется величиной и соотношением сил F_r и F_a (см. таблицу 8.2), значением эквивалентной динамической нагрузки P_r .

В зависимости от соотношения радиальной и осевой составляющих фактической нагрузки на подшипник F_r/F_a подшипники качения разделяют на конструктивные разновидности: радиальные; радиально-упорные; упорные; упорно-радиальные.

Подшипники качения подбирают в соответствии с действующими стандартами после анализа условий нагружения и режима работы подшипникового узла по следующим *критериям работоспособности*:

1) по статической грузоподъемности (ГОСТ 18854–94): соответствие критерию предотвращает появление недопустимых остаточных деформаций на рабочих поверхностях деталей подшипников в виде вмятин, лунок и т. п.;

2) по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855–94): соответствие критерию гарантирует контактную выносливость подшипников качения в течение расчетного ресурса;

3) по предельной частоте вращения (ГОСТ 20918–75): соответствие критерию обеспечивает нормальную работоспособность при больших частотах вращения.

Подбор подшипников качения по статической грузоподъемности. Подбор подшипников производится при невращающихся кольцах подшипника или при частоте вращения одного из колец $n < 1$ мин⁻¹, а также если одно из колец совершает медленные качательные движения.

Под статической грузоподъемностью подразумевается статическая радиальная или осевая нагрузка, Н, при которой общая остаточная деформация тела качения (шарика или ролика) и дорожки качения равна 0,0001 диаметра тела качения.

Для радиальных и радиально-упорных (как шариковых, так и роликовых) подшипников используется понятие базовой статической радиальной грузоподъемности C_{0r} (C_0), а для упорных и упорно-радиальных – базовой статической осевой грузоподъемности C_{0a} .

Численные значения C_{0r} и C_{0a} для выпускаемых типов подшипников приведены в каталогах; могут быть вычислены по формулам, приведенным в ГОСТ 18854–94.

Подшипник считается соответствующим безопасной работе по критерию статической грузоподъемности, если выполняются условия:

– для радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$C_{0r} \geq P_{0r}; \quad (7.11)$$

– для упорных и упорно-радиальных подшипников:

$$C_{0a} \geq P_{0a}, \quad (7.12)$$

где P_{0r} и P_{0a} – эквивалентные статические радиальная и осевая нагрузки.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентная статическая радиальная нагрузка

$$\begin{aligned} P_{0r} &= F_r \text{ при } \alpha = 0^\circ; \\ P_{0r} &= X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ при } \alpha \neq 0^\circ, \end{aligned} \quad (7.13)$$

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки.

Для упорно-радиальных и упорных подшипников эквивалентная статическая осевая нагрузка

$$\begin{aligned} P_{0a} &= F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha \text{ при } \alpha < 90^\circ; \\ P_{0a} &= F_a \text{ при } \alpha = 90^\circ. \end{aligned} \quad (7.14)$$

Подбор подшипников качения по динамической грузоподъемности. Подшипники подбирают при частоте вращения одного из колец $n > 1 \text{ мин}^{-1}$.

В зависимости от конструктивной разновидности подшипника различают радиальную динамическую грузоподъемность C_r (для радиальных и радиально-упорных подшипников) и осевую динамическую грузоподъемность C_a (для упорных и упорно-радиальных подшипников качения).

Радиальной (осевой) динамической грузоподъемностью называется постоянная радиальная (центральная осевая) нагрузка (Н), при которой базовый расчетный ресурс подшипников качения равен одному миллиону оборотов. Под ресурсом отдельного подшипника качения подразумевается число оборотов, которое одно кольцо подшипника делает относительно другого кольца до начала усталостного разрушения материала на беговой дорожке кольца или тела качения.

Базовый расчетный ресурс отдельного подшипника L_{10} или группы идентичных подшипников, работающих в одинаковых условиях, – это ресурс, соответствующий 90%-й надежности. Значения C_r и C_0 даны в таблицах А.4–А.7 приложения А, а также в каталогах и справочниках.

Для подбора подшипников по динамической грузоподъемности необходимо вычислить эквивалентную динамическую радиальную нагрузку P_r для радиальных и радиально-упорных подшипников качения или эквивалентную динамическую осевую нагрузку P_a – для упорных и упорно-радиальных: $P_r (P_a)$ – постоянная радиальная (осевая) нагрузка (Н), под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки.

Эквивалентную динамическую нагрузку для шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников определяют по формуле

$$P_r = XV F_r + Y F_a, \quad (7.15)$$

где X, Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки;

V – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$).

Для роликовых радиальных подшипников качения

$$P_r = F_r \text{ при } \alpha = 0^\circ. \quad (7.16)$$

Для шариковых и роликовых упорных подшипников качения

$$P_a = F_a \text{ при } \alpha = 90^\circ. \quad (7.17)$$

Для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников качения

$$P_a = X F_r + Y F_a. \quad (7.18)$$

Для учета изменения характера внешней нагрузки при эксплуатации в формулах (7.15)–(7.17) эквивалентную динамическую нагрузку умножают на коэффициенты K_B (таблица 7.14) и K_T при температуре $t > 100^\circ\text{C}$ (таблица 7.15).

Таблица 7.14 – Значения коэффициента безопасности K_B

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	Значение
Машины для кратковременной или прерывистой эксплуатации; бытовое оборудование, пищевые машины, центрифуги, строительные и монтажные краны и машины, тракторы	1,0...1,1
То же, но с повышенными требованиями к надежности; подъемники и краны для штучных грузов, автомобили, комбайны, сельскохозяйственная техника	1,1...1,2
Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой: стандартные электродвигатели, редукторы, авиадвигатели	1,2...1,3
То же, не работающее с полной нагрузкой; металлорежущие и деревообрабатывающие станки, печатные и текстильные машины, воздуходувки, рейферные краны	1,3...1,4
Машины для круглосуточной работы: приводы прокатного оборудования, компрессоры, шахтные подъемники, энергетическое оборудование средней мощности, транспортные буксы, локомотивы	1,5...1,7

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	Значение
Трубопрокатные станы, вращающиеся печи, приводы судового оборудования, эскалаторы	1,7...2,0
Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты: крупные электрические машины и энергетические установки, целлюлозные и бумагоделательные машины и оборудование, шахтные насосы и воздухоподогреватели, коренные подшипники судовых двигателей	2,0...2,5

Таблица 7.15 – Значения температурного коэффициента K_T в зависимости от рабочей температуры t °С подшипника

t , °С	125	150	175	200	225	250
K_T	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Таблица 7.16 – Значения коэффициента повышенной надежности

Надежность, %	Ресурс L_{na}	Коэффициент a_1
90	L_{10a}	1,0
95	L_{5a}	0,62
96	L_{4a}	0,53
97	L_{3a}	0,44
98	L_{2a}	0,33
99	L_{1a}	0,21

Для обыкновенных подшипников с надежностью более 90 % расчетный ресурс

$$L_{na} = a_1 L_{10},$$

где n – вероятность разрушения;

L_{10} – базовый расчетный ресурс отдельного подшипника, млн оборотов.

Ресурс (ч) для обычных подшипников без корректирующих коэффициентов определяют по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \frac{C_{r(a)} \cdot \sigma}{P_{r(a)} \cdot \sigma^m}, \quad (7.19)$$

где $m = 3$ для шариковых подшипников, для роликовых $m = 10/3$;

n – частота вращения, мин⁻¹.

По приведенной нагрузке для выбранного типоразмера подшипника и его ресурса L находят расчетную динамическую грузоподъемность подшипников качения

$$C_{\text{расч}} = P \sqrt[m]{L}. \quad (7.20)$$

Формула справедлива как для радиальных и радиально-упорных, так и для упорных и упорно-радиальных подшипников; ко входящим в формулу обозначениям P и C при вычислениях добавляют соответствующий индекс r или a .

По полученному расчетному значению динамической грузоподъемности по приложению А (таблицы А.4–А.7) или каталогу выбирают подшипник, удовлетворяющий условию

$$C_{\text{расч}} \leq C,$$

где C – динамическая радиальная или осевая грузоподъемность.

Если конкретный типоразмер подшипника принят по конструктивным соображениям, то проверяют его ресурс (долговечность). При этом должно выполняться неравенство

$$L_h \geq L_{h(\text{изд})},$$

где L_h – ресурс подшипника с требуемой надежностью, ч;

$L_{h(\text{изд})}$ – ресурс изделия (машины, аппарата, механизма), ч, который устанавливается техническим заданием на проектирование.

7.5.3 Особенности подбора радиально-упорных подшипников

При выборе радиально-упорных подшипников необходимо учитывать осевую составляющую $F_{\text{ос}}$ (рисунок 7.19, а) радиальной нагрузки (при условии отсутствия осевых зазоров и натягов). Для шарикоподшипников $F_{\text{ос}} = eF_r$, для роликоподшипников $F_{\text{ос}} = 0,83eF_r$, где коэффициент 0,83 учитывает характер распределения нагрузки между телами качения, а значения e представлены в таблицах 7.17, 7.18. Расчетная осевая нагрузка представляет собой алгебраическую сумму F_a и $F_{\text{ос}}$ (в зависимости от их направления и соотношения).

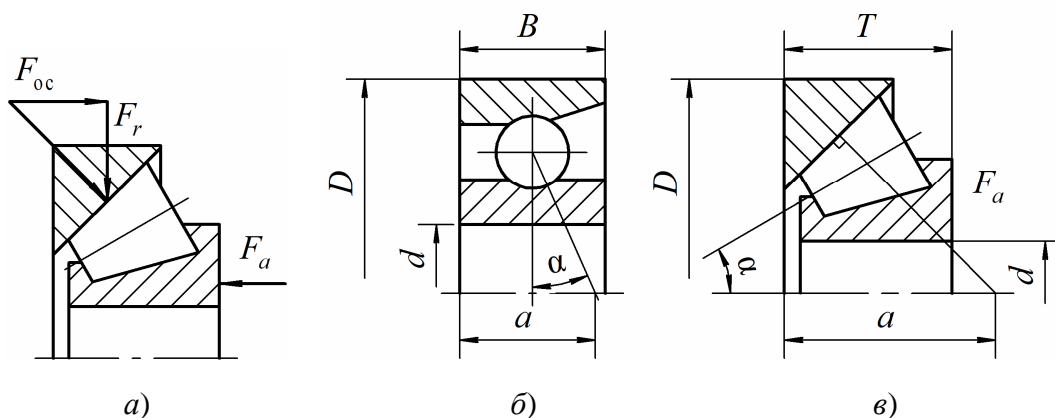


Рисунок 7.19 – Схемы для определения осевой составляющей радиальной нагрузки

Таблица 7.17 – Значения коэффициентов X и Y для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Тип подшипника	$\alpha, ^\circ$	F_a / C_{0r}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e				
			$F_a / F_r > e$		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$						
			X	Y	X	Y	X	Y					
Радиальный	0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19				
		0,028								1,99	1,99	0,22	
		0,056								1,71	1,71	0,26	
		0,084								1,55	1,55	0,28	
		0,110								1,45	1,45	0,36	
		0,170								1,31	1,31	0,34	
		0,280								1,15	1,15	0,38	
		0,420								1,04	1,04	0,42	
		0,560								1,00	1,00	0,46	
		Радиально-упорный								12	0,014	0,45	1,81
0,029	1,62		1,84	2,63	0,34								
0,057	1,46		1,69	2,37	0,37								
0,086	1,34		1,52	2,18	0,41								
0,110	1,22		1,39	1,98	0,45								
0,170	1,13		1,30	1,84	0,48								
0,290	1,04		1,20	1,69	0,52								
0,430	1,01		1,16	1,64	0,54								
0,570	1,00		1,16	1,62	0,54								
15	0,015		0,44	1,47	1,0	1,65	0,72	2,39	0,38				
	0,029									1,40	1,57	2,28	0,40
	0,058									1,30	1,46	2,11	0,43
	0,087									1,23	1,38	2,00	0,46
	0,114									1,19	1,34	1,93	0,47
	0,176									1,12	1,26	1,82	0,50
	0,290									1,02	1,14	1,66	0,55
	0,440									1,00	1,12	1,63	0,56
	0,580									1,00	1,12	1,63	0,56
	25									–	0,41	0,87	1
36	–		0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95				
40	–		0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14				

Примечания

1 Для однорядных подшипников $X = 1, Y = 0$ при $F_a / F_r \leq e$. Значения X, Y, e для промежуточных значений относительной осевой нагрузки или для угла контакта α определяют линейной интерполяцией.

2 В настоящее время промышленность переходит на выпуск радиально-упорных шарикоподшипников с углами контакта 15, 25 и 40° (вместо 12, 26 и 36°)

Таблица 7.18 – Значения коэффициентов X и Y для роликовых радиально-упорных подшипников ($\alpha \neq 0$)

Тип подшипника	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$		e
	X	Y	X	Y	
однорядный	1,0	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$
двухрядный	1,0	$0,45 \operatorname{tg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$

В расчетах учет осевой составляющей можно вести следующим образом. Поскольку радиально-упорные подшипники попарно устанавливаются на одном валу либо навстречу друг другу широкими торцами наружных колец, либо наоборот, то силы F_{oc} также направлены либо навстречу друг другу, либо наоборот. Если внутренняя осевая нагрузка F_{oc} подшипника будет меньше суммы всех внешних осевых сил $\Sigma F = F_a$, действующих на подшипник (т. е. этот подшипник удерживает вал от осевого смещения), то для него принимают в качестве расчетной силу F_a . Если $\Sigma F = F_a \leq F_{oc}$ (т. е. подшипник не удерживает вал от осевого смещения), то в качестве расчетной (подставляемой в формулу для P_r или P_a) принимается его внутренняя осевая нагрузка F_{oc} .

Подшипники, работающие при переменных режимах, выбирают по нагрузке, эквивалентной по эффекту усталостных повреждений действующим нагрузкам.

При определении радиальной реакции радиально-упорного подшипника следует иметь в виду, что точка ее приложения находится в месте пересечения нормали к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом и оси вала (рисунок 7.19, б, в). Расстояние a между этой точкой и торцом подшипника можно определить графически в процессе эскизной компоновки при построении подшипника в масштабе 1:1 (рисунок 7.19, б, в) или аналитически приближенно по следующим формулам:

– для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников:

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha]; \quad (7.21)$$

– для однорядных конических роликоподшипников:

$$a = 0,5T + (d + D)\frac{e}{6}, \quad (7.22)$$

где B – ширина кольца подшипника, мм;

T – монтажная высота конического роликоподшипника, мм;

d – диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм;

D – наружный диаметр наружного кольца подшипника, мм.

Значения d , D , B , T , e выбирают по таблицам А.4–А.7 приложения А.

На выходные концы валов часто устанавливают шкивы ременных передач, звездочки цепных передач или соединительные муфты, передающие вращающий момент от редуктора к сопряженному валу. Со стороны ременной или цепной передач на вал действует консольная нагрузка F_k , вызывающая появление дополнительных реакций в опорах (рисунок 7.20). Со стороны муфты на вал также действует радиальная консольная нагрузка F_k , возникающая из-за погрешностей монтажа, изготовления и неравномерного изнашивания элементов муфты.

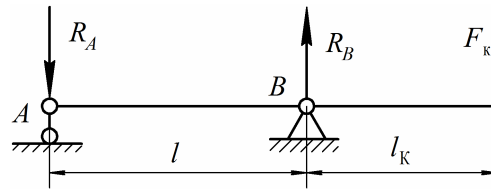


Рисунок 7.20 – Схема для определения дополнительной реакции в опорах

Реакции (рисунок 7.20) определяют по соотношениям

$$R_A = \frac{l_k F_k}{l}; \quad R_B = \frac{(l + l_k) F_k}{l}. \quad (7.23)$$

При установке соединительных муфт на концы валов направление силы F_k заранее неизвестно. Поэтому при расчете часто принимают, что эти реакции совпадают по направлению с реакцией в опоре от действия силы F_r в зацеплении.

Согласно ГОСТ 16162–93 (редукторы общего назначения) ресурс зубчатого редуктора должен составлять 40000 ч, червячного – 20000 ч. Для этих значений предпочтительна расчетная долговечность подшипников. Допускается подбор подшипников с ресурсом L_h , равным половине или третьей части значений ресурса редукторов, т. е. для зубчатых редукторов 20000 или 12000 ч; для червячных редукторов – 10000 или 7000 ч. Минимальная долговечность подшипников по ГОСТ 16162–93 может составлять для зубчатых редукторов – 10000 ч, для червячных – 5000 ч.

Рекомендуемая последовательность подбора подшипников:

1. Для назначенного подшипника выписывают из таблиц А.4–А.7 приложения А данные:
 - а) C_r , C_0 – для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$;
 - б) C_r – для роликовых радиальных;
 - в) C_r , X , Y , e – для роликовых конических и шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha = 26^\circ$.
2. По расчетной схеме вала определяют реакции опор подшипников.
3. Для радиально-упорных подшипников находят осевые составляющие радиальных нагрузок.
4. Определяют результирующие осевые нагрузки подшипников.
5. Вычисляют отношение осевой нагрузки к радиальной F_a / F_r . В соответствии с полученной величиной по таблицам 7.17, 7.18 принимают значения вспомогательного коэффициента e , коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок. Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ предварительно определяют отношение осевой нагрузки к статической

F_a / C_{0r} , по которому в соответствии с таблицей 7.17 находят значение коэффициента e , а затем подбирают коэффициенты X и Y .

6. Исходя из действующих радиальных и осевых нагрузок, учитывая нагружение подшипников и другие параметры, входящие в формулы (7.15)–(7.17), рассчитывают эквивалентную нагрузку подшипника.

7. По формуле (7.19) вычисляют расчетный ресурс подшипника, ч.

В том случае, если полученный ресурс не соответствует регламентированному ГОСТ 16162–93, не меняя посадочного диаметра вала, назначают подшипники другого типоразмера (серии) или меняют тип подшипника, что приводит к изменению значения базовой динамической радиальной грузоподъемности C_r . Таким образом добиваются требуемого значения L_h .

8. Для окончательно принятого типоразмера подшипника выписывают из таблиц А.4–А.7 приложения А его габаритные размеры и заново вычерчивают, затем определяют расстояние между реакциями опор и повторяют действия п. 3–7.

8 Конструирование подшипниковых узлов, корпусов и корпусных деталей. Эскизная компоновка редуктора

8.1 Общие положения по конструированию опор

Конструкция и качество опор определяются типом подшипников, схемой их установки и способом крепления в корпусе и на валу. Это, в свою очередь, зависит от условий работы: величины, направления и характера нагрузки, длины и жесткости вала, вида смазки, защиты от загрязнения; точности изготовления деталей и корпуса (соосности отверстий), качества монтажа, необходимости регулировки и демонтажа подшипников; ресурса (срока службы) подшипников до замены; экономичности, стоимости подшипников и опор в целом. Все это позволяет выбрать тип подшипников и конструктивно оформить опоры.

Выбор типа подшипника. Подшипники – изделия стандартные. При проектировании машин и механизмов их выбирают из каталожных таблиц (приложение А, таблицы А.4–А.7).

При выборе типоразмера подшипника для заданного диаметра вала d и условий работы следует учитывать: величину, направление и характер действующей нагрузки; частоту вращения вала; необходимый ресурс работы, $ч$; особые требования, зависящие от конструкции узла или машины и условий их эксплуатации; стоимость подшипника.

В таблице 8.1 приведены эскизы подшипников и условные обозначения наиболее часто применяемых в практике машиностроения.

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипников и схему их установки выбирают по следующим рекомендациям (таблица 8.2).

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники (таблица 8.1, п. 1). Первоначально назначают подшипники легкой серии. При чрезмерно больших размерах шариковых подшипников в качестве опор валов цилиндрических колес применяют подшипники конические роликовые (таблица 8.1, п. 4).

Таблица 8.1 – Основные типы подшипников качения

Тип подшипника	Конструктивная схема подшипника и воспринимаемая нагрузка	Условное обозначение	Примечание
1. Шариковый радиальный			Нерегулируемый

Тип подшипника	Конструктивная схема подшипника и воспринимаемая нагрузка	Условное обозначение	Примечание
2. Роликовый радиальный с цилиндрическими роликами			Нерегулируемый
3. Шариковый радиально-упорный			Регулируемый
4. Роликовый радиально-упорный с коническими роликами			Регулируемый
5. Шариковый упорный			Нерегулируемый
6. Роликовый упорно-радиальный			Регулируемый
7. Шариковый упорно-радиальный двухрядный			Регулируемый

Таблица 8.2 – Предварительный выбор подшипников

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя (легкая)	–	С одной фиксирующей опорой
		При $F_a / F_r^3 < 0,25$ – радиальные шариковые однорядные;	Легкая (средняя)	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000	Враспор
	при $F_a / F_r > 0,25$ – роликовые конические типа 7000	Легкая			

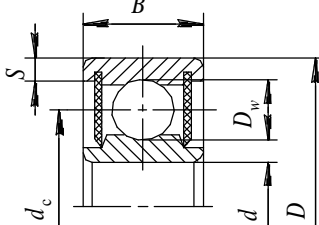
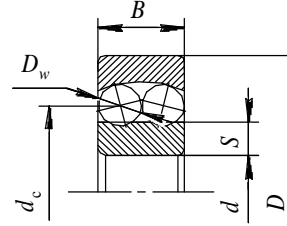
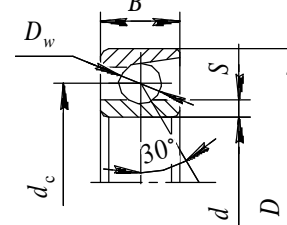
Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27000 при $n_1 < 1500 \text{ мин}^{-1}$	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	Врастяжку
		Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 > 1500 \text{ мин}^{-1}$			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		Враспор
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000; радиальные шариковые однорядные при $a_w > 160 \text{ мм}$	Средняя	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	С одной фиксирующей опорой
		Конические роликовые типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w = 160 \text{ мм}$			Враспор
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		

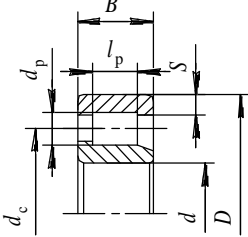
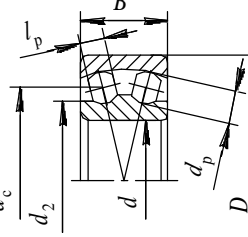
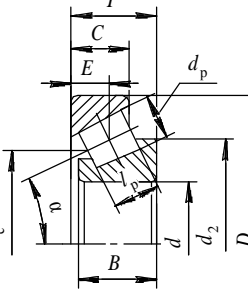
Примечания

1 Б – быстроходный вал; Т – тихоходный вал.

2 Основные размеры тел качения подшипников приведены в таблице 8.3

Таблица 8.3 – Ориентировочные зависимости размеров внутренней конструкции подшипников для вычерчивания эскизов и чертежей

Вид подшипников	Эскиз	Размеры
Шариковые радиальные однорядные		$d_c = 0,5(D + d)$; $D_w = 0,25(D - d)$ для подшипников серий 7000800, 7000900, 7000100, 8000200, 8000300; $D_w = 0,32(D - d)$ для подшипников серий 100, 200, 300; $S = 0,15(D - d)$
Шариковые радиальные двухрядные сферические		$d_c = 0,5(D + d)$; $D_w = 0,25(D - d)$ для подшипников серии 1200, 1300, 1500; $D_w = 0,28(D - d)$ для подшипников серии 1600; $S = 0,17(D - d)$ для подшипников серий 1200, 1300, 1500; $S = 0,13(D - d)$ для подшипников серии 1600
Шариковые радиально-упорные		$d_c = 0,5(D + d)$; $D_w = 0,32(D - d)$; $S = 0,15(D - d)$

Вид подшипников	Эскиз	Размеры
Роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами		$d_c = 0,5(D + d)$; $d_p = 0,25(D - d)$; $l_p = d$; $l_p = 1,5d$ для подшипников широких серий; $S = 0,15(D - d)$
Роликовые радиальные сферические		$D_c = 0,9D$; $d_2 = 0,45(D + d)$; $d_p = 0,25(D - d)$ для подшипников серии 3500; $d_p = 0,26(D - d)$ для подшипников серии 3600; $l_p = 0,36B$
Роликовые конические		$d_c = 0,5(D + d)$; $E = 0,4T$; $\beta = 14^\circ$; $d_2 = 0,48(D + d)$; $d_p = 0,25(D - d)$; $l_p = 0,68 B$
Примечание – Условные обозначения: d_c – диаметр окружности, проходящей через центры шариков или роликов, мм; D_w – диаметр шарика, мм; d_p – диаметр ролика, мм; l_p – длина ролика, мм; S – толщина колец, мм; D_c – диаметр по дорожке качения наружного кольца, мм; d_2 – диаметр бортика внутреннего кольца, мм		

Шариковые радиальные подшипники характеризуются малой осевой жесткостью, поэтому в силовых передачах для опор валов конических и червячных колес применяют конические роликовые подшипники. Первоначально выбирают легкую серию.

Для опор вала конической шестерни по тем же соображениям принимают конические роликовые подшипники. При высокой частоте вращения вала-шестерни ($n > 1500 \text{ мин}^{-1}$) принимают легкую серию.

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами, поэтому в качестве опор вала червяка принимают в основном конические роликовые подшипники. При длительной непрерывной работе червячной передачи с целью снижения тепловыделений применяют также шариковые радиально-упорные подшипники.

Для опор плавающих валов (червяки при расстоянии между опорами $l > 200$ мм, шевронные передачи) применяют радиальные подшипники: шариковые или с короткими цилиндрическими роликами с одной стороны (плавающая опора), а с другой – спаренные радиально-упорные (рисунок 8.1).

Схемы установки подшипников. В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на плавающие и фиксирующие.

Плавающие опоры допускают осевое перемещение вала в любом направлении для компенсации его удлинения (укорочения) при температурных деформациях. Они воспринимают только радиальную силу. В качестве плавающих опор применяют шариковые и роликовые радиальные подшипники.

Фиксирующие опоры ограничивают осевое перемещение вала в одном или в обоих направлениях. Они воспринимают радиальную и осевую силы. В качестве фиксирующих опор применяют шариковые и роликовые подшипники.

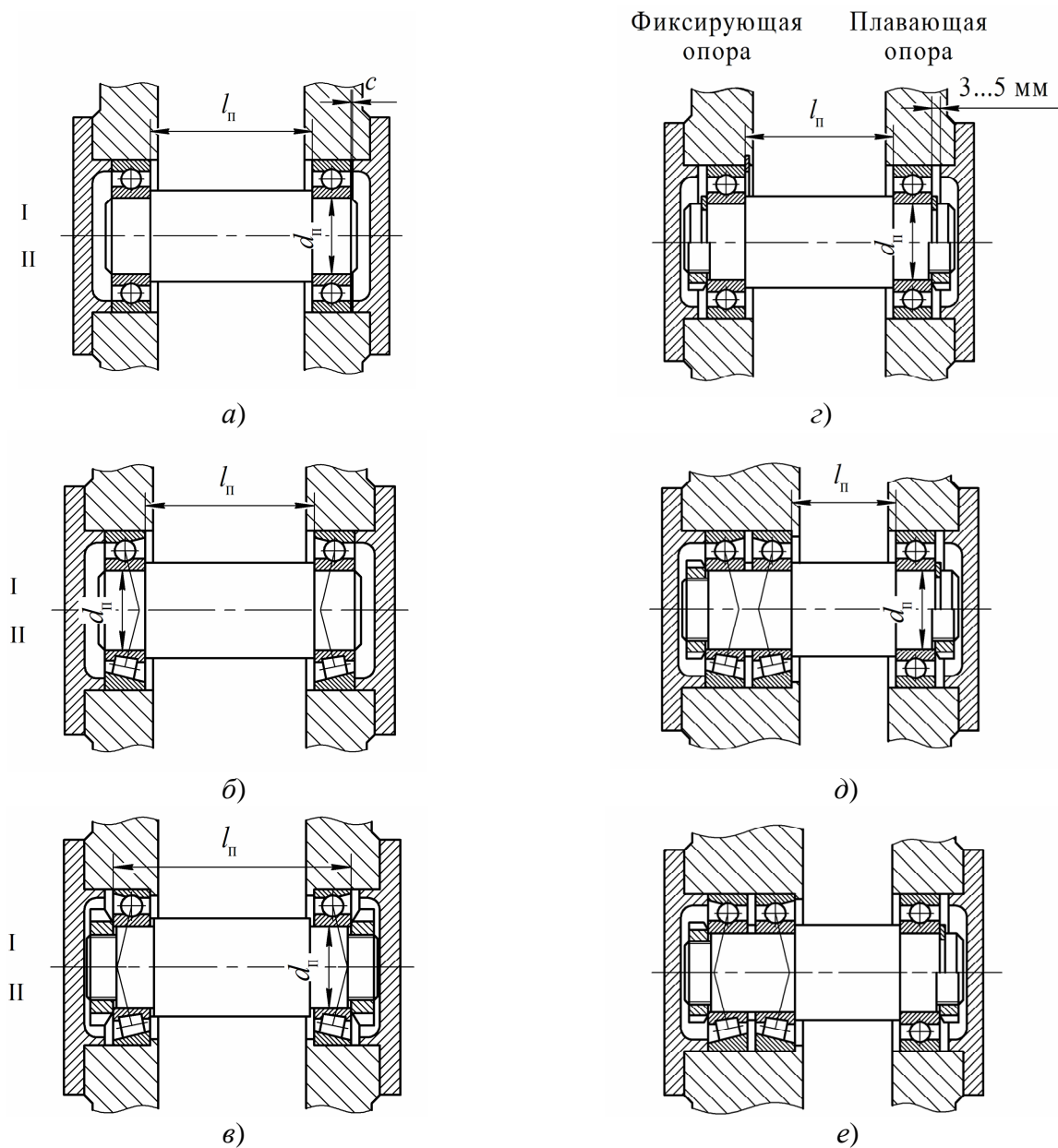


Рисунок 8.1 – Принципиальные схемы установки подшипников и их фиксирование на валах и корпусе (б, д – схемы «враспор»; в, е – схемы «врастяжку»)

В схемах z , d , e рисунка 8.1 *одна опора фиксирующая, вторая – плавающая*. Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях. В опоре может быть установлен один или два подшипника, которые закрепляются в осевом направлении с двух сторон – на валу и в корпусе. В плавающей опоре внутреннее кольцо подшипника закреплено с двух сторон на валу, а наружное – свободно перемещается в корпусе вдоль оси.

На рисунке 8.1, z , d , e вал с опорами представляет собой статически определенную систему и может быть представлен в виде балки с одной шарнирно-неподвижной и одной шарнирно-подвижной опорами. Эти схемы применяют при любом расстоянии между опорами вала.

При выборе плавающей и фиксирующих опор по схемам z , d , e рисунка 8.1 учитывают рекомендации:

1) подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно, поэтому если на вал действует осевая сила, то плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой. Всю осевую силу воспринимает подшипник, менее нагруженный радиальной силой;

2) при отсутствии осевых сил плавающей выполняют менее нагруженную опору, чтобы уменьшить сопротивление осевому перемещению подшипника и изнашивание поверхности корпуса;

3) если входной (выходной) конец вала соединяют с другим валом муфтой, то фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

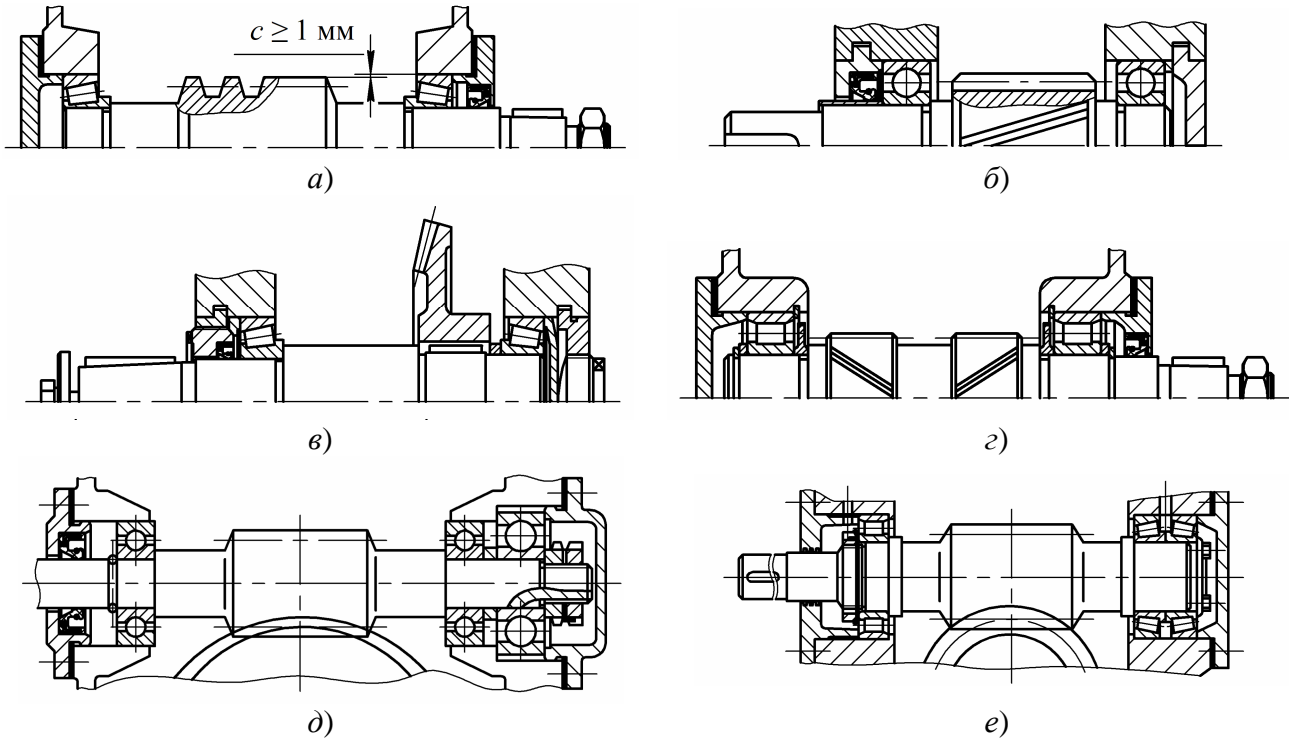
В схемах b , v рисунка 8.1 *обе опоры фиксирующие, причем каждая фиксирует вал в одном направлении*. В опорах этих схем могут быть установлены подшипники: шариковые или роликовые радиальные (рисунок 8.2, b , z) и радиально-упорные (рисунок 8.2, v).

Указанные схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию $l_{\text{п}}$ между опорами. Связано это с изменением зазоров в подшипниках при температурных деформациях валов.

Схема a рисунка 8.2 называется схемой установки подшипников *враспор* (от осевых сил в сечениях вала между опорами действуют напряжения сжатия). Чтобы не происходило защемления тел качения вследствие нагрева при работе, предусматривают осевой зазор a (на рисунке не показан). Величина зазора должна быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. В узлах с радиальными шарикоподшипниками $a = 0,2...0,5$ мм при $l_{\text{п}} < 300$ мм. Требуемый зазор a создают при сборке с помощью набора тонких металлических прокладок, устанавливаемых между корпусом и крышкой подшипника.

В схеме v (рисунок 8.1), называемой схемой установки подшипников *врас-тяжку*, возможность защемления тел качения подшипников вследствие темпера-

турных деформаций вала уменьшается, т. к. в данном случае при удлинении вала осевой зазор в подшипниках увеличивается (рисунок 8.3). По этой причине расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме «враспор»: $l_{\text{п}} < (8...10)d_{\text{п}}$. Меньшие значения – для роликовых, большие – для шариковых радиально-упорных подшипников. Для шариковых радиальных $l_{\text{п}} < 12d_{\text{п}}$.



*a, б, в – враспор; г – плавающая;
д, е – левая опора – плавающая, правая – фиксированная*

Рисунок 8.2 – Схемы установки подшипников

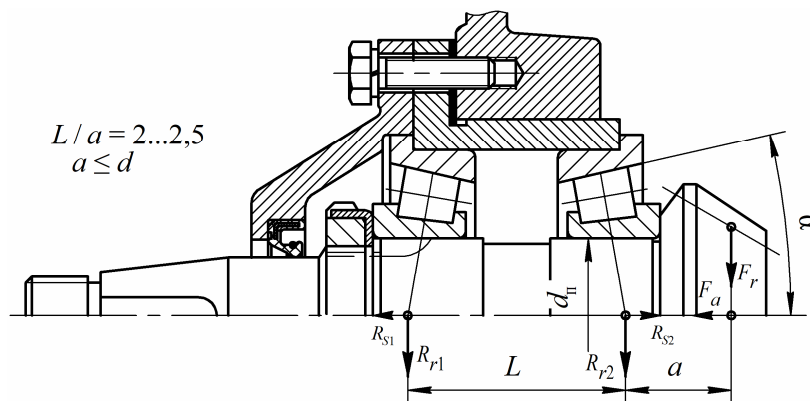


Рисунок 8.3 – Схема установки подшипников врастяжку

Конструирование стаканов. Узел конической шестерни с опорами обычно заключают в стакан. Он образует самостоятельную сборочную единицу, что упрощает технологию сборки и регулирование осевого положения зубчатых колес.

Крепление подшипников на валах от осевого смещения (рисунки 8.2, 8.3) осуществляют концевыми и стопорными шайбами, шлицевыми гайками, установочными винтами, пружинными упорными кольцами.

Регулирование зазоров радиально-упорных подшипников выполняют набором прокладок, регулировочными винтами и специальными конструктивными приемами.

В зависимости от схемы расположения подшипников стаканы конструируют по одному из вариантов (рисунок 8.4). При установке стакана в корпус с натягом фланец выполняют уменьшенным, без отверстий под винты.

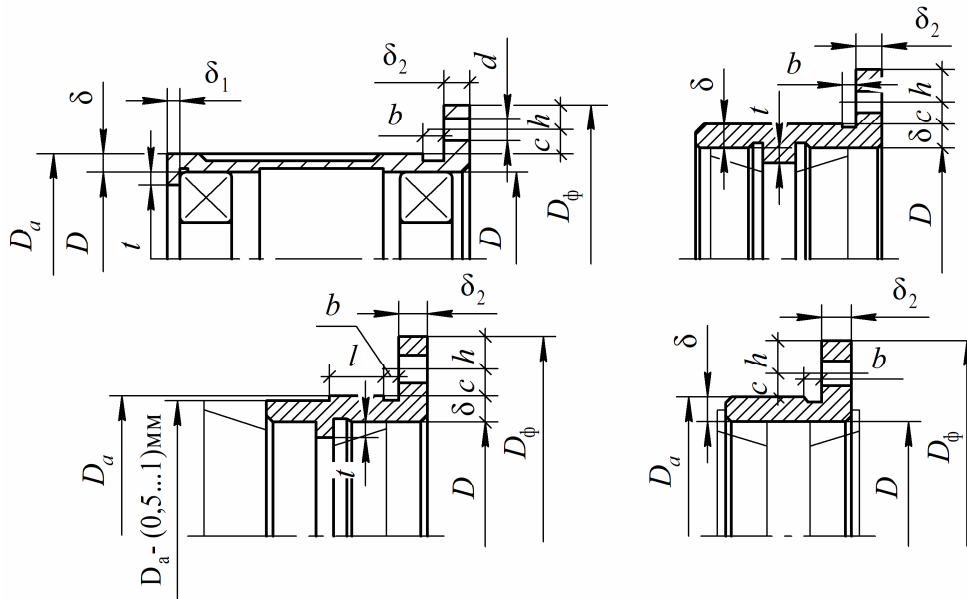


Рисунок 8.4 – Стаканы подшипников

Стаканы обычно выполняют из чугунного литья марки СЧ15, реже из стали. Толщину стенки δ , диаметр d и число z винтов крепления стакана к корпусу принимают в зависимости от диаметра D отверстия стакана под подшипник:

D , мм	до 52	свыше 52 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 170
δ , мм	4...5	6...8	8...10	10...12,5
d , мм	6	6	8	10
z	4	4	6	6

Толщина упорного буртика $\delta_1 \approx \delta$, толщина фланца $\delta_2 \approx 1,2\delta$ (рисунок 8.4).

Высоту t упорного буртика назначают по той же зависимости, что и высоту заплечика вала h (рисунок 7.2, таблица 7.3); диаметр буртика $D_1 = D - 2t$. Диаметр фланца D_ϕ следует выбирать минимальным. Для этого принимают $c \approx d$; $h = (1,0...1,2)d$; $D_\phi = D_a + (4,0...4,4)d$, где d – диаметр винта.

Иногда на наружной поверхности стакана делают проточку для уменьшения длины посадочного участка (рисунок 8.4, а). Глубину проточки принимают равной 1,0 мм.

Длину посадочных участков принимают равной ширине кольца подшипника. Канавки в отверстиях стаканов делать не следует, поскольку выполнять их сложнее, чем на наружной поверхности. Кроме того, они затрудняют установку подшипников.

Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае посадка стакана в корпус – $H7/js6$. Другие стаканы после их установки в корпус остаются неподвижными, для них применяют посадки $H7/k6$ или $H7/m6$.

Осевое крепление подшипников. При наличии осевой нагрузки на подшипники и для фиксации их на валу в осевом направлении кольца подшипников должны удерживаться на валу и в корпусе от осевого перемещения с помощью различного рода закрепительных устройств.

Наиболее распространенные способы крепления внутренних колец подшипников от осевого смещения:

– *пружинными упорными разрезными кольцами 1 и 2* (рисунок 8.5, а). Этот способ применяют при незначительных осевых нагрузках. Размеры колец и канавок для них приведены в таблицах 8.4 и 8.5;

– *торцевой шайбой 3* (рисунок 8.5, б) – достаточно надежный и простой способ. Штифт 4 фиксирует шайбу, не позволяя поворачиваться относительно вала. Размеры указаны в таблице 8.6;

– *шлицевой гайкой 5 и стопорной шайбой 6*, внутренний лепесток которой входит в паз вала, а один из наружных отгибают в прорезь гайки после ее затяжки (рисунок 8.5, в). Это надежный, но относительно дорогой способ, применять который целесообразно при значительных осевых нагрузках, действующих по направлению к гайке. Размеры гаек и шайб приведены в таблицах 8.7 и 8.8, размеры канавок для выхода резьбонарезного инструмента – в таблице 8.9.

Осевое крепление наружных колец подшипников может осуществляться при помощи заплечиков корпуса (рисунок 8.5, в, д) или стакана (рисунок 8.5, з). Размеры заплечиков можно принимать по тем же рекомендациям, что и для буртиков вала; пружинных колец 2 (рисунок 8.5, а, конструкция и размеры приведены в таблице 8.9); крышек (рисунок 8.5, а, з).

Для крепления подшипников можно использовать также их конструктивные особенности. Например, на рисунке 8.5, б наружное кольцо подшипника выполнено с канавкой для пружинного упорного плоского кольца 3. Преимуществом этого способа является то, что отверстие корпуса не имеет уступа, усложняющего его обработку. Вместе с тем несущая способность упорного кольца ограничивает восприятие больших осевых сил. На рисунке 8.5, в представлена конструкция подшипника с буртиком, которым он удерживается от перемещения вдоль оси.

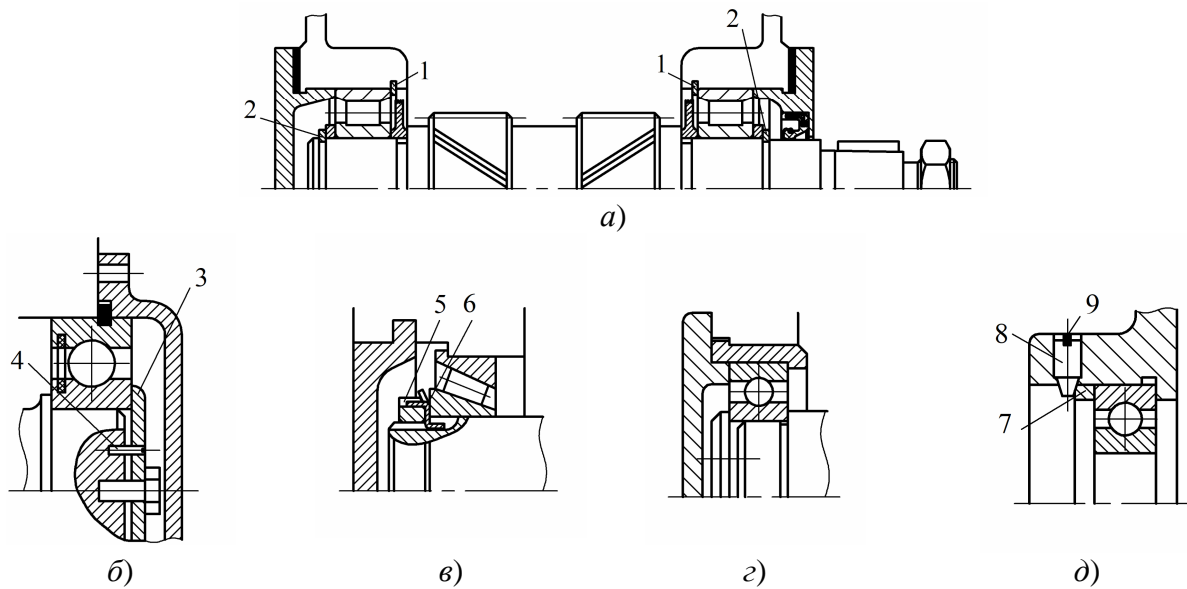


Рисунок 8.5 – Схемы крепления подшипников в редукторах

Таблица 8.4 – Кольца пружинные упорные плоские внутренние концентрические (ГОСТ 13941–86) и канавки для них

В миллиметрах

Кольцо в свободном состоянии		Вариант исполнения канавки		
Диаметр отверстия d	Канавка		Кольцо	
	d_1	Допускаемая осевая сила, кН	b	l
40	42,5	40,4	4,0	12
42	44,5	43,0		
45	47,5	45,2		
46	48,5	45,0		14
47	49,5	47,2		
48	50,5	48,2		
50	53,0	60,7		
52	55,0	62,9	5,0	16
54	57,0	64,7		
55	58,0	66,4		
56	59,0	67,5		
58	61,0	69,6		
60	63,0	72,5		
62	65,0	74,7		
65	68,0	78,2		
68	71,0	81,7		
70	73,0	84,2		
Примечание – Размеры элементов $m = 1,9$ мм; $r < 0,2$ мм; $S = 1,7$ мм				

Таблица 8.5 – Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические (ГОСТ 13942–86) и канавки для них

В миллиметрах

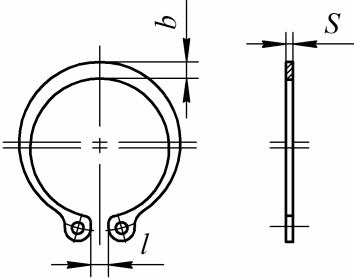
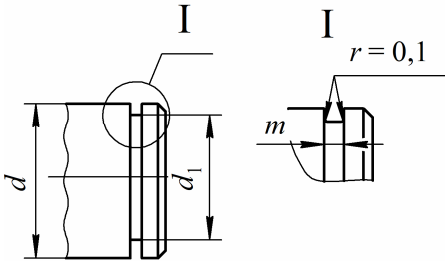
Кольцо в свободном состоянии			Вариант исполнения канавки			
						
Диаметр вала d	Канавка			Кольцо		
	d_1	m	Допускаемая осевая сила, кН	S	b	l
20	18,6	1,4	10,6	1,2	2,6	3
22	20,6		11,7		2,8	
23	21,5		12,7		2,9	
24	22,5		13,7		3,0	
25	23,5		14,2		3,0	
26	24,5		14,9		3,1	
28	26,5		16,0		3,2	
29	27,5		16,7		3,4	
30	28,5		17,1		3,5	
32	30,2		22,0		3,6	
34	32,2		22,3		3,8	
35	33,0	1,9	26,7	1,7	3,9	5
36	34,0		27,4		4,0	
37	35,0		28,2		4,1	
38	36,0		29,0		4,2	
40	37,5		39,0		4,4	

Таблица 8.6 – Шайбы концевые (ГОСТ 14734–69)

В миллиметрах

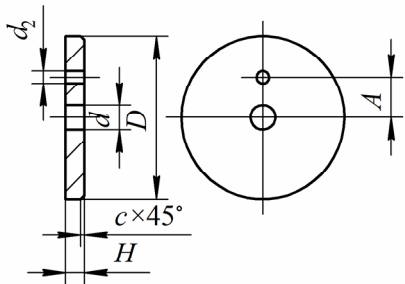
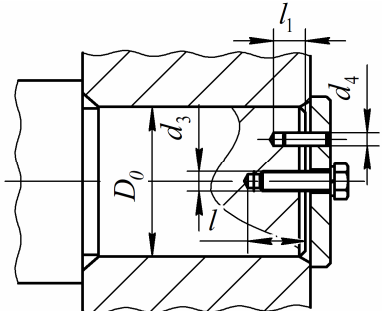
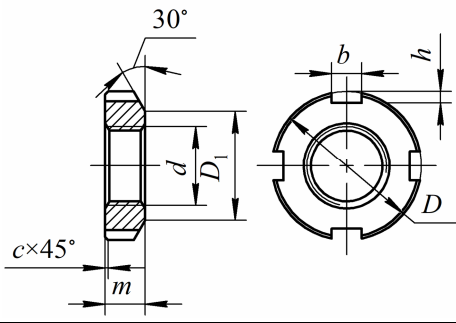
Шайба						Пример применения						
												
Обозначение	D	H	A	d	d_2	D_0	d_3	d_4	l	l_1	Болт	Штифт
7019-0623	32	5	9	6,6	4,5	24...28	M6	4K7	18	12	M6×16	4m6×12
7019-0625	36		28...32									
7019-0627	40		32...36									
7019-0629	45		36...40									
7019-0631	50		40...45									

Таблица 8.7 – Гайки круглые шлицевые (ГОСТ 11871–88)

В миллиметрах

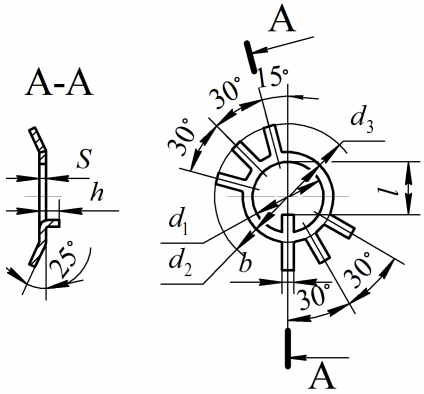


Диаметр резьбы d	D	D_1	m	b	h
20*	34	26	8	6	2,0
22	88	29	10*	6	2,5
24*	42	31	10	6	2,5
27	45	35	10	6	2,5
30*	48	38	10	6	2,5
33	52	40	10	8	3,0
36*	55	42	10	8	3,0
39	60	48	10	8	3,0
42*	65	52	10	8	3,0

Примечания
 1 * Предпочтительные размеры.
 2 Шаг резьбы $p = 1,5$ мм для диаметров $d = 20...42$ мм

Таблица 8.8 – Шайбы стопорные многолапчатые (ГОСТ 11872–89)

В миллиметрах

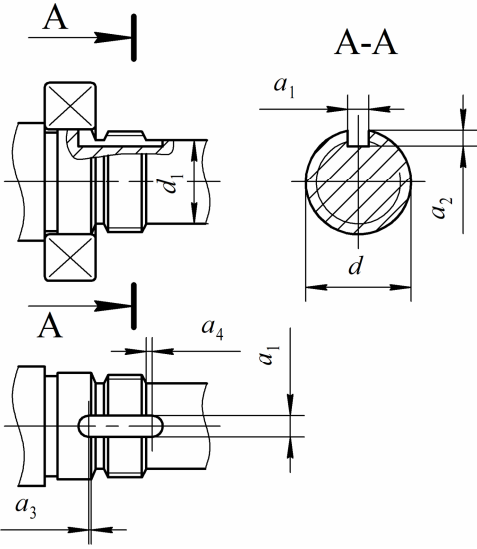


Диаметр резьбы d	d_1	d_2	d_3	l	b	h
20	20,5	36	27	17	4,8	3,5...6,0
22	22,5	40	30	19	4,8	3,5...6,0
24	24,5	44	33	21	4,8	3,5...6,0
27	27,5	47	36	24	4,8	4,5...8,0
30	30,5	50	39	27	4,8	4,5...8,0
33	33,5	54	42	30	5,8	4,5...8,0
36	36,5	58	45	33	5,8	4,5...8,0
39	39,5	62	48	36	5,8	4,5...8,0
42	42,5	67	52	39	5,8	4,5...8,0

Примечание – Толщина пластины $S = 1$ мм для диаметров $d = 20...30$ мм и $S = 1,6$ мм для $d = 36...42$ мм, шаг $p = 1,5$ мм

Таблица 8.9 – Канавки под язычок стопорной шайбы

В миллиметрах



Диаметр резьбы d	a_1	a_{2min}	a_{3min}	a_{4min}	d_{1min}
20	6	2	3,5	1,0	16,5
22	6	2	3,5	1,0	18,5
27	6	3	4,0	1,5	23,5
30	6	3	4,0	1,5	26,5
33	6	3	4,0	1,5	29,5
36	6	3	4,0	1,5	32,5
39	6	3	4,0	1,5	35,5
42	8	8	5,0	1,5	88,5

На рисунке 8.5, d показано крепление подшипника в корпусе с помощью **трех установочных винтов** 8, равномерно расположенных по окружности. Конусные концы винтов воздействуют в трех точках по окружности на кольцо 7. Оно и поджимает подшипник к буртику корпуса. Для предотвращения самоотвинчивания винты фиксируют замковым кольцом 9.

При конструировании опор конических передач (при наличии значительных осевых сил постоянного направления) широко применяются радиально-упорные роликовые и шариковые подшипники (рисунок 8.6). На рисунке 8.6, *а*, *б*, *в* подшипники установлены по схеме «врастяжку». Для опор конической шестерни эта схема более предпочтительна, т. к. обеспечивает жесткость вала и его опор при минимальном допуске расстояния l между серединами подшипников и увеличенном расстоянии L между реакциями опор ($L > l$).

Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой и, кроме того, воспринимает осевую силу. Поэтому в ряде конструкций выбирают подшипник более тяжелой серии (рисунок 8.6, *б*) или с большим диаметром посадочного отверстия (рисунок 8.6, *в*).

Общим недостатком консольного расположения шестерен (рисунок 8.6, *а*, *б*, *в*) является неравномерное распределение нагрузки по длине зуба шестерни.

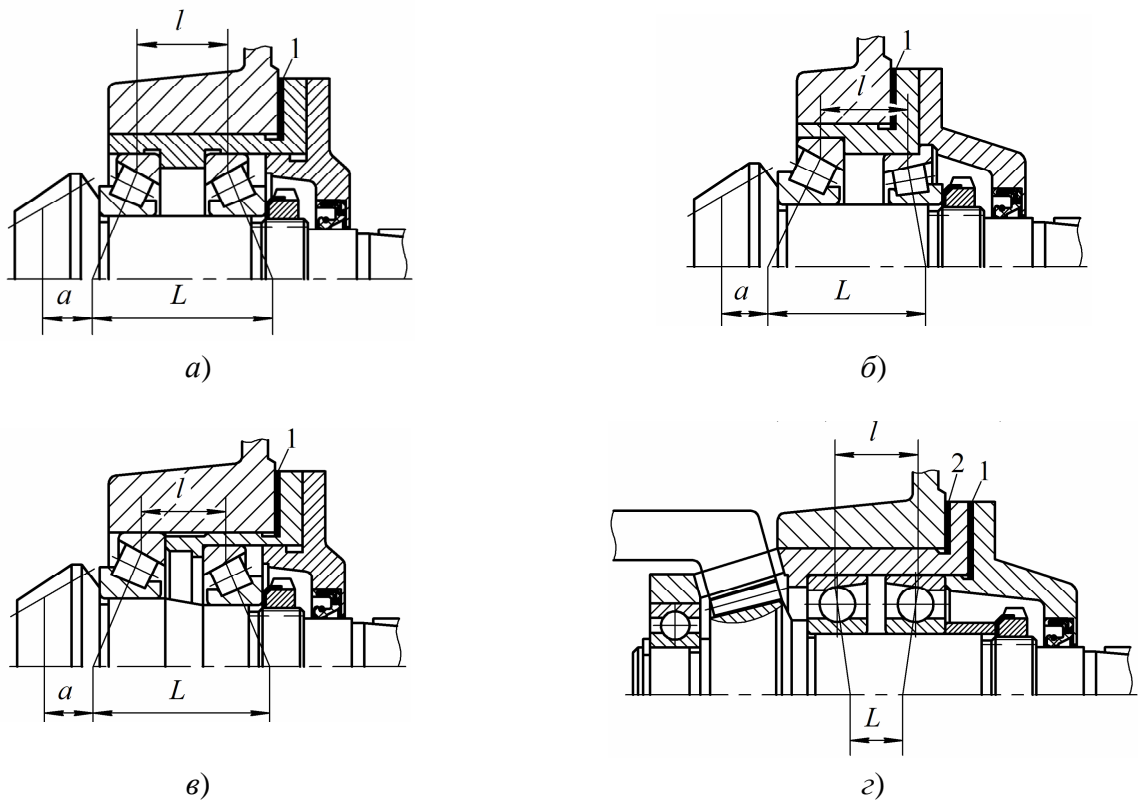


Рисунок 8.6 – Конструкции подшипниковых узлов конических шестерен

Более рациональным (с точки зрения уменьшения неравномерности распределения нагрузки по длине зуба) является неконсольное расположение шестерни (рисунок 8.6, г). Однако эта конструкция сложнее, т. к. дополнительную опору размещают в стакане или специально выполненной внутренней стенке корпуса редуктора. Радиально-упорные подшипники в этой конструкции установлены враспор. В фиксирующей опоре расстояние L между реакциями опор меньше расстояния l между серединами подшипников ($L < l$), однако жесткость вала достаточно высока благодаря наличию второй плавающей опоры.

8.2 Посадки подшипников качения

Работоспособность подшипников в значительной степени зависит от характера соединений колец подшипников с валом и корпусом. Поэтому очень важно правильно выбрать посадку подшипника, которая, в свою очередь, зависит от режима его работы и вида нагружения колец, направления и характера нагрузок, типа и размеров подшипника, условий эксплуатации.

В зависимости от условий работы узла или механизма в целом различают местное, циркуляционное и колебательное нагружения колец подшипников. При местном нагружении кольцо неподвижно, нагрузка направлена и действует на одно и то же место в кольце; при циркуляционном за каждый оборот подшипника после-

довательно нагружаются все участки окружности дорожки качения кольца; при колебательном поочередно подвергается нагрузке лишь определенный участок кольца.

Соединение вращающихся относительно нагрузки колец с валом или корпусом выполняют обязательно с натягом.

Для наиболее распространенного в общем машиностроении случая применения подшипников класса точности 0 выбор полей допусков вала и отверстия корпуса можно производить по таблицам 8.10–8.13 (P_r – эквивалентная динамическая нагрузка, C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника по каталогу).

Предельные отклонения размеров посадочных поверхностей подшипников класса точности 0 регламентированы ГОСТ 520–89 «Подшипники качения. Технические требования». Посадки подшипников отличаются от обычных расположением и величинами полей допусков на посадочные поверхности колец.

Примеры обозначения посадок подшипников на вал – $L0/js6$; $L0/k6$; $L6/k6$; в корпус – $H7/l0$; $K7/l0$; $H7/l6$ (таблицы 8.10–8.13).

Таблица 8.10 – Посадки радиальных шарико- и роликоподшипников классов точности 0 и 6

Вид нагружения колец	Поля допусков	
	валов	отверстий в корпусах
Местное	$js6, h6, g6, f6$	$JS7, H7, G7$
Циркуляционное	$n6, m6, k6, js6$	$N7, M7, K7$
Колебательное	$js6$	$JS7$

Таблица 8.11 – Пример выбора посадок подшипников на валы (ГОСТ 520–2002)

Режим работы	Наименование машин и подшипниковых узлов	Диаметры, мм				Поля допусков
		Радиальные подшипники		Радиально-упорные подшипники		
		шари- ковые	роли- ковые	шари- ковые	роли- ковые	
1. Вал не вращается, нагружение кольца местное						
Легкий или нормальный	Ролики ленточных конвейеров, конвейеров и подвесных дорог для небольших грузов	Все диаметры				$g6$
Нормальный или тяжелый	Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток и т. п.	Все диаметры				$g6, f6, js6, h6$
	Натяжные ролики, блоки					$h6$
2. Вал вращается, нагружение кольца циркуляционное						
Легкий или нормальный	Электродвигатели, редукторы, коробки передач станков, центрифуги, сельскохозяйственные машины	20...100	до 40	до 100	до 40	$k6, js6$
		105...140	45...140	105...140	45...140	$k6, h6, js6$
Нормальный или тяжелый	Электродвигатели мощностью до 100 кВт, станки, турбины, коробки передач автомобилей и тракторов, редукторы	20...100	до 40	до 100	до 40	$k6, js6$
		105...140	40...100	105...140	45...100	$m6$

Таблица 8.12 – Посадки радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

Вид нагружения колец	Поля допусков			
	валов	отверстий корпусов	валов	отверстий корпусов
	Регулируемое кольцо		Нерегулируемое кольцо	
Циркуляционное	<i>js6, h6</i>	<i>js7</i>	<i>n6, m6, k6, js6</i>	<i>N7, M7, K7, JS7</i>
Местное:				
кольцо перемещается по посадочной поверхности	<i>f7, g6, h6</i>	<i>H7</i>	–	–
кольцо не перемещается по посадочной поверхности	<i>js6, h6</i>	<i>M7, K7, H7</i>	<i>js6, h6</i>	<i>M7, K7, H7</i>

Таблица 8.13 – Пример выбора посадок подшипников в корпуса (ГОСТ 520–2002)

Режим работы	Наименование машин и подшипниковых узлов	Поля допусков
1. Вращается корпус, нагружение кольца циркуляционное		
Нормальный	Ролики ленточных конвейеров, ходовые колеса мостовых кранов	<i>M7</i>
Нормальный или тяжелый	Передние колеса автомобилей и тягачей на шарикоподшипниках, коленчатые валы, канатные и натяжные ролики	<i>N7</i>
2. Вращается вал, нагружение кольца местное или колебательное		
Нормальный	Центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, подшипники шпинделей металлорежущих станков	<i>JS7</i>
Нормальный или тяжелый	Подшипники коробок передач, задних мостов автомобилей и тракторов, электродвигателей	<i>K7, M7, JS7</i>
	Большинство подшипников общего машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы	<i>H7, JS7</i>
Примечание – Данные относятся к подшипникам класса точности 0		

В каждом конкретном случае, выбирая посадку, следует учитывать условия нагружения кольца (местное, циркуляционное, колебательное); значение, характер (спокойная, ударная, вибрационная) и направление действующей нагрузки; режим работы (легкий, нормальный, тяжелый); тип подшипника; частоту вращения; способ монтажа и регулирования (регулирование смещением внутреннего или наружного кольца); конструкцию вала (сплошной, полый); диаметр подшипника; требования к точности; требования к самоустановке подшипников.

Режим работы подшипника зависит от отношения эквивалентной нагрузки P к базовой динамической грузоподъемности C . При $P / C < 0,07$ режим считается *легким*, при $0,07 < P / C < 0,15$ – *нормальным*, при $P / C > 0,15$ – *тяжелым*. При особых условиях – ударных и вибрационных нагрузках (железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей внутреннего сгорания, прессы, дробилки, экскаваторы) – посадки выбирают для тяжелого режима (независимо от отношения P / C).

Кольцо, испытывающее местное нагружение, следует устанавливать на вал или в корпус с зазором или малым натягом. Под действием толчков и вибрации кольцо постепенно поворачивается вокруг своей оси, меняя участки рабочей

поверхности дорожки качения в зоне наибольшего нагружения; ресурс подшипника при этом возрастает. Наиболее распространенной для большинства типов подшипников при *местном нагружении* является посадка *H7*. Из рекомендуемых посадок менее плотные применяют при посадке на вал в тех случаях, когда узел подвергается частым переборкам; в узлах с ударными и вибрационными нагрузками применяют более плотные посадки.

При *циркуляционном нагружении* кольца применяют посадки с натягом. Посадки с большим натягом применяют для валов бóльших диаметров при бóльших по значению и динамичности нагрузках.

При недостаточных натягах посадки и циркуляционных нагрузках между кольцами и посадочной поверхностью может появиться зазор в разгруженной зоне, что приводит к обкатке кольцом посадочной поверхности, ее развальцовке, контактной коррозии и истиранию. Натяг посадки вызывает уменьшение внутренних зазоров в подшипнике и, способствуя более равномерному распределению нагрузки между телами качения в нагруженной зоне, повышает ресурс подшипника. Излишний натяг посадки опасен, т. к. внутренний натяг (отсутствие зазора между кольцами и телами качения), появившийся в результате посадки или температурных деформаций колец, приводит к повышению сопротивления вращению и может вызвать защемление тел качения (если внешняя радиальная нагрузка не обеспечивает образования зазора между телами качения и кольцами в разгруженной зоне). Чем больше частота вращения подшипника, тем менее плотной должна быть посадка.

Выбор посадки для циркуляционного нагружения следует производить на основании расчета.

При *колебательном нагружении* колец применяют посадки *js* и *JS*.

8.3 Способы регулирования подшипников и осевого положения колес

Точность закрепления конических и червячных пар достигается регулированием осевого положения вала с закрепленными на нем колесами.

При сборке конической передачи сначала регулируют подшипники, а затем зацепление. Регулирование осевого зазора в радиально-упорных подшипниках по рисунку 8.6 осуществляется осевым перемещением внутреннего кольца подшипника по валу с помощью круглой шлицевой гайки. При регулировании зацепления вал-шестерню перемещают в осевом направлении путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок *1* и *2* между корпусом редуктора и фланцем стакана.

В узле на рисунке 8.6, *a* для размещения подшипников вала конической шестерни применен стакан с кольцевым выступом в отверстии. Точность установки наружных колец в стакане зависит от точности изготовления торцов этого выступа. Наличие кольцевого выступа в отверстии стакана усложняет его обработку. Если

применять подшипники разных серий (рисунок 8.6, б, в), то конструкция стакана и подшипникового узла значительно упрощается, регулирование зацепления осуществляют путем изменения толщины набора прокладок 1. Установка левого подшипника (рисунок 8.6, б, в) непосредственно в корпус редуктора повышает точность радиального положения шестерни. Регулирование подшипников фиксирующей опорой (рисунок 8.6, г) осуществляют тонкими металлическими прокладками 1, размещенными под фланцем крышки подшипника, а коническое зацепление регулируют набором прокладок 2, установленных под фланцем стакана.

На рисунке 8.7, а показаны червячное зацепление и способ его регулирования. При регулировании осевого положения как колес, так и подшипников используют одни и те же прокладки. Сначала регулируют подшипники, определяя суммарный набор прокладок толщиной δ_1 и δ_2 . Затем путем перестановки прокладок с одной стороны на другую регулируют осевое положение колес, добиваясь, чтобы середина плоскости колеса К-К проходила через ось червяка. Точность положения червячного колеса контролируют по расположению пятна контакта.

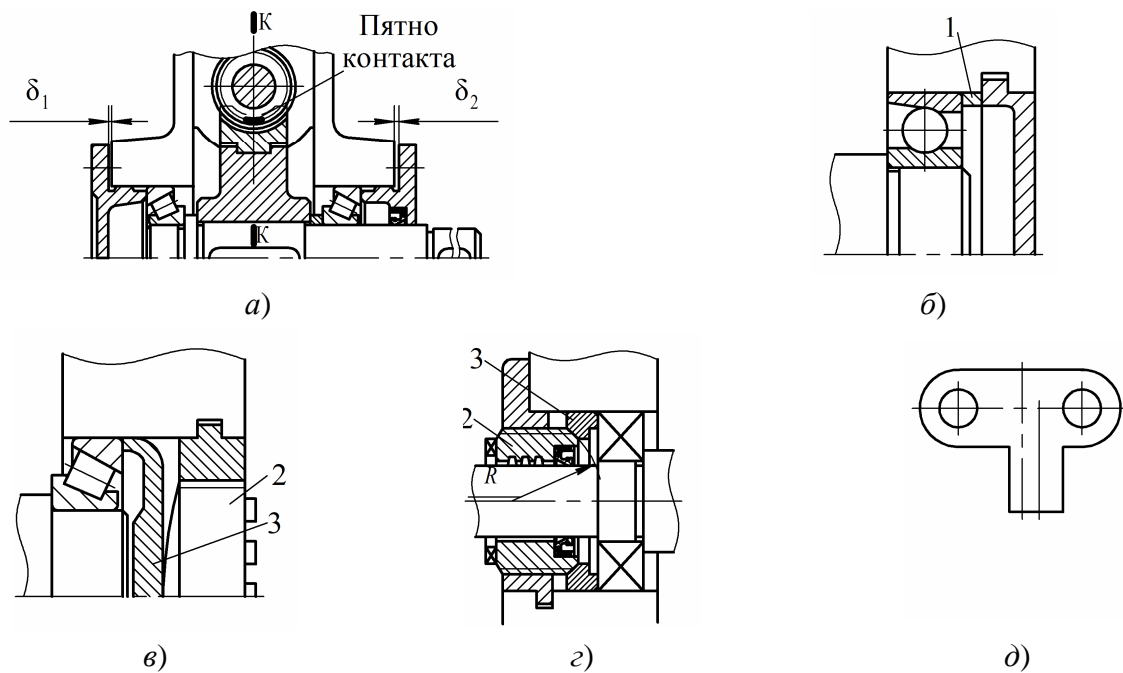


Рисунок 8.7 – Способы регулирования подшипников

Описанный способ регулирования при помощи набора механических прокладок приемлем для привертных крышек. В конструкциях с закладными крышками регулирование подшипников осуществляют компенсаторным кольцом 1 (рисунок 8.7, б). Это сложный способ, поэтому большое распространение получило регулирование при помощи винтов (рисунок 8.7, в, г), позволяющее производить тонкое регулирование осевого положения колеса. На рисунке 8.7, в винт 2 для

глухих крышек (обычно с внутренним шестигранником) воздействует на внешнее кольцо подшипника через промежуточную шайбу 3. Торец винта 2, контактирующий с шайбой 3, выполняют в виде сферы радиусом R , что обеспечивает самоустановку шайбы по торцу наружного кольца подшипника. Шайба значительно напряжена, поэтому при конструировании нужно обеспечить ее жесткость. Винт следует выполнять возможно большего диаметра, а резьбу – с мелким шагом, что повышает надежность самоторможения и точность регулирования. По окончании регулирования винты должны быть застопорены. Для этого применяют замок (рисунок 8.7, *д*) в виде продольной пластины с лепестком, который вводят в паз коронки винта. Для повышения точности регулирования шаг расположения пазов коронки регулировочного винта должен быть по возможности малым, или необходимо применять замок с несимметричным лепестком (рисунок 8.7, *д*).

Конструирование опор сателлитов. Сателлиты планетарных передач монтируют по двум конструктивным схемам: на подшипниках, насаженных на неподвижно закрепленные в щеках водил оси (рисунок 8.8, *а*); на осях, вращающихся вместе с сателлитами (рисунок 8.8, *б*). Размещение подшипников непосредственно в ободе сателлита (рисунок 8.8, *а*) обеспечивает компактность конструкции в осевом направлении, но снижает долговечность подшипников качения всех типов (в связи с вращением наружного кольца), за исключением сферических подшипников. Применение последних в сателлитах (рисунок 8.8, *а*) предпочтительнее, т. к. компенсируются перекосы сателлита, вызванные недостаточной точностью изготовления или деформациями деталей планетарной передачи.

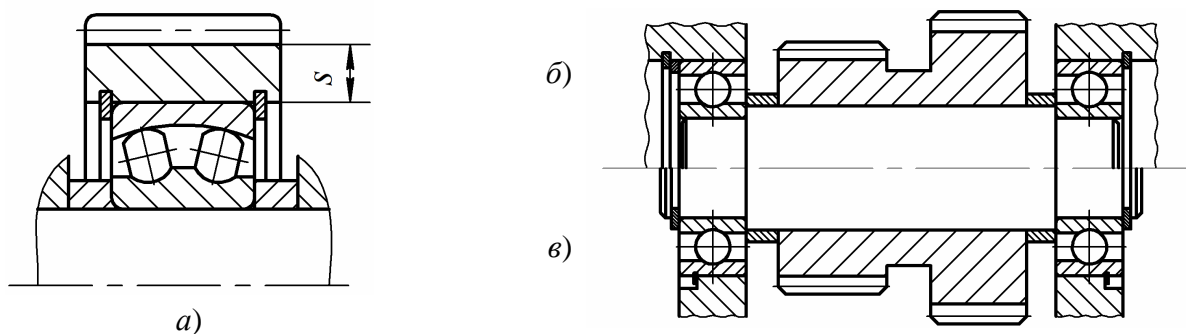


Рисунок 8.8 – Схемы подшипников сателлитов

При проектировании передач с двухрядными сателлитами, а также в случае, когда наружный диаметр подшипника качения имеет такие размеры, что толщина обода s сателлита оказывается меньше допускаемой ($s < 2,5m$), подшипники сателлитов размещают в расточках щек (рисунок 8.8, *б*, *в*). Такая конструкция сложнее, но условия работы подшипников более благоприятны.

8.4 Первый этап эскизной компоновки редуктора

После определения размеров и конструкции валов редуктора, сопряженных с ним деталей, расстояний между ними и корпусом приступают к эскизной компоновке редуктора. Цель этой работы – получить представление о конструктивной сущности проектируемого редуктора и данные для выполнения расчетной схемы валов, что позволит определить силы, действующие на подшипники, и проверить их ресурс, а также запас прочности валов.

Первый этап эскизной компоновки представляет собой вариант редуктора, приемлемый в качестве базового для дальнейшей проработки на стадии технического проектирования. Эскизная компоновка выполняется на листах ватмана или миллиметровой бумаге. Все изображения выполняются строго в масштабе М1:1.

На изображениях указываются:

а) на выносных линиях – число зубьев и модуль зубчатых и червячных колес, число витков (заходов) червяка, а также номера подшипников;

б) межосевое расстояние (без указания отклонения), размеры сопряжений: вал–ступица, вал–подшипник, подшипник–корпус и т. д. (без указания посадок), ориентировочные габаритные размеры.

На развертке должны быть изображены схемы установки подшипников (с фиксированными или с фиксированной и плавающей опорами) с проработкой конструкции подшипниковых узлов (фиксирующих элементов, крышек и т. д.).

Уровень исполнения первой эскизной компоновки оценивается из условия его достаточности для использования при выполнении технического проекта – сборочного чертежа редуктора.

Выполнение эскизной компоновки начинается с выбора положения осевых линий валов в соответствии с расчетными межосевыми расстояниями. Затем прорисовываются все детали и узлы конструкции (рассчитанные или выбранные в соответствии с существующими рекомендациями). Подробная последовательность выполнения эскизной компоновки зависит от типа редуктора.

Цилиндрический одноступенчатый редуктор (рисунок 8.9). В центральной части листа миллиметровки (рисунок 8.9, *a*) проводят две параллельные осевые линии (оси зубчатых колес), отстоящие одна от другой на расстояние a_w .

Обозначают штрихпунктирными линиями делительные окружности с диаметрами d_1 и d_2 . Показывают сплошными линиями окружности вершин зубьев d_{a1} , d_{a2} и впадин d_{f1} , d_{f2} и линии, ограничивающие ширину шестерни и колеса, b_1 и b_2 ($b_1 = b_2 + 5$), мм, проставляют эти параметры на эскизе с указанием числовых значений. Зацепления зубьев выделяют с помощью местного разреза.

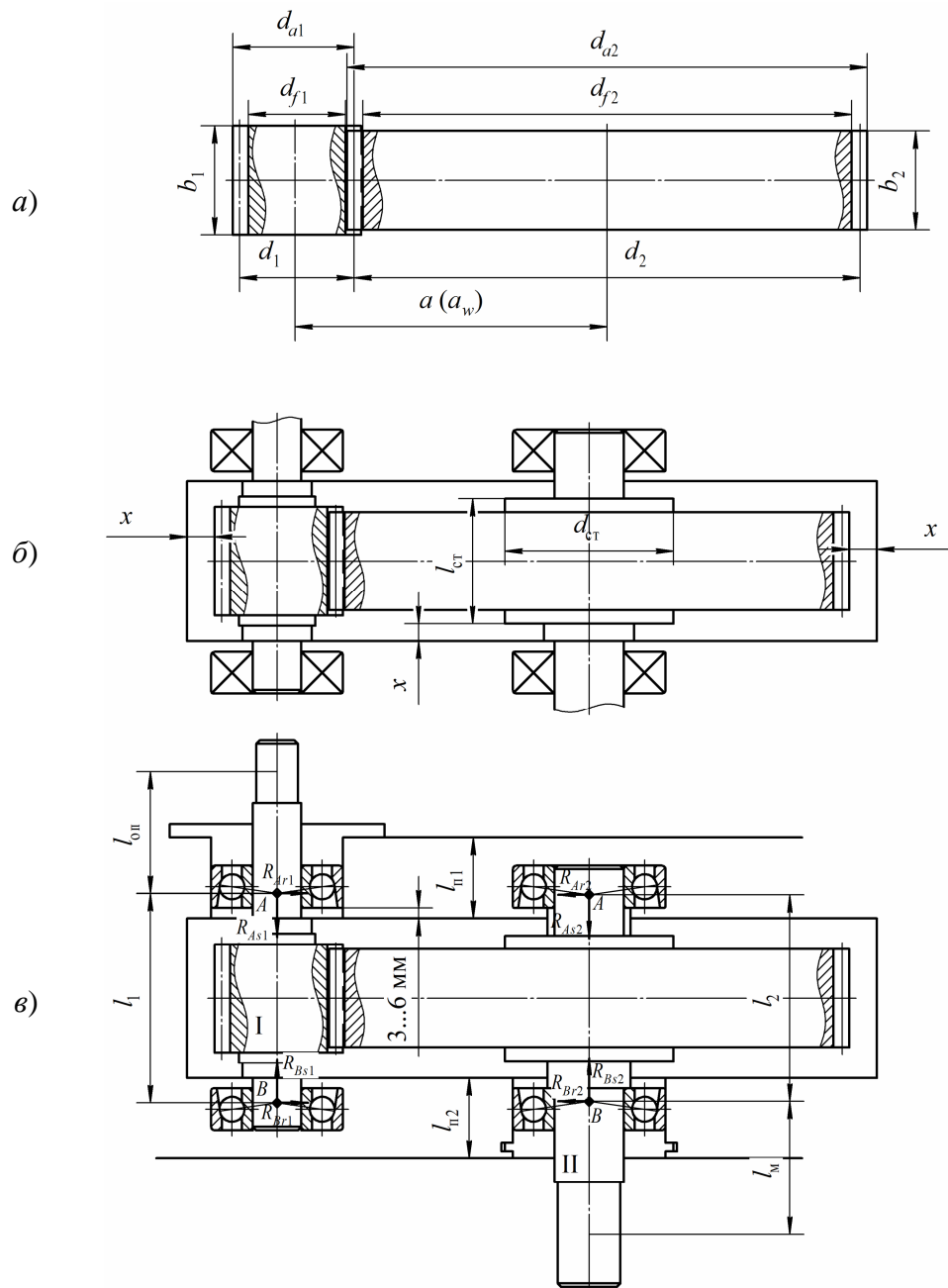


Рисунок 8.9 – Последовательность вычерчивания эскизной компоновки цилиндрического редуктора

Затем вычерчивают контуры внутренней стенки корпуса редуктора (рисунок 8.9, б) на расстоянии зазора между вращающимися деталями и корпусом $x \approx 6 \dots 10$ мм.

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

После нанесения контуров внутренней стенки корпуса прочерчивают габариты валов, предвидя размещение на них сопряженных деталей. Вычерчивание валов начинают с диаметров посадочных поверхностей, на которых монтируется колесо и шестерня (если она отдельно от вала). Такой подход обусловлен тем, что

от диаметра вала зависят размеры ступицы: длина $l_{ст}$, ее диаметр $d_{ст}$ и работоспособность соединения «вал–ступица».

Расстояние между ступицей и корпусом обеспечивается с одной стороны буртиком на валу, а с другой – дистанционной втулкой. Именно в эти детали вдоль оси упираются подшипники своими внутренними кольцами.

С учетом типа выбранных подшипников и схем их установки вычерчивают подшипниковые узлы (рисунок 8.9, в) и принимают решение о способе смазывания подшипников.

Если смазывание осуществляется масляным туманом, то подшипники устанавливаются на расстоянии 3...6 мм от внутреннего торца стенки корпуса редуктора. Затем (с учетом ширины подшипника, способа его регулировки и типа крышек подшипников) вычерчивают размер глубины гнезда корпуса под подшипниковый узел. Глубина подшипниковых узлов $l_{п1}$ и $l_{п2}$ определяется размерами деталей, обеспечивающих регулировку подшипников и их фиксирование вдоль оси, а также смазывание.

При индивидуальном смазывании подшипников во избежание вымывания консистентной смазки из подшипникового узла его изолируют от внутренней части корпуса мазеудерживающими кольцами или применяют подшипники с защитными шайбами. Во избежание излишней смазки (это создает дополнительное сопротивление в работе подшипников) предусматривают маслоотражательные шайбы.

Все эти детали оказывают влияние на размеры $l_{п1}$ и $l_{п2}$ глубины подшипниковых узлов, длину валов и расстояние между опорами быстроходного вала l_1 и тихоходного l_2 .

Расстояния между опорами и консольными участками валов определяются после принятия решения о конструкции и размерах деталей, сопряженных с концевыми участками валов. Определение этих размеров является основой для построения реальных расчетных схем валов проектируемого редуктора.

Конический редуктор. Построение конической зубчатой передачи (рисунок 8.10) начинают с нанесения двух взаимно перпендикулярных линий. От точки пересечения O этих линий откладывают по осям, вверх и вниз, отрезки OA , равные $0,5d_1$, а вправо и влево – отрезки OB , равные $0,5d_2$.

Через точки A проводят горизонтальные линии, а через точки B – вертикальные до взаимного пересечения в точках C . Точки C соединяют с точкой O линиями, которые представляют собой образующие делительных конусов, и восстанавливают перпендикуляры, на которых откладывают высоту головки $h_a = m_{te}$ и ножки $h_f = 1,2m_{te}$ зуба. Концы отложенных отрезков соединяют с точкой O линиями, которые представляют собой образующие конусов вершин и впадин зубьев. Вдоль образующих делительных конусов от точек C по направлению к точке O откладывают ширину зуба b и проводят границу зуба. Толщину венца обода шестерни и колеса назначают одинаковой: $\delta_{об} = 2,5m_{te} + 2$ мм.

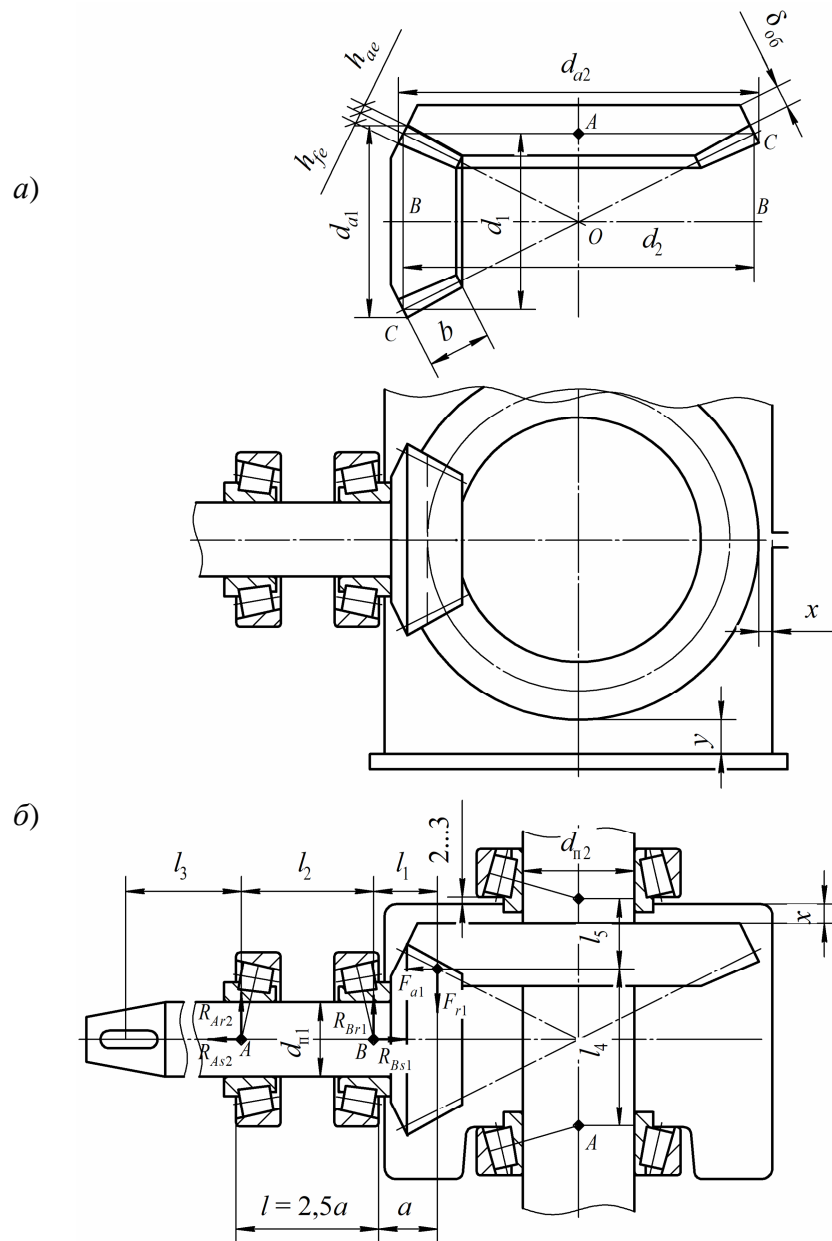


Рисунок 8.10 – Последовательность вычерчивания эскизной компоновки конического редуктора

Далее конструируют подшипниковые узлы (рисунок 8.10, б), приняв схему их установки, регулирования и фиксирования, а также способ смазывания. Выполнение операции с учетом конструирования деталей, размещенных на выступающих концах валов, служит основанием для получения размеров l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , l_5 и расчетных схем быстроходного и тихоходного валов редуктора.

Червячный редуктор. Для построения червячной передачи (рисунок 8.11, а) проводят параллельные горизонтальные линии на расстоянии a_w друг от друга и пресекают их перпендикулярной линией. Из точки пересечения O_2 центра червячного колеса описывают делительную окружность радиусом $0,5d_2$. От оси червяка вверх и вниз откладывают отрезки, равные $0,5d_{w1}$, перпендикулярно которым про-

водят горизонтальные линии. Нижняя линия начального диаметра червяка должна быть касательной к делительной окружности колеса – это полюс зацепления P .

Из центра O_2 радиусом $0,5d_{a2}$ описывают окружность вершин зубьев, а радиусом $0,5d_{am2}$ – наибольшую окружность червячного колеса. Также изображают диаметры вершин и впадин червяка, откладывают от оси червяка вверх и вниз отрезки, равные $0,5d_{a1}$ и $0,5d_{f1}$. Вдоль оси червяка откладывают длину нарезанной части червяка b_1 .

Вторую проекцию червячной передачи (рисунок 8.11, а) вычерчивают аналогично описанной выше. Между диаметрами d_{a1} вершин витков червяка и впадин зубьев d_{f2} червячного колеса, а также между диаметрами d_{a2} вершин зубьев червячного колеса и впадин d_{f1} витков червяка должен быть зазор $c = 0,2m$. После графического построения червячной пары очерчивают границы внутренней стенки корпуса редуктора (рисунок 8.11, б) на расстоянии x от габаритов колеса и червяка с трех сторон и на расстоянии y от основания корпуса до вершин витков червяка d_{a1} или зубьев колеса d_{am2} . Наносят контуры принятых подшипников, решают вопрос смазывания и глубины их удаления от торца ступицы колеса и конца нарезки витков червяка.

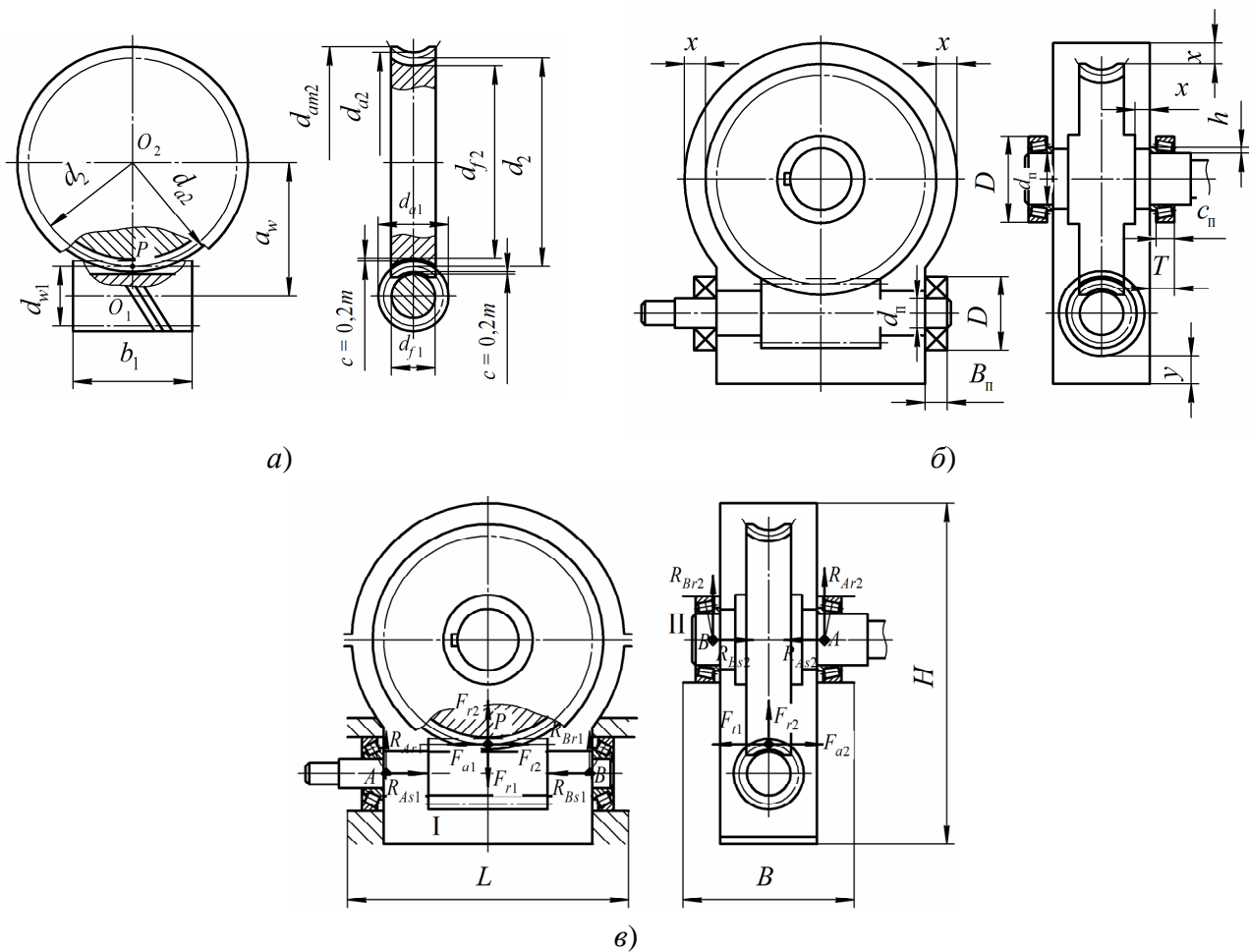


Рисунок 8.11 – Последовательность вычерчивания эскизной компоновки червячного редуктора

Наносят направление сил в зацеплении и реакции в подшипниках (рисунок 8.11, в), что позволяет построить расчетные схемы для проверки ресурса работы подшипников и расчета валов червячной пары. Определяют габариты редуктора $L \times B \times H$.

8.5. Второй этап эскизной компоновки редуктора. Уточненный расчет валов

Общие принципы. Второй этап эскизной компоновки служит продолжением первого этапа и сводится к конструированию валов, на которых должны быть установлены колеса передач, опоры и другие детали и сборочные единицы.

Этот этап компоновки сложен, поэтому целесообразно разобраться в расчете вала на прочность и жесткость. Укрупненный алгоритм (УА) расчета вала (рисунок 8.12) включает пять блоков – логически законченных взаимосвязанных расчетов и конструирования. Второй, четвертый и пятый блоки включают статические расчеты, третий блок содержит расчет на усталостную прочность.

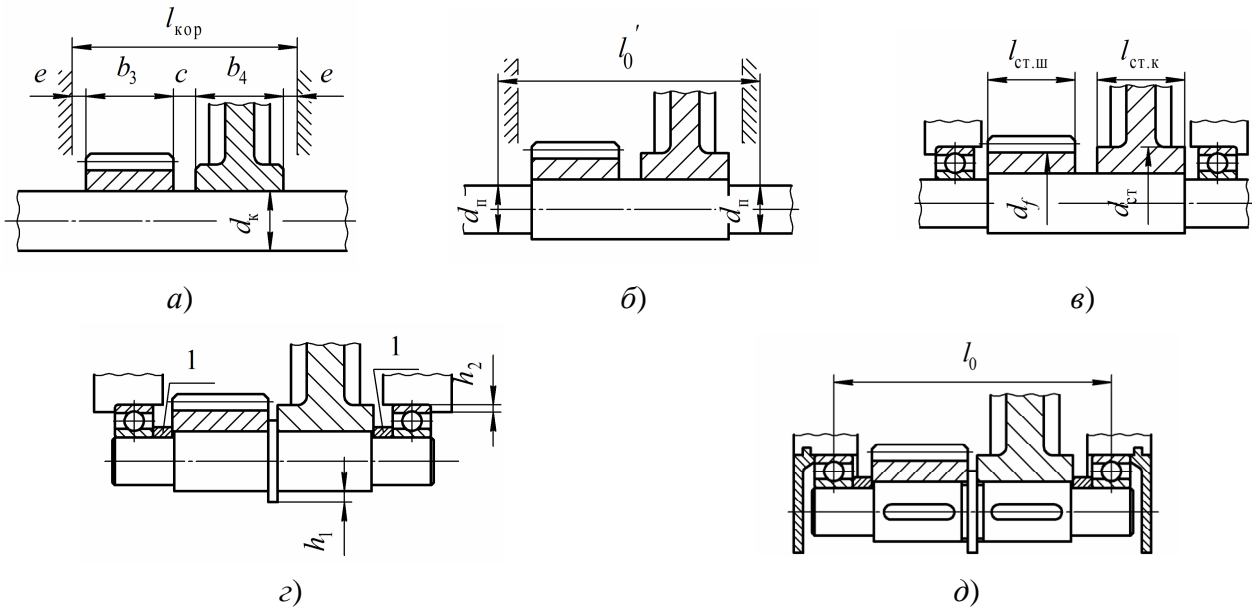


Рисунок 8.12 – Укрупненный алгоритм расчета вала

Первый блок УА включает ориентировочный расчет и конструирование вала (рисунок 8.12). Смысл ориентировочного расчета – предварительное определение по пониженным напряжениям кручения $[\tau_{кр}]$ одного из участков вала, от которого начинают его конструирование. Конструкция вала зависит от наличия размещенных на нем деталей и сборочных единиц. Последовательность разработки конструкции вала приведена на рисунке 8.13.

Проверочный расчет валов. После предварительного расчета вала, определения его конструкции, подбора подшипников, расчета соединений «вал–ступица» выполняют *проверочный расчет вала на сопротивление усталости и жесткости*. В отдельных случаях валы рассчитывают на колебания.

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. Основными силами, действующими на валы, являются силы от передач, распределенные по длине ступицы. На расчетных схемах эти силы, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные к середине ступицы (рисунок 8.14).



- a* – определение диаметра d_k и расстояния $l_{кор}$ между внутренними стенками корпуса редуктора;
б – определение диаметров цапф $d_{ш}$ под установку подшипников и ориентировочного значения l'_0 расстояния между серединами вертикальных осей подшипников;
в – определение соотношения сил зацепления F_a и F_r , проектирование подшипников и схемы их установки, определение длин и диаметров ступиц шестерни и колеса ($l_{ст.ш}$, $l_{ст.к}$, d_f , $d_{ст}$);
г – проектирование конструкции подшипниковых узлов и способов их осевого фиксирования (определение габаритных размеров распорных колец 1 и размеров буртика (h_1 и h_2));
д – проектирование соединений «вал–ступица», уточнение значения l_0 , уточненный расчет вала и его окончательное конструирование

Рисунок 8.13 – Последовательность конструирования промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора

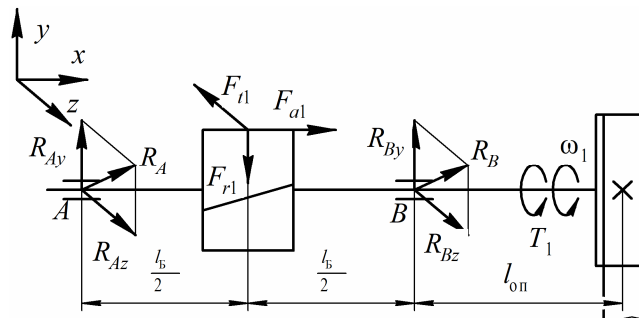


Рисунок 8.14 – Пример расчетной схемы быстроходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора

Расчет проводят в следующей последовательности:

- 1) по чертежу сборочной единицы вала составляют *расчетную схему*, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной x и вертикальной y);

2) определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y , отдельно – эпюру крутящего момента T ;

3) устанавливают предположительно опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечений вала и концентраторов напряжений (обычно это сечения, в которых приложены внешние силы, моменты, реакции опор или места изменения сечения вала, нагруженные моментами);

4) проверяют прочность вала в опасных сечениях, т. е. определяют коэффициент запаса прочности S и сравнивают его с допустимым ($[S] = 1,2 \dots 2,5$):

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (8.1)$$

где S_σ и S_τ – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{sD}\sigma_a + \Psi_s \sigma_m}; \quad (8.2)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \Psi_\tau \tau_m}. \quad (8.3)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения (таблица 7.1);

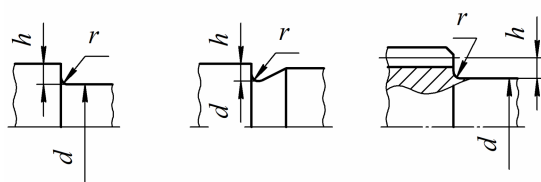
Ψ_σ и Ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (таблица 7.1).

Коэффициенты снижения пределов выносливости K_{sD} и $K_{\tau D}$ определяют по зависимостям

$$K_{sD} = \frac{\alpha K_s}{\epsilon K_d} + \frac{1}{K_F} \cdot 1 \div \frac{1}{\phi K_u}; \quad K_{\tau D} = \frac{\alpha K_t}{\epsilon K_d} + \frac{1}{K_F} \cdot 1 \div \frac{1}{\phi K_v}, \quad (8.4)$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала в зависимости от его формы (таблицы 8.14–8.16); K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 8.17); K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (таблица 8.18), при посадках с натягом принимают значение $K_F \approx 1$; K_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (таблица 8.19), для неупрочненных поверхностей $K_v = 1$.

При расчетах вала в местах установки деталей с натягом используют отношения K_σ / K_d и K_τ / K_d (таблица 8.20).

Таблица 8.14 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с галтелью


h/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 8.15 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов на участках со шпоночными пазами

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,65	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Таблица 8.16 – Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для шлицев		для резьбы
			прямоугольных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,4
700	1,6	2,2	2,45	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,05
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,4

Таблица 8.17 – Ориентировочные значения K_d в зависимости от диаметра d

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Таблица 8.18 – Значения коэффициента K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra, мкм	σ_B , МПа			
	500	700	900	1200
0,1...0,4	1	1	1	1
0,8...3,2	1,05	1,10	1,15	1,25
6,3...25	1,20	1,25	1,35	1,50

Таблица 8.19 – Значения коэффициента K_σ

Вид упрочнения	σ_B , МПа	Для гладких валов	При $K_\sigma \leq 1,5$	При $K_\sigma = 1,8 \dots 2,0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	–	–
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,10...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом	650...1600	1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0
Цементация	700...800	1,4...1,5	–	–

Таблица 8.20 – Значения K_σ / K_d и K_τ / K_d для валов в местах установки деталей

Диаметр вала d , мм	K_σ / K_d при σ_B , МПа				K_τ / K_d при σ_B , МПа			
	600	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
50	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
100 и более	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8

Нормальные σ_a и касательные τ_a напряжения в опасных сечениях определяют по формулам

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_{\text{ос}}}, \quad \sigma_m = 0; \quad (8.5)$$

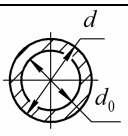
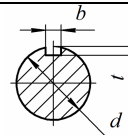
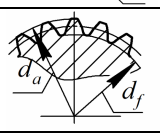
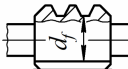
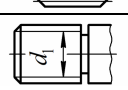
$$\tau_a = \tau_m = \frac{t_{\max}}{2} = \frac{T_k}{2W_p}, \quad (8.6)$$

где $M_{\text{экв}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – результирующий изгибающий момент;

T_k – крутящий момент;

$W_{\text{ос}}$ и W_p – осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала (таблица 8.21).

Таблица 8.21 – Формулы для определения осевого $W_{\text{ос}}$ и полярного W_p моментов сопротивления

Сечение вала	$W_{\text{ос}}, \text{мм}^3$	$W_p, \text{мм}^3$
Круглое сплошное	$0,1d^3$	$0,2d^3$
	$0,1d^3(1 - c^4)$	$0,2d^3(1 - c^4)$
	$0,1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$0,1 \frac{\pi d_a + d_f}{e} \frac{d_f^3}{\phi}$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_f^3$	$0,2d_f^3$
	$0,1d_1^3$	$0,2d_1^3$

Примечание – $c = d_0/d$; d_a – наружный диаметр вала

Если $S < [S]$, то следует изменить конструкцию вала или технологически его упрочнить (закалка ТВЧ, азотирование, цианирование, цементация и закалка, дробеструйный наклеп и обкатка роликом). Возможно применение стали с более высоким пределом выносливости.

Расчет валов на жесткость производится при сравнительно больших расстояниях между опорами. Обычно валы редукторов не проверяют на жесткость. Исключением является червячный вал.

Расчет червячного вала на жесткость. Правильность зацепления червячной пары обеспечивается достаточной жесткостью червяка. Критерием жесткости является значение прогиба в среднем сечении червяка, не превышающего допустимое значение $f \leq [f]$ (обычно принимают $[f] = (0,005 \dots 0,010)m$):

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{\text{ч}}^2 + F_{t1}^2}}{48EI_{\text{пр}}}, \quad (8.7)$$

где l – расстояние между опорами червяка, мм;

$F_{\text{ч}}$ – радиальная сила, Н;

F_{t1} – окружная сила на червяке, Н;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для стали;

$I_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции червяка, мм⁴:

$$I_{\text{пр}} = \frac{\rho d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) \quad (8.8)$$

В случае неудовлетворительного результата расчета на жесткость следует увеличить коэффициент диаметра червяка q или уменьшить расстояние между опорами l_1 .

Основными внешними нагрузками, действующими на валы, являются силы и моменты от передач (см. подраздел 4.4), приведенные к оси вала. Силы, распределенные по длине ступиц, на схеме заменяют сосредоточенными нагрузками, приложенными в серединах ступиц. Точность размера $l_{\text{в}}$ зависит от достоверности вычерчивания подшипников.

Приведем пример построения конструкции радиально-упорного роликового подшипника при выполнении второго этапа эскизной компоновки редуктора (рисунок 8.15).

В местах расположения намеченных подшипников по размерам, выписанным из таблиц А.4–А.7 приложения А, наносят тонкими линиями внешний контур подшипников, предварительно принимая по рекомендации таблицы 8.2 подшипники легкой серии. Затем по приближенным соотношениям, указанным на рисунке 8.15 и в таблице 8.3, вычерчивают в разрезе тела качения и кольца подшипника.

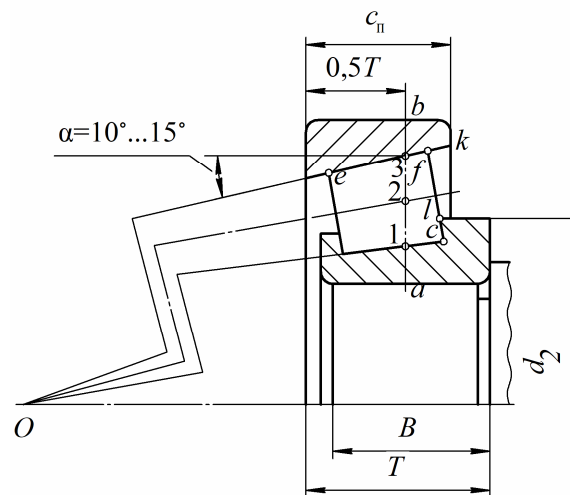


Рисунок 8.15 – Пример построения конструкции радиально-упорного подшипника

На контур подшипника (рисунок 8.15) наносят вспомогательную линию ab , делящую монтажную высоту T пополам. Отрезок делят точками 1, 2 и 3 на четыре равные части. Из точки 3 под углом $\alpha \approx 15^\circ$ проводят образующую конуса до пересечения ее с осью вращения подшипника в точке O . Из этой точки проводят линии $O1$, $O2$, $O3$. Перпендикулярно образующей $O2$ проводят линию cf . Отложив отрезок $de = fk = 0,5(B - l_p)$, где l_p – длина ролика (таблица 8.3), проводят параллельно отрезку cf линию, оформляющую малый торец ролика. Для получения диаметра d_2 находят точку l , которая делит радиус большего торца ролика пополам.

Для вычерчивания других типов подшипников достаточно применять ориентировочные размеры, приведенные в таблице 8.3 и таблицах А.4–А.7 приложения А.

В результате конструктивной проработки вала можно рассчитать реакции в подшипниках (рисунок 8.14), выявить наиболее опасные участки вала, определить его прочность и жесткость. При необходимости конструкцию вала уточняют.

Руководствуясь приведенным алгоритмом, конструируют другие валы проектируемого редуктора.

8.6 Конструирование крышек подшипниковых узлов. Уплотнения крышки подшипников

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ18 и СЧ21. В малогабаритных редукторах при небольших осевых нагрузках наряду с чугуном можно применять низкоуглеродистые стали, стеклопластики и другие синтетические материалы, а при ограничении массы редуктора – легкие сплавы. Крышки конструируют привертными и закладными, глухими и с отверстиями для выхода выступающего конца вала.

Привертные глухие крышки показаны на рисунке 8.16. Если торец вала не выступает за пределы подшипника, то наружную поверхность крышки выполняют плоской (рисунок 8.16, а, б). При креплении подшипника гайкой или пружинной шайбой крышку выполняют выпуклой (рисунок 8.16, в). Основной базовой поверхностью крышки является ее фланец, поэтому центрирующий пояс делают коротким, чтобы он не препятствовал установке фланца по торцу корпуса. Обычно принимают

$$c = (1,2 \dots 1,5)b,$$

где b – ширина канавки.

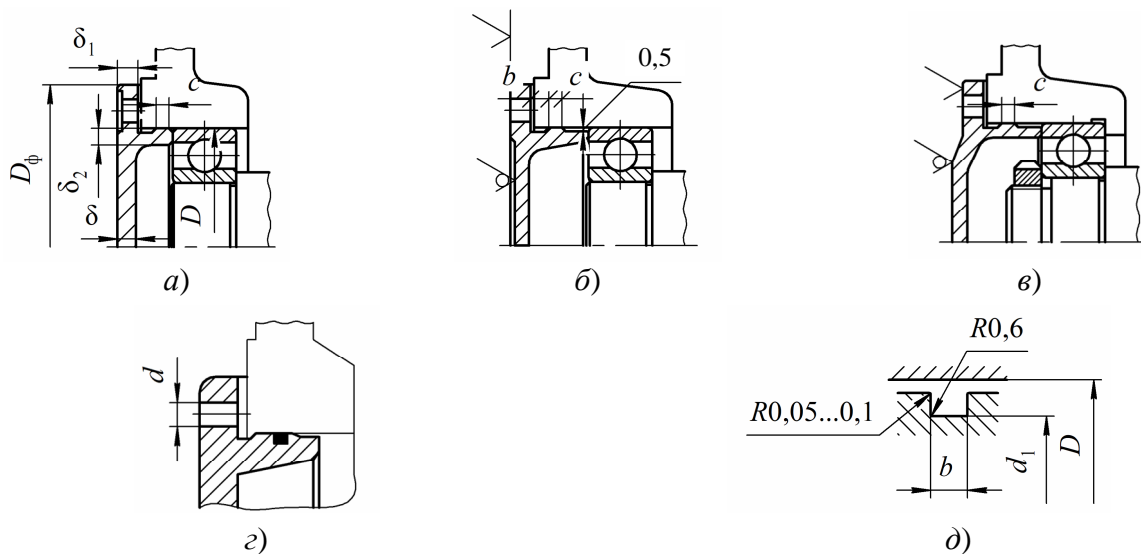


Рисунок 8.16 – Привертные глухие крышки

Толщину δ (мм) стенки крышки, диаметр d и число z винтов крепления крышки к корпусу принимают по таблице 8.22 в зависимости от диаметра D отверстия в корпусе под подшипник.

Таблица 8.22 – Основные элементы крышек

Параметр	В миллиметрах			
	D			
	50...62	63...95	100...145	150...200
δ	5	6	7	8
d	6	8	10	12
z	4	4	6	6

Размеры других конструктивных элементов крышек: толщина фланца при креплении крышки болтами $\delta_1 \approx 1,25\delta$; толщина центрирующего пояса $\delta_2 = (0,9 \dots 1,0)\delta$; диаметр фланца крышки $D_\phi = D + (4,0 \dots 4,4) d$, где d – диаметр отверстия под винты.

Для предотвращения просачивания масла между фланцами и корпусом устанавливают прокладки из технического картона или паронита. Если позволяет длина

направляющей части крышки, то на ней выполняют канавку и в качестве уплотнения применяют резиновое бензостойкое кольцо круглого сечения (рисунок 8.16, *з*). Профиль канавки показан на рисунке 8.16, *д*. Размеры ее конструктивных элементов: $b = 5,6$ мм, $d_1 = D - 7,4$ мм. Диаметр сечения резиновых колец $d_k = 4,6$ мм.

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух крышек подшипников могут перекрывать друг друга. Тогда у обеих крышек срезают их фланцы на размер до посадочного диаметра D крышки. Зазор между срезами оставляют в пределах 1...2 мм (рисунок 8.17, *а*).

Фланцы привертных крышек выполняют не только круглыми, но и других очертаний, например близкими к квадратной форме (рисунок 8.17, *б*) или фасонными (рисунок 8.17, *в*). Для исполнения фланцев крышек по рисунку 8.17, *б* характерно снижение расхода металла, что особенно целесообразно при крупносерийном и массовом производствах.

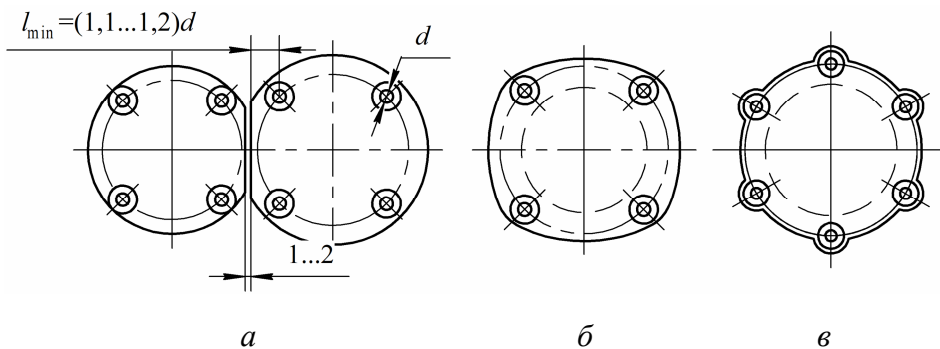


Рисунок 8.17 – Фланцы привертных крышек

Врезные крышки подшипниковых опор не требуют специального крепления к корпусу. В связи с этим отпадает надобность в крепежных отверстиях в крышках, резьбовых отверстиях в корпусе, а также в винтах. Однако такие крышки можно применять только для корпуса, имеющего плоскость разъема по осям валов.

На рисунке 8.18 изображены типовые конструкции врезных крышек. Наружный диаметр крышек выполняют для удерживания смазки по допуску $h8$. Сопряжение кольцевого выступа (по ширине) с канавкой в корпусе должно соответствовать посадке $H11/h11$. Ширину паза выполняют примерно равной толщине стенки крышки, т. е. $b \approx \delta$. Толщину стенки δ принимают по данным, приведенным в таблице 8.22, а высоту выступа $c \approx 0,5b$. На рисунке 8.18, *в* показана схема расположения двух закладных крышек. Чтобы обеспечить необходимый осевой зазор a_{Σ} , применяют компенсаторное кольцо l .

При конструировании узлов подшипников качения не всегда разрабатывают конструкцию крышек. Их можно принимать как готовые комплектующие изделия по ГОСТ 18511–73, ГОСТ 18514–73, ГОСТ 11641–73.

Конструктивные формы крышек с отверстиями для прохода вала зависят от типа уплотнений, при выборе которых учитывают вид смазывания, рабочую температуру, окружную скорость вала и характер внешней среды.

Наиболее распространены **контактные уплотнения**, в которых уплотняющие элементы соприкасаются по цилиндрическим или торцевым поверхностям. Особенно часто применяются манжетные армированные уплотнения из синтетической резины, предназначенные для работы в минеральных маслах, пластичных смазках и воде при избыточном давлении до 50 МПа. Допускаемая температура – от 45 до 120 °С, кратковременно (не более 2 ч) – до 130 °С.

Манжета (рисунок 8.19, таблица 8.23) состоит из корпуса 2, изготовленного из бензомаслостойкой резины, каркаса 3, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 1. Каркас придает корпусу манжеты жесткость и может находиться внутри корпуса или на поверхности. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты. Благодаря этому образуется рабочая кромка манжеты шириной $b = 0,4...0,8$ мм, плотно охватывающая поверхность вала. Нормальная работа манжеты возможна лишь при смазывании поверхностей трения.

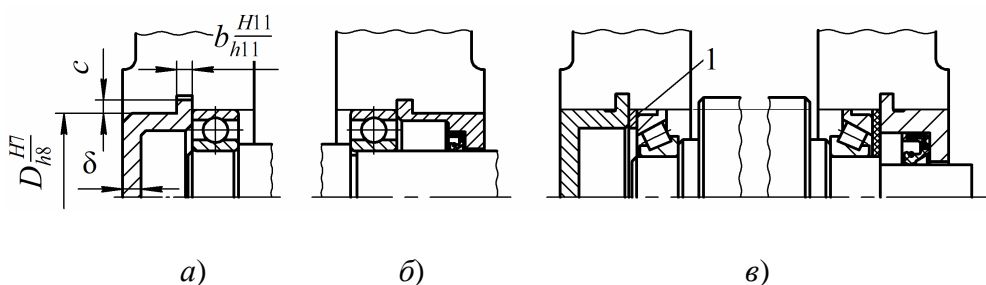


Рисунок 8.18 – Резные крышки

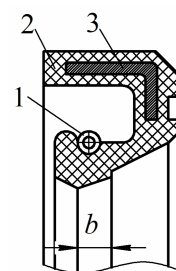


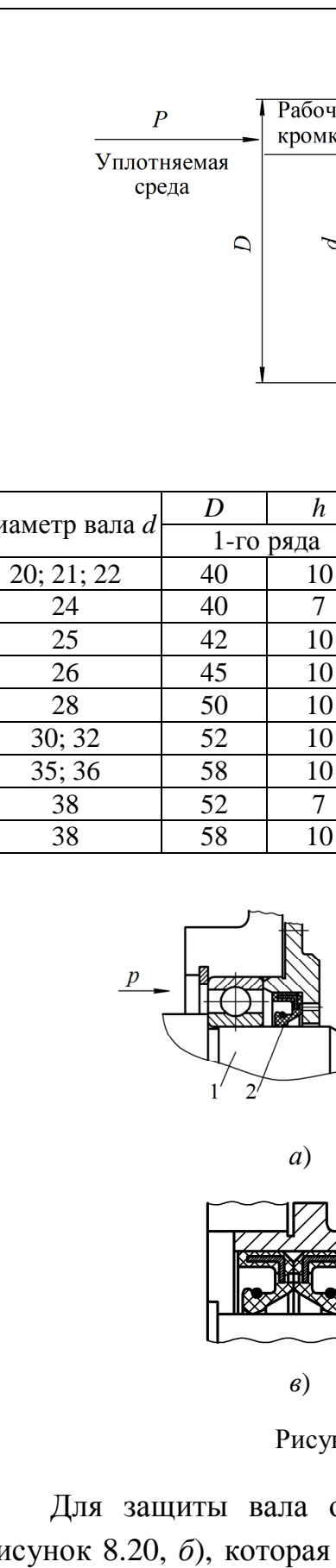
Рисунок 8.19 – Резиновая манжета

Манжету устанавливают в крышку подшипника или корпуса редуктора в зависимости от направления действия давления p в соответствии с рисунком 8.20.

Отверстие в крышке подшипника под манжету выполняют с допуском по $H8$ и шероховатостью $Ra = 3,2$ мкм, центрирующий пояс крышки – с допуском по $h8$. Несоосность этого пояса относительно отверстия под манжету для валов диаметром 18...50 мм не должна превышать 0,015 мм; для валов диаметром 50...120 мм – 0,02 мм. Для выталкивания изношенной манжеты в крышке подшипника предусматривают два-три отверстия диаметром 3...4 мм. Поверхность вала под уплотнением выполняется с допуском по $h11$ и шероховатостью $Ra \leq 0,32$ мкм, закаленной до твердости более 50 HRC. При большой шероховатости поверхности происходит быстрое изнашивание рабочей кромки манжеты, а при малой твердости вала – образование канавки, ослабляющей вал.

Таблица 8.23 – Резиновые армированные манжеты (ГОСТ 8752–79)

В миллиметрах



Диаметр вала d	D	h	h_1 , не более	Диаметр вала d	D	h	h_1 , не более
20; 21; 22	40	10	14	40	60; 62	10	14
24	40	7	10	42	62	10	14
25	42	10	14	45	65	10	14
26	45	10	14	48; 50	70	10	14
28	50	10	14	52	75	10	14
30; 32	52	10	14	55; 56; 58	80	10	14
35; 36	58	10	14	60	85	10	14
38	52	7	10	63; 65	90	10	14
38	58	10	14	70; 71	95	10	14

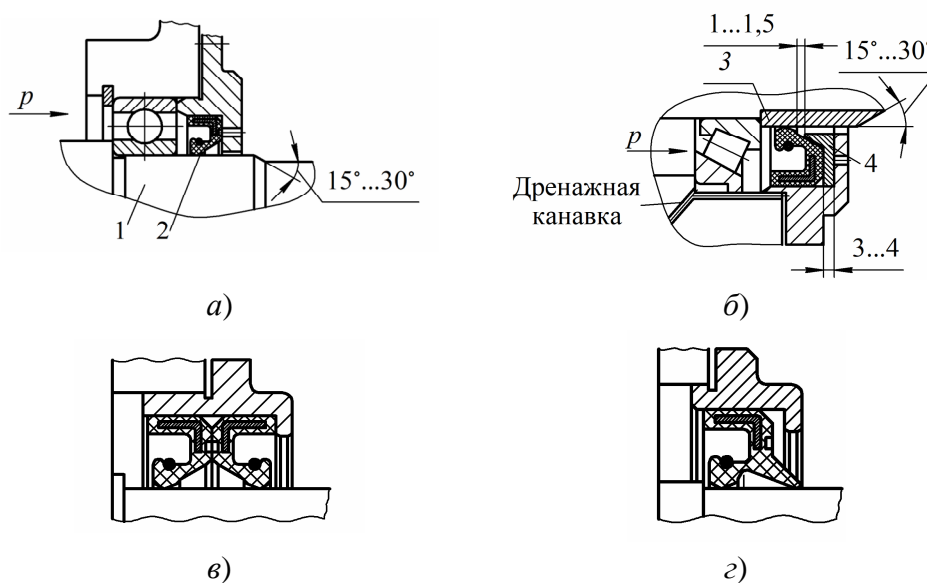


Рисунок 8.20 – Способы установки манжеты

Для защиты вала от изнашивания рекомендуется установить втулку 3 (рисунок 8.20, б), которая одновременно выполняет функции дистанционной для

осевого фиксирования детали, устанавливаемой на концевом участке вала, и исключает необходимость выполнения на валу дополнительной ступени. На валу монтируют втулку с посадкой $H7/k6$, которая обеспечивает надежное крепление ее в осевом направлении. Для предохранения манжеты 2 от выворачивания при значительном перепаде давления (например, при нагнетании пластичной смазки в подшипниковую полость через пресс-масленку) рекомендуется применять конусный упор 4.

Для предохранения рабочей кромки манжеты от повреждения при монтаже на валу 1 или втулке 3 предусматривают заходную фаску под углом 15° (рисунок 8.20, а, б).

При установке манжеты рядом с коническим подшипником в отверстии под подшипник выполняют дренажные канавки для отвода масла, которое нагнетается подшипником (см. рисунок 8.20, б). При высоком уровне масла (например, в глобоидных червячных редукторах) или запыленной внешней среде устанавливают рядом две манжеты (рисунок 8.20, в) или одну с пыльником (рисунок 8.20, г). Свободное пространство между манжетами или рабочими кромками манжеты заполняют при сборке пластичной смазкой.

При использовании для подшипников жидкого смазочного материала обычно применяют уплотнения по торцевым поверхностям колец подшипников. Из ряда конструктивных разновидностей этого типа наиболее просты и достаточно эффективны уплотнения упругими стальными шайбами (рисунок 8.21). Толщина шайб в зависимости от их размера $\delta = 0,3 \dots 0,6$ мм. Торцовая грань шайб выступает за их плоскость на расстояние $c = 0,5 \dots 0,6$ мм. После закрепления шайб это создает некоторую силу прижатия их граней к торцам кольца подшипника.

Контактные уплотнения оказывают сопротивление вращению, поэтому их применяют при небольших скоростях ($V < 15$ м/с). Бесконтактные уплотнения не оказывают сопротивления вращению. Существует несколько их разновидностей.

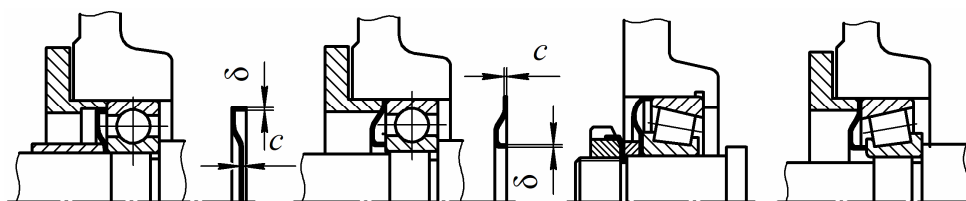


Рисунок 8.21 – Схемы уплотнений стальными шайбами

Щелевые (рисунок 8.22, а, б) и **лабиринтные** (рисунок 8.22, в) уплотнения создают сопротивление протеканию жидкости. Это узкие щели, радиальные и осевые выточки (лабиринты) сложной формы. Уплотнения надежно защищают подшипники от грязи и пыли при смазывании их любым смазочным материалом, не имеют трущихся деталей, применимы практически при любой окружной скорости.

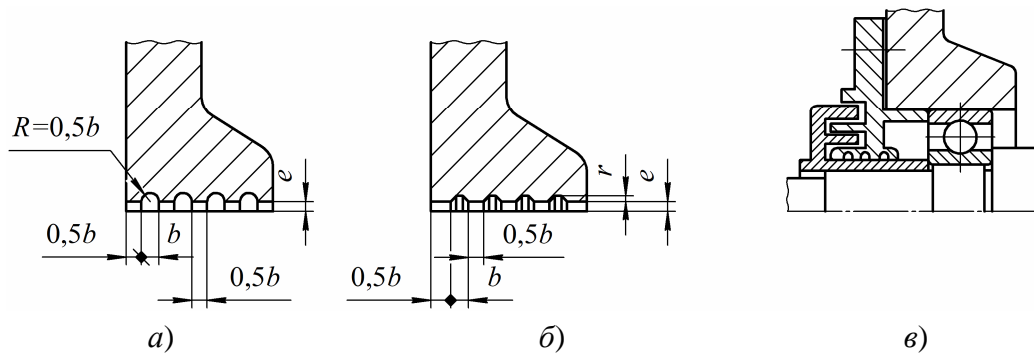


Рисунок 8.22 – Схемы щелевых (а, б) и лабиринтных (в) уплотнений

Формы канавок показаны на рисунке 8.22, а, б; их размеры (мм) принимают по следующим рекомендациям:

d (диаметр вала)	20...50	50...80	80...120
b	2,0	3,0	4,0
e	0,2	0,3	0,4
r	1,5	2,0	2,5

Зазоры щелевых и лабиринтных уплотнений целесообразно заполнять пластичной смазкой, создающей дополнительный жировой заслон для попадания на подшипник извне пыли и влаги.

Для повышения уплотняющего эффекта различные виды уплотнений комбинируют. На рисунке 8.22, в показаны комбинации лабиринтного и щелевого уплотнений.

Для свободного просачивания масла при смазывании подшипников качения масляным туманом полость подшипника должна быть открыта внутрь корпуса, а для обеспечения лучшей циркуляции масла подшипниковые гнезда желательно дренажировать (рисунок 8.23, а).

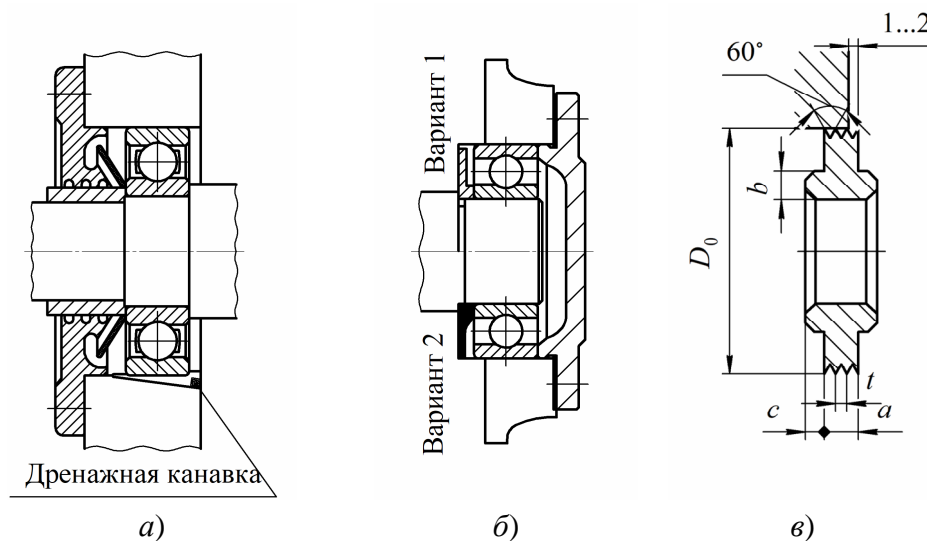


Рисунок 8.23 – Схемы маслоотбойных (а, б) и маслосбрасывающих (в) устройств

При расположении рядом с подшипником шестерни, наружный диаметр которой меньше наружного диаметра подшипника, выжимаемое из зацепления масло при значительных скоростях обильным потоком выбрасывается в подшипник. Если подшипник необходимо защитить от излишнего количества масла, применяют внутреннее уплотнение в виде маслоотбойных шайб, изготавливаемых механической обработкой (вариант 1) или штамповкой (вариант 2) (рисунок 8.23, б). Толщина шайбы – 1,2...2,0 мм, зазор между корпусом и наружным диаметром шайбы – 0,2...0,6 мм.

В случае применения пластичной смазки (при ресурсном смазывании) подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости во избежание вымывания пластичной смазки жидкостной, применяемой для смазывания зацепления, поэтому подшипниковый узел закрывают маслосбрасывающим кольцом (рисунок 8.23, в). Кольцо устанавливают с внутренней стороны корпуса редуктора так, чтобы гребенка наружного диаметра выходила за торец подшипникового гнезда на 1...2 мм; зазор между наружной поверхностью кольца и корпусом (стаканом) – приблизительно 0,2 мм; $D_0 = D - 0,2$ мм, где D – диаметр подшипникового гнезда; $a = 6...9$ мм; $t = 2...3$ мм. Размер b равен высоте бурта вала. Размеры l и c выбирают исходя из условий конструкции.

8.7 Конструирование корпусов

Корпусные детали. К группе корпусных деталей относятся корпус, стаканы и крышки. Их назначение – обеспечивать правильное расположение деталей, передающих вращающий момент, и воспринимать все силы, действующие в редукторе.

Корпус должен быть достаточно жестким, чтобы предотвратить перекося осей валов под действием внутренних и внешних сил. Для повышения жесткости при одновременном снижении массы корпус выполняют с ребрами. Расположение ребер согласовывают с направлением сил, деформирующих корпус. Ребра также увеличивают поверхность охлаждения корпуса, что имеет особое значение при проектировании червячных редукторов.

По конструктивному оформлению корпуса бывают разъемные и неразъемные. Разъем корпуса обычно выполняют в плоскости, параллельной его основанию (плоскость расположения осей зубчатой пары).

В современном редукторостроении существуют следующие тенденции формообразования корпусов: простые геометрические формы (рисунки 8.24, 8.25), ограниченные прямолинейными плоскостями, имеющими горловины для подшипников снаружи и ребра внутри; лапы под фундаментные болты не выступают за габариты корпуса; для подъема редуктора проушины отлиты заодно с корпусом; отсутствие выступающих частей корпуса, облегчающее размещение редуктора в общей компоновке; пространство для заливки масла увеличено; горизонтальная

верхняя поверхность крышки служит технологической базой при обработке ответственной поверхности разъема и выверки редуктора при монтаже; отсутствуют низкотехнологичные зенковки под гайки стяжных болтов.

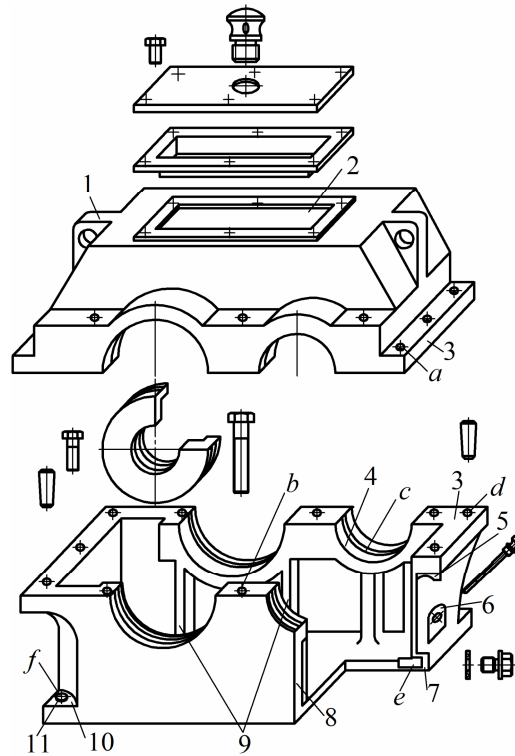


Рисунок 8.24 – Детали корпуса цилиндрического одноступенчатого редуктора

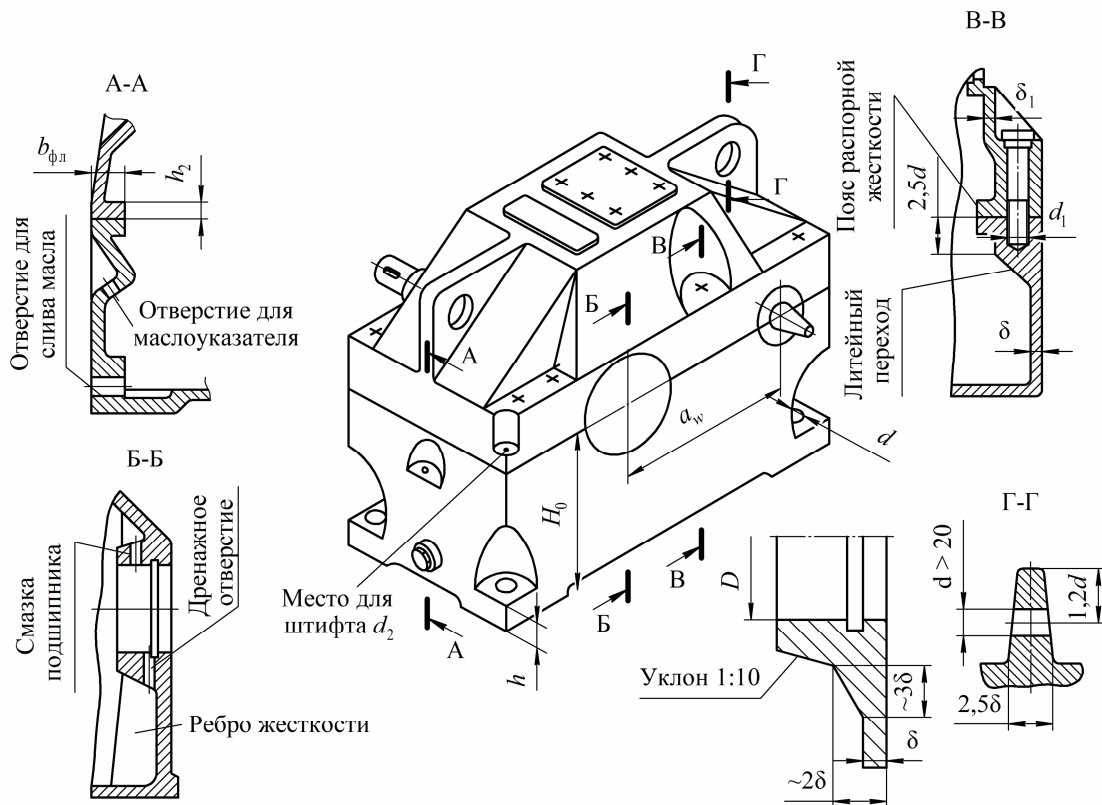


Рисунок 8.25 – Корпус цилиндрического одноступенчатого редуктора

На рисунке 8.24 приведено конструктивное оформление литого корпуса редуктора. Он изготовлен в виде разъемной коробки, что облегчает сборку агрегата. Корпус состоит из нижней части (основания) и верхней (крышки). В плоскости разъема размещены оси валов. Эта плоскость, как правило, горизонтальная. В некоторых случаях применяют наклонный разъем, позволяющий уменьшить объем масляной ванны и обеспечить одинаковое погружение колес в масло. Прокладки между корпусом и крышкой не допускаются, т. к. они могут нарушить посадки подшипников.

При расположении валов в вертикальной или иных плоскостях применяют более сложные конструкции корпусов с несколькими разъемами.

Конструкции корпусов разнообразны, однако в них есть общие конструктивные элементы: стенки *8*; бобышки *4* для подшипников; фланцы *3* для крепления крышки и корпуса; ниши или фланцы *10* для крепления корпуса к плите или раме; ребра жесткости *9*, пластики *11*, выравнивающие поверхность под гайки и головки винтов; смотровой люк *2*, бобышки *7* и ниша *6* с резьбовыми отверстиями для установки пробки и маслоуказателя; отверстие *e* для слива масла; резьбовые отверстия *a* для отжимных болтов; отверстия *d* для конических (цилиндрических) штифтов, используемых для фиксации крышки и корпуса; отверстия *b* и *f* для установки винтов (шпилек), служащих для крепления крышки с корпусом и корпуса с рамкой (плитой), канавки *c* для кольцевых выступов крышек подшипников; проушины *1* или грузовые крюки *5* для транспортировки крышки и основания и т. д.

Литой корпус должен удовлетворять требованиям, предъявляемым к литью по форме переходов, конструктивным (служащим для упрочнения элементов корпуса) и технологическим (формовочным) уклонам. Последние создаются для свободной выемки моделей из формы. При толщине стенки до 25 мм радиусы закруглений составляют примерно $\frac{1}{3}$, а при толщине более 25 мм – $\frac{1}{5}$ полусуммы значений толщины сопрягаемых стенок. Нормальный ряд радиусов для галтелей: 3; 5; 8; 10; 15; 20; 25; 30; 40 мм.

Конструктивные и технологические уклоны должны выполняться в направлении выемки модели из формы, т. е. на поверхностях, перпендикулярных к плоскости разъема модели. Минимально допустимые уклоны задаются углом или отношением катетов.

На конструкцию корпусных деталей оказывает влияние технология механической обработки. Деталь должна быть простой формы, удобной для обработки. Технология механической обработки корпусных деталей включает три основные технологические операции: обработка плоскостей, обработка крупных точных отверстий и обработка мелких отверстий.

При обработке плоскостей деталей должен обеспечиваться свободный проход инструмента. Обработываемые поверхности должны располагаться в одной плос-

кости. Отдельные пластики следует размещать так, чтобы общая ширина обрабатываемых плоскостей была наименьшей. Обрабатываемые плоскости должны быть расположены под углом 90° или 180° одна к другой.

Крупные точные отверстия могут иметь уступы и канавки только при единичном и мелкосерийном производствах. Однако и в этом случае отверстия с уступами, канавками, подрезанными торцами удлиняют время обработки, удорожают изготовление корпусной детали, поэтому их следует по возможности избегать. Растачиваемые отверстия следует выполнять одного диаметра (особенно отверстия, расположенные соосно).

Ряд диаметров мелких отверстий желательно сокращать, особенно отверстий, расположенных на одной стороне детали.

Поверхность детали на входе и выходе сверла должна быть перпендикулярной к оси сверла (во избежание его поломок).

Все отверстия (гладкие и резьбовые) желательно выполнять сквозными. Резьбовые отверстия должны иметь фаску со стороны входа метчика (для лучшего центрирования последнего).

На стенках резьба нарезается диаметром не менее М6. Оси всех отверстий следует располагать перпендикулярно базовой плоскости детали.

Длина отверстий должна быть возможно меньшей. Длину гладкого отверстия следует принимать не более трех диаметров, а его резьбовой части – не более двух. Несквозные резьбовые отверстия, нарезаемые резцом, должны оканчиваться канавкой для выхода резца.

В показанных на рисунках 8.25–8.28 конструкциях корпуса дно корпуса выполнено наклонным ($1\dots 2^\circ$) в сторону сливного отверстия.

Приведенная на рисунке 8.25 конструкция корпуса соответствует современным требованиям технической эстетики, однако обладает недостатками: большая масса; увеличенная трудоемкость формовки; сложность внутренней очистки и окраски. Для уменьшения этих недостатков в редукторах малых и средних размеров можно сократить число ребер (ограничиться ребрами у горловин тихоходного вала в корпусе, устанавливая их парами). Размеры корпуса даны в таблице 8.24.

Таблица 8.24 – Ориентировочные соотношения основных размеров (мм) чугунного литого корпуса цилиндрического редуктора (рисунок 8.25) и его крепежных деталей

Элементы корпуса	Расчетные зависимости
Толщина стенки основания корпуса	$d = 2\sqrt[4]{0,1T_2^3 \cdot 6}$
Толщина стенки крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9 \delta \geq 6$
Толщина ребра в основании	$\delta_3 = \delta_1$
Толщина подъемного уха в основании	$\delta_2 = 2,5\delta$

Элементы корпуса	Расчетные зависимости
Диаметр стяжного болта (винта)	$d_1 = \sqrt[3]{T_2} \cdot 3 \cdot 10$
Диаметр штифтов	$d_2 = (0,7 \dots 0,8)d_1$
Толщина фланца по разьему корпуса	$h_2 = \delta$
Диаметр фундаментного болта	$d \gg \sqrt[3]{2T_2} \cdot 3 \cdot 12$
Толщина лапы фундаментного болта	$h = 1,5d$
Ширина пояса жесткости (фланца)	$b_{\text{фл}} \geq 1,5d$
Высота центров редуктора	$H_0 = (1 \dots 1,12)a_w$
Наружный диаметр прилива	$D_1 = 1,25D + 10 \text{ мм}$
Расстояние между торцом шестерни (вдоль оси) и выступающими элементами внутренней части корпуса*	$\Delta_1 \approx 0,8\delta_{\text{корп}}$
Расстояние между зубьями колеса в радиальном направлении и торцом фланца, днищем основания*	$\Delta_2 \approx 1,2\delta_{\text{корп}}$
Примечание – *Уточненные значения Δ_1 и Δ_2 принимают при эскизной компоновке	

Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: первое (при $a_w \leq 200$ мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке в корпус вводят комплект вала с червячным колесом; второе – с плоскостью разьема по оси вала червячного колеса.

В первом исполнении (рисунок 8.26) боковые крышки центрируют по диаметру D и крепят к корпусу винтами (сечение Б–Б). Диаметры и количество винтов принимают по рекомендациям, приведенным при описании конструкции крышек (таблица 8.22).

Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения (рисунок 8.26, элемент I).

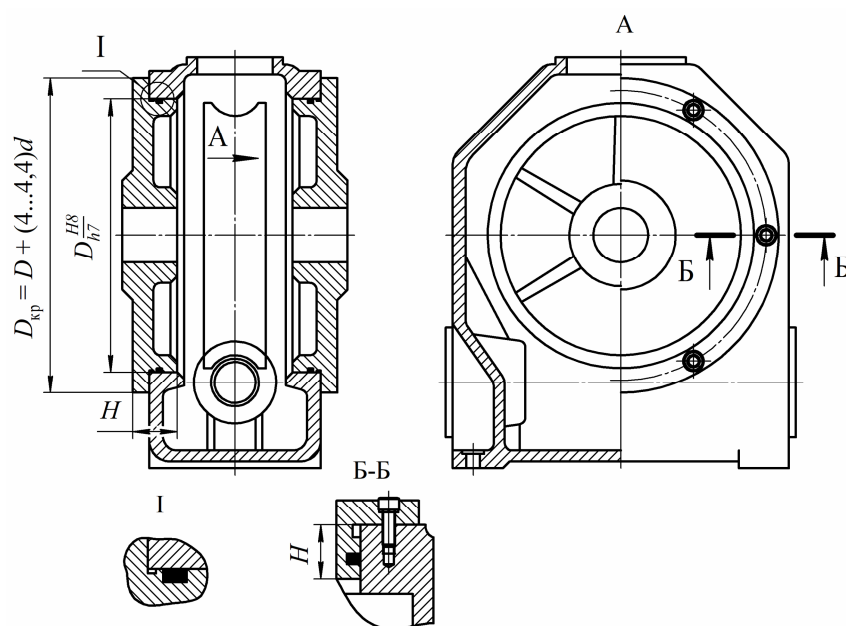


Рисунок 8.26 – Монолитный корпус червячного редуктора

Для создания необходимой жесткости боковые крышки выполняют с высокими центрирующими буртиками и шестью радиально расположенными ребрами жесткости (рисунок 8.26, вид А). Высота буртика крышки должна соответствовать условию $H \geq 0,1D_{кр}$. Конструкция корпуса червячного редуктора с разъемом по оси колеса и нижним расположением червяка показана на рисунке 8.27. Для повышения жесткости червяка его опоры максимально сближают. Места расположения приливов (горловины) определяют прочерчиванием.

Крышки крепят к корпусу винтами с цилиндрической круглой головкой, утопленной в гнезде (рисунок 8.27, сечения В–В, Г–Г).

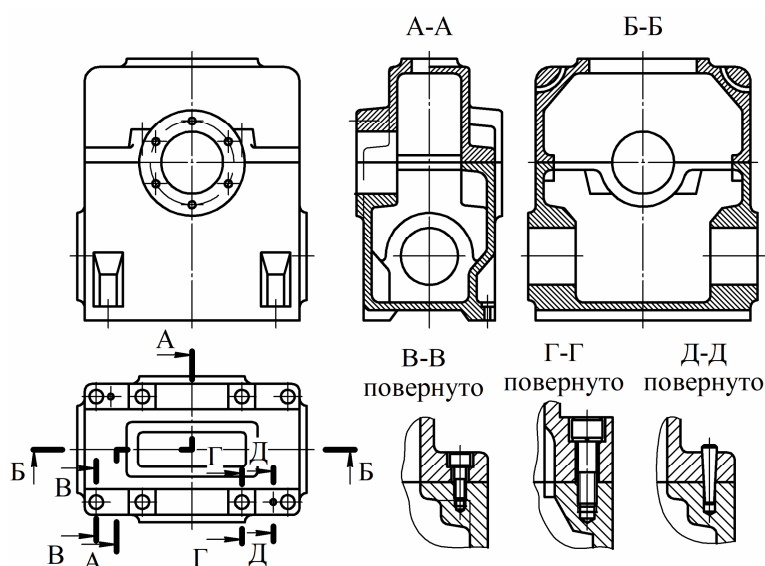


Рисунок 8.27 – Корпус червячного редуктора с разъемом по оси вала колеса

В разъемных конструкциях корпусов (рисунки 8.26, 8.27) для точного фиксирования основания корпуса с крышкой в процессе расточки отверстий для подшипников, а также во избежание относительного смещения крышки и корпуса в процессе сборки предусматривают штифты (рисунок 8.27, сечение Д–Д). Точность фиксирования обеспечивается двумя (обычно коническими) штифтами, которые располагают по диагонали фланцев корпуса. При конструкции корпуса с фланцем, уходящим внутрь, и глухом отверстии применяют штифты с внутренней резьбой или с резьбовой цапфой. При разборке штифты извлекают при помощи резьбы. Ориентировочный диаметр штифта назначают в зависимости от диаметра d_1 стяжного винта (таблица 8.24). Размеры штифтов выбирают по таблицам 8.25, 8.26.

Таблица 8.25 – Конические штифты (ГОСТ 3129–70)

В миллиметрах

d	4	6	8	10
L	16...70	20...110	25...140	30...180
Примечание – Размер L в заданных пределах принимают из ряда чисел: 16; 20; 25; 30; 36; 40; 50; 55; 60				

Таблица 8.26 – Конические штифты с внутренней резьбой (ГОСТ 9464–79)

В миллиметрах

Параметр	<i>d</i>			
	8	10	12	16
<i>d</i> ₁	M5	M6	M8	M10
<i>l</i> ₁	8	10	12	16
<i>L</i>	18...80	26...100	26...100	40...160

Примечание – Размер *L* в заданных пределах принимают из ряда чисел, приведенных в таблице 8.25

Герметичность разъемов (кроме тщательного их изготовления) достигается дополнительными мерами. Перед сборкой разъемы смазывают шеллаком, цапон-лаком или пастой «Герметик». Шелковая нить, уложенная по контуру разъема, облегчает удаление слоя засохшего лака при разборке. Разъемы смотровых отверстий и прочих отверстий под заглушки уплотняют картонными или резиновыми прокладками. Для облегчения отделения крышки от основания редуктора при разборке во фланце крышки предусматривают резьбовое отверстие для отжимного винта.

Описанные конструкции корпусов редукторов не являются единственно возможными. При необходимости можно создать и другие. На рисунке 8.28 представлена конструкция корпуса двухступенчатого цилиндрического редуктора, а ориентировочные соотношения основных размеров приведены в таблице 8.27.

Таблица 8.27 – Ориентировочные размеры характерных элементов редукторных корпусов (рисунок 8.28)

Элемент корпусной детали	Расчетная зависимость
Толщина стенок основания корпуса	$d = 2\sqrt[4]{0,1T_2^3} \cdot 6$
Толщина стенок крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9\delta$
Наружный диаметр прилива под подшипник	$D_1 = 1,25D + 10 \text{ мм}$
Толщина ребер в основании	$\delta_3 = \delta_1$
Диаметр фундаментного болта	$d = (0,08...0,12)a_{\text{вт}}$
Толщина фундаментной лапы	$h = (2...3)d$
Длина опорной поверхности лапы в зоне болта	$l = (4...5)d$
Ширина опорной поверхности лапы	$b = (2,5...4) d$
Диаметр болтов: – стягивающих корпус по разьему вблизи подшипников; – остальных	$d_1 = (0,7...0,8)d$ $d_2 = (0,5...0,6)d$
Толщина фланца по разьему корпуса	$h_2 = 1,5d_2$
Диаметр болтов крепления крышки подшипника	$d_3 = 0,04D_1 + 4 \text{ мм}$
Диаметр штифтов	$d_4 \approx 0,8d_2$
Толщина проушины для подъема крышки корпуса	$\delta_4 = 2,5\delta_1$
Диаметр отверстия для слива масла	$d_5 = \text{M16...M36}$ (в зависимости от размеров редуктора)
Суммарная толщина фланцев h_1	Определяется из условия размещения болтов вблизи подшипника

Примечание – *D* – наружный диаметр подшипника качения или вкладыша подшипника скольжения

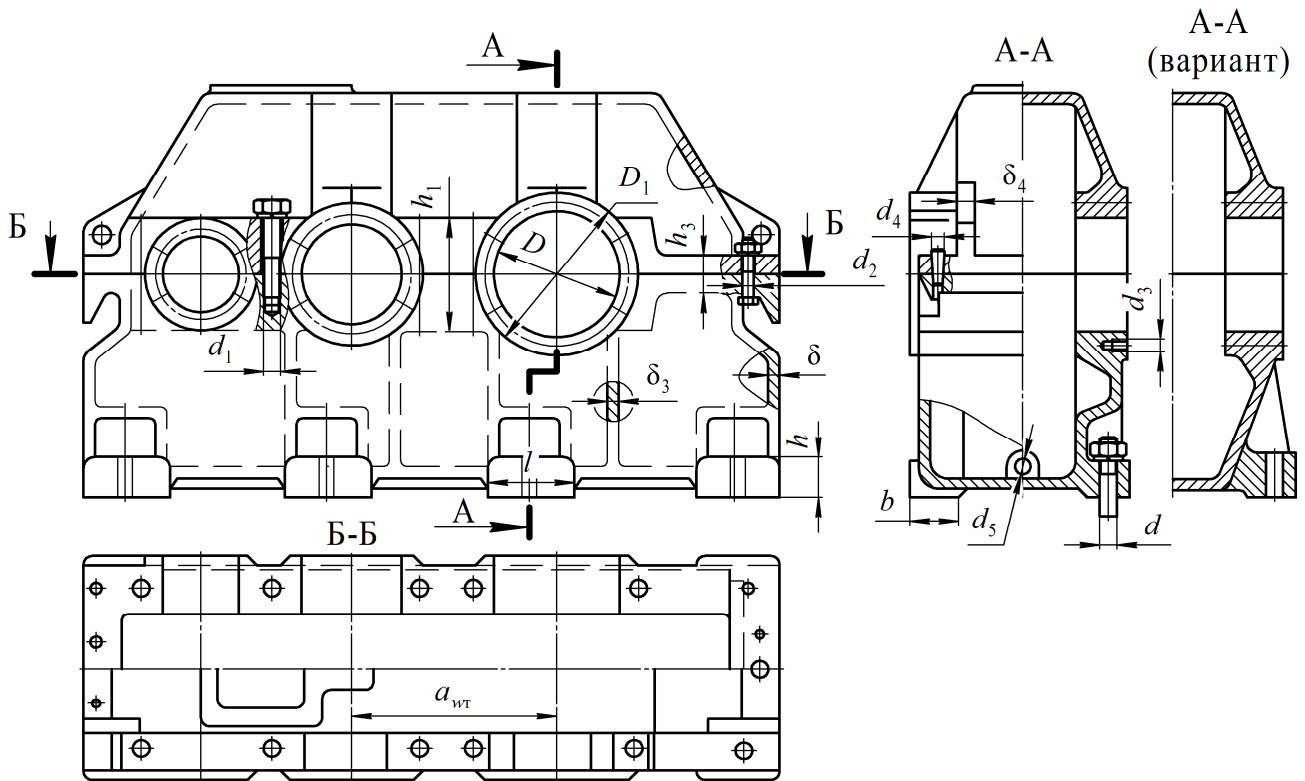


Рисунок 8.28 – Конструкция корпуса двухступенчатого цилиндрического редуктора

Ответственными элементами, влияющими на удобство и безопасность работ при монтаже и обслуживании редуктора, являются строповочные устройства. Не вполне надежны приливы к стенкам (рисунок 8.29, а, б), поскольку возможное утончение стенки из-за смещения стержней при отливке, оставшееся незамеченным, может привести к отрыву прилива вместе с участком стенки. Надежнее проушины или крюки, соединенные с фланцем (рисунок 8.29, в, г). Размеры крюков даны в таблице 8.28. Для подъема редуктора используют также удлиненные рымболты, служащие одновременно для скрепления фланцев корпуса (рисунок 8.29, д). Выбирают такое расположение строповочных элементов, чтобы исключить возможность опрокидывания поднятого груза.

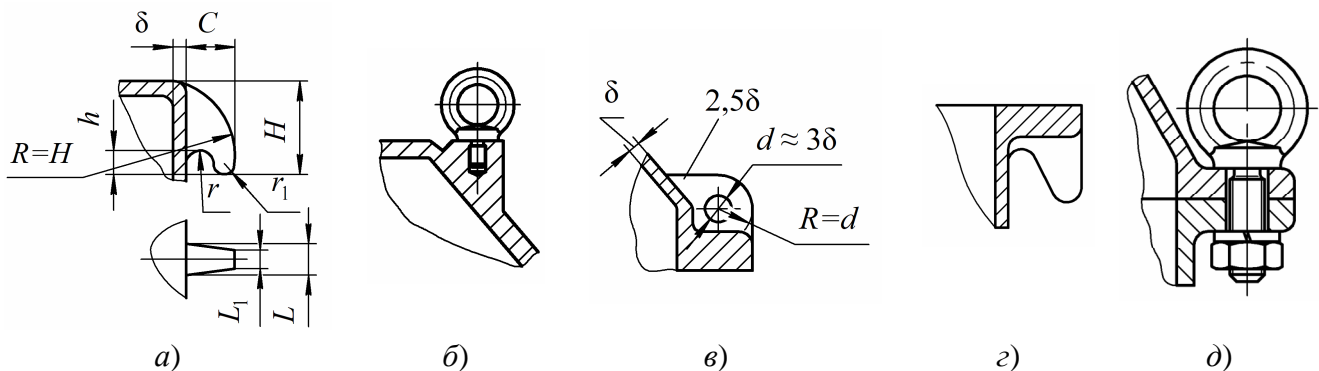


Рисунок 8.29 – Строповочные элементы редукторов

Таблица 8.28 – Строповочные крюки (рисунок 8.29)

В миллиметрах

Допускаемая нагрузка на крюк (кН) для отливки		H	L	L_1	c	r	r_1	h	δ , не менее
стальной	чугунный								
5	4	80	25	20	40	12	8	17	13
10	6	100	30	25	50	15	10	20	15
20	10	120	40	30	60	18	12	21	20
30	15	140	50	40	70	20	15	26	25
50	25	160	60	50	80	22	15	32	30
100	45	190	80	60	90	25	20	35	40
150	65	220	100	80	110	30	25	45	50
200	90	250	120	100	130	35	31	50	60

8.8 Смазочные системы и устройства

Совокупность устройств, обеспечивающих подачу смазочного материала к поверхностям трения, а также его возврат в масляный бак или другую емкость (картер двигателя внутреннего сгорания или редуктора), называют смазочной системой (ГОСТ 20765–87). Для редукторов общего назначения обычно применяют смазочные системы с жидким смазочным материалом, а в отдельных узлах – с пластичным.

Наиболее простой способ смазывания (погружение зубьев колес (витков червяка) в масло, залитое в картер редуктора) в системе с жидким смазочным материалом применяется при окружных скоростях $V < 12...15$ м/с. Уровень масла в картере редуктора должен обеспечивать погружение венца колеса на глубину до двух высот зубьев, но не менее 10 мм. Колеса конических передач необходимо погружать в масло на всю длину зуба. В червячных передачах с нижним расположением червяка (рисунок 2.30, а) его следует погружать в масло на глубину $h_m = (0,2...0,5)d_1$. При верхнем расположении червяка (рисунок 2.30, б) глубина погружения не должна превышать $h_m = 2,2m + 0,25d_2$.

В червячных редукторах с нижним расположением червяка и небольшой ($n < 750$ мин⁻¹) частотой вращения применяют разбрызгиватели (рисунок 8.30, в, г). Закрепленные на червяке, они создают при вращении масляный туман, улучшающий смазывание зацепления и подшипников.

Принимают такой объем масляной ванны, чтобы обеспечить отвод выделяющейся в зацеплении теплоты к стенкам корпуса. В частности, для одноступенчатых цилиндрических редукторов рекомендуется, чтобы на 1 кВт передаваемой мощности приходилось 0,35...0,70 л масла, а в червячных передачах – от 0,6 до 1 л. Большие значения принимают для масел большей вязкости. Чем больше объем масляной ванны, тем дольше сохраняются свойства масла и лучше условия смазывания. Поэтому максимальный объем ванны ограничивают пределами допустимой высоты h уровня масла в корпусе и расстоянием b_0 .

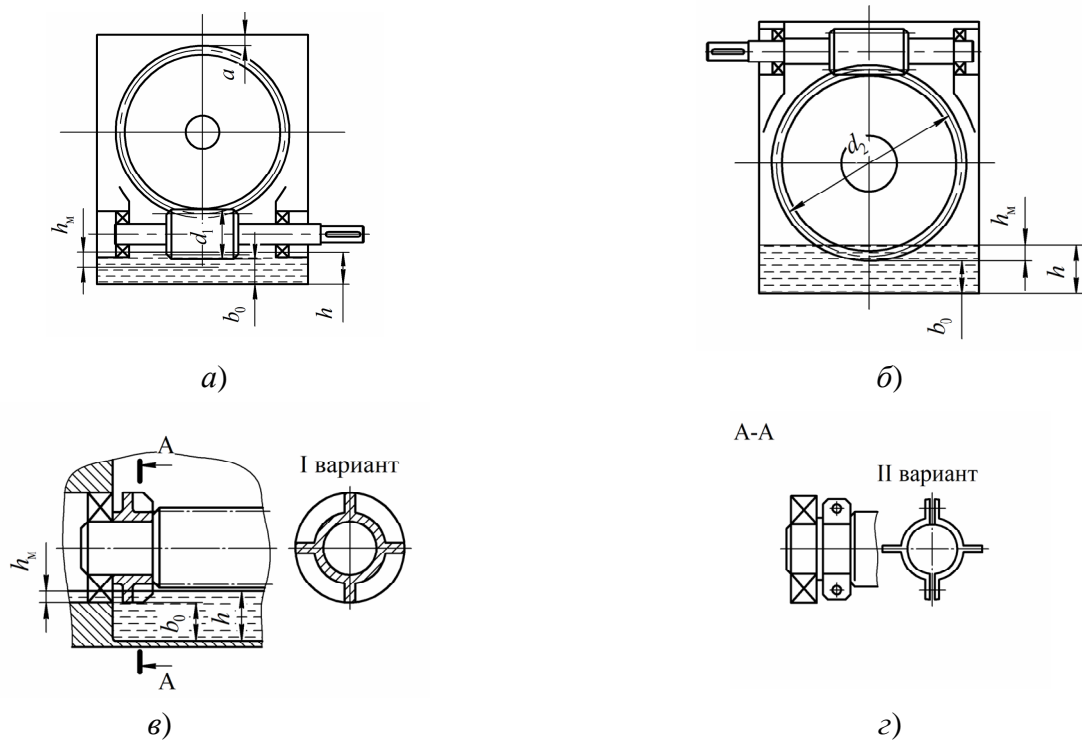


Рисунок 8.30 – Способы смазывания червячных передач

Для смазывания опор валов, расположенных далеко от уровня масляной ванны, применяют различные устройства. Например, для смазывания подшипников вала конической шестерни на фланце корпуса в плоскости разъема делают канавки, а на крышке корпуса – скосы (рисунок 8.31, а). Со стенок крышки масло стекает в эти канавки и через отверстия в стенке попадает к подшипникам.

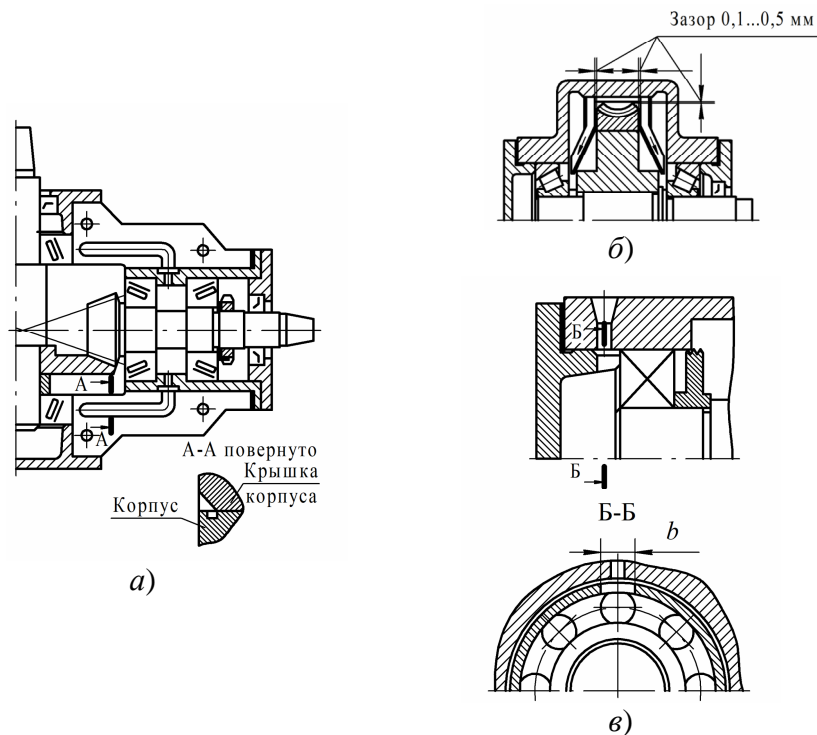


Рисунок 8.31 – Способы смазывания подшипников

Если доступ масляных брызг к подшипникам качения затруднен, смазывание их осуществляют индивидуально пластичным смазочным материалом. В этом случае полость подшипника отделяют от внутренней части корпуса маслосбрасывающим кольцом. Свободное пространство внутри подшипникового узла заполняют на $\frac{1}{3}$ объема пластичной мазью. Для подачи в подшипниковую полость смазочного материала без снятия крышки применяют пресс-масленки (рисунок 8.32). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в некоторых случаях применяют переходные штуцеры 1.

Для наблюдения за уровнем масла в картере редуктора предусматривают различные маслоуказатели (рисунок 8.33). В труднодоступных для наблюдения местах следует применять жезловые (рисунок 8.33, а) или крановые (рисунок 8.33, б) маслоуказатели. Жезловые указатели (щупы) желательно защищать от масляной волны (стенкой или трубкой), чтобы в любой момент работы редуктора можно было проверить уровень масла. В корпус редуктора жезловые указатели вставляют по скользящей посадке (рисунок 8.33, а) или ввинчивают при помощи резьбы.

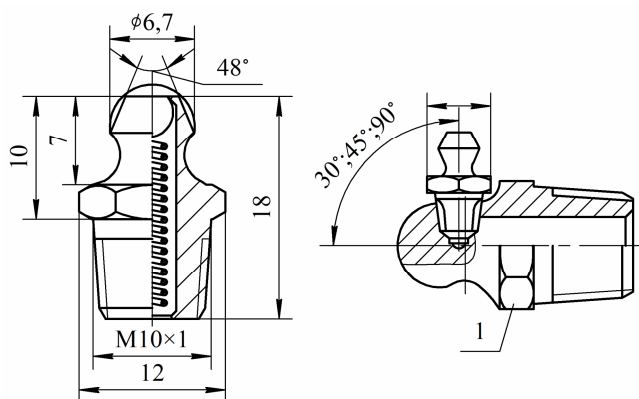


Рисунок 8.32 – Масленка (ГОСТ 19853–74)

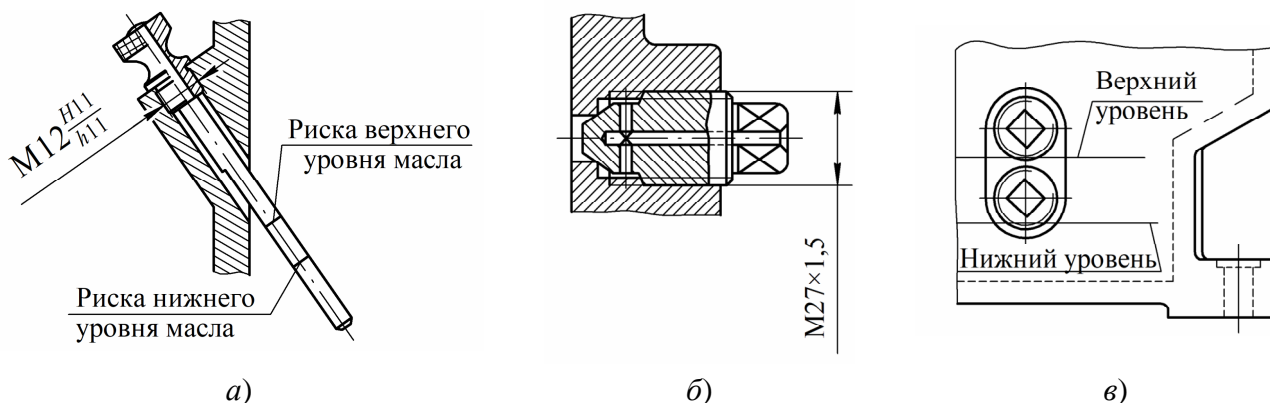


Рисунок 8.33 – Маслоуказатели

Крановые маслоуказатели устанавливают попарно для контроля за нижним и верхним уровнями масла. В кране (рисунок 8.33, б) надежность уплотнения

достигается затяжкой, в результате которой происходит смятие гнезда в корпусе редуктора. Для контроля за уровнем масла (по аналогии с этими конструкциями) применяют также обычные резьбовые пробки, устанавливаемые в корпусе редуктора на верхнем и нижнем уровнях смазочного материала (рисунок 8.33, в).

Во время работы повышается давление внутри редуктора в связи с нагревом воздуха и масла. Это приводит к выбрасыванию масляного тумана из корпуса через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой отдушинами в верхней части корпуса. Наибольшее применение нашли отдушины, изображенные на рисунке 8.34.

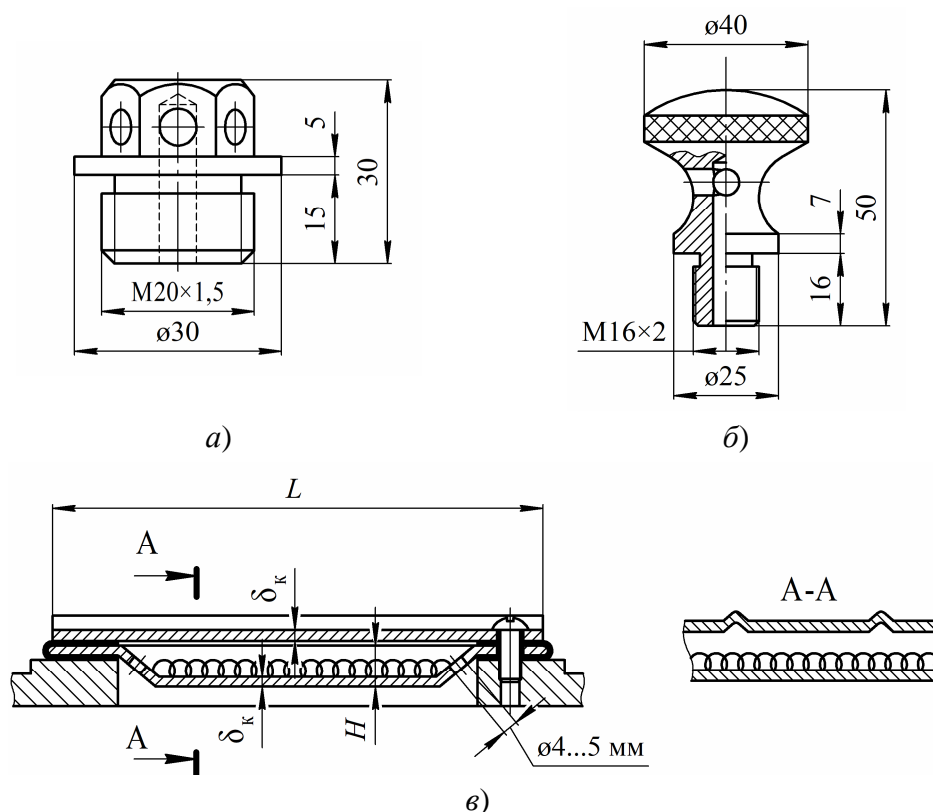


Рисунок 8.34 – Отдушины

Размеры резьбовых пробковых отдушин приведены на рисунке 8.34, а, б. Показанная на рисунке 8.34, б отдушина может быть соединена со смотровой крышкой люка редуктора с помощью сварки или установлена с натягом. В редукторах с плоскими, горизонтально расположенными крышками смотровых люков целесообразно применять отдушину, изображенную на рисунке 8.34, в.

Устройство такой крышки-отдушины следующее. Во внутренней штампованной крышке высотой $H = 0,1L$ пробиты 2...4 отверстия диаметром 4...5 мм. По периметру торца эта крышка окантована с двух сторон привулканизированной резиной. Наружная крышка плоская. Вдоль длинной ее стороны выдавлены 2...3 гребня

(сечение А–А), через которые внутренняя полость редуктора соединена с внешней средой. Пространство между внутренней и внешней крышками заполнено фильтром из тонкой медной проволоки, металлокерамики или другого материала.

При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются, поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Отработанное масло нужно слить таким образом, чтобы не производить разборку механизма привода. Для этой цели в нижней части корпуса редуктора предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой (рисунок 8.35, таблица 8.29).

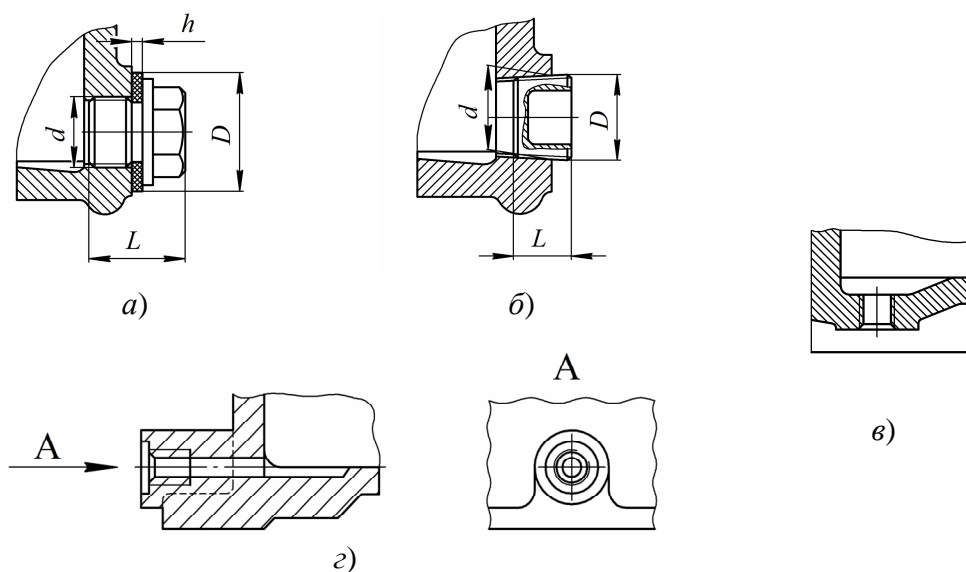


Рисунок 8.35 – Маслосливные отверстия

Таблица 8.29 – Основные размеры пробок для маслосливных отверстий, мм

Исполнение 1						Исполнение 2			
d	l	L	b	D	s	d	H	b	s
M12×1,25	12	22	3	20	17	$\frac{1}{2}$ " (20,9)	15	4	8
M16×1,5	13	23	3	25	19	$\frac{3}{4}$ " (26,4)	16	4,5	12
M20×1,5	13	25	3	30	22	1" (33,2)	19	5	14
M24×1,5	13	28	4	34	27				

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения, поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из промасленного техни-

ческого картона толщиной $h = 1...1,5$ мм, паронита толщиной $h = 1,5...2$ мм, алюминия или меди. Коническая резьба создает герметичное соединение. Пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют, поэтому их применение предпочтительнее.

Внутреннюю поверхность дна корпуса выполняют с уклоном, а у сливного отверстия предусматривают местное углубление (рисунок 8.35, а, б). При этом исполнении масло почти без остатка может быть слито из корпуса, однако часть его будет стекать по стенке корпуса и падать на плиту или фундамент. Поэтому лучше располагать сливное отверстие в дне корпуса (рисунок 8.35, в), если это удобно для пользования. Нередко сливное отверстие располагают на стороне опорного фланца корпуса. В этом случае его выполняют в приливе (рисунок 8.35, г).

Выбор смазочного материала. От правильности выбора смазочных материалов, способов смазывания и видов уплотнений в значительной степени зависят работоспособность и долговечность механизмов. В качестве смазочных материалов для передач редукторов и их подшипников используют жидкие нефтяные и синтетические масла, а также пластичные смазки.

Выбор смазочных масел для передач редукторов общемашиностроительного применения производится главным образом по кинематической вязкости (таблица 8.30), которая характеризует сопротивление отдельных слоев жидкости относительному сдвигу.

Таблица 8.30 – Рекомендации по применению масел в редукторах общемашино-строительного применения

Марка масла	Номинальная кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре, °С		Температура, °С	Условия применения						
	50	100		Контактное напряжение	Окружная скорость или скорость скольжения, м/с					
					до 1	0,5...2,5	2,0...4,0	3,5...6,0	5,0...10,0	8,0...15,0
Зубчатые передачи										
ИРП-40	35...45	8...10	-10...+50	до 800 МПа					+	+
ИРП-75	72...80	11...13	-10...+50					+	+	+
ИРП-150	140...160	18...20	-10...+50			+	+	+	+	
ИТП-200	220...240	–	-10...+50		+	+	+			
ИТП-300	304...357	35...45	-7...+50		+	+				
И-40А	40	–	-15...+45						+	+
И-50А	50	7	-20...+45						+	+
Червячные передачи										
ИГП-114	110...120	15	+50...-15	до 800 МПа			+	+	+	
ИГП-152	147...158	20	+50...-15			+	+	+		
ИГП-182	175...190	23...28	+50...-8		+	+	+			
МС-20	157	20	+50...-18			+	+	+	+	
Цилиндровое 52	60	50...70	+50...-5		+	+	+			

Для повышения стойкости зубьев против заедания желательно применять масла высокой вязкости, однако это заметно увеличит потери на перемешивание масла. Поэтому вязкость масла выбирают в зависимости от окружной скорости, нагрузки и материала зубьев. Чем больше нагрузка и меньше скорость, тем выше должна быть вязкость масла. Ориентировочно необходимая вязкость ($\text{мм}^2/\text{с}$) смазочного материала может быть подобрана по эмпирической формуле

$$\nu_{50} = \frac{\nu_1}{\sqrt{v}}, \quad (8.9)$$

где ν_{50} – рекомендуемая кинематическая вязкость смазочного материала при температуре 50°C и заданной средней окружной скорости V или скорости скольжения передачи $V_{\text{ск}}$, м/с;

ν_1 – рекомендуемая вязкость при $V = 1$ м/с; $\nu_1 = 260\text{...}280$ $\text{мм}^2/\text{с}$ для высокопрочных зубчатых передач ($\sigma_{\text{в}} \geq 1000$ МПа) с термически обработанной поверхностью зубьев (закалка, цементация, азотирование); $\nu_1 = 170\text{...}180$ $\text{мм}^2/\text{с}$ для стальных передач ($\sigma_{\text{в}} \approx 600\text{...}800$ МПа) с зубьями без термообработки; $\nu_1 = 120\text{...}130$ $\text{мм}^2/\text{с}$ для передач, состоящих из пар «сталь–чугун», «сталь–бронза» или «сталь–пластмасса»; $\nu_1 = 300\text{...}340$ $\text{мм}^2/\text{с}$ для червячных передач (имеет большее значение для тяжелых условий работы).

Наиболее часто используют индустриальные масла с вязкостью $\nu_{50} = 30\text{...}60$ $\text{мм}^2/\text{с}$. Для легких особо быстроходных передач в целях уменьшения потерь на разбрызгивание масла применяют менее вязкие индустриальные масла ($\nu_{50} = 15\text{...}20$ $\text{мм}^2/\text{с}$ и ниже). Наоборот, для тяжелых тихоходных редукторов ($V < 5$ м/с) применяют, как правило, тяжелые индустриальные масла ($\nu_{50} = 100\text{...}300$ $\text{мм}^2/\text{с}$).

Марку масла с необходимой вязкостью в зависимости от режима, окружной скорости зубчатых передач или от скорости скольжения червячных передач выбирают по таблице 8.31.

Особое внимание уделяют выбору смазочного материала червячных передач, условия работы которых характеризуются высокими коэффициентами трения и скоростью скольжения, оказывающими отрицательное действие на работоспособность. Для повышения сопротивления заеданию зубьев червячного колеса, их интенсивному изнашиванию и для улучшенного отвода теплоты применяют более вязкие масла (таблица 8.31).

Объем $V_{\text{м}}$ (л) масла (при смазывании окунанием), необходимый для нормальной работы червячных редукторов со значением $a_w = 40\text{...}160$ мм в непрерывном режиме, можно определить по формуле

$$V_{\text{м}} > 0,2 + K_{\text{м}}(0,01a_w)^3, \quad (8.10)$$

где $K_m = 1,8...2,5$ в зависимости от взаимного расположения осей редуктора в пространстве (меньшие значения для исполнений с нижним червяком, большие – для вертикальных червяков).

Таблица 8.31 – Марки масел, применяемые в червячных редукторах типов Ч и РЧУ

Типоразмер редуктора	Режим работы	Температура окружающей среды, °С		
		–40...0	–5...+25	+20...+50
Ч-40 (РЧУ-40А)	Непрерывный	АЗСп-6 АЗСп-10	ИГП-114 ИГП-152	ИГП-152
	Повторно-кратковременный	ИГПд-72	ИГП-114	ИГП-114
Ч-63 (РЧУ-63А)	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-152	ИГП-182
	Повторно-кратковременный	ИГПд-72	ИГП-114	ИГП-152
Ч-80 (РЧУ-80А)	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-182	ИГП-182 ИГП-250
	Повторно-кратковременный	ИГПд-72	ИГП-152	ИГП-182
Ч-100	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-152 ИГП-182	ИГП-182
	Повторно-кратковременный	ИГП-72	ИГП-152	ИГП-152
Ч-125	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-152	ИГП-182
	Повторно-кратковременный	ИГПд-72	ИГП-114	ИГП-152
Ч-160	Непрерывный	АСЗп-6 АСЗп-10	ИГП-114	ИГП-152
	Повторно-кратковременный	ИГПд-72	ИГП-114	ИГП-114

Для подшипниковых узлов с автономной смазочной системой и для открытых зубчатых передач, работающих при окружных скоростях V до 4 м/с, обычно применяют периодическое смазывание весьма вязкими маслами или пластичными смазками (таблица 8.32), которые наносят на зубья через определенные промежутки времени. В некоторых случаях (при V до 1,5 м/с) применяют капельное смазывание или смазывание погружением в корыто, наполненное вязким маслом и расположенное под зубчатым колесом.

Таблица 8.32 – Распространенные антифрикционные пластичные смазки

Группа	Марка	Интервал рабочих температур, °С	Примечания
Общего назначения	Солидол: синтетический; жировой	–20...+65 –25...+65	Постепенно заменяемые смазки, но еще широко распространенные
Общего назначения для повышенных температур	1-13 жировая Консталин	–20...+110 –20...+110	Успешно заменяются смазкой «Литол-24»
Многоцелевые	Литол-24	–40...+130	Основной перспективный сорт
Термостойкие	Униол-1	–40...+150	Комплексная широкого применения
Морозостойкие	ЦИАТИМ-201	–60...+90	Общего применения

Группа	Марка	Интервал рабочих температур, °С	Примечания
Для электромашин	ВНИИ НП-24	-40...+110	Литиевая многоцелевая водостойкая.
	ЛДС-2	-40...+120	Литиевая, применяется для крупносерийных двигателей
Индустриальные	Униол-2	-30...+160	Для металлургического и кузнечно-прессового оборудования.
	Сиол	до 130	Для высокоскоростных подшипников ($n \leq 16000 \text{ мин}^{-1}$).
	Старт		При $dn \leq 6 \cdot 10^5 \text{ мм/мин}$
Противозадирные	ЛС-1П	-40...+140	Широкого применения
Авиационные	Эра	-60...+120	Общего назначения для летательных аппаратов

Соединение корпусных деталей. Основание редуктора с крышкой, а также крышки подшипниковых узлов и смотровых люков соединяют с помощью резьбовых деталей (винтов, шпилек, болтов). Для малонагруженных соединений (крышек смотровых люков, подшипниковых узлов без осевой нагрузки в зацеплении) винты выбирают по конструктивным соображениям. Для соединения основания корпуса с крышкой, крышек подшипниковых узлов передач при действии осевой нагрузки, а также крепления редуктора к раме используют соединительные болты.

Винты изготавливают из стали 30, 35, класс прочности 5.6 (первое число, умноженное на 100, определяет предел прочности: $\sigma_b = 500 \text{ МПа}$; произведение чисел 5 и 6, умноженное на 10, определяет предел текучести: $\sigma_{0.2} = 300 \text{ МПа}$).

9 Муфты и тормозные устройства

9.1 Муфты. Общие сведения

Муфты служат для соединения валов (или детали, свободно посаженной на вал) и для передачи вращающего момента (без изменения его значения и направления) между ними. Они могут выполнять и ряд других ответственных функций: компенсировать смещение осей соединяемых валов, амортизировать возникающие при работе вибрации и удары, предохранять механизм от поломки и др.

Муфты применяются практически во всех машинах и механизмах. Они являются ответственными сборочными единицами, часто определяющими надежность всей машины. Тип муфты выбирают в зависимости от функций, которые она выполняет в данном приводе.

Большинство конструкций приводных устройств имеют две муфты. Одна из них соединяет двигатель и редуктор, вторая – редуктор и исполнительный механизм. При установке двигателя и редуктора на общей раме допускаемая несоосность валов сравнительно невелика, поэтому от первой муфты не требуется высоких компенсирующих свойств. Так как эта муфта соединяет сравнительно быстроходные валы, то в целях уменьшения пусковых и других динамических нагрузок она должна обладать малым моментом инерции и упругими свойствами. Чаще всего применяют муфты с резиновыми упругими втулками, резиновой звездочкой и торообразным резиновым элементом.

Вторая муфта соединяет сравнительно тихоходные валы (например, редуктор и приводной вал конвейера). К ней можно не предъявлять повышенных требований в отношении малого момента инерции. В то же время (если исполнительный механизм и привод не располагаются на общей раме) от муфты требуются сравнительно высокие компенсирующие свойства. Этим требованиям отвечают, например, зубчатые муфты.

Большинство муфт стандартизировано, и основной их паспортной характеристикой является допускаемый вращающий момент $[T]$, на передачу которого она рассчитана. По этому моменту и подбирают стандартные муфты посредством расчетного вращающей момента

$$T_p = TK < [T], \quad (9.1)$$

где T – передаваемый крутящий момент (длительно действующий на соединяемых валах), Н·м;

K – коэффициент динамичности нагрузки (привода) (для ленточных конвейеров, вентиляторов, оборудования, работающего в легком режиме, $K \approx 1,25 \dots 1,50$;

для цепных, скребковых, винтовых конвейеров, зерноочистительных установок, деревообрабатывающих машин $K \approx 1,5...2,0$; для мешалок, моек, сушильных барабанов, насосов, поршневых компрессоров $K \approx 2,0...2,5$; для лебедок, цепных транспортеров, рабочих органов с возвратно-поступательным движением, молотильного оборудования $K \approx 2,5...3,0$; для камнедробилок, ковшовых транспортеров $K \approx 3,0...4,0$);

[T] – номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·м.

При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau \approx 15$ МПа) полумуфты насаживают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам типа $H7/m6$, $H7/k6$. При реверсивной работе, а также при тяжело нагруженных валах ($\tau \approx 15$ МПа) применяют посадки с натягом.

Полумуфты фиксируют на валах с помощью установочных винтов (таблица 9.1) со стопорными пружинными кольцами (ГОСТ 2833–77), или одним из способов, приведенных на рисунке 9.1. Когда при расчете шпоночного соединения длина шпонки вала более $1,5d$ (d – диаметр вала), применяют установку полумуфт на цилиндрические шлицевые концы валов (ГОСТ 1139–80 – прямобочные, ГОСТ 6033–80 – эвольвентные шлицы).

Таблица 9.1 – Установочные винты с прямым шлицем класса точности A и B : с коническим (ГОСТ 1476–93) и цилиндрическим концом (ГОСТ 1478–93)

В миллиметрах

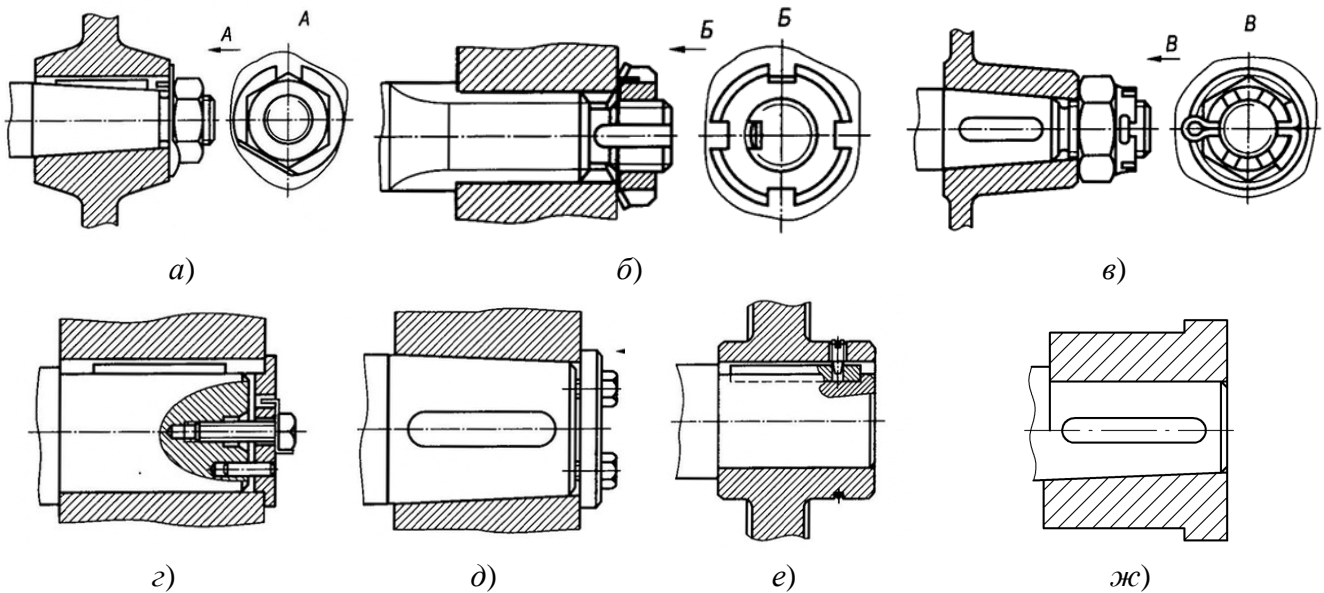
Общие размеры				С коническим концом		С цилиндрическим концом			
d	b	h	c	l_1	l	d_1	r	l_3	l_2
5	0,8	1,8	1,0	2	5...25	3,5	0,3	2,5	8...25
6	1	2	1,0	2,5	6...30	4,5	0,4	3	8...35
8	1,2	2,5	1,6	3	8...40	6	0,4	4	10...40
10	1,6	3	1,6	4	10...50	7,5	0,5	4,5	12...50
12	2	3,5	1,6	5	12...50	9	0,6	6	16...50

Примечания

1 Размеры l и l_2 в указанных пределах выбирают из ряда чисел 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50.

2 Пример условного обозначения винта класса точности B диаметром резьбы $d = 6$ мм с крупным шагом резьбы, с полем допуска $6g$, длиной $l = 10$ мм, класса точности $14H$ без покрытия:

Винт В.М6–6g×10.14H ГОСТ 1476–93



- a* – крепление гайкой и отгибной шайбой с лапкой;
б – крепление круглой шлицевой гайкой (ГОСТ 11871–88) и стопорной шайбой (ГОСТ 11872–88);
в – крепление корончатой гайкой (ГОСТ 5918–73) и шплинтом (ГОСТ 397–79);
г – крепление концевой шайбой, винтом, штифтом и стопорной шайбой с отгибными лапками;
д – крепление шайбой и двумя винтами; *е* – крепление установочным винтом
(винт застопорен проволокой); *ж* – крепление при сильных натягах

Рисунок 9.1 – Способы крепления на концах валов

Установка полумуфт с натягом на цилиндрические концы валов и снятие их вызывают затруднения, которые не возникают при концах конических. Затяжкой полумуфт на конические концы можно создать значительный натяг в соединении и обеспечить точное радиальное и угловое положение полумуфты относительно вала. Поэтому при больших нагрузках, работе с толчками и реверсивной работе предпочтительно устанавливать полумуфты на конические концы валов, несмотря на большую сложность их изготовления.

9.2 Характеристика некоторых видов упругих компенсирующих и предохранительных муфт

Упругие втулочно-пальцевые муфты (МУВП) (таблица 9.2) получили широкое распространение благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность (радиальное смещение $\Delta_r \approx 0,3 \dots 0,5$ мм и угол перекоса валов $\Delta < 1^\circ$), при соединении несоосных валов оказывают достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры, и резиновые втулки быстро выходят из строя. Так как муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью, их применение целесообразно при установке соединяемых изделий на плитах (рамах) большой жесткости.

Номинальный вращающий момент [Т], Н·м	d , мм	D , мм	L , мм		l , мм				D_1 , мм	B , мм	B_1 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	ω , с ⁻¹	Число пальцев z	Пальцы				Втулка упругая		Втулка распорная			
			Исполнения															$d_{п}$, мм	$l_{п}$, мм	d_3 , мм	l_3 , мм	$D_{вт}$, мм	$l_{вт}$, мм	S , мм	d_4 , мм		
			1, 3	2, 4	1	2	3	4																			
250	32	140	165	121	80	58	60	38	105	5	42	18	32	67	28	63	6	14	63	M10	45	27	28	5	20		
	35																										
	36																										
	38																										
	40																										
	42																										
45	72																										
500	40	170	225	169	110	82	85	56	130	5	56	18	32	80	28	60	8	14	63	M10	45	27	28	5	20		
	42																										
	45																										
710	45	190	226	170	110	82	85	56	140	5	56	24	40	95	36	50	8	18	82	M12	59	35	36	6	25		
	48																										
	50																										
	55																										
	56																										
1000	50	220	226	176	110	82	85	56	170	5	56	24	40	100	36	48	10	18	82	M12	59	35	36	6	25		
	55																										
	56																										
	60													120													
	63																										
	65																										
70																											

Примечания

1 В пределах одного номинального вращающего момента допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий.

2 Полумуфты исполнений 1 и 2 – с цилиндрическими отверстиями соответственно для длинных и коротких концов, исполнений 3 и 4 – с коническими отверстиями соответственно для длинных и коротких концов

Сборку соединяемых изделий необходимо производить с высокой точностью, применяя подкладки для обеспечения соосности соединяемых валов. Муфты стандартизированы в диапазоне моментов T от 32 Н·м до 15 кН·м.

Радиальную силу (Н), действующую в середине посадочной поверхности конца вала, вследствие несоосности соединяемых валов определяют по эмпирической формуле

$$F_m = 125\sqrt[3]{T_p}, \quad (9.2)$$

где T_p – расчетный вращающий момент, Н·м.

Размеры элементов муфт, указанные в стандарте, определены при достаточно большом запасе прочности, поэтому проверочный расчет обычно выполняют в случае необходимости только для пальцев и втулок.

Пальцы втулочно-пальцевой муфты проверяют на изгиб:

$$s_{из} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{10T_p l_{п}}{D_1 z d_{п}^3} \leq [s_{из}], \quad (9.3)$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент, действующий на консольно закрепленный палец, Н·мм;

W – осевой момент сопротивления пальца изгибу, мм³;

$l_{п}$ – длина пальца, мм;

D_1 – диаметр окружности расположения пальцев, мм;

z – число пальцев;

$d_{п}$ – диаметр пальца, мм;

$[s_{из}] = 80...90$ МПа – допускаемое напряжение изгиба.

Втулки проверяют на смятие:

$$s_{см} = \frac{F_t}{d_{п} l_{вт}} = \frac{2T_p}{D_1 z d_{п} l_{вт}} \leq [s_{см}], \quad (9.4)$$

где F_t – окружная сила, действующий на палец, Н;

$l_{вт}$ – длина втулки, мм;

$[s_{см}] = 1,8...2,0$ МПа – допускаемое напряжение смятия для резины.

Упругие муфты со звездочкой (таблица 9.3) применяют для валов диаметром 6...48 мм в диапазоне вращающих моментов 2,5...400 Н·м. Для передачи моментов от 2,5 до 10 Н·м используются муфты с четырьмя лепестками, а свыше 10 Н·м с шестью (рисунок 9.2). Их упругие и компенсирующие свойства близки к свойствам упругих втулочно-пальцевых муфт. Допускают радиальное смещение Δ_r до 2 мм, перекос Δ_α до 1,5°. Муфты с резиновой звездочкой обладают большой радиальной,

угловой и осевой жесткостью, поэтому их (как и муфты МУВП) можно применять при установке соединяемых изделий на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку соединяемых изделий необходимо производить с высокой точностью.

Таблица 9.3 – Параметры и размеры, мм, упругих муфт с резиновой звездочкой (ГОСТ 14084–93)

[T], Н·м	d	D	D ₁	L		l		l ₃	D ₂	n, мин ⁻¹
				исполнения						
				1	2	1	2			
16	12; 14	53	50	81	71	30	25	15	28	3750
	16; 18			101	77	40	28			
31,5	16; 18	71	67	101	77	40	28	15	32	3000
	20; 22			121	93	50	36			
63	20; 22	85	80	128	100	50	36	22	38	2250
	25			143	112	60	42			
125	25; 28	105	100	148	112	60	42	22	48	2000
	(30); 32; (35); 36			188	144	80	58	25		
160	25; 28	110	108	148	112	60	42	22	48	1500
	30; (32); 35 (36)			188	144	80	58	25		
250	32; 35; 36	135	130	191	147	80	58	25	60	1300
	40; 42; 45			251	195	110	82	30		

Примечания:
 1 Исполнения муфт: 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66; 2 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66.
 2 Крепление полумуфт установочными винтами с коническим концом и прямым шлицем (ГОСТ 1476–93) и пружинным кольцом (ГОСТ 2833–77).
 3 Пример обозначения упругой муфты со звездочкой, передающей номинальный крутящий момент $T = 63$ Н·м, с полумуфтами: одна диаметром 28 мм исполнения 1, другая – диаметром 22 мм исполнения 2:
 Муфта 63-28-1-22-2 ГОСТ 14084–93

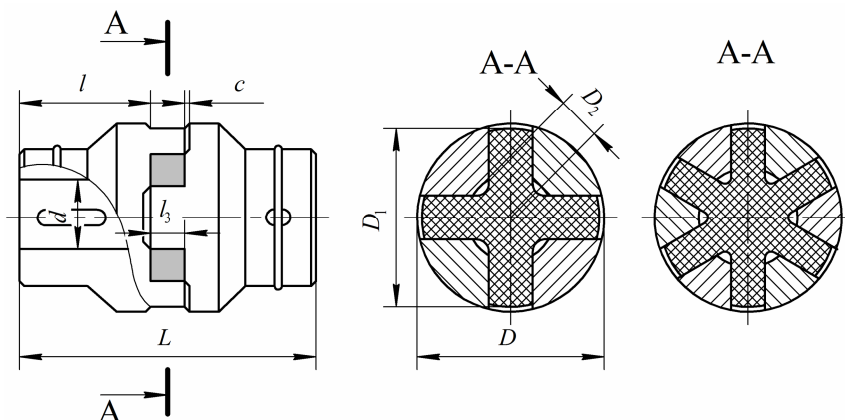


Рисунок 9.2 – Муфта с резиновой звездочкой

Муфта проста по конструкции и удобна в сервисном обслуживании, имеет малые габариты, обладает большой радиальной, угловой и осевой жесткостью. Допускают радиальные смещения валов от 0,1 до 0,4 мм (большие смещения соответствуют большим нагрузкам). Угловые смещения могут составлять 1...15°, осевые

не превышают 0,1 мм. Поэтому их, как и МУВП, можно применять при соединении валов и установке, например, электродвигателя с редуктором, на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку соединяемых с помощью этой муфты сборочных единиц необходимо выполнять с повышенной точностью, применяя подкладки и контролируя положение валов. Долговечность муфты увеличивается во время эксплуатации путем перестановки резиновой звездочки по ходу вращения на один лепесток, т. к. при передаче нагрузки в нереверсивном приводе работает только половина зубьев звездочки.

Муфта выбирается по расчетному крутящему моменту (таблица 9.3) и проверяется по напряжению смятия материала звездочки

$$s_{\text{см}} = \frac{24T_p D_1}{z l_3 (D_1^3 - D_2^3)} \text{ £ } [s_{\text{см}}], \quad (9.5)$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Н·м (при расчете $T_p = TK$ и с переменной нагрузкой, значения номинального крутящего момента уменьшают в 1,4 раза, а при реверсивном вращении и переменной нагрузке значения T уменьшают в два раза);

D_1 – наружный диаметр резиновой звездочки, мм;

z – число лепестков (пластин) звездочки (в формуле учтено, что крутящий момент передаст только половина от общего числа пластин звездочки), для приведенных муфт $z = 6$;

l_3 – рабочая длина кулачка полумуфты (ширина лепестка звездочки), мм;

D_2 – диаметр, определяющий внутреннюю границу контакта кулачка и лепестка звездочки, мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия для резины, принимают $[\sigma_{\text{см}}] = 2$ МПа при высоких частотах вращения; $[\sigma_{\text{см}}] = 7$ МПа при $n = 100$ мин⁻¹.

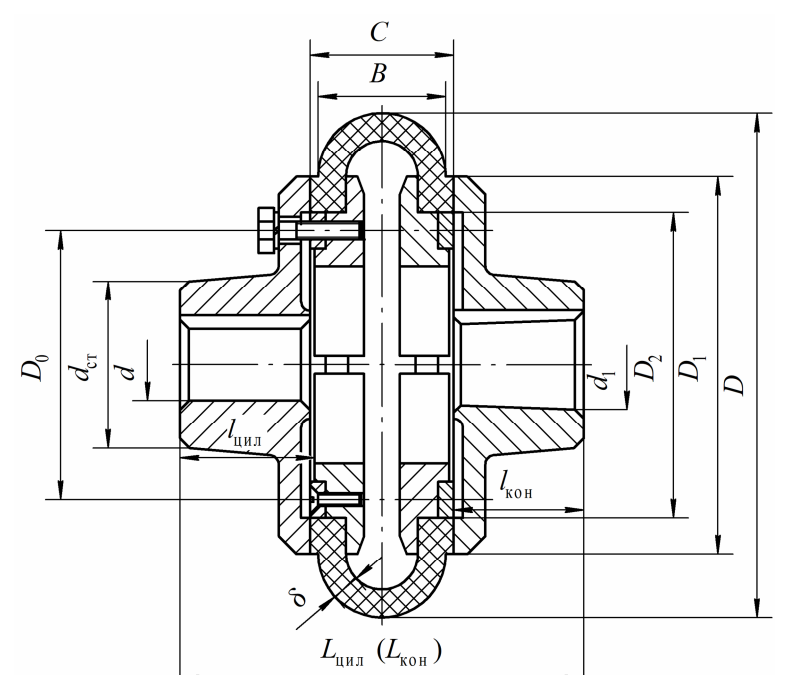
Усилие, действующее на вал от муфты, $F_m = 0,25F_t$, где $F_t = 2T_p / d_m$. Здесь $d_m \approx 0,75D$ – средний диаметр кулачков звездочки.

Упругие муфты с торообразной оболочкой (таблица 9.4) имеют два исполнения, различающиеся формой упругого элемента. Муфты с упругим элементом в виде внутренней части тора допускают бóльшие частоты вращения и создают существенно меньшие осевые силы на валы и опоры, обусловленные центробежными силами. Муфты допускают соединение валов с угловым перекосом до 2°, радиальным смещением до 2 мм и осевым смещением до 4 мм.

Полумуфты и другие детали изготавливаются из стали Ст3 по ГОСТ 380–2005. Торообразная оболочка выполняется из резины, армированной нитями корда. Касательные напряжения крутильного сдвига для таких оболочек $[\tau_k] = 0,70 \dots 0,75$ МПа. Торообразные оболочки диаметром $D \leq 300$ мм выполняют из резины (без корда), для них $[\tau_k] = 0,4 \dots 0,5$ МПа. В соответствии с ГОСТ 20884–93 и ГОСТ Р 50892–96 муфты изготавливают с оболочкой выпуклого профиля и вогнутого профиля.

Таблица 9.4 – Муфты упругие с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884–93, ГОСТ Р 50892–96)

В миллиметрах



[T], Н·м	d	D	D ₁	D ₀	d ₁	L		l		B	δ	n, мин ⁻¹
						1	2	1	2			
20	16; 18	100	75	40	34	130	110	42	30	23	5	3000
40	18; 20; 22; 25	125	95	50	36	160	130	52	38	28	6	
80	22; 25; 28; 30	160	120	70	48	190	150	63	44	38	6	3000
125	25; 28; 30; 32; (35); 36	180	140	85	60	230	175	82	60	50	8	2460
200	32; 35; 36; (38); 40	200	150	105	75	245	200	82	60	55	10	2460
250	32; 35; 36; (38); 40; 42; 45	220	160	110	80	310	240	112	84	60	12	2000
315	35; 36; (38); 40; 45	250	190	140	90	325	250	112	84	75	14	

Примечания

1 Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с отверстиями различных диаметров в пределах одного номинального момента [T].

2 В скобках приведены нерекомендуемые значения.

3 Пример условного обозначения муфты исполнения 1, [T] = 200 Н·м, d = 40 мм:
Муфта упругая с торообразной оболочкой 200-40-1 ГОСТ 20884–93.
То же для полумуфт исполнения 1, d = 36 мм и исполнения 2, d = 40 мм:
Муфта упругая с торообразной оболочкой 200-36.1-40.2 ГОСТ 20884–93

Резиновый упругий элемент к полумуфтам притягивают винтами с помощью прижимных колец. Сжатие борта резинового элемента не должно превышать $\frac{1}{3}$ толщины. Величину и равномерность затяжки контролируют глубиномером. Для этого делают 3...4 отверстия диаметром 6 мм во фланцах полумуфт. Полумуфты устанавливают на цилиндрических и конических концах валов.

Муфты данного типа применяются в конструкциях, где трудно обеспечить соосность соединяемых валов, при переменных нагрузках, а также при значительных кратковременных перегрузках. Недостаток муфты – сравнительно большие габариты.

Радиальную силу (Н), действующую на вал, определяют по формуле

$$F_M \approx \frac{0,45T_p 10^3}{D_{cp}}, \quad (9.6)$$

где T_p – расчетный момент на соединяемых муфтой валах, Н·мм;

$D_{cp} = \frac{D_1 + D}{2}$ – средний диаметр по диаметрам D_1 и D (таблица 9.4).

Проверочный расчет муфты проводят по условию прочности оболочки на сдвиг в сечении около зажима

$$t_k = \frac{2T_p}{\rho D_1^2 \delta} \leq [t_k], \quad (9.7)$$

где D_1 – диаметр окружности в сечении около зажима, мм;

δ – толщина оболочки, мм;

$[t_k]$ – допускаемое касательное напряжение крутильного сдвига для материала оболочки ($[t_k] \approx 0,4$ МПа).

Зубчатые муфты (таблица 9.5 – для разъемных муфт) по ГОСТ 5006–94 и ГОСТ Р 50895–96 изготавливаются двух типов: МЗ – для непосредственного соединения валов с разъемной и неразъемной обоймой, состоящие из двух зубчатых втулок и одной или двух обойм; МЗП – для соединения валов с применением промежуточного вала, представляющие собой комплект из двух раздвинутых муфт, каждая из которых состоит из одной зубчатой втулки и одной обоймы, прикрепленной к фланцу.

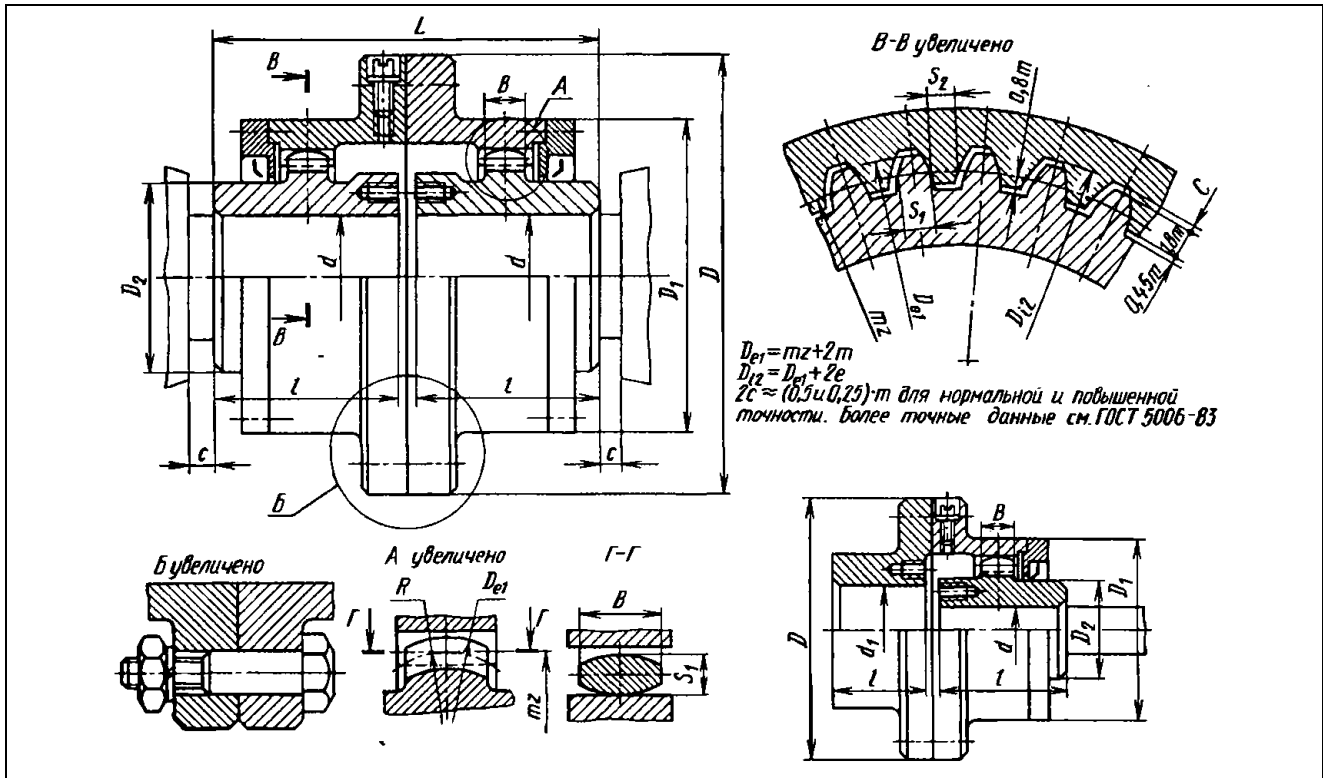
Допускается применять неразъемные зубчатые обоймы (без фланцевого соединения) и зубчатые втулки, выполненное как одно целое с валом. Отверстия в муфтах могут быть расточены под цилиндрический или конический концы вала. На внутренних торцах предусмотрены отверстия с резьбой для удобства установки измерительных приборов контроля точности монтажа.

Зубчатые втулки и обоймы изготавливаются кованными из сталей 40, 45, 50 (ГОСТ 1050–88) или литыми из стали 45Л (ГОСТ 977–88) с термообработкой до твердости на рабочих поверхностях втулок и обойм 42...51 HRC. При окружной скорости на начальной окружности зубчатого сопряжения до 1 м/с допускается твердость поверхности зубьев втулок и обойм 248...302 НВ.

Болты (ГОСТ 7817–80) фланцевого соединения изготавливают из стали 35 (ГОСТ 1050–88).

Допускаемые частоты вращения соответствуют окружной скорости на начальной окружности зубчатого зацепления, равной 25 м/с.

Таблица 9.5 – Зубчатые муфты (ГОСТ 5006–94, ГОСТ Р 50895–96)



[T] Н·м	Размеры, мм								z	m, мм	Частота вращения n, мин ⁻¹ , не более	Масса, кг, не более
	d; d ₁	D	D ₁	D ₂	L	l	C	B				
1000	40	145	105	60	174	82	12	12	30	2,5	5400	6,7
1600	55	170	125	80				15	38	2,5	4800	9,2
2500	60	185	135	85	220	105	18	20	36	3	4500	10,2
4000	65	200	150	95					40	3	3720	15,2
6300	80	230	175	115	270	130	25	30	48	3	3300	22,6
10000	100	270	200	145					340	165	56	3
16000	120	300	230	175	345	165	25	30	48	4	2400	62,5
25000	140	330	260	200					415	200	30	56
40000	160	410	330	230	415	200	30	35	46	6	1750	164,3
63000	200	470	390	290					500	240	35	40

Зубчатые сопряжения имеют эвольвентный профиль зуба с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ и предусматривают две степени точности: нормальную – при скорости до 15 м/с; повышенную – при скорости свыше 15 м/с.

Муфты работают со смазочным материалом марки Н-Г-С-68. Предусмотрены отверстия для залива и слива масла, прокладки во фланцевом соединении и уплотнения манжетного типа (ГОСТ 8752–79) между обоймами и ступицами.

Этот тип муфт широко используют в тяжелом машиностроении для передачи больших моментов при затруднениях по точной установке валов.

Компенсирующая способность муфты достигается приданием зубьям полу-муфт бочкообразной формы в сечении по образующей и сферического очертания

их по окружности выступов. Допускаемый перекос оси каждой втулки относительно обоймы, вызываемый в процессе работы несоосностью соединяемых валов, не более $1,5^\circ$.

Зубчатые муфты выбирают из таблиц государственного стандарта по расчетному крутящему моменту

$$T_p = TK_1K_2K_3, \quad (9.8)$$

где T – наибольший действительно действующий на соединяемых валах крутящий момент в конкретных условиях эксплуатации, Н·м;

K_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности соединительной муфты в приводе машины ($K_1 = 1$ – простая остановка машины; $K_1 = 1,2$ – авария машины; $K_1 = 1,5$ – авария ряда машин; $K_1 = 1,8$ – человеческие жертвы);

K_2 – коэффициент, учитывающий условия работы муфты ($K_2 = 1$ – спокойная работа равномерно нагруженных механизмов; $K_2 = 1,1 \dots 1,3$ – тяжелая работа неравномерно нагруженных механизмов; $K_2 = 1,3 \dots 1,5$ – тяжелая работа неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов);

K_3 – коэффициент угловых смещений ($K_3 = 1$ при угле перекоса осей втулки и обоймы не более $0,25^\circ$; $K_3 = 1,25$ при угле не более $0,5^\circ$; $K_3 = 1,5$ при угле не более 1° , $K_3 = 1,75$ при угле не более $1,5^\circ$).

Муфту проверяют по условиям износостойкости смятия поверхности зубьев, принимая, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями и что контакт происходит в пределах всей длины и рабочей высоты зуба:

$$s_{cm} = \frac{T_p 10^3}{0,9 B m^2 z^2} \text{ £ } [s_{cm}], \quad (9.9)$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Н·мм;

B – длина зуба, мм;

z – число зубьев втулки;

m – модуль зацепления, мм;

σ_{cm} – допускаемое нормальное напряжение смятия (при твердости зубьев до 350 НВ $\sigma_{cm} = 4 \dots 5$ МПа, после химико-термической обработки $\sigma_{cm} = 12 \dots 15$ МПа).

Зубчатые муфты в результате трения в зубьях нагружают консоль вала дополнительной (сосредоточенной) силой, которую на основании опытных проверочных исследований приближенно определяют по выражению, Н:

$$F_m \gg (0,15 \dots 0,4) \frac{T_p 10^3}{mz}. \quad (9.10)$$

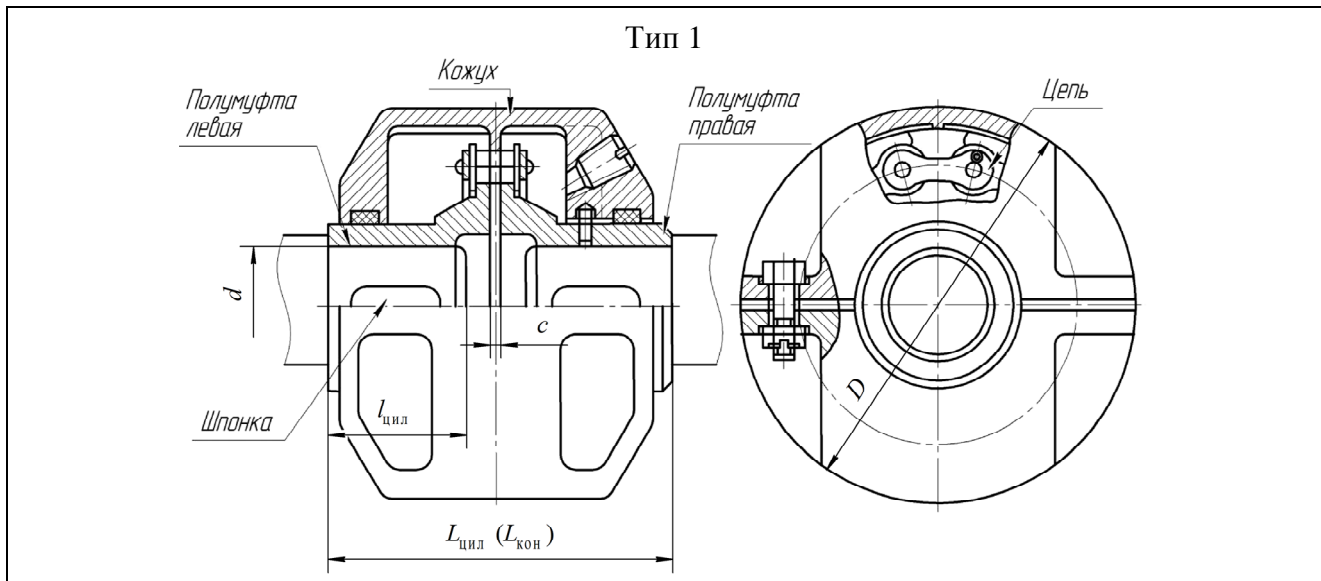
Цепные муфты (таблица 9.6) в качестве соединительного элемента имеют роликовые однорядные, двухрядные, а также зубчатые цепи. При монтаже и демон-

таже муфт не требуется осевого смещения узлов. Так как в шарнирах самой цепи и в сопряжении ее со звездочкой имеются зазоры, муфты не применяются в реверсивных приводах и приводах с большими динамическими нагрузками.

Из-за наличия зазоров цепные муфты допускают перекося валов до 1° , а также радиальные смещения 0,2...0,6 мм, зависящие от передаваемого момента (меньшее значение для меньшего момента).

Таблица 9.6 – Цепные однорядные муфты (ГОСТ 20742–93)

Размеры в миллиметрах



[T], Н·м	d	D	L		l		Цепь по ГОСТ 13568–75	c	Радиальное смещение	n, об/мин	Число зубьев полумуфты
			Исполнения								
			1	2	1	2					
63	20; 22	110	–	102	–	36	ПР-19,05-3180	1,3	0,16	1620	12
	25; 28		–	122	–	42					
125	25; 28	125	–	122	80	42	ПР-25,4-6000	1,8	0,20	1380	10
	30; 32; 35; 36		206	162	80	58					
250	32; 35; 36	140	206	162	110	58	ПР-31,75-8850	2,0	0,32	1020	12
	40; 45		278	222	110	82					
500	40; 45; 50; 55	200	278	222	110	82	ПР-50,8-22680	3,5	0,4	780	12
1000	50; 55	210	278	222	110	82					
	60; 63; 70; 71		354	284	140	105					
2000	63; 70; 71; 75	280	354	284	140	105	ПР-50,8-22680	3,8	0,5	720	14
	80; 85; 90		424	344	170	130					
4000	80; 85; 90; 95	310	424	344	170	130	ПР-50,8-22680	3,8	0,5	720	14
	100; 110		514	424	210	165					

Примечания

1 Допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами отверстий в пределах одного [T].

2 Условное обозначение муфты типа 1, исполнения 1, [T] = 1000 Н·м, d = 60 мм:

Муфта цепная 1000-60-1.1 ГОСТ 20742–93

Для удержания смазочного материала муфту закрывают кожухом, разъемным в осевой плоскости. Чтобы предотвратить утечку масла, в кожух встраивают уплотнения. Кожух обычно выполняют литым (из легких сплавов).

Для того чтобы кожух вращался вместе со звездочками, его фиксируют на корпусе установочным винтом или штифтом, который одновременно удерживает его от смещения в осевом направлении.

Радиальную силу, H , действующую в середине посадочной поверхности конца вала (вследствие несоосности соединяемых валов), определяют по формуле

$$F_M \gg (0,25 \dots 0,40) \frac{T_p 10^3}{d_d} \quad (9.11)$$

где $d_d = \frac{t}{\sin(180^\circ/z)}$ – делительный диаметр звездочки (мм);

t – шаг цепи, мм;

z – число зубьев полумуфты (таблица 9.6).

Предохранительные муфты. Служат для предохранения деталей машин от воздействия перегрузок. Они разъединяют валы при значении вращающего момента выше допустимого. В кинематической цепи муфты располагают как можно ближе к возможному месту возникновения перегрузки.

По принципу работы различают муфты: пружинно-кулачковые, с разрушающим элементом, фрикционные.

Пружинно-кулачковая предохранительная муфта (таблица 9.7) монтируется на одном валу и состоит из полумуфт 2 и 3, имеющих торцовые кулачки и пружины сжатия 4, корпуса 1 и гайки 5. Зубчатое колесо или шкив устанавливается на полумуфте 2 на шпонке и соединяется с валом через торцовые кулачки, полумуфту 3, которая с помощью шлицев сопряжена с корпусом 1. Полумуфта 3 перемещается вдоль корпуса и поджимается к полумуфте 2 пружиной 4 с силой, регулируемой гайкой 5.

Предохранительная муфта со срезным штифтом (таблица 9.8) имеет две полумуфты, расположенные на валу 1. Полумуфта 2 соединяется с валом шпонкой, полумуфта 6 насажена на него свободно, соединяясь с деталью, расположенной на ее удлиненной ступице. Вращение передается полумуфтам через цилиндрический штифт 4, расположенный во втулках 3 и 5.

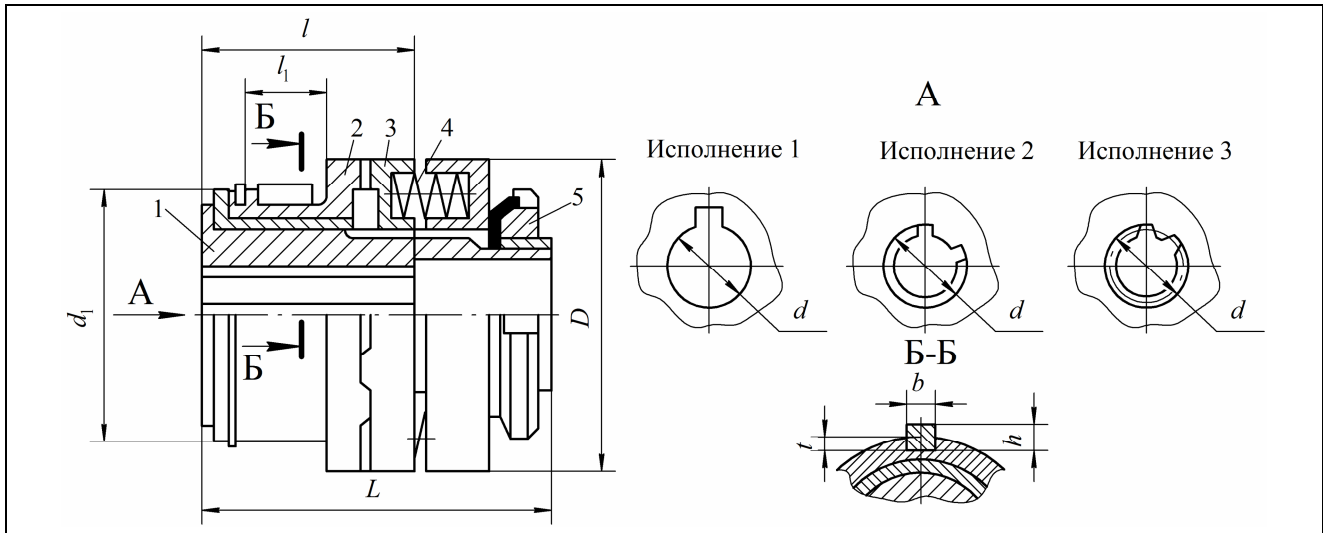
Для увеличения срока службы втулки 3 и 5 изготавливаются из стали 40Х с последующей термообработкой до твердости 50...60 НRC. При перегрузке штифт срезается и полумуфты свободно вращаются одна относительно другой.

Во избежание повреждения торцов полумуфт заусенцем срезанного штифта на них предусмотрены кольцевые канавки. Для обеспечения замены штифта на наружную поверхность полумуфты наносят риски, при совмещении которых совпадают оси отверстий втулок 3 и 5.

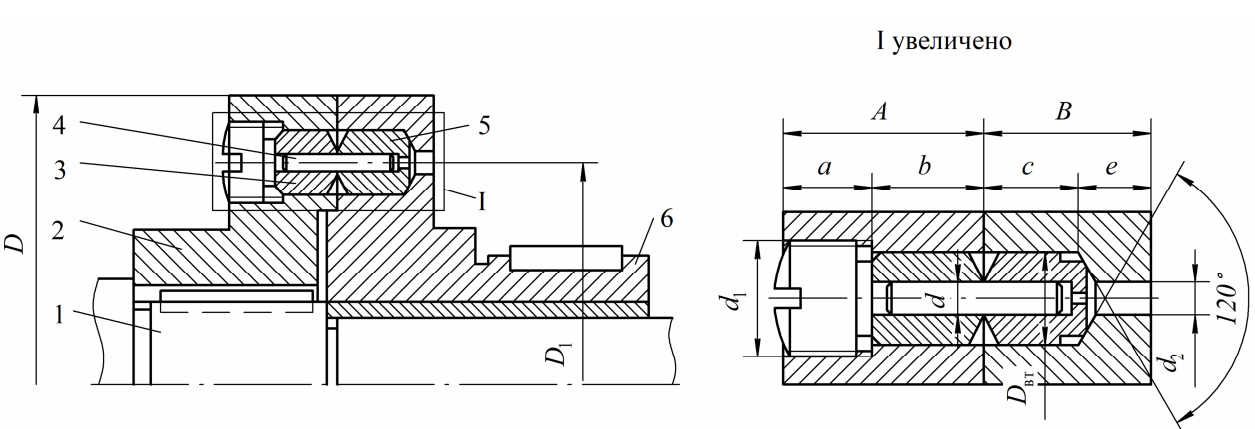
Вместо гладких штифтов можно применять штифты с проточкой. Они обладают более устойчивыми характеристиками и проще удаляются после разрушения, т. к. заусенцы не выступают за пределы диаметра штифта. Штифты изготавливают из сталей марок У8А, У10А, 40, 45, 50 (для закаленных штифтов $\tau_{всп} = 420$ МПа).

Таблица 9.7 – Кулачковые муфты (ГОСТ 15620–93)

Размеры в миллиметрах



[T], Н·м	d			d ₁	D, не более	L, не более	L		L ₁ , не более	b	h	t	n _{max} , мин ⁻¹	Масса, кг, не более
	исполнения						исполнения							
	1	2	3				1	2 и 3						
4	8	–	–	32	36	63	20	–	12	3	3	1,8	1600	0,31
	9	–	–				23	–						
	10	–	–				–	–						
6,3	9	–	–	38	48	63	20	–	14	4	4	2,5	1250	0,48
	10	–	–				23	–						
	11	–	–				–	–						
10,0	12	–	12	48	56	75	30	25	16	5	5	3	1250	0,83
	14	14	–				–	–						
16	12	–	12	48	56	80	40	28	18	5	5	3	1000	0,87
	14	14	14				30	25						
	16	16	15				–	–						
25	14	14	14	56	71	85	30	25	21	6	6	3,5	780	1,55
	16	16	15				40	28						
	18	–	17				–	–						
40	18	–	17	56	71	105	40	28	21	6	6	3,5	780	1,55
	20	20	20				50	36						
	22	22	22				–	–						
63	20	20	20	65	85	110	50	36	28	8	7	4,0	600	2,42
	22	22	22				60	42						
	25	25	25				–	–						
100	24	–	–	80	100	140	50	36	32	10	8	5,0	480	4,05
	25	25	25				60	42						
	28	28	28				–	–						
	30	–	30				80	58						



d	d_1	d_2	D_{BT}	A	B	a	b	c	e	D	D_1
1,5 2	M16	5	10	22	16	10	12	11	5	100	70
3 4 5	M20	8	15	30	25	12	18	17	8	125	90
6 8 10	M30	12	25	50	45	22	28	26	19	160	115
13 16 20	M48	18	40	75	64	33	42	39	25	210	150

Наибольший разрушающий момент (Н·м), передаваемый муфтой:

$$T_p = \frac{z\pi d^2}{4 \times 10^3 k} \tau_{\text{всп}} R. \quad (9.12)$$

Тогда диаметр штифта в месте разрушения

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 10^3 T_p k}{\pi z \tau_{\text{всп}} R}}, \quad (9.13)$$

где z – количество штифтов;

$R = \frac{D_1}{2}$ – радиус окружности расположения сечений среза штифтов;

k – коэффициент неравномерности распределения нагрузки ($k = 1$ при $z = 1$, $k = 1,2 \dots 1,3$ при $z = 2 \dots 3$);

$\tau_{\text{всп}}$ – предел прочности штифта на срез ($\tau_{\text{всп}} = c\tau_{\text{всп}}$, для гладких штифтов $c = 0,7 \dots 0,8$, для штифтов с шейкой $c = 0,9 \dots 1,0$).

Предохранительная фрикционная муфта (ГОСТ 15622–96) общемашиностроительного применения (таблица 9.9).

Таблица 9.9 – Предохранительная фрикционная муфта (по ГОСТ 15622–96)

Размеры в миллиметрах

А

Исполнение 1 Исполнение 2 Исполнение 3

d $z \times d \times DH7 \times b F8$ ГОСТ 1139 $D \times m \times 9H$ ГОСТ 6033

[T], Н·м	d	l_1	b	h	t_1	d_1	D_1	L	n , мин ⁻¹	Масса, кг
40	18; 20; 22	24	6	6,0	3,5	45	70	95	1500	1,20
63	20; 22; 25	28	8	7,0	4,0	55	85	120	1020	2,00
100	25; 28	32	10	8,0	5,0	65	95	125	1020	3,60
160	28; 32	36				70	100	150	780	3,80
250	32; 36; 40	42	12	9	5,5	70	120	160	600	5,00
400	40; 45	48	14	9	5,5	90	145	180	420	7,60

Примечания
 1 Полумуфты изготавливают для моментов от 6,3 Н·м до 10000 Н·м и диаметров валов 9...160 мм трех исполнений: 1 – с цилиндрическим посадочным отверстием и шпоночным пазом по ГОСТ 23360–78; 2 – со шлицевым посадочным отверстием, соответствующим соединению средней серии по ГОСТ 1139–80; 3 – эвольвентным отверстием $T_{\max} / T_{\text{ном}} \leq 1,3$.
 2 Условное обозначение муфты [T] = 100 Н·м, $d = 25$ мм:
 Муфта предохранительная фрикционная 100-25-1 ГОСТ 15622–96
 со шлицевым отверстием по ГОСТ 1139–80

Выбор из таблицы муфты и ее основных размеров производят по наибольшему допускаемому крутящему моменту [T], передаваемому силами трения между дисками без относительного скольжения, Н·м.

Критерием работоспособности фрикционных дисковых муфт наиболее часто является износостойкость, для повышения которой в простейшем случае обеспечивают ограничение давлений на поверхности трения ($p \leq [p]$), а также равенство момента трения $T_{\text{тр}}$ расчетному моменту ($T_p = [T]b$).

Недостающие размеры деталей муфт рассчитывают. При принятых размерах дисков D_1 и D_2 назначенным фрикционным материалом с коэффициентом трения f и коэффициентом запаса сцепления β определяется число пар поверхностей трения (коэффициент числа дисков $K_z = 1$ для сухих муфт):

$$Z_T = \frac{8T_{\text{ном}} b}{\rho(D_2^2 - D_1^2)[p](D_1 + D_2) f K_z}. \quad (9.14)$$

Полученное значение Z_T округляют до целого числа. Тогда число ведомых дисков $Z_2 = \frac{Z_T}{2} + 1$, а ведущих $Z_1 = Z_T / 2$.

Затем определяют осевое усилие давления на поверхности трения

$$F_a = \frac{3T_{\text{ном}} b}{\frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} f Z_T}. \quad (9.15)$$

По этому усилию подбирают или рассчитывают центральную пружину. Если устанавливают несколько пружин, то подбор и расчет осуществляется по усилию одной пружины: $F_{\text{пр}} = F_a / i$, где i – число пружин, которые должны обеспечивать равномерное прижатие дисков ($i_{\text{min}} = 3$).

Пример расчета нестандартной предохранительной фрикционной муфты

На практике часто ставится задача спроектировать и рассчитать нестандартную предохранительную муфту. Рассмотрим методику расчета такой муфты, расположенной на промежуточном валу редуктора, кинематическая схема которого приведена на рисунке 9.3, а.

По результатам предварительных расчетов конической зубчатой пары известны: частота вращения вала $n = 680 \text{ мин}^{-1}$; момент, передаваемый промежуточным валом, $T_2 = 95 \text{ Н}\cdot\text{м}$; диаметр вала $d_2 = 32 \text{ мм}$; габариты, в которые должна вписываться фрикционная муфта. Торец шестерни находится от оси вала колеса на расстоянии 68 мм.

1. Конструктивно принимаем расстояние от торца шестерни до корпуса муфты 5 мм, толщину корпуса муфты 12 мм (рисунок 9.3, б). Максимальный наружный диаметр дисков – не более $D_{\text{max}} = 2(68 - 5 - 12) = 102 \text{ мм}$.

Назначаем высоту шлицев дисков 5 мм, а зазор между шлицами и наружным диаметром внутренних дисков принимаем 1 мм. Тогда рабочий наружный диаметр дисков $D_2 = 102 - 2 \cdot 5 - 2 \cdot 1 = 90 \text{ мм}$. Внутренний рабочий диаметр дисков определяем, ориентируясь на диаметр вала d_2 . На данном участке вала проектируем шлицы $D \times d \times z = 32 \times 28 \times 6$. Предусматриваем зазор между наружным диаметром шлиц вала и внутренним диаметром шлиц дисков 0,5 мм. Тогда рабочий внутренний диаметр дисков $D_1 = 32 + 2 \cdot 0,5 = 33 \text{ мм}$.

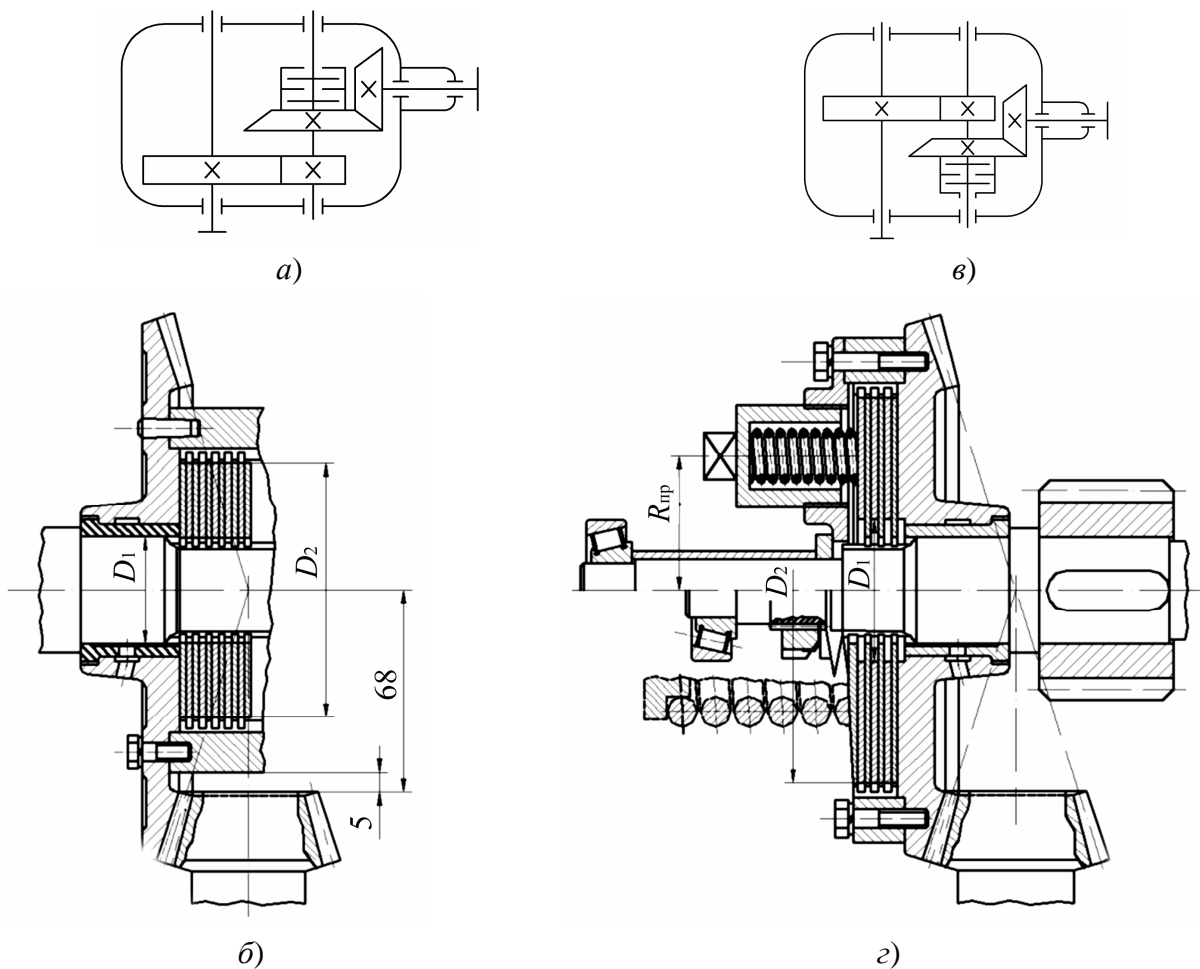


Рисунок 9.3 – Схемы встроенной фрикционной дисковой предохранительной муфты

Определяем расчетный вращающий момент, приняв коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,45$:

$$T_p = \beta T = 1,45 \cdot 95 = 137,75 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Средний диаметр сил трения $D_{\text{cp}} = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{90 + 33}{2} = 61,5 \text{ мм}.$

Скорость определяем по среднему размеру

$$V = \frac{\rho D_{\text{cp}} n}{60 \times 1000} = \frac{\rho \times 61,5 \times 680}{60 \times 1000} = 2,19 \text{ м/с}.$$

Выбираем в качестве материалов дисков закаленную сталь по закаленной стали, которая будет работать со смазкой. По таблице 9.10 определяем допустимое давление $[p] = 0,6 \dots 0,8 \text{ МПа}$ и коэффициент трения дисков $f = 0,06$. Учитывая примечания к таблице 9.10, назначаем: $[p] = 0,6 \text{ МПа}$; $f = 0,06$ ($V < 2,5 \text{ м/с}$, большое число дисков).

Допускаемое осевое усилие (допускаемая сила сжатия дисков)

$$[F_a] = [p] \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = 0,6 \frac{\pi}{4} (90^2 - 33^2) = 3330 \text{ Н}.$$

$$\text{Число пар трения } Z = \frac{2T_p}{f[F_a]D_{cp}} = \frac{2 \times 37,75 \times 10^3}{0,06 \times 3330 \times 61,5} = 22,42.$$

Предельно допустимое число дисков для смазываемых муфт $Z = 11$, следовательно конструкция, предлагаемая на схеме к заданию (рисунок 9.3, а), не может быть реализована.

Рациональнее разместить цилиндрическую пару колес слева от конического колеса, а справа предусмотреть на колесе муфту (рисунок 9.3, в).

Таблица 9.10 – Характеристика материала дисков

Материал	$[p]$, МПа	f
При смазке		
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 феррадо 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
<p>Примечания</p> <p>1 Данные таблицы справедливы при средней скорости V до 2,5 м/с и числе переключений в час не более 100. При бóльших значениях вводятся поправки: при $V > 2,5$ м/с – на 30 %; при $V \approx 15$ м/с – на 35 %; при числе переключений в час более 100 снижают $[p]$ на 1 % на каждые дополнительные пять включений, но не более чем на 50 %.</p> <p>2 Нижние значения $[p]$ принимаются при большом числе дисков, верхние – при малом.</p> <p>3 Скорость определяется по среднему диаметру $V = \frac{\pi D_{cp} n}{60}$</p>		

2. Конструктивно принимаем диаметры дисков $D_2 = 128$ мм, $D_1 = 48$ мм. Тогда средний диаметр дисков, допускаемая сила сжатия и количество дисков:

$$D_{cp} = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{128 + 48}{2} = 88 \text{ мм};$$

$$[F_a] = [p] \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = 0,6 \frac{\pi}{4} (128^2 - 48^2) = 6632 \text{ Н};$$

$$Z = \frac{2T_p}{f[F_a]D_{cp}} = \frac{2 \times 37,75 \times 10^3}{0,06 \times 6632 \times 88} = 7,87 \approx 8.$$

Примем $Z = 8$.

Число ведущих дисков $Z_1 = 0,5Z = 0,5 \cdot 8 = 4$.

Число ведомых дисков $Z_2 = Z_1 + 1 = 4 + 1 = 5$.

Толщину дисков назначаем $t = 2$ мм.

Необходимая сила нажатия при восьми трудящихся поверхностях

$$F_{a8} = \frac{2T_p}{fzD_{cp}} = \frac{2 \times 37,75 \times 10^3}{0,06 \times 8 \times 88} = 6522 \text{ Н.}$$

Пример расчета пружин

Условие прочности для пружины из проволоки круглого сечения имеет вид:

$$\tau_{\max} = k \frac{T}{W_p} = k \frac{8F_a D_0}{\pi d^3} = k \frac{8F_a C}{\pi d^2} \leq [\tau], \quad (9.16)$$

где k – поправочный коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков (таблица 9.11);

D_0 – средний диаметр витков пружины;

d – диаметр проволоки;

C – индекс пружины, $C = D_0 / d$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение (таблица 9.12).

Таблица 9.11 – Значения поправочного коэффициента k при расчете пружин растяжения–сжатия с витками круглого сечения

C	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Таблица 9.12 – Разряды одножильных пружин из проволоки круглого сечения

Класс	Разряд	Вид пружины	Сила, вызывающая максимальную деформацию пружины F , Н	Диаметр проволоки d , мм	Марка стали	Допускаемые напряжения при кручении $[\tau]$, МПа
1	1	Сжатия и растяжения	1...850	0,2...5	65, 70, 75, 65Г, 55ГС	0,3 σ_B
	2		1...800			
	3		140...6000	3...12		
	4	Сжатия	280...9000	14...50	480	
2	1	Сжатия и растяжения	1,5...1400	0,2...5	65, 70, 75, 65Г, 55ГС	0,5 σ_B
	2		1,25...1250			
	3		236...10000	3...12		
	4	Сжатия	(4,5...100)10	14...50	60С20, 65Г, 60С2, 65С2ВА, 70С3А, 50ХФА	800
3	2	Сжатия	315...14000	3...12	60С2А, 65С2ВА	1350
	3		6000...14000	14...25	60С2А, 65С2ВА, 70С3А	1050

Примечание – Предел выносливости пружинной проволоки σ_B принимается по таблице 9.13

Таблица 9.13 – Пределы прочности стальной углеродистой пружинной проволоки σ_B , МПа, не ниже

Классы	Диаметр проволоки d , мм										
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
1	2650	2500	2200	2050	1850	1750	1700	1650	1500	1500	1450
2	2200	2050	1900	1800	1650	1650	1550	1550	1400	1400	1350

Пружины изготавливают из углеродистой пружинной стали или легированной пружинной стали.

Диаметр проволоки: углеродистой – от 0,14 до 8 мм; легированной – от 0,5 до 14 мм. Принимается из ряда сортамента проволоки, мм: 0,14...1,0; 1,1; 1,2; 1,25; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 5,6; 6,0; 6,3; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0; 11; 12; 13; 14.

Выбирая индекс пружины, следует придерживаться следующих рекомендаций:

Диаметр проволоки, мм	до 2,5	3...5	6...12
Индекс пружины C	5...12	4...10	4...9

Пример расчета нестандартной центральной пружины

Согласно рекомендациям, примем индекс пружины $C = 6$, тогда поправочный коэффициент $k = 1,24$ (таблица 9.11). Для изготовления пружины класса 2 примем проволоку из легированной пружинной стали марки 65С2ВА, для которой $[\tau] = 960$ МПа (таблица 9.12).

Рабочее усилие пружины $F_a = 6522$ мм.

Диаметр проволоки

$$d^3 \sqrt{\frac{8F_a k C}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \times 6522 \times 1,24 \times 6}{\pi \times 960}} = 11,34 \text{ мм.}$$

Из ряда сортамента проволоки принимаем $d = 12$ мм. Тогда $D_0 = dC = 12 \cdot 6 = 72$ мм. Деформация пружины под действием силы F_a

$$\lambda = \frac{8F_a C^3 n_p}{Gd} = \frac{8 \times 6522 \times 6^3 \times 4}{8 \times 10^4 \times 12} = 46,96 \text{ мм,}$$

где $n_p = 4$ – принятое число рабочих витков пружины;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига для стали.

Полное число витков пружины $n_{\text{п}} = n_p + 2 = 4 + 2 = 6$.

Высота пружины при посадке витка на виток

$$H = (n_{\text{п}} - 0,5)d = (6 - 0,5)12 = 66 \text{ мм.}$$

Зазор между витками пружины в нагруженном состоянии

$$\delta = (0,1 \dots 0,25)d = 0,1 \cdot 12 = 1,2 \text{ мм.}$$

Шаг пружины в свободном состоянии

$$t_{\text{св}} = d + \frac{\lambda}{n_p} + \delta = 12 + \frac{46,96}{4} + 1,2 = 24,94 \text{ мм.}$$

Высота пружины в свободном состоянии

$$H_{\text{св}} = H + n_p (t_{\text{св}} - d) = 66 + 4(24,94 - 12) = 117,76 \text{ мм.}$$

Высота пружины в рабочем состоянии

$$H_p = H_{\text{св}} - \lambda = 117,76 - 46,96 = 70,8 \text{ мм.}$$

Угол подъема витков пружины

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t_{\text{св}}}{\pi D_0} = \frac{24,94}{\pi 72} = 0,1103; \alpha = 6^\circ 17' 42''.$$

Длина заготовки проволоки для изготовления пружины

$$L = \frac{\pi D_0 n_p}{\cos \alpha} = \frac{\pi \times 72 \times 6}{\cos 6^\circ 17'} = 1367 \text{ мм.}$$

Расчет пакета цилиндрических пружин

По конструктивным соображениям наружный диаметр пружины $D \leq 30$ мм. Длина окружности опорной поверхности пружин по среднему диаметру сил трения

$$S = \pi D_{\text{ср}} = 3,14 \cdot 88 = 276 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр стакана для пружины назначаем конструктивно: $d_{\text{ст}} = 40$ мм.

Таким образом, на муфте по диаметру равнодействующей сил трения можно поместить не более $i = \frac{S}{d_{\text{ст}} + 5} = \frac{276}{40 + 5} = 6,13$ пружин. Принимаем $i = 6$ пружин.

Тогда усилие F_a , которое должно развиваться одной пружиной:

$$F_a = 6522 / 6 = 1087 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 13768–86 (таблица 9.14) назначим пружину N127, у которой диаметр проволоки $d = 5,5$ мм, наружный диаметр пружины $D = 30$ мм, жесткость одного витка $z = 622,4$ Н/мм, наибольший прогиб одного витка $f = 1,799$ мм, сила пружины при максимальной деформации $F = 1120$ Н.

Определяем максимальное значение силы сжатия пружины

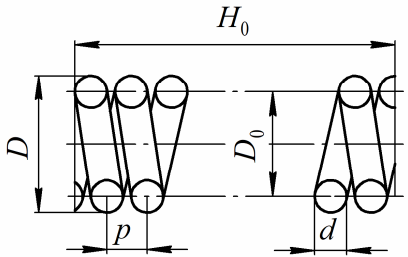
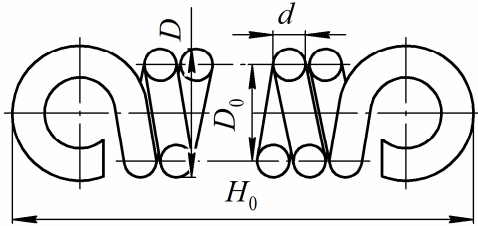
$$F_{\text{max}} = \frac{F}{1 - \delta} = \frac{1087}{1 - (0,05 \dots 0,25)} = 1144 \dots 1449 \text{ Н,}$$

где $\delta = 0,05 \dots 0,25$ – относительный инерционный зазор пружины сжатия классов 1 и 2.

Принимаем силу предварительного сжатия пружины

$$F_1 = 0,25 F_a = 0,25 \cdot 1087 = 272 \text{ Н.}$$

Таблица 9.14 – Пружины сжатия и растяжения 1 класса разряда 3 (ГОСТ 13768–86)

											
Номер пружины	Сила F пружин при максимальной деформации, Н	Диаметр проволоки d , мм	Наружный диаметр пружины D , мм	Жесткость z одного витка, Н/мм	Наибольший прогиб одного витка f , мм	Номер пружины	Сила F пружин при максимальной деформации, Н	Диаметр проволоки d , мм	Наружный диаметр пружины D , мм	Жесткость z одного витка, Н/мм	Наибольший прогиб одного витка f , мм
1	140,0	3,0	40	15,68	8,929	36	355,0	3,0	16	361,30	0,983
2	150,0		38	18,50	8,107	37		3,5	24	170,40	2,083
3	160,0		36	22,09	7,243	38		4,0	38	63,91	5,555
4	170,0		34	26,68	6,372	39		4,5	52	37,53	9,458
5	180,0		32	32,52	5,536	40		3,0	15	459,40	0,816
6	190,0	3,0	30	40,33	4,711	41	375,0	3,5	22	232,30	1,614
7		3,5	45	20,56	9,241	42		4,0	36	76,64	4,893
8		3,0	28	50,80	3,937	43		375,0	4,5	40	42,71
9	200,0	3,5	42	25,77	7,759	44	5,0		65	28,39	13,210
10	212,0	3,0	26	65,24	3,250	46	400,0	4,0	34	93,01	4,301
11		3,5	40	30,23	7,012	47		4,5	48	48,82	8,193
12	224,0	3,0	25	74,55	3,005	48		425,0	5,0	63	31,42
13		3,5	38	35,78	6,260	49	3,5		20	327,40	1,298
14	236,0	3,0	24	85,71	2,753	50	425,0	4,0	32	114,40	3,715
15		3,5	36	42,84	5,509	51		4,5	45	60,56	7,018
16		3,0	22	115,90	2,156	52		5,0	60	36,85	11,540
17	250,0	3,5	34	51,83	4,823	54	450,0	4,0	30	142,90	3,148
18		4,0	52	22,71	11,010	55		4,5	42	76,28	5,900
20	265,0	3,5	32	63,52	4,171	56		5,0	55	49,05	9,174
21		4,0	50	25,80	10,280	57		5,5	75	26,72	16,850
22	280,0	3,0	20	161,30	1,736	58	475,0	3,5	18	482,40	0,985
23		3,5	30	79,03	3,544	59		4,0	28	181,70	2,615
24		4,0	48	29,48	9,498	60		4,5	40	89,91	5,283
26		300,0	3,5	28	99,96	3,001		61	5,0	52	59,06
27	4,0		45	36,43	8,234	62	5,5	70	33,42	14,210	
28	3,0		18	235,20	1,339	64	500,0	4,0	26	135,80	2,120
29	315,0	3,5	26	129,10	2,441	65		4,5	38	107,20	4,664
30		4,0	42	45,76	6,883	66		5,0	50	67,29	7,431
31		4,5	60	23,55	13,370	67		5,5	65	42,57	11,740
33	335,0	3,5	25	148,20	2,261	68	530,0	4,0	25	271,10	1,954
34		4,0	40	53,83	6,223	69		4,5	36	128,70	4,118
35		4,5	55	31,24	10,720	70		5,0	48	77,11	6,874

Номер пружины	Сила F пружин при максимальной деформации, Н	Диаметр проволоки d , мм	Наружный диаметр пружины D , мм	Жесткость z одного витка, Н/мм	Наибольший прогиб одного витка f , мм	Номер пружины	Сила F пружин при максимальной деформации, Н	Диаметр проволоки d , мм	Наружный диаметр пружины D , мм	Жесткость z одного витка, Н/мм	Наибольший прогиб одного витка f , мм
71	530,0	5,5	63	47,18	11,230	106	850,0	5,0	30	392,40	2,166
72	560,0	4,0	24	313,90	1,784	107		5,5	40	218,30	3,893
73		4,5	34	156,70	3,574	108		6,0	52	130,30	6,521
74		5,0	45	95,80	5,845	109	7,0	85	49,62	17,130	
75	600,0	5,5	60	55,40	10,110	110	900,0	5,0	28	503,90	1,786
76		6,0	80	31,37	17,850	111		5,5	38	261,30	3,445
77		4,0	22	430,70	1,393	112		6,0	50	149,30	6,027
78	630,0	4,5	32	193,60	3,100	113	950,0	7,0	80	60,47	14,890
79		5,0	42	121,10	4,956	114		5,0	26	662,00	1,435
80		5,5	55	73,93	8,115	115		5,5	36	316,10	3,005
81	670,0	6,0	75	38,66	15,520	116	1000,0	6,0	48	171,40	5,543
83		4,5	30	242,20	2,601	117		7,0	75	74,83	12,690
84		5,0	40	143,00	4,405	118		5,0	25	766,40	1,305
85	710,0	5,5	52	89,21	7,062	119	1060,0	5,5	34	387,30	2,582
86		6,0	70	48,40	13,020	120		6,0	45	214,10	4,670
87		4,0	20	613,10	1,093	121		7,0	70	94,10	10,620
88	750,0	4,5	28	310,40	2,159	122	1120,0	8,0	105	44,09	22,680
89		5,0	38	170,60	3,927	123		5,5	32	482,00	2,199
90		5,5	50	101,70	6,587	124		6,0	42	272,20	3,894
91	800,0	6,0	65	61,84	10,840	125	1180,0	7,0	65	120,80	8,772
92		4,5	26	404,80	1,754	126		8,0	100	51,60	20,540
93		5,0	36	205,80	3,450	127		5,5	30	609,90	1,836
94	850,0	5,5	48	116,80	6,078	128	1250,0	6,0	40	323,10	3,466
95		6,0	63	68,60	10,350	129		7,0	63	134,00	8,360
96		4,5	25	467,00	1,607	130		8,0	95	61,02	18,360
97	850,0	5,0	34	251,40	2,983	131	1180,0	5,5	28	787,20	1,632
98		5,5	45	145,50	5,153	132		6,0	68	388,30	3,039
99		6,0	60	80,65	9,299	133		7,0	60	158,20	7,460
100	850,0	4,5	24	542,50	1,475	134	1250,0	8,0	90	72,88	16,190
101		5,0	32	311,50	2,569	135		6,0	36	470,40	2,657
102		5,5	42	184,40	4,451	136		7,0	55	212,50	5,884
103		6,0	55	107,80	7,421	137		8,0	85	88,02	14,200
104		7,0	90	41,12	19,450	138		9,0	120	47,07	26,550

Примечание – ГОСТ 13768–86 предусматривает также пружины из проволоки $d = 9...12$ мм, а в пределах таблицы – другие d , D и, соответственно, номера пружин F , z и f

Рабочую деформацию пружины принимаем предварительно $\lambda = 0,5D = 0,5 \cdot 30 = 15$ мм.

$$\text{Тогда жесткость пружины } z_1 = \frac{F_a - F_1}{\lambda} = \frac{1087 - 272}{15} = 54,3 \text{ Н/мм.}$$

$$\text{Число рабочих витков пружины } n = \frac{z}{z_1} = \frac{622,4}{54,3} = 11,46.$$

Принимаем $n = 12$ витков.

$$\text{Уточняем жесткость пружины: } z_1 = \frac{z}{n} = \frac{622,4}{12} = 51,87 \text{ Н/мм.}$$

Назначаем два нерабочих витка. Тогда полное число витков

$$n_1 = n + 2 = 12 + 2 = 14.$$

Средний диаметр пружины $D_0 = D - d = 30 - 5,5 = 24,5$ мм.

Рабочая деформация под действием силы F_a

$$\lambda_2 = \frac{F_a}{z_1} = \frac{1087}{51,87} = 20,97 \text{ мм.}$$

Максимальная деформация (при посадке витка на виток)

$$\lambda_3 = \frac{F}{z_1} = \frac{1120}{51,87} = 21,59 \text{ мм.}$$

Предварительная деформация пружины

$$\lambda_1 = \frac{F_1}{z_1} = \frac{272}{51,87} = 5,24 \text{ мм.}$$

Высота пружины при посадке витка на виток

$$H = (n_1 - 0,5)d = (14 - 0,5) \cdot 5,5 = 74,25 \text{ мм.}$$

Высота пружины в незагруженном состоянии

$$H_3 = H + \lambda_3 = 74,25 + 21,59 = 95,84 \text{ мм.}$$

Высота пружины в рабочем положении

$$H_0 = H_3 + \lambda_2 = 95,84 - 20,97 = 74,87 \text{ мм.}$$

Шаг пружины $t = f + d = 1,799 + 5,5 = 7,299$ мм.

Расчет тарельчатой центральной пружины

Конструктивно принимаем диаметр отверстия пружины $d = d_b = 30$ мм, наружный диаметр $D = 2R_{cp} = 2 \cdot 44 = 88$ мм. Требуемая осевая сила $F_a = 6522$ Н.

По ГОСТ 3057–90 (таблица 9.15) подбираем тарельчатую пружину большой жесткости с наружным диаметром $D = 70$ мм, внутренним диаметром $d = 30$ мм, развивающую при прогибе одного диска, равном $f_2 = 0,8f = 0,8 \cdot 2,0 = 1,6$ мм, усилие $F_2 = 11430$ Н. Определим необходимый относительный прогиб пружины:

$$g_{\text{п}} = g \frac{F_a}{F_2} = 0,8 \frac{6522}{11430} = 0,46.$$

Таблица 9.15 – Тарельчатые пружины (по ГОСТ 3057–90)

Размеры в миллиметрах

Номер пружины	Наружный диаметр D	Внутренний диаметр d	Толщина пружины s	Максимальная деформация f	Высота пружины h_0	Сила F_2 при деформации, Н	
						$f_2 = 0,6f$	$f_2 = 0,8f$
Пружины типов 1 и 3							
069	35,0	15,0	1,50	1,00	2,50	2287	2856
070	40,0	20,0	1,50	1,15	2,65	2230	2730
092		20,0	2,00	1,00	3,00	4220	5410
105		25,0	2,20	0,90	3,10	5970	7750
118		25,0	2,50	0,80	3,30	7650	10030
065	45,0	18,0	1,50	1,40	2,90	2103	2489
075		18,0	1,70	1,20	2,90	2400	2980
076		25,0	1,50	1,50	3,00	2710	3160
080		25,0	1,60	1,40	3,00	2910	3490
096		20,0	2,20	1,10	3,30	4630	5940
106		18,0	2,50	0,95	3,45	5520	7200
114		25,0	2,20	1,05	3,55	7190	9340
119		28,0	2,40	1,10	3,50	7500	9680
123	28,0	2,60	1,00	3,60	8560	11120	
066	50,0	25,0	1,50	1,50	3,00	2044	2385
081		20,0	1,80	1,40	3,20	2767	3383
083		25,0	1,80	1,45	3,25	3150	3830
086		28,0	1,80	1,50	3,30	3560	4300
087		20,0	2,00	1,50	3,50	4025	4949
093		20,0	2,20	1,30	3,50	4400	5570
097		25,0	2,10	1,45	3,55	4800	5970
107		20,0	2,50	1,20	3,70	5780	7440
111		25,0	2,50	1,20	3,70	6300	8100
120		25,0	2,80	1,10	3,90	7940	10340
124		28,0	2,80	1,10	3,90	8580	11170
131	30,0	3,00	1,00	4,00	10120	13260	

Номер пружины	Наружный диаметр D	Внутренний диаметр d	Толщина пружины s	Максимальная деформация f	Высота пружины h_0	Сила F_2 при деформации, Н	
						$f_2 = 0,6f$	$f_2 = 0,8f$
121	56,0	28,0	2,80	1,35	4,15	7940	10210
132		28,0	3,20	1,20	4,40	10280	13400
063	60,0	30,0	1,50	2,00	3,50	2214	2392
088		25,0	2,00	2,00	4,00	4165	4860
137	63,0	25,0	3,50	1,40	4,90	11420	14850
127	70,0	30,0	3,00	2,00	5,00	9150	11430
089	71,0	36,0	2,00	2,60	4,60	4835	5260
108		28,0	2,60	2,15	4,75	6440	7800
112	71,0	40,0	2,60	2,00	4,60	6950	8520
116		28,0	3,00	1,80	4,80	7660	9680
138		28,0	3,50	1,80	5,30	11860	15200
146		28,0	4,00	1,50	5,50	14300	18630
155		28,0	4,50	1,30	5,80	17400	22800
099	80,0	40,0	2,20	3,00	5,20	5980	6420
122		45,0	3,00	2,10	5,10	8610	10700
128		35,0	3,00	2,50	5,50	9360	11320
141		36,0	3,70	2,00	5,70	12870	16400
151		40,0	4,00	2,00	6,00	16870	21660
161		40,0	4,50	1,70	6,20	19900	2600
169		40,0	5,00	1,60	6,60	25350	33260
175		45,0	5,00	1,60	6,60	18700	27500
109	90,0	40,0	2,50	3,50	6,00	7810	8310
129		45,0	3,20	2,60	5,80	9820	11940
133		50,0	3,20	2,80	6,00	11640	13960
142		32,0	4,00	2,30	6,30	14060	17840
165		50,0	4,50	2,20	6,70	22400	28730
170		45,0	5,00	2,00	7,00	25400	33070
176		50,0	5,00	2,10	7,10	28800	37340
182		45,0	5,60	1,80	7,40	31700	41500
100	100,0	50,0	2,50	3,50	6,00	6680	7100
143		56,0	3,50	3,30	6,80	15000	17750
148		40,0	4,00	3,00	7,00	16100	19800
152		40,0	4,20	2,80	7,00	16890	21100
158		50,0	4,20	2,90	7,10	19200	23900
163		36,0	4,80	2,50	7,30	21070	27030
166		40,0	5,00	2,30	7,30	22060	28470
171		50,0	5,00	2,50	7,50	26370	33840
183		50,0	5,60	2,20	7,80	31800	41400
190		40,0	6,00	2,20	8,20	35720	46640
Пружины типов 2 и 4							
324	35,0	15,0	1,50	1,00	2,50	2512	3138
325	40,0	20,0	1,50	1,15	2,65	2454	3007
347		20,0	2,00	1,00	3,00	4647	5964
360		25,0	2,20	0,90	3,10	6852	8902
373		25,0	2,50	0,80	3,30	8782	11520

Номер пружины	Наружный диаметр D	Внутренний диаметр d	Толщина пружины s	Максимальная деформация f	Высота пружины h_0	Сила F_2 при деформации, Н	
						$f_2 = 0,6f$	$f_2 = 0,8f$
320	45,0	18,0	1,50	1,40	2,90	2244	2657
330		18,0	1,70	1,20	2,90	2565	3180
331		25,0	1,50	1,50	3,00	2996	3495
335		25,0	1,60	1,40	3,00	3219	3860
351		20,0	2,20	1,10	3,30	4982	6394
369		25,0	2,50	1,05	3,55	7960	10330
374		28,0	2,40	1,10	3,50	8461	10920
378		28,0	2,60	1,00	3,60	9619	12530
321	50,0	25,0	1,50	1,50	3,00	2212	2580
336		20,0	1,80	1,40	3,20	2935	3590
338		25,0	1,80	1,45	3,25	3411	4148
341		28,0	1,80	1,50	3,30	3895	4710
342		20,0	2,00	1,50	3,50	4270	5251
348		20,0	2,20	1,30	3,50	4672	5912
352		25,0	2,10	1,45	3,55	5195	6460
366		25,0	2,50	1,20	3,70	6812	8768
379		28,0	2,80	1,10	3,90	9391	12220
386		30,0	3,00	1,00	4,00	11190	14660
376	56,0	28,0	2,80	1,35	4,15	8742	11250
387		28,0	3,20	1,20	4,40	11320	14770
318	60,0	30,0	1,50	2,00	3,50	2424	2618
343		25,0	2,00	2,00	4,00	4482	5229
344	71,0	36,0	2,00	2,60	4,60	5223	5686
363		28,0	2,60	2,15	4,75	6824	8263
367		40,0	2,60	2,00	4,60	7621	9336
371		28,0	3,00	1,80	4,80	8108	10250
393		28,0	3,50	1,80	5,30	12560	16090
401		28,0	4,00	1,50	5,50	15120	19730
410		28,0	4,50	1,30	5,80	18370	24180
354	80,0	40,0	2,20	3,00	5,20	6395	6858
377		45,0	3,00	2,10	5,10	9342	11600
383		35,0	3,00	2,50	5,50	9916	11990
396		36,0	3,70	2,00	5,70	13650	17420
406		40,0	4,00	2,00	6,00	18030	23140
416		40,0	4,50	1,70	6,20	21210	27660
424		40,0	5,00	1,60	6,60	27080	35540
430		45,0	5,00	1,60	6,60	29810	39110
364	90,0	40,0	2,50	3,50	6,00	8294	8819
384		45,0	3,20	2,60	5,80	10510	12760
388		50,0	3,20	2,80	6,00	12620	15125
397		32,0	4,00	2,30	6,30	14730	18690
417		45,0	4,50	2,10	6,60	14670	21130
420		50,0	4,50	2,20	6,70	24220	31130
425		45,0	5,00	2,00	7,00	27180	35360
431		50,0	5,00	2,10	7,10	33190	40470
437		45,0	5,60	1,80	7,40	33850	44410

Номер пружины	Наружный диаметр D	Внутренний диаметр d	Толщина пружины s	Максимальная деформация f	Высота пружины h_0	Сила F_2 при деформации, Н	
						$f_2 = 0,6f$	$f_2 = 0,8f$
355	100,0	50,0	2,50	3,50	6,00	7093	7543
403		40,0	4,00	3,00	7,00	16850	20720
407		40,0	4,20	2,80	7,00	17690	22090
413		50,0	4,20	2,90	7,10	20400	25360
418		36,0	4,80	2,50	7,30	22020	28120
421		40,0	5,00	2,30	7,30	23090	29800
426	100,0	50,0	5,00	2,50	7,50	28000	35940
432		40,0	5,60	2,10	7,70	29070	37910
438		50,0	5,60	2,20	7,80	33750	43940
454		50,0	6,30	2,20	8,50	47640	62330

Примечания

1 По ГОСТ 3057–90 стандартизованы пружины с наружным диаметром до $D = 355$ мм.

2 По исполнению пружины подразделяют на типы:

1 – пружины с наклонными кромками по наружному и внутреннему диаметру;

2 – пружины с наклонными кромками по наружному и внутреннему диаметру и опорными плоскостями при толщине пружин более 1,0 мм;

3 – пружины с параллельными кромками по наружному и внутреннему диаметру;

4 – пружины с параллельными кромками по наружному и внутреннему диаметру и опорными плоскостями при толщине пружин более 1,0 мм.

3 По условиям работы различают пружины статического (С), динамического (Д) и многократного (М) действия.

4 Усилие F_2 при прогибе $f_2 = 0,8f$ является предельным рабочим для пружин С и испытательным для пружин Д и М при динамических испытаниях.

5 Усилие F_2 при прогибе $f_2 = 0,6f$ является предельным рабочим для пружин Д и М и обычным рабочим для пружин С

Примем ход пружины при затяжке $h = 4...5$ мм.

$$\text{Необходимое число пружин } n = \frac{h}{g_{\text{п}} f} = \frac{4...5}{0,46 \times 2,0} = 4,35...5,43.$$

Принимаем $n = 5$ шт. Общая высота пяти пружин до затяжки

$$H_0 = nh_0 = 5 \cdot 5,0 = 25 \text{ мм.}$$

Высота пакета пружин в рабочем состоянии

$$H_p = H_0 - h_p = 25 - 4,6 = 20,4 \text{ мм,}$$

где $h_p = n\gamma_{\text{п}} f = 5 \cdot 0,46 \cdot 2,0 = 4,6$ мм (рабочая осадка пакета пружин).

По результатам проведенных расчетов назначаем пружину, которая более всего подходит для данной конструкции. Наименьшие габариты предохранительной муфты дает конструкция с центральной тарельчатой пружиной, которую и следует предпочесть остальным. Окончательно принимаем тарельчатую пружину из пяти дисков типа H статического действия с размерами $D = 70$ мм; $d = 30$ мм; $s = 3,0$ мм; $f = 2,0$ мм – НС 70×30×3×2,0 по ГОСТ 3057–90.

9.3 Общие сведения по применению тормозных устройств

Согласно правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных и некоторых видов транспортирующих машин, для стопорения их механизмов необходимы надежные устройства, в качестве которых используют тормоза и остановы. На сельскохозяйственных предприятиях в механизмах привода грузоподъемных машин и механизмов, а также тяжело нагруженных элеваторах чаще всего применяют двухколодочные тормоза с пружинным замыканием. В качестве стопорных устройств для предотвращения обратного хода тягового органа транспортирующих машин при отключении двигателя (наклонные транспортеры, элеваторы) используют остановы.

Тормозные устройства современных машин должны обеспечивать гашение достаточного для заданных условий работы тормозного момента, быстро закрываться и открываться, их элементы должны иметь высокую конструктивную прочность. Помимо этого, они должны быть просты по конструкции, технологичны в изготовлении, удобны для осмотра и регулирования, ремонтнопригодны, должны обеспечивать высокую надежность в эксплуатации при малых габаритах и массе, а также иметь минимальный износ трущихся поверхностей.

9.3.1 Колодочные тормоза

Анализ конструкций колодочных тормозов, различающихся схемами рычажных систем, указывает на то, что в современных грузоподъемных механизмах (ГПМ) чаще всего применяют нормально замкнутые открытые двухколодочные тормоза. Затормаживание тормозного шкива производится силовой спиральной пружиной, что обеспечивает простоту конструкции, удобство управления и, главное, надежную работу тормоза. Для растормаживания такого тормоза применяют специальные тормозные электромагниты, электрогидравлические и электромеханические толкатели, включаемые в цепь управления параллельно приводу ГПМ. Принцип работы и конструкция таких тормозов подробно описаны в курсе «Подъемно-транспортные машины и механизмы».

Тормоз целесообразно устанавливать на валу механизма с наименьшим крутящим моментом, которым является приводной вал. В качестве тормозного шкива используют одну из полумуфт, соединяющих валы двигателя и редуктора. Если для соединения применена муфта МУВП, то эта полумуфта должна быть ведомой (находиться на валу редуктора); если применена муфта МЗ, то полумуфту можно устанавливать на любой вал. Параметры муфт с тормозными шкивами приведены в таблицах 9.16, 9.17.

Таблица 9.16 – Характеристики и размеры зубчатых муфт с тормозным шкивом

Размеры в миллиметрах

Вращающий момент T , Н·м	Частота вращения вала n_{\max} , мин ⁻¹	Момент инерции, кг·м ² (без шкива)	Размеры													Масса, кг	
			d	d_k	B_t	D	D_1	D_2	B	l	l_k	c	c_1	c_2	e		D_t
710	6300	0,12	40	38	95	170	110	55	34	55	55	2,5	11	18	12	160...200	10,2
1400	5000	0,21	50	55	145	185	125	70	34	70	70	2,5	13	22	12	200...300	14,3
3150	4000	0,42	60	55	185	220	150	90	40	90	85	2,5	15	25	18	300...400	24,0

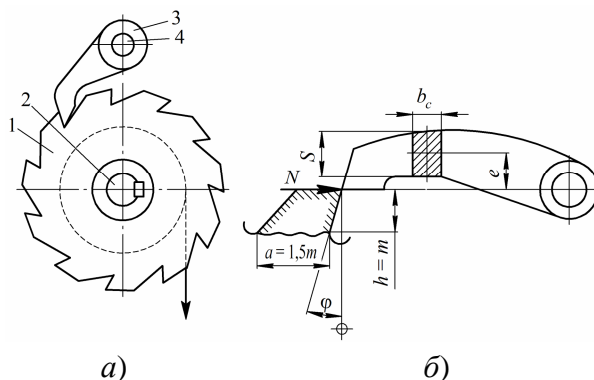
Таблица 9.17 – Характеристики и основные размеры упругих втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом

T_t , Н·м	n , мин ⁻¹	Расчетный момент инерции муфты, кг·м ²	Размеры, мм					Масса, кг	
			D_t	d		B_t	B		L
				тормозного шкива	полумуфты				
25	6300	0,009	100	18	18	75	42	85	
	5600	0,008		94					
	4750	0,010		104					
	4000	0,012		102					
100	5600	0,053	160	22	22	75	42	104	
	4750	0,062		115					
	4000	0,057		123					

T_T , Н·м	$n, \text{мин}^{-1}$	Расчетный момент инерции муфты, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	Размеры, мм						Масса, кг		
			D_T	d		B_T	B	L			
				тормозного шкива	полумуфты						
250	4750	0,135	200	28	25	95	42	125	9,0		
								145			
	4000	0,152		30	32		145	11,0			
				32	32		145				
				38	35		165	10,0			
				40	42		165	11,0			
				3350	0,21		42	48	196	16,0	
					0,256		38	55	226	17,0	
	800	3000		0,345	300		50	45	145	55	20,0
								50			28,0
55			29,0								
2650		1,11	60	60		286	39,0				
			65	65		286	38,0				
1500		1700	5,61	400		90	80	185	80	350	111,0

9.3.2 Остановы

Остановы – устройства, предназначенные для удержания груза в подвешенном состоянии. Их назначение – исключить возможное самопроизвольное движение. По конструкции различают остановки храповые и фрикционные. В современных транспортирующих машинах (наклонные ленточные транспортеры, ковшовые или люлечные элеваторы), а также простейших ГПМ применяют преимущественно храповые остановки (рисунок 9.4, а). Останов состоит из храпового колеса 1, сидящего на шпонке на валу 2, и собачки 3, ось 4 которой закреплена на корпусе механизма. Собачка острым концом входит во впадину между зубьями храпового колеса и препятствует вращению последнего в сторону опускания груза (по часовой стрелке), не препятствуя вращению колеса в противоположную сторону для подъема груза. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления.



а – схема работы останова; б – расчетная схема останова

Рисунок 9.4 – Храповый останов

Методика расчета остановов подробно рассмотрена в курсе «Подъемно-транспортные машины и механизмы».

10 Завершающий этап проектирования и оформления документации курсового проекта

10.1 Компоновочная схема привода

Выбранные электродвигатель и муфта, спроектированные редуктор и открытая передача, если их рассматривать отдельно, не дают ясного представления о том, что же в конечном итоге получилось. Для понимания результатов проектирования отдельных изделий нужно упрощенно (в одном масштабе) изобразить их на одном листе в виде компоновочной схемы. При этом очевидными становятся соизмеримость сборочных единиц и эстетическое состояние спроектированного привода. Оценка его с таких позиций может вызвать пересмотр ранее принятых решений. Например, если редуктор 3 (рисунок 10.1, а), который через соединительную муфту 2 принимает момент вращения от электродвигателя 1, в несколько раз меньше последнего, то такой привод не отвечает нормам технической эстетики. В этом случае необходимо проанализировать решение задачи в плане изменения габаритов редуктора (за счет использования других материалов зубчатых колес, их термической обработки, а также других факторов, определяющих габариты). Если увеличивать размеры редуктора нецелесообразно, то следует применить электродвигатель, выполненный с лапами и фланцем, чтобы прикрепить узел 4 к фланцу электродвигателя 1 (рисунок 10.1, б). При этом обязательно рассчитывают прочность крепления узла 4 к фланцу электродвигателя и самого электродвигателя к основанию (раме).

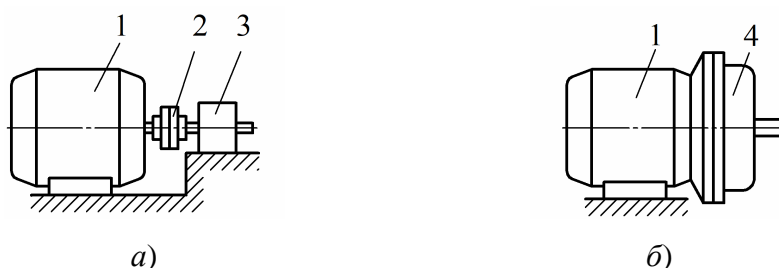


Рисунок 10.1 – Примеры компоновочной схемы привода

При размещении двух узлов на основании выясняют, нельзя ли путем некоторых конструктивных приемов расположить базовые поверхности основания в одной плоскости. Такое расположение упрощает конструкцию основания и удешевляет его изготовление. Если высоты центров электродвигателя 1 и редуктора 2 (рисунок 10.2) имеют значительную разницу, то основание 3 следует выполнять ступенчатым. Основными критериями работоспособности и надежности оснований являются жесткость и срок службы. Исходя из технологических возможностей и вида производства, основания выполняют литыми из чугуна или сварными

из стальных профилированных элементов (швеллер, двутавр, уголок и т. п.). Большие перспективы (главным образом в тяжелом машиностроении) имеют сварно-литые конструкции, т. к. они значительно упрощают отливки.

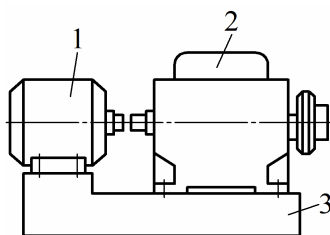


Рисунок 10.2 – Схема размещения электродвигателя и редуктора на раме

Окончательную принятую компоновку привода оформляют в виде чертежа общего вида, выполняемого в соответствии с требованиями ЕСКД в масштабе уменьшения (согласно рекомендациям по заданию на курсовое проектирование) с числом проекций, обеспечивающих четкость представления компоновки сборочных единиц привода. На чертеже проставляют габаритные размеры привода, присоединительные монтажные размеры (размеры опорных поверхностей, диаметры и координаты крепежных отверстий, расстояния между осями сборочных единиц и др.), указывают технические требования к точности монтажа изделий, техническую характеристику привода. На полках линий-выносок указывают номера позиций сборочных единиц и основных деталей изделия.

10.2 Оформление конструкторской документации курсового проекта

Курсовой проект, выполняемый студентом в процессе разработки машин и механизмов, представляет собой совокупность документов: графических (чертежей, схем) и текстовых (спецификаций, ведомостей, расчетов, пояснительной записки и т. п.).

Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов установлены комплексом стандартов ЕСКД и учебно-методическим пособием БГАТУ «Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ)».

10.2.1 Содержание и оформление пояснительной записки

Пояснительная записка (ПЗ) оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.106–96 как конструкторский документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, обоснование принятых при его разработке технических и технико-экономических решений, расчеты деталей на прочность, жесткость и работоспособность, расчеты посадок сопряженных деталей и допусков.

В пояснительную записку должны быть включены обложка, титульный лист, задание на курсовое проектирование, ведомость проекта, реферат, содержание, введение, основная часть, заключение, список использованных источников, приложения.

Обложка переплета пояснительной записки курсового проекта должна быть фабричного изготовления (например, папка скоросшиватель).

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки. Он выполняется на бланке установленной формы. На титульном листе рамки не размещают, штамп основной надписи не приводят.

Задание на курсовой проект оформляется на бланках установленной формы рукописным или машинописным способами.

В задании указывают:

- факультет, курс, группу, фамилию, имя и отчество студента;
- тему проекта;
- исходные данные для разработки проекта;
- вопросы, подлежащие разработке в проекте и примерный их объем;
- дату выдачи задания;
- срок защиты проекта.

В конце задания должны быть проставлены подписи студента, принявшего задание, и руководителя с указанием даты подписания. Задание оформляет руководитель проекта и утверждает заведующий кафедрой. Дополнительно к заданию студенту выдают график выполнения основных этапов проектирования в соответствии с учебным планом специальности.

Ведомость комплекта проектной документации является сводным перечнем всех материалов, разработанных при проектировании. Заполненную ведомость располагают в пояснительной записке после задания на проектирование перед рефератом. Номер страницы ведомости проекта в сквозной нумерации страниц ПЗ не проставляется, но учитывается в ней.

Реферат – краткая характеристика курсового проекта, предназначенная для предварительного ознакомления с проектом и отражающая основное его содержание с точки зрения достоинств и достижения поставленной цели.

Текст реферата пишется на стандартном листе, оформленном рамкой. Основную надпись на данном листе не помещают. Номер страницы не проставляют.

Заголовок «Реферат» пишется на отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы высотой 5...7 мм. Расстояние от заголовка до текста должно составлять не менее 10 мм.

Объем реферата – не более одной страницы. В начале указывают объем проектной документации: перечисляют общий объем текстовых материалов с выделением в т. ч. иллюстраций (эскизов, рисунков, таблиц и т. п.); указывают объем графической части курсового проекта, количество использованных источников. Далее приводят

ключевые слова. Перечень ключевых слов должен включать от 5 до 15 слов или словосочетаний из текста записки, которые в наибольшей степени характеризуют содержание. Ключевые слова приводятся в именительном падеже и записываются строчными буквами в строку через запятые после слов «Ключевые слова». Затем дают краткое содержание курсового проекта, отражающее цель работы, методы разработки, принятые решения, приводят итоговые результаты и основные показатели.

Содержание предназначено для облегчения поиска необходимых материалов при чтении записки, а также для общего ознакомления с проектом и получения представления об объемах всех разделов.

Содержание начинает текстовую часть записки. Его размещают сразу после реферата с новой страницы и при необходимости продолжают на последующих листах. Слово «Содержание» пишут с прописной буквы посередине страницы. В содержании приводят порядковые номера и наименования разделов, подразделов и пунктов, а также приложения с их обозначениями и наименованиями. Указывается номер листа (страницы), на котором размещено начало материала (раздела, подраздела и т. п.). Не рекомендуется проводить подробное деление материала.

Назначение **введения** – оценка современного состояния решаемой инженерной задачи и обоснование необходимости выполнения расчетов.

Слово «Введение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы высотой 5...7 мм. Объем введения – не менее $\frac{2}{3}$ страницы.

Текстовые материалы **основной части** ПЗ выполняются на листах белой машинописной бумаги, оформленных рамками в соответствии с рисунком 10.3.

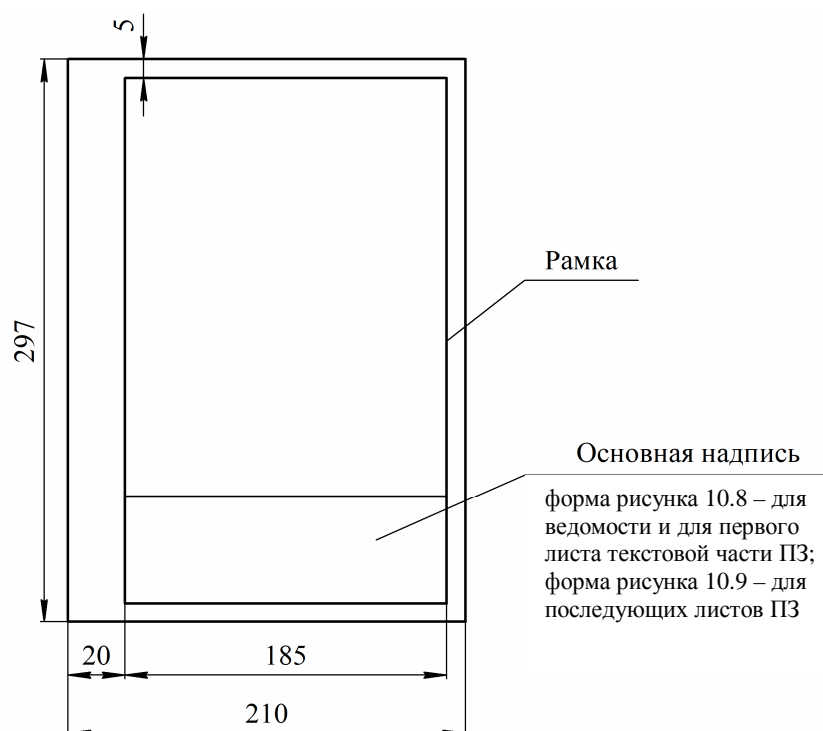


Рисунок 10.3 – Компонировка и размеры листа текстовой части ПЗ

Основные надписи на листах ПЗ выполняют по формам согласно ГОСТ 2.104–2006. Образцы форм приведены в подразделе 10.2.3.2.

Листы записки имеют сквозную нумерацию арабскими цифрами. Титульному листу, заданию на курсовое проектирование, реферату номера присваивают, но не проставляют. Номера страниц начинают проставлять с листа «Содержание».

При размещении текста на листе руководствуются следующими правилами:

- расстояние между строками текста – 10 мм;
- расстояние от рамки до границы текста на листе в начале и в конце строки – не менее 3 мм;
- от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм.

Абзацы в тексте начинают с отступа размером 12,5 мм.

Пример расположения текста приведен на рисунке 10.4.

Незначительные неточности, опiski, ошибки, ошибочные записи, обнаруженные в текстовом материале на листе, допускается исправлять при помощи корректора.

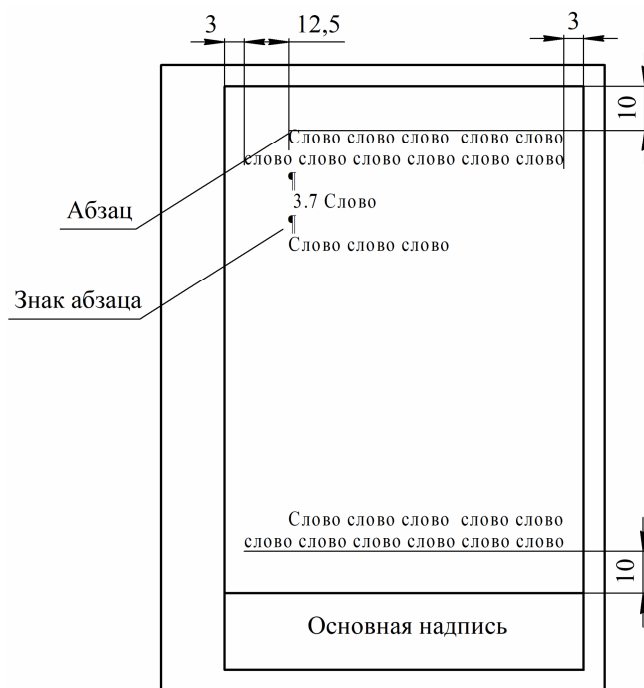


Рисунок 10.4 – Расположение текста на листе А4

Заключение является неотъемлемой структурной частью любого проекта. Заключение начинают с новой страницы после изложения основной части пояснительной записки. Слово «Заключение» пишут в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы. Заголовок порядкового номера не имеет. В заключении приводятся основные результаты расчетов, определяющие конструкцию приводной станции.

Составление **списка использованных источников** является завершающим этапом выполнения курсового проекта. Основой служат записи всех просмотренных и изученных книг, статей из сборников и журналов и др.

Библиографический список – элемент библиографического аппарата работы, который содержит библиографическое описание использованных источников и помещается после заключения. Библиографическое описание составляют непосредственно по произведению печати или выписывают из каталогов полностью, без пропусков каких-либо элементов, сокращения заглавий и т. д.

Все библиографические записи составляются по определенным правилам в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 «Библиографическая запись. Библиографическое описание». Примеры некоторых библиографических записей:

1. Организационно-технологические нормативы возделывания сельскохозяйственных культур : сборник отраслевых регламентов / Ин. аграр. экономики НАН Беларуси ; рук. разработ. В. Г. Гусаков [и др.]. – Минск : Бел. наука, 2005. – 460 с.

2. Техническое обеспечение процессов в земледелии : учеб.-метод. пособие / сост.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2007. – 156 с.

3. Новиков, А. В. Техническое обеспечение процессов в земледелии. Проектирование механизированных процессов в растениеводстве : нормативно-справочные материалы / А. В. Новиков [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2005. – 116 с.

4. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин : справочное пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высшая школа, 1986. – 400 с.

5. Канарев, Ф. М. Охрана труда : учеб. пособие для вузов / Ф. М. Канарев [и др.] ; под ред. Ф. М. Канарева. – Минск : Агропромиздат, 1988. – 351 с.

6. Шило, И. Н. Техническое обеспечение процессов в растениеводстве. Курсовое и дипломное проектирование : пособие / И. Н. Шило [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2009. – 392 с.

7. Система стандартов безопасности труда : сборник. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 102 с. – (Международные стандарты). – Содерж.: 16 док.

8. Техническое обеспечение производства продукции растениеводства. Дипломное проектирование : учеб. пособие / А. В. Новиков, И. Н. Шило, В. Д. Лабодаев [и др.] ; под ред. А. В. Новикова. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. – 494 с.

9. СТБ 2372–2014. Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Статьи в журналах и сборниках. – Введ. 01.02.14. – Минск : БелГИСС : Госстандарт, 2014. – 27 с.

Материал, дополняющий текст документа, допускается помещать в **приложениях**. Приложениями могут быть, например, графический материал, спецификации.

Каждое приложение следует начинать с новой страницы с указанием слова «Приложение» и его обозначения, а под ним в скобках для обязательного приложения пишут слово «обязательное», а для информационного – «рекомендуемое» или «справочное».

Приложение должно иметь заголовок, который записывают симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой.

Приложения обозначают заглавными буквами русского алфавита, начиная с А, за исключением букв Ё, З, Й, О, Ч, Ъ, Ы, Ь. После слова «Приложение» следует буква, обозначающая его последовательность. Допускается обозначать приложения буквами латинского алфавита, за исключением букв I и O. В случае полного использования букв русского и латинского алфавитов допускается обозначать приложения арабскими цифрами. Если в документе одно приложение, оно обозначается «Приложение А».

Приложения должны иметь общую с остальной частью документа сквозную нумерацию страниц. Все приложения должны быть перечислены в содержании документа (при наличии) с указанием их номеров и заголовков.

10.2.2 Изложение текста пояснительной записки

10.2.2.1 Правила построения текстового материала

Текстовый материал ПЗ делится на разделы, подразделы, пункты. Слова в названиях разделов, подразделов и пунктов не переносятся. Разделам присваивают порядковые номера, которые обозначают арабскими цифрами без точки и записывают с абзацного отступа полужирным начертанием строчными буквами с первой прописной.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и номера подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Название подраздела пишется с абзацного отступа полужирным начертанием строчными буквами с первой прописной.

При выполнении текста записки машинописным способом его набирают в текстовом редакторе Word, используя шрифты Times New Roman размером 14 pt (пунктов) с полуторным интервалом, выравнивание – по ширине, абзацный отступ (отступ первой строки) – 1,25 см. При рукописном способе текст выполняют четким почерком – шрифтом с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм и расстоянием между строками 7...10 мм.

Текст пояснительной записки должен быть четким, по возможности кратким (без повторений) и не допускать различных толкований.

Каждый раздел текстового документа рекомендуется начинать с нового листа (страницы). Название раздела записывается в начале страницы на расстоянии 10 мм от верхней границы рамки (см. рисунок 10.4). Расстояние между названием раздела и подраздела, а также между названием раздела или подраздела (при его наличии) и текстом – один полуторный интервал (или одна пустая строка, полученная при нажатии на клавишу **Enter** на клавиатуре), при выполнении рукописным

способом – 15 мм. Расстояние между заголовками раздела и подраздела при выполнении рукописным способом – 8 мм.

В тексте ПЗ должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии – общепринятые в научно-технической литературе.

В тексте пояснительной записки не допускается:

- применять для одного и того же понятия различные термины (синонимы), а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов в белорусском и русском языках;

- применять обороты разговорной речи и произвольные словообразования;

- сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр (исключения: единицы измерения в заголовках таблиц и в расшифровке буквенных обозначений, входящих в формулы);

- применять сокращения слов, кроме установленных правилами орфографии или действующими стандартами;

- применять математический знак минус (–) перед отрицательными значениями величин (кроме формул, таблиц и рисунков). Следует писать слово «минус»;

- применять знак Ø для обозначения диаметра (следует писать слово «диаметр»);

- употреблять без числовых значений математические и другие знаки, например: = (равно), > (больше), < (меньше), % (процент), № (номер) и т. п.;

- применять индексы нормативных документов (например, ГОСТ, СНИП, СТП, СНБ) без регистрационного номера. Год утверждения допускается не указывать.

В тексте ПЗ должны применяться единицы физических величин в соответствии с ТР 2007/003/ВУ.

В тексте числовые значения величин с размерностью следует писать цифрами, а без размерности – словами. Например: «расстояние между рядами – не менее 30 мм»; «мощность электродвигателя – 3,0 кВт». Единицы счета от одного до девяти пишутся словами, а свыше 10 – цифрами. Например: «крепится восемью болтами»; «установлено 12 аппаратов».

Единица физической величины одного и того же параметра в пределах текста должна быть постоянной.

Отделять единицу физической величины от числового значения (например, при переносе на другую строку) не допускается.

Дробные числа необходимо приводить в виде десятичных дробей (например, 1,25), а размеры в дюймах – $\frac{1}{4}$ " и $\frac{1}{2}$ ".

10.2.2.2 Формулы

В пояснительной записке математические формулы могут располагаться внутри текста или отдельными строками. Внутри текста помещают несложные и не дробные формулы. Такие формулы, как правило, не нумеруют.

На отдельных строках приводят более сложные формулы, которые обычно сопровождаются пояснениями примененных символов. Выше и ниже формулы необходимо оставлять по одной свободной от записи строке.

Формулы, следующие одна за другой и не разделенные текстом, разделяют точкой с запятой.

Если формула не умещается в одну строку, то делается перенос. Переносить формулу на следующую строку допускается только на знаках выполнения операций: плюс (+), минус (−), умножение (×) или на знаках равенства (=), неравенства (≠), знаках соотношений и т. п.

При переносе формулы знак операции, на котором выполняется перенос, про- ставляется дважды: в конце первой строки и в начале следующей. При переносе на операции умножения ставят знак «×» даже в случае, если в формуле применен знак «·» или знак отсутствует. Перенос формулы на знаке деления «:» не разрешается.

Все формулы, помещенные в тексте ПЗ, нумеруют арабскими цифрами, ко- торые записывают на уровне формулы справа от нее в круглых скобках в крайнем правом положении на строке. Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и номера формулы, раз- деленных точкой, например: (3.1).

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установ- ленные соответствующими стандартами. Непосредственно под формулой приво- дятся пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последователь- ности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Обозначение единиц измерения физических величин в каждом пояснении следует отделять запятой от текста пояснения.

Буквенные символы русского и греческого алфавитов пишутся прямым на- чертанием, а латинского – курсивным (наклонным).

Расшифровку буквенного символа производят один раз при первом его исполь- зовании в тексте или формуле.

Пример. Окружную скорость V , м/с, вычисляют по формуле

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2 \times 1000}, \quad (10.1)$$

где ω_1 – угловая скорость шестерни, с^{-1} ;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

1000 – числовой коэффициент для выражения диаметра шестерни в метрах.

Буквенный символ для обозначения одного и того же параметра должен быть одинаковым в пределах всей ПЗ.

На все таблицы документа должны быть приведены ссылки в тексте документа. При ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера.

Слово «Таблица» указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы» и «Окончание таблицы» с указанием номера.

10.2.2.4 Иллюстрации

Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД и СПДС, легко читаться и располагаться так, чтобы при чтении текста их было легко рассматривать.

Иллюстрации могут быть выполнены на белой бумаге, «миллиметровке», ватмане и т. п. При использовании в качестве иллюстраций записи самопишущих приборов бумажная лента наклеивается на лист записки.

Иллюстрации обозначаются словом «Рисунок» и нумеруются арабскими цифрами сквозной нумерацией, даже если в тексте приводится только одна иллюстрация. Слово «Рисунок» с номером помещают под иллюстрацией.

Иллюстрации каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения, например: «Рисунок А.3».

Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой, например: «Рисунок 2.1».

При ссылках на иллюстрацию следует писать «... в соответствии с рисунком 4» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рисунком 3.2» при нумерации в пределах раздела.

При необходимости иллюстрации могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительных данных и располагают следующим образом: «Рисунок 1 – Муфта предохранительная».

Если в тексте документа имеется иллюстрация, на которой изображены составные части изделия, то на ней должны быть указаны номера позиций этих составных частей в пределах данной иллюстрации, которые располагают в возрастающем порядке, за исключением повторяющихся позиций, а для электро- и радиоэлементов – позиционные обозначения, установленные в схемах данного изделия.

Номер, присвоенный составной части изделия на иллюстрации, при необходимости допускается сохранять в пределах документа.

Для схем расположения элементов конструкций и архитектурно-строительных чертежей зданий (сооружений) указывают марки элементов.

При ссылке в тексте на отдельные элементы деталей (отверстия, пазы, канавки, буртики и др.) их обозначают прописными буквами русского алфавита.

Указанные данные наносят на иллюстрации согласно ГОСТ 2.109–73.

10.2.2.5 Ссылки

Ссылки в тексте приводятся в виде порядкового номера по списку использованных источников, приводимому в конце пояснительной записки. Номер источника берется в квадратные скобки, например: [5, 8].

При ссылке на иллюстрации или на таблицы указывают их порядковые номера, например: «рисунок 5», «таблица 7». Слова «рисунок» и «таблица» пишутся без сокращения. В тексте при ссылке на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рисунком 3» или «см. рисунок 7», «в таблице 7...». Ссылки в тексте на формулы дают, приводя их номера в скобках, например: «... в формуле (1)».

10.2.3 Оформление графической части курсового проекта

10.2.3.1 Форматы и масштабы чертежей графической части

Графическую часть проекта (чертежи) выполняют на чертежной бумаге с соблюдением требований стандартов ЕСКД.

Каждый чертеж оформляют на листах стандартного формата (таблица 10.1).

Таблица 10.1 – Обозначения и размеры чертежных листов по ГОСТ 2.301–68

Обозначение формата	Минимальные размеры чертежных листов, мм	Размеры сторон форматов, мм
A0	857×1205	841×1189
A1	610×857	594×841
A2	436×610	420×594
A3	313×436	297×420
A4	226×313	210×297

Формат листа определяется размерами внешней рамки. Рамку поля чертежа проводят на расстоянии 20 мм от левой стороны внешней рамки и на расстоянии 5 мм от всех других сторон. Рамку поля чертежа выполняют сплошной толстой линией – основной, внешнюю рамку – сплошной тонкой (рисунок 10.6).

Каждый чертеж должен иметь основную надпись по обрамляющей линии в правом нижнем углу поля чертежа для формата A4 по короткой стороне, а для остальных форматов – по длинной стороне.

В обоснованных случаях для форматов не более A1 допускается вертикальное расположение чертежа с основной надписью по короткой стороне.

На всех чертежных листах должно быть оставлено свободное поле для подшивки шириной не менее 20 мм.

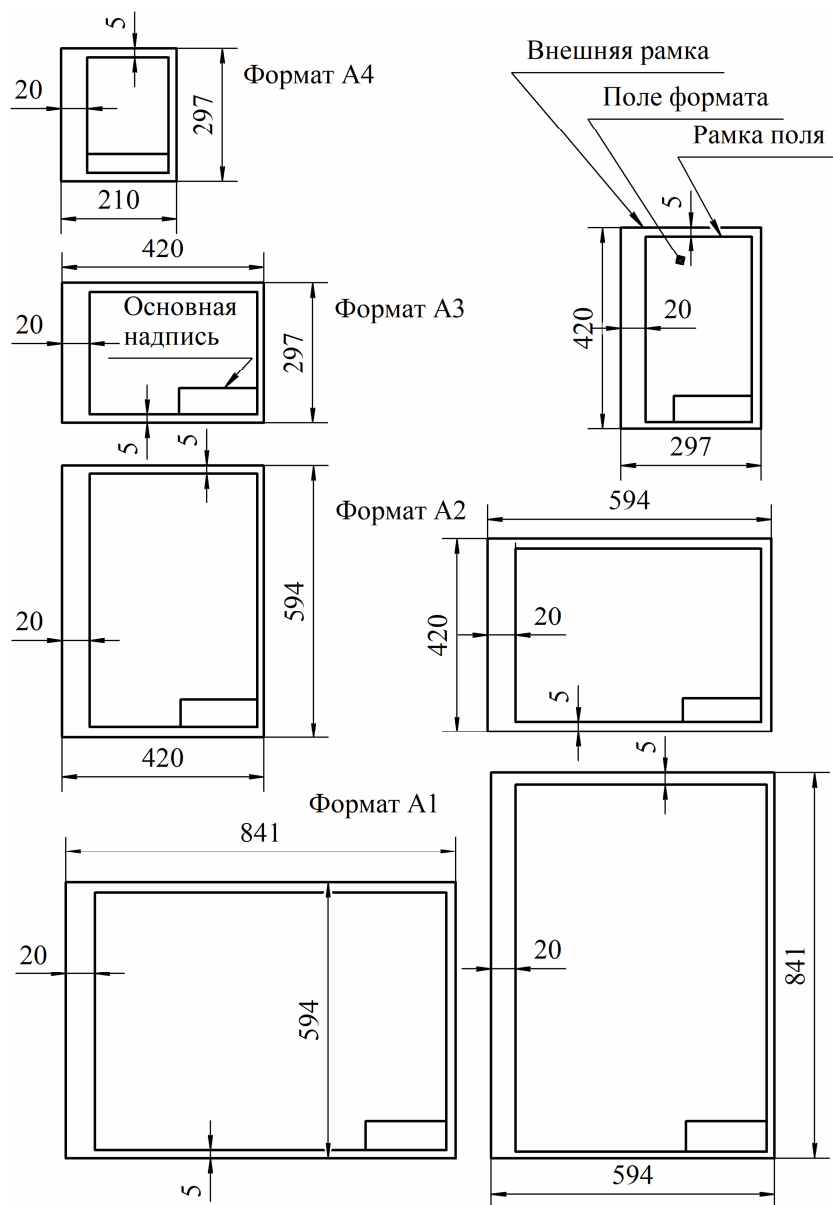


Рисунок 10.6 – Форматы листов конструкторской документации

Если все необходимые изображения не помещаются на одном листе, то допускается выполнять чертеж на двух и более листах с указанием в основной надписи каждого из них его порядкового номера, а на первом листе – общего количества листов, на которых выполнен чертеж.

Предпочтителен масштаб М1:1. Небольшие изделия сложной формы изображают в масштабах увеличения, крупные изделия – в масштабах уменьшения (таблица 10.2).

Таблица 10.2 – Масштабы

Масштабы уменьшения	1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100; 1:200; 1:400; 1:500; 1:800; 1:1000
Натуральная величина	1:1
Масштабы увеличения	2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; 40:1; 50:1; 100:1

Обозначение масштаба в графе 6 основной надписи – 1:1; 1:2; 2:1 и т. д., а в тексте – М1:1; М1:2; М2:1 и т. д.

Если на чертеже имеются изображения, выполненные в отличном от указанного в основной надписи масштабе, то такой масштаб помещают непосредственно над изображением, например: М2:1; А-А.

Наименования, начертания, назначения и соотношения толщины линий принимаются в соответствии с ГОСТ 2.303. Толщина сплошной основной линии в зависимости от величины и сложности изображения, а также формата чертежа должна находиться в пределах от 0,5 до 1,4 мм. Толщина линий одного и того же типа должна быть одинакова для всех изображений на данном чертеже.

10.2.3.2 Указания о заполнении основной надписи

Применение тех или иных форм основных надписей определяется назначением чертежа и материалом, помещенным на разрабатываемый чертеж:

- форма рисунка 10.7 – для первых листов чертежей графической части;
- форма рисунка 10.8 – для первого листа ПЗ, с которого начинается изложение текстовой части, ведомости комплекта проектной документации, спецификаций конструкторской разработки и оборудования;
- форма рисунка 10.9 – для последующих листов чертежей, ПЗ, спецификаций и содержания.

В графах основной надписи (на рисунках 10.7–10.9 номера граф даны в скобках) приводят по ГОСТ 2.104–2006:

- 1 – наименование изделия, а также наименование документа, если этому документу присвоен код;
- 2 – обозначение документа (шифр);
- 3 – обозначение материала по государственному стандарту;
- 4 – литеру документа (в учебных проектах – У);
- 5 – массу изделия, кг (без указания единицы измерения);
- 6 – масштаб;
- 7 – порядковый номер листа (для одного листа графа не заполняется);
- 8 – общее количество листов документа;
- 9 – наименование организации, выпускающей документ (например, БГАТУ, гр. 5 тс);
- 10 – характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ;
- 11 – фамилии лиц, подписывающих документ;
- 12 – подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;
- 13 – дата подписания документа.
- 14...18 – графы таблицы измерений (в учебных проектах не заполняют).

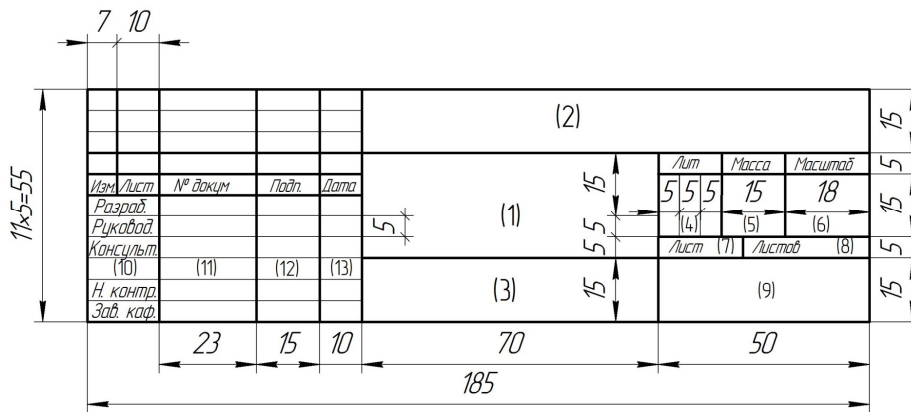


Рисунок 10.7 – Форма основной надписи, которая применяется для первых листов графической части

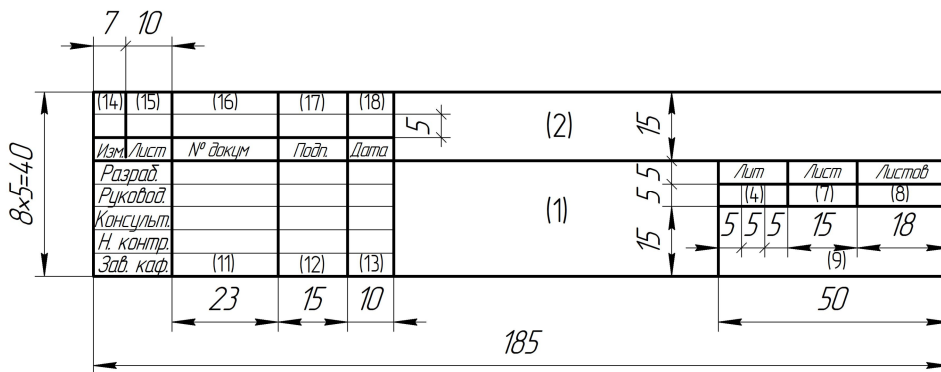


Рисунок 10.8 – Форма основной надписи, которая применяется для листа ПЗ, с которого начинается изложение текстовой части записки (обычно лист «Содержание»), ведомости комплекта проектной документации, спецификаций конструкторской разработки и оборудования

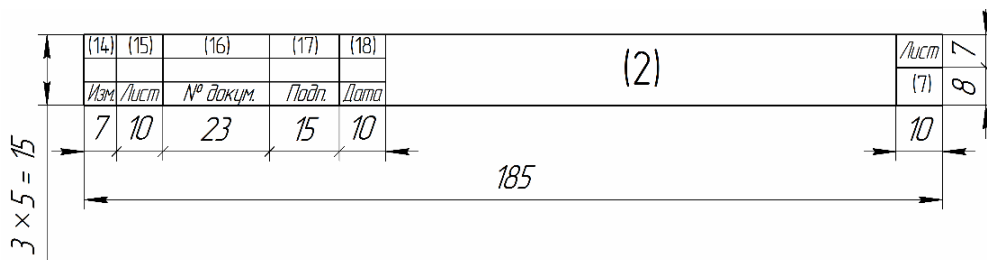


Рисунок 10.9 – Форма основной надписи, которая применяется для последующих листов ПЗ и чертежей

Число изображений (видов, разрезов и сечений) на чертежах должно быть минимальным, но обеспечивающим полное представление об устройстве изделия, взаимодействии его составных частей, сборке и регулировании. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

Изображения изделий следует рационально размещать на рабочем поле чертежного листа в масштабе, обеспечивающем четкое представление о форме, устройстве и конструкции изделия.

10.2.3.3 Структура обозначения курсового проекта

Каждому изделию в соответствии с ГОСТ 2.101–68 должно быть присвоено обозначение, которое является одновременно обозначением его основного конструкторского документа: пояснительной записки, чертежа сборочной единицы, детали, спецификации.

Структура обозначения:

$$X_1X_2.X_3X_4.X_5X_6X_7.X_8X_9.X_{10}X_{11}X_{12} \text{ АБ,}$$

где X_1X_2 – индекс проекта;

X_3X_4 – индекс кафедры;

$X_5X_6X_7$ – регистрационный номер (номер регистрации в журнале учета выдачи заданий);

X_8X_9 – шифры сборочных единиц;

$X_{10}X_{11}X_{12}$ – шифры деталей;

АБ – шифр документа (ГЧ – габаритный чертеж; СБ – сборочный чертеж; ПЗ – пояснительная записка; ПД – ведомость проектной документации и т. д.)

Например:

– обозначение **пояснительной записки**:

02.48.156.00.000 ПЗ, где 02 – курсовой проект, 48 – шифр кафедры «Механика материалов и детали машин», 156 – номер регистрации в журнале учета выдачи заданий;

– обозначение **сборочной единицы**:

02.48.156.01.000 СБ, где 01 – номер сборочной единицы;

– обозначение **детали**:

02.48.156.01.005, где 005 – номер детали на сборочной единице 01.

10.2.4 Виды и комплектность конструкторских документов

Чертежи, схемы и текстовые описания к ним (спецификации, технические условия к изделию, инструкции по эксплуатации и ремонту изделий и др.) должны содержать данные об устройстве и основных частях изделия, сведения для его разработки, изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта.

Все конструкторские документы разделяют на проектные (техническое предложение, эскизный и технический проекты) и рабочие (чертеж детали, сборочный чертеж, спецификация и др.).

Габаритный чертеж (ГЧ) – документ, содержащий контурное изображение изделия с габаритными, установочными и присоединительными размерами.

На габаритный чертеж допускается помещать техническую характеристику изделия (например, тяговое усилие на выходном звене, производительность, общее передаточное число и т. п.) и технические требования к монтажу изделия (например, допускаемое радиальное смещение и перекосы валов и т. п.).

Сборочный чертеж (СБ) содержит изображение сборочной единицы и другие данные, определяющие конструкцию изделия, показывающие взаимную связь, сборку и регулирование его составных частей, а также поясняющие принцип работы изделия. Он служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

Чертеж детали – документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля.

Спецификация – документ, определяющий состав сборочной единицы, комплекса или комплекта.

10.2.4.1 Оформление сборочного чертежа

На сборочном чертеже изделия в соответствии с ГОСТ 2.109–73 приводят следующие данные:

1. Размеры:

– габаритные, необходимые для определения размеров места установки изделия, изготовления тары, транспортирования и т. д.;

– установочные и присоединительные, необходимые для установки изделия на месте монтажа, а также определения размеров и местоположения элементов, которые присоединяются к данному изделию. К присоединительным размерам относят размеры выступающих участков входного и выходного валов, на которые монтируют другие изделия; размеры конструктивных элементов, предназначенных для подвода и отвода масла и т. п.;

– исполнительные (сборочные), связанные с выполнением технологических операций в процессе сборки, а также задающие условия регулирования изделия (например, размеры отверстий под штифты, если их обрабатывают в процессе сборки; размеры зазоров между подшипниками и упорными торцами подшипниковых крышек, если их контролируют при сборке);

– справочные – на чертежах их обозначают знаком «*», в технических требованиях записывают: «Размеры для справок» (например, при посадке зубчатого колеса на вал, посадке подшипника на вал и в корпус и т. п.). Эти размеры используют при разработке чертежей деталей, для справок при разработке технологии сборки и пр.

2. Техническую характеристику изделия – передаточное число, частоту вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на нем. Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа над основной надписью под заголовком «Техническая характеристика».

3. Технические требования к изделию – требования к сборке, настройке и регулированию изделия, например: «Расточку пазов для крышек производить в сборе корпуса», «Плоскость разъема перед сборкой покрыть герметиком» и т. п.; требования к отделке, например: «Необработанные поверхности внутри редуктора красить маслястойкой краской, снаружи – серой нитроэмалью»; требования к эксплуатации, например по смазыванию редуктора с указанием количества и марки смазывающего материала.

4. Номера позиций составных частей, входящих в изделие.

5. Основную надпись.

Допускается изображать на сборочном чертеже сплошной тонкой линией соседние изделия и размеры, определяющие их взаимное положение.

По ГОСТ 2.109–73 в сборочные чертежи можно включать данные о функциях изделия и о взаимодействии его частей, например: стрелки, показывающие направление вращения валов; модуль, число зубьев, угол наклона и направление зубьев зубчатых колес; размеры диаметров делительных окружностей; межосевые расстояния передач и др.

Изображения и штриховку сечений и разрезов выполняют по ГОСТ 2.305–68 и ГОСТ 2.306–68.

Изделия из однородного материала, выполненные сваркой, пайкой, склеиванием, в разрезах и сечениях следует штриховать в одном направлении как монолитные. Границы между деталями в таких случаях изображают сплошными основными линиями.

На отдельных изображениях (дополнительных видах, разрезах, сечениях) допускается показывать только те части изделия, конструкцию которых требуется пояснить особо. Над таким изображением ставят соответствующее обозначение и номер позиции изображаемой детали.

На сборочном чертеже допускается разрыв изображения на одной из проекций.

Виды, разрезы и сечения выполняют, как правило, в масштабе М1:1. Места сопряжений и сложные конструктивные элементы показывают в масштабе увеличения.

Все составные части изделия на сборочном чертеже нумеруют. Номера позиций указывают над полками линий-выносок, пересекающих контур изображения и заканчивающихся на нем точкой. Линии-выноски не должны пересекаться между собой и, по возможности, пересекать размерные линии, а также не должны быть параллельными линиям штриховки. Шрифт номеров позиций должен быть на один-два номера больше шрифта размерных чисел чертежа. Номера позиций наносят, как правило, один раз, но допускается повторно указывать номер позиции одинаковых составных частей. Для группы крепежных деталей, относящихся к одному месту крепления, допускается проводить общую линию-выноску. При этом полки номеров позиций располагают в колонку, их концы соединяют сплошной тонкой линией.

10.2.4.2 Оформление чертежа детали курсового проекта

Чертеж детали – документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для изготовления и контроля детали.

Характер и число изображений на чертеже должны полностью определять форму и размеры изображаемой детали. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

На рабочем чертеже деталь принято изображать с теми размерами, обозначениями шероховатости и другими параметрами, которые она должна иметь перед сборкой. Технологические указания помещать не допускается. Исключения составляют указания о выборе вида заготовки (отливка, поковка и т. д.), а также указания о применении определенных способов обработки для тех случаев, когда они предусматриваются как единственные, гарантирующие требуемое качество детали, например совместная обработка, притирка, доводка и т. д.

Основанием для суждения о размерах детали служат только цифровые значения, проставленные на чертеже, независимо от его масштаба.

Размеры и предельные отклонения. Основные требования к нанесению размеров:

– общее количество размеров на чертеже – минимальное, но достаточное для изготовления и контроля изделия;

– размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу, группируют в одном месте (рисунок 10.10, а);

– не допускается включать ширину фасок и канавок в общую размерную цепочку размеров (рисунок 10.10, б), их следует показывать отдельно (рисунок 10.10, в).

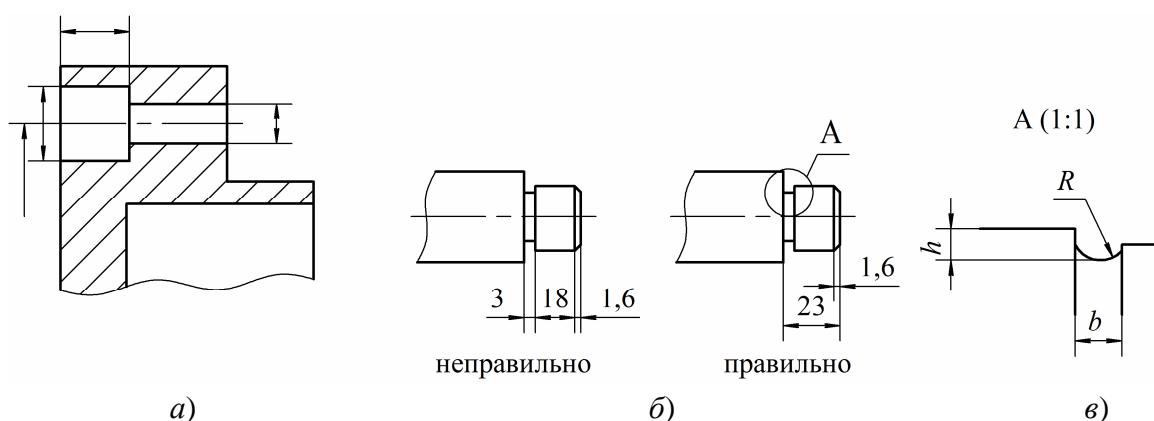


Рисунок 10.10 – Примеры нанесения размеров на чертежах

Размеры, заданные на чертежах деталей, условно делят на две группы:

а) функциональные размеры, определяющие качественные показатели изделия: размеры сборочных размерных цепей, сопряженные размеры, диаметры посадочных

мест валов для трубчатых, червячных колес, муфт, подшипников и других деталей, размеры резьб на валах для установочных гаек и т. п.;

б) свободные размеры.

Основной принцип задания размеров на чертежах деталей: функциональные размеры берут из чертежа сборочной единицы (редуктора, коробки передач) и из схем размерных цепей, свободные размеры задают с учетом технологии изготовления и удобства контроля.

Помимо указанных размеров применяют справочные. Такие размеры помечают звездочкой и в технических требованиях делают запись: «* Размеры для справок».

Предельные отклонения размеров указывают непосредственно после номинальных размеров.

Предельные отклонения линейных размеров на чертежах указывают условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например: $12e8$; $18H7 (+0,018)$.

Предельные отклонения размеров деталей (посадки) изображены на чертеже в сборе, их указывают в виде дроби, в числителе которой – условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – условное обозначение поля допуска вала ($\text{AE}30 \frac{H7}{k6}$, $\text{AE}45 \frac{K7}{h6}$, $\text{AE}30 \frac{H7}{h6}$).

Выбор общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей.

Общие допуски всех геометрических параметров деталей на чертеже должны быть полными и пониматься однозначно, не должно быть разночтений и произвольного истолкования требований при изготовлении и контроле деталей.

Если для нормального функционирования детали нет необходимости в назначении специальных точностных требований (например, на несопрягаемые поверхности), то ограничения необходимы для наладки технологического оборудования и предотвращения конфликтных ситуаций при контроле точности параметров (споры о правильности разбраковки изделий между изготовителем и контролером; споры о годности изделий между поставщиком и потребителем и т. п.). Для решения этих задач используют общие допуски размеров, формы и расположения.

Общие допуски размеров установлены по четырем классам точности: точный *f*; средний *m*; грубый *c*; очень грубый *v*.

Указание общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей на чертежах. Ссылка на общие допуски линейных и угловых размеров в соответствии с разделом должна содержать номер настоящего стандарта и буквенное обозначение класса точности. Например, при назначении общих допусков размеров по среднему классу точности: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1-*m*» или «ГОСТ 30893.1-*m*».

Если кроме указанной ссылки имеется ссылка на другие стандарты, устанавливающие общие допуски для других способов обработки, например литья, то для размеров с неуказанными предельными отклонениями между обработанными и необработанными поверхностями, например в отливках или поковках, применяется больший допуск из двух общих.

Ссылка на общие допуски формы и расположения должна содержать обозначение стандарта и класс их точности, например: «Общие допуски формы и расположения – ГОСТ 30893.2-*K*» или «ГОСТ 30893.2-*K*».




Ссылка на общие допуски размеров, формы и расположения должна включать общий номер обоих стандартов, обозначение класса общих допусков размеров по ГОСТ 30893.1 и класса общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2, например: «Общие допуски ГОСТ 30893.2-*mK*» или «ГОСТ 30893.2-*mK*», где *m* – средний класс точности общих допусков линейных размеров по ГОСТ 30893.1; *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2.

Допуски формы и расположения поверхностей. Термины и определения допусков формы и расположения поверхностей приведены по ГОСТ 24642–81.

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями (таблица 10.3), которые записывают в рамке, разделенной на две или три части (в зависимости от группы допуска). В первой части размещают графический знак допуска формы и расположения, во второй – числовое значение допуска, в третьей – обозначение базы, относительно которой задан допуск.

Обозначение баз. База – поверхность, линия, точка детали (или выполняющее ту же функцию их сочетание), определяющие одну из плоскостей или осей системы координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения. Под базированием понимают придание детали или узлу (изделию) требуемого положения относительно выбранной системы координат. Под погрешностью базирования понимают отклонение от требуемого фактически достигнутого положения детали или узла (изделия).

Таблица 10.3 – Условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск формы	Допуск прямолинейности	—
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	≡

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск расположения	Допуск параллельности	//
	Допуск перпендикулярности	⊥
	Допуск наклона	∠
	Допуск соосности	◎
	Допуск симметричности	≡
	Позиционный допуск	⊕
	Допуск пересечения осей	×
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения	↗
	Допуск торцевого биения	
	Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения	↗↘
	Допуск полного торцевого биения	
	Допуск формы заданного профиля	⌒
	Допуск формы заданной поверхности	⌒

Базовые оси и поверхности обозначают на чертежах деталей в соответствии со стандартом ГОСТ 2.308–79 равносторонним треугольником, соединенным с рамкой, в которой записывают обозначение базы заглавной буквой латинского алфавита. Высота зачерненного треугольника равна h , а высота рамки – $2h$, где h – высота размерных чисел на чертеже.

ГОСТ 2.308–79 устанавливает следующие правила нанесения на чертежах деталей условных обозначений баз:

а) если базой является поверхность, то зачерненный треугольник должен располагаться на достаточном расстоянии от конца размерной линии (рисунок 10.11, а);

б) если базой является ось или плоскость симметрии, то зачерненный треугольник располагают в конце размерной линии (рисунок 10.11, б). Иногда (чтобы не затемнять чертеж) базу показывают на сечении, на котором размерная линия повторяется без размера;

в) если нет необходимости назначать базу, вместо зачерненного треугольника применяют стрелку (рисунок 10.11, в).

Шероховатость поверхности. В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рисунке 10.12 в соответствии с ГОСТ 2.309–73.

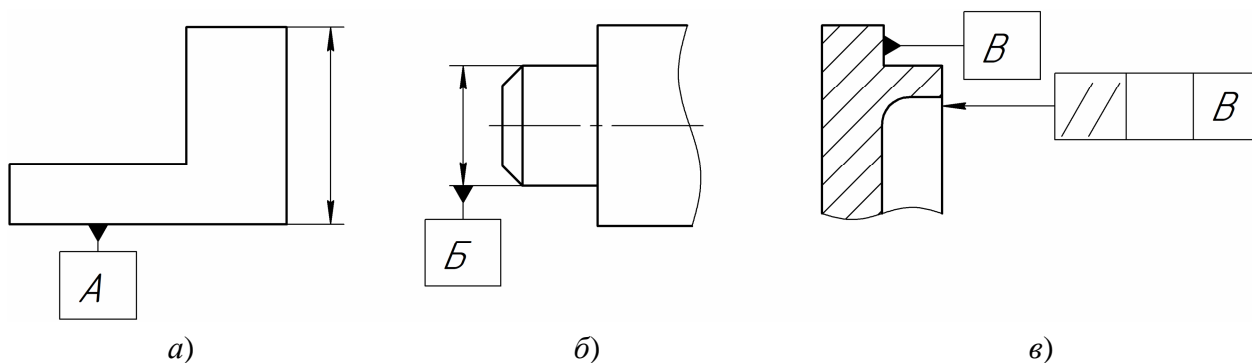


Рисунок 10.11 – Примеры нанесения на чертежи деталей условных обозначений баз

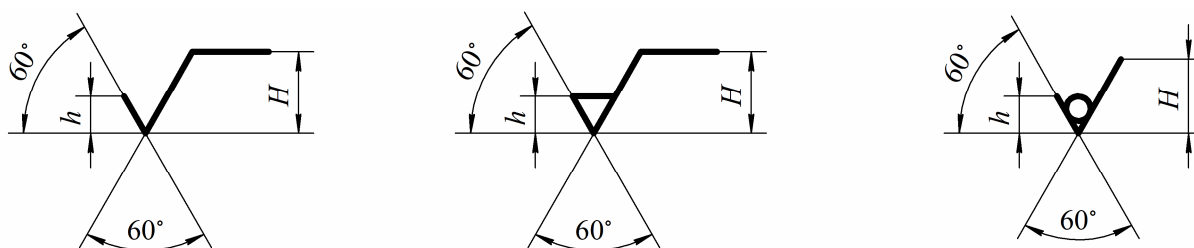


Рисунок 10.12 – Знаки шероховатости поверхности

Высота h должна быть приблизительно равна применяемой на чертеже высоте цифр чисел размера. Высота H равна $(1,5...5)h$. Толщина линий знаков должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной основной линии, применяемой на чертеже.

По ГОСТ 2.309–73 соответствующие знаки шероховатости указываются на чертежах:

✓ – когда метод образования поверхности чертежом не регламентируется;

✓ – когда поверхность была удалена полным удалением поверхностного слоя (точение, шлифование, хонингование и т. п.);

✓ – когда шероховатость поверхности образуется без удаления слоя металла (литьем, ковкой, штамповкой, прессованием).

Структура обозначения шероховатости поверхностей представлена на рисунке 10.13. При указании значений параметров зону 3 указывают обязательно (параметр шероховатости), остальные – при необходимости указания характеристик микрогеометрии.

Способ обработки поверхности или последовательность нескольких видов обработки указывают в тех случаях, когда этим определяется единственный способ обеспечения требуемого качества поверхности. При этом обязательно используют знак, соответствующий виду окончательной обработки (знак обязательного удаления слоя материала либо знак обязательного сохранения его поверхностного слоя).

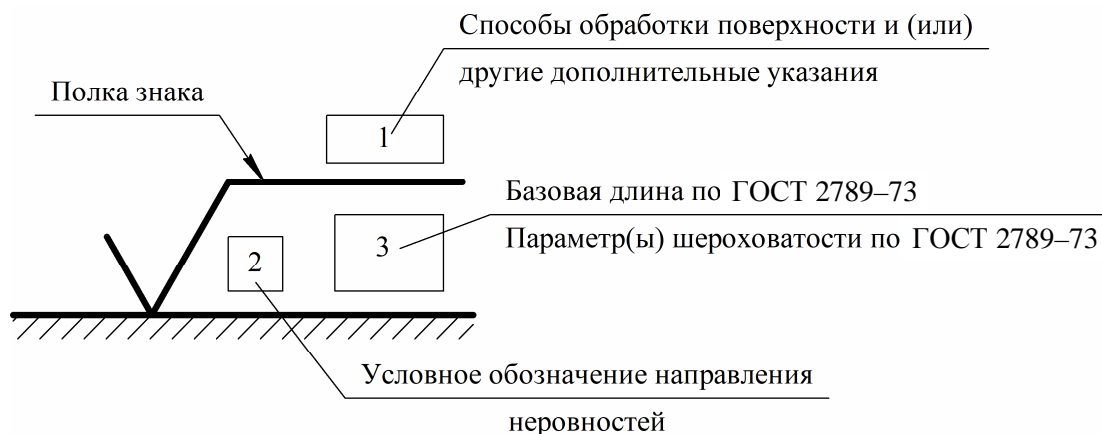


Рисунок 10.13 – Структура обозначения шероховатости поверхностей

Например, исходя из обозначения шероховатости (рисунок 10.14), деталь изготавливается путем удаления слоя металла. Способ окончательной обработки – полирование, среднее арифметическое отклонение профиля $Ra = 0,025$ мкм в пределах стандартного значения базовой длины, принятого в зависимости от Ra , – 0,08 мм.

$$\sqrt{\text{Полировать}} \\ \text{Ra } 0,025$$

Рисунок 10.14 – Пример обозначения шероховатости поверхностей

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей изделия обозначение шероховатости размещают в правом верхнем углу чертежа и на изображение не наносят (рисунок 10.15). Размеры и толщина линий знака в обозначении шероховатости, вынесенном в правый верхний угол чертежа, должны быть в 1,5 раза больше, чем в обозначениях, нанесенных на изображение.

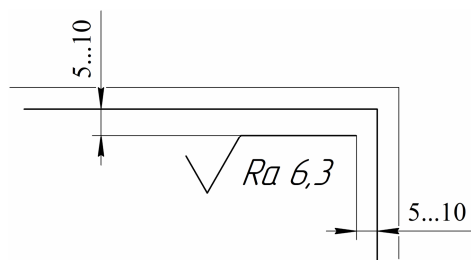


Рисунок 10.15 – Пример обозначения шероховатости для всех поверхностей изделия

Обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхности изделия, может быть указано в правом верхнем углу чертежа (рисунок 10.16, а, б) вместе с условным обозначением (\surd). Это означает, что поверхности, на которых на изображение не нанесены обозначения шероховатости или знак \surd , должны иметь шероховатость, указанную перед условным обозначением (\surd).



Рисунок 10.16 – Примеры обозначения шероховатости, одинаковой для части поверхности изделия

Технические требования на рабочих чертежах записывают в следующем порядке:

- 1) требования к материалу, заготовке, термической обработке (НВ..., HRC...);
- 2) указания о размерах (размеры для справок, радиусы закругления, углы и др.);
- 3) предельные отклонения размеров (общие допуски размеров, формы и расположения поверхностей);
- 4) допуски формы и расположения, для которых в ГОСТ 2.308–79 нет условных графических знаков;
- 5) требования к качеству поверхностей (указания об отделке, покрытии, шероховатости).

Рабочий чертеж вала. На рисунке 10.17 приведены обозначения некоторых размеров (d_n , d_b , d_0 , d , d_y , $d_{вх}$) и условные обозначения допусков формы и расположения (в рамках).

Рабочей осью вала является общая ось посадочных поверхностей для подшипников качения.

Назначение допусков формы или расположения (рисунок 10.17):

– допуски круглости и профиля продольного сечения посадочных поверхностей для подшипников качения (позиция 1). Этот допуск задается для ограничения отклонения геометрической формы заданных поверхностей и тем самым ограничивает отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников. Допуски круглости и профиля продольного сечения под подшипники класса точности 0,6 не должны превышать четверти допуска посадочной поверхности. Обычно это допуски степеней точности 5, 6 (ГОСТ 24643–81);

– допуски круглости и профиля продольного сечения (позиции 2 и 3) задают, чтобы ограничить концентрацию давления на посадочные поверхности валов, т. к. зубчатые и червячные колеса, муфты, шкивы, звездочки сажают на валы с натягом;

– допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно рабочей оси (позиция 4) задается для ограничения перекоса колец подшипников качения;

– допуск соосности посадочной поверхности для зубчатого (червячного) колеса (позиция 5) задается, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач;

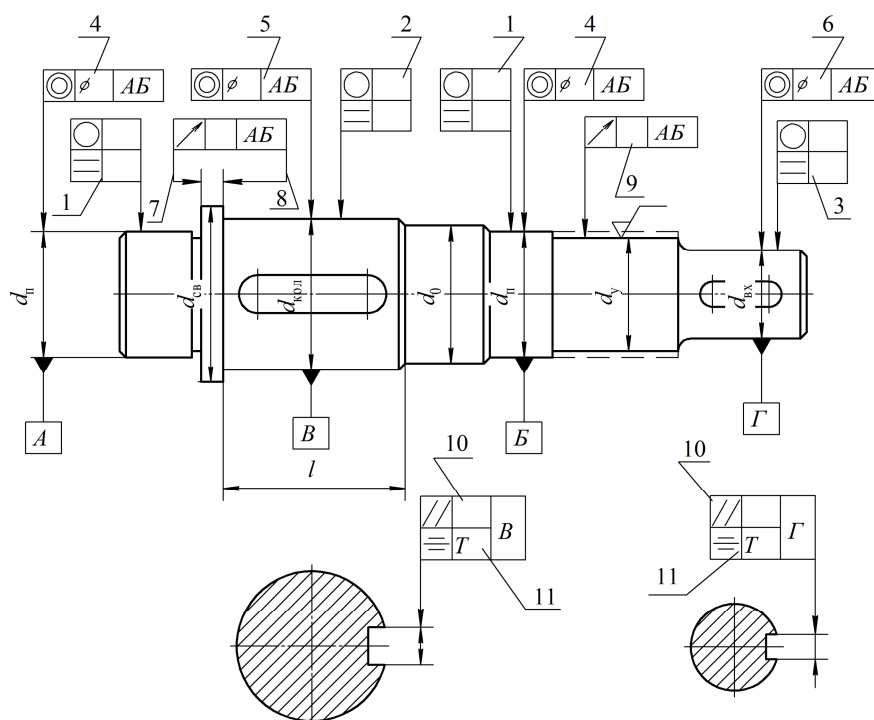


Рисунок 10.17 – Пример нанесения размеров и условных обозначений

– допуск соосности посадочной поверхности для муфты (шкива, звездочки) (позиция б) назначают для снижения дисбаланса вала и деталей, установленных на этой поверхности. Некоторое устранение дисбаланса происходит при токарной и шлифовальной обработке вала. Остаточный дисбаланс находится (в зависимости от состояния оборудования и режимов обработки) в пределах 50...80 гжм/кг, поэтому допуск соосности (по позиции б) задают при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$, а при меньшей частоте не задают;

– допуск торцевого биения (ограничивает отклонение от перпендикуляра) базового торца вала для позиции 7 назначается для уменьшения перекоса колец подшипников и искажения геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника; для позиции 8 задается для узких колец, у которых отношение длины к диаметру меньше 0,8 ($l/d_{\text{кол}} < 0,8$). Допуск задается, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. При $l/d_{\text{кол}} \geq 0,8$ допуск торцевого биения по позиции 8 не задается;

– допуск радиального биения поверхности вала (позиция 9), которая расположена под резиновой уплотняющей манжетой. Допуск назначают, чтобы ограничить амплитуду колебаний рабочей кромки резины, вызывающих ее усталостное разрушение. Этот допуск (как и для позиции б) задается при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$;

– допуск параллельности плоскости симметрии паза относительно оси шпоночного паза по длине паза ($T_{//}$) и допуск симметричности шпоночного паза относительно оси (T_{\equiv}) (позиции 10 и 11) задают, чтобы ограничить концентрацию контактных давлений и точно центрировать детали. Допуски находятся по зависимостям

$$T_{//} = 0,6T_{\Pi};$$

$$T_{\equiv} = (2...4) T_{\Pi},$$

где T_{Π} – допуск ширины паза.

Полученные значения округляют по ГОСТ 6636–69.

10.2.4.3 Оформление спецификации курсового проекта

Для сборочного чертежа обязательна спецификация. Спецификацию составляют на листах формата А4 на каждую сборочную единицу по ГОСТ 2.106 «Текстовые документы». Основная надпись на заглавном листе спецификации заполняют по форме рисунка 10.8, а последующие – по форме рисунка 10.9. Спецификация содержит семь граф (рисунок 10.18).

Формат	Зона	Паз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание

Рисунок 10.18 – Оформление спецификации

Содержание основных граф спецификации:

- в графе «Формат» указывают обозначение формата, на котором выполнен в данном проекте этот документ;
- в графе «Зона» указывают обозначение зон, где находятся номера позиций при разбивке чертежа на зоны;
- в графе «Позиция» указывают номер позиции составной части изделия, присвоенной ему на чертеже;
- в графе «Обозначение» раздела «Документация» указывают шифры документов специфицируемых и неспецифицируемых изделий данного конструкторского документа (в разделе «Стандартные изделия» графу не заполняют);
- в графе «Наименование» указывают наименование документа по буквенному разделу его шифра;
- в графе «Количество» указывают количество той или иной составной части в специфицируемом изделии;
- в графе «Примечание» при необходимости приводят дополнительные сведения о той или иной составной части изделия или документа.

Вносимые в спецификацию сведения о документации, сборочных единицах и деталях оформляют в виде разделов с заголовками.

Содержание разделов и последовательность записей внутри каждого из них:

- документация (основной комплект конструкторских документов специфицируемого изделия, например схема изделия, пояснительная записка);
- сборочные единицы (сборочные единицы, входящие в специфицируемое изделие, например червячное или зубчатое колесо в сборе, муфта, рама и т. п.);
- детали (детали, входящие непосредственно в специфицируемое изделие, на которые выполнены чертежи; записываются внутри разделов «Сборочные единицы» и «Детали» в порядке возрастания позиций);
- стандартные изделия (изделия, применяемые по следующим категориям стандартов: межгосударственным, республиканским и стандартам предприятий).

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по функциональному назначению, например крепежные изделия, подшипники, арматура, электротехнические изделия и т. п.; в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименования изделий, например болт, винт, гайка, шпилька и т. п.; в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов.

10.2.5 Складывание чертежей (ГОСТ 2.501–88)

Чертежи эскизной компоновки редуктора и конструктивной компоновки привода, рабочие чертежи, схемы следует складывать сначала вдоль линий, перпендикулярных основной надписи, а затем вдоль линий, параллельных ей, в последовательности, указанной цифрами на линиях сгибов (рисунок 10.19).

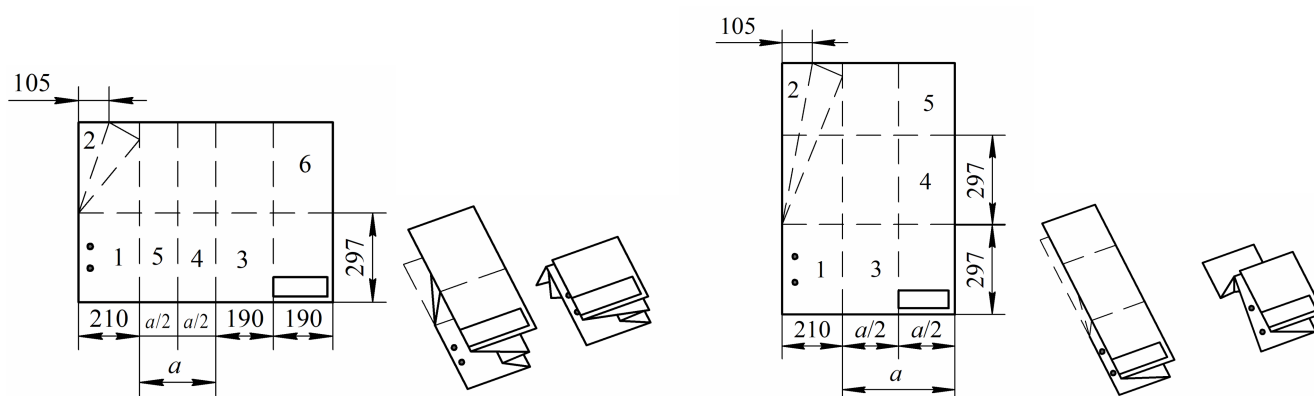


Рисунок 10.19 – Складывание листа формата А1 для брошюрования

Листы складывают изображением наружу («налицо») так, чтобы основная надпись оказалась на верхней лицевой стороне сложенного листа в его правом нижнем углу. В сложенном виде листы должны иметь формат А4 (210×297 мм). Сборочный чертеж редуктора (выполненный на чертежной бумаге) складывают только после защиты проекта. Отверстия для брошюровки пробивают с левой стороны листа.

Список использованных источников

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. – 9-е изд., перераб. и доп. / И. В. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с. ; т. 2. – 968 с. ; т. 3. – 928 с.
2. Детали машин в примерах и задачах : учебное пособие / С. Н. Ничипорчик [и др.]. – Минск : Высшая школа, 1981. – 432 с.
3. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки и специальностям / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М. : Академия, 2009. – 496 с.
4. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 9-е изд., испр. – М. : Высшая школа, 2005. – 408 с.
5. Иосилевич, Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
6. Конструирование машин : в 2 т. / К. В. Фролов [и др.] ; под. ред. К. В. Фролова. – М. : Машиностроение, 1994. – Т. 1. – 528 с. ; т. 2. – 624 с.
7. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин : справочное пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высшая школа, 1986. – 400 с.
8. Курсовое проектирование деталей машин : справочное пособие : в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Вышэйшая школа, 1982. – Ч. 1. – 208 с. ; ч. 2. – 335 с.
9. Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ) : учебно-методическое пособие / Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2015. – 136 с.
10. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.
11. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – 2-е изд., перераб. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
12. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин : пособие / сост.: Н. Н. Романюк [др.]. – Минск : БГАТУ, 2014. – 172 с.
13. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие для студентов вузов / Д. В. Чернилевский. – 3-е изд., исправл. – М. : Машиностроение, 2003. – 560 с.

Приложение А (справочное)

Справочные материалы

Таблица А.1 – Ряды линейных размеров (диаметров, длин, высот, глубин и других размеров) по ГОСТ 6636–69

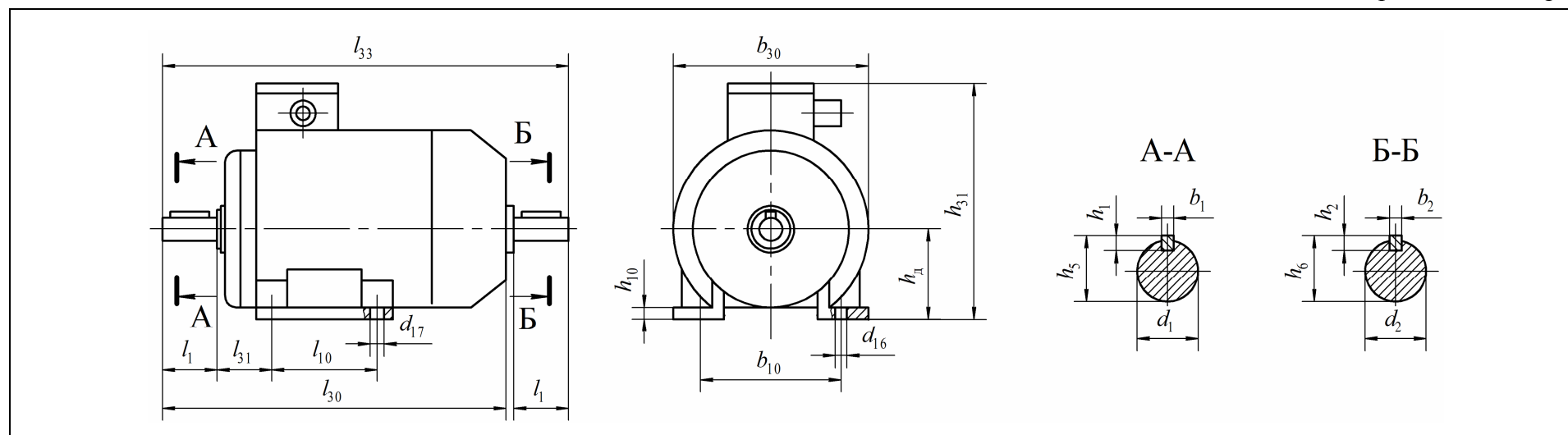
В миллиметрах

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40	
1,0	1,0	1,0 1,05		10	10	10 10,5	10,2 10,8	100	100	100 105	102 108
	1,1	1,1 1,15			11	11 11,5			11,2 11,8	110	
1,2	1,2	1,2 1,3	1,25 1,35	12	12	12 13	12,5 13,5	125	125	125 130	135
	1,4	1,4 1,5			1,45 1,55	14			14 15	14,5 15,5	
1,6	1,6	1,6 1,7	1,65 1,75	16	16	16 17	16,5 17,5	160	160	160 170	165 175
	1,8	1,8 1,9			1,85 1,95	18			18 19	18,5 19,5	
2,0	2,0	2,0 2,1	2,05 2,15	20	20	20 21	20,5 21,5	200	200	200 210	205
	2,2	2,2 2,4			2,3	22			22 24	23,0	
2,5	2,5	2,5 2,6	2,7	25	25	25 26	27	250	250	250 260	270
	2,8	2,8 3,0			2,9 3,1	28			28 30	29 31	
3,2	3,2	3,2 3,4	3,3 3,5	32	32	32 34	33	320	320	320 340	330 350
	3,6	3,6 3,8			3,7 3,9	36			36 38	37 39	
4,0	4,0	4,0 4,2	4,1 4,4	40	40	40 42	41 44	400	400	400 420	410 440
	4,5	4,5 4,8			4,6 4,9	45			45 48	46 49	
5,0	5,0	5,0 5,3	5,2 5,5	50	50	50 53	52 55	500	500	500 530	515 545
	5,0	5,6 6,0			5,8 6,2	56			56 60	58 62	
6,3	6,3	6,3 6,7	6,5 7,0	63	63	63 67	65 70	630	630	630 670	650 690
	7,1	7,1 7,5			7,3 7,8	71			71 75	73 78	
8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	80	80	80 85	82	800	800	800 850	825 875
	9,0	9,0 9,5			9,2 9,8	90			90 95	92 98	

Примечание – Ряд Ra40 является предпочтительным

Таблица А.2 – Электродвигатели серии АИР. Основные размеры (по ТУ РБ-05755950-420-93)

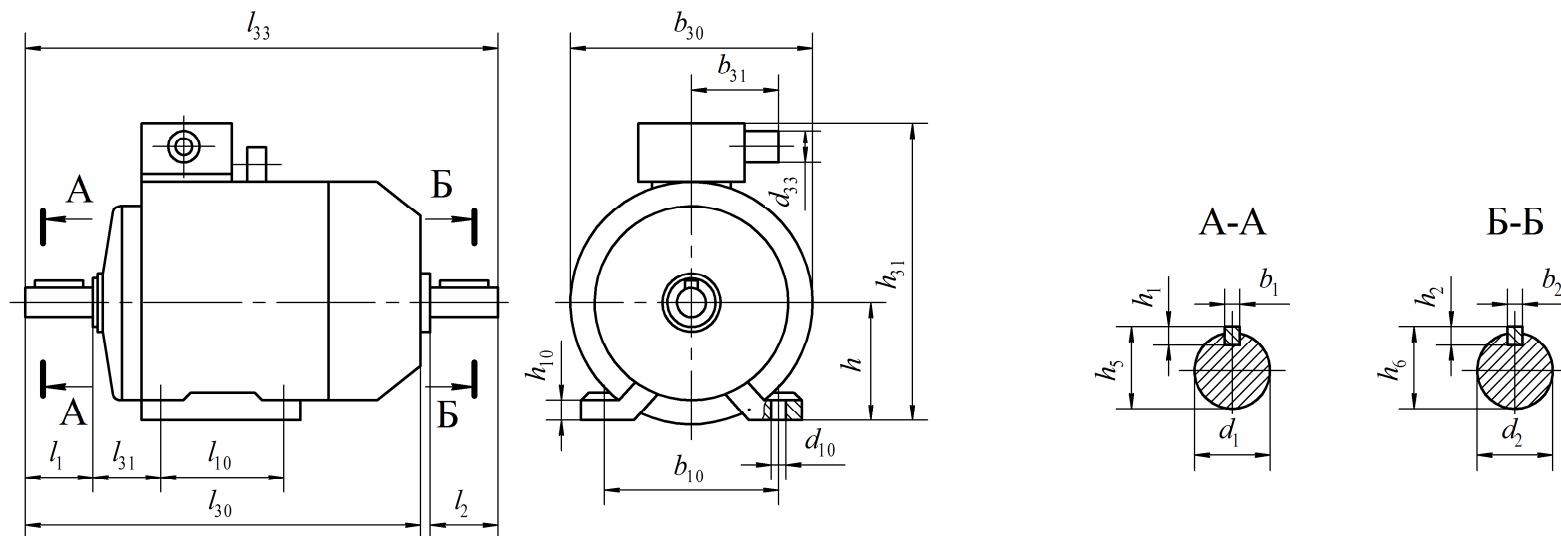
Размеры в миллиметрах



Тип двигателя	l_1	l_{10}	d_{17}	l_{30}	l_{31}	l_{33}	b_1	b_2	b_{10}	d_{16}	b_{30}	$h_{д}$	h_1	h_2	h_5	h_6	h_{10}	h_{31}	d_1	d_2
АИР71	40	90	7,0	272,5 332*	45	316,5	6	112	10	160	71	6	6	21,5	8	188,0 225*	19			
АИР80А	50	100	10,0	296,5 368*	50	350,0	6	125	12	180	80	6	6	24,5	9	204,5 241,5*	22			
АИР80В, С	50	100	10,0	320,5 392*	50	374,0	6	125	12	180	80	6	6	24,5	9	204,5 241,5*	22			
АИР90	50	125	10,0	337 401*	56	390,0	8	14	12	198	90	7	7	27,0	10	230,0 267*	24			
АИР100S	60	112	12,0	360 430*	63	424,0	8	160	16	226	100	7	7	31,0	12	246,5 288*	28			
АИР100L	60	140	12,0	391 460*	63	455,0	8	160	16	226	100	7	7	31,0	12	246,5 288*	28			
АИР112	80	140	12,0	433	70	516,0	10	190	16	250	112	8	8	35,0	14	276	32			
АИР132S	80	140	12,0	463	89	546,0	10	216	16	287	132	8	8	41,0	16	316	38			
АИР132М	80	178	12,0	501	89	584,0	10	216	16	287	132	8	8	41,0	16	316	38			

Примечание – *Размеры для двигателей со встроенным электромагнитным тормозом

Таблица А.3 – Электродвигатели серии 4А. Основные размеры и масса (по ГОСТ 19523–81)



Тип двигателя	Габаритные размеры, мм, не более				Установочные и присоединительные размеры, мм																	Масса, кг		
	l_{30}	l_{33}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_2	l_{10}	l_{31}	d_1	d_2	d_{10}	d_{33}	b_1	b_2	b_{10}	b_{31}	h	h_1	h_2	h_5	h_6		h_{10}	
4A71	285	330	201 223	170	40	40	90	45	19	19	7		6	6	112		71	6	6	21,5	21,5	9	15,1	
4A80A	300	355	218	186	50	50	100	50	22	22	10	16	6	6	112	86	80	6	6	21,5	21,5	9	17,5	
4A80B	320	375					125		125		24,5				24,5		10			20,0				
4A90L	350	405	243	208			125	56	24	24	10				140		90			27,0	27,0	11	28,7	
4A100S	365	427	265	235	60	60	112	63	28	28	12	25	8	8	140	100	100	7	7	31	31	12	36	
4A100L	395	457					140										160							42
4A112M	452	534	310	260	80	80	140	70	32	32		25	10	10	190	100	112	8	8	35,0	35,0	12	56	
4A132S	480	560	350	302			178	89	38	38	12				216		132						77	
4A132M	530	610			430	358	110	110	210	108	48	42	15	42	14	12	254	153	160	9	8	51,5	45,0	18
4A160S	624	737	210						210		210		210		210		210		210		210		210	
4A160M	667	780																		51,9			160	

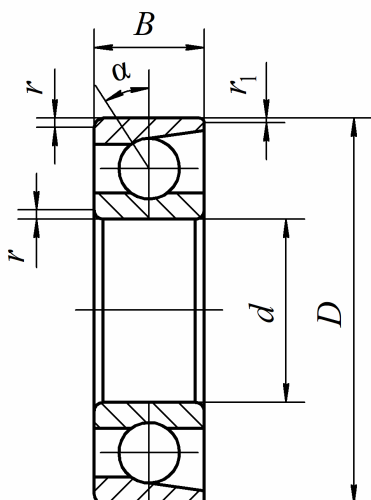
Таблица А.4 – Шариковые радиальные однорядные подшипники (ГОСТ 8338–75)

Обозначение подшипника	Размеры, мм						Базовая грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	Шарики		динамическая C	статическая C_0
					D_w	Z		
Особо легкая серия								
104	20	42	12	1	6,35	9	9,36	4,50
105	25	47	12	1	6,35	10	11,20	5,60
106	30	55	13	1,5	7,14	11	13,30	6,80
107	35	62	14	1,5	7,94	11	15,90	8,50
108	40	68	15	1,5	7,94	12	16,80	9,30
109	45	75	16	1,5	8,73	13	21,20	12,20
110	50	80	16	1,5	8,73	12	21,60	13,20
111	55	90	18	2	10,32	13	28,10	17,00
112	60	95	18	2	11,11	12	29,60	18,30
Легкая серия								
204	20	47	14	1,5	7,94	8	12,70	6,20
205	25	52	15	1,5	7,94	9	14,00	6,90
206	30	62	16	1,5	9,53	9	19,50	10,00
207	35	72	17	2	11,11	9	25,50	13,70
208	40	80	18	2	12,7	9	32,00	17,80
209	45	85	19	2	12,7	9	33,20	18,60
210	50	90	20	2	12,7	10	35,10	19,80
211	55	100	21	2,5	14,29	10	43,60	25,00
212	60	110	22	2,5	15,88	10	52,00	31,00
Средняя серия								
304	20	52	15	2	9,53	7	15,90	7,80
305	25	62	17	2	11,51	7	22,50	11,40
306	30	72	19	2	12,30	8	29,10	14,60
307	35	80	21	2,5	14,29	7	33,20	18,00
308	40	90	23	2,5	15,08	8	41,00	22,40
309	45	100	25	2,5	17,46	8	52,70	30,00
310	50	100	27	3	19,05	8	61,80	36,00
311	55	120	29	3	20,64	8	71,50	41,50
312	60	130	31	3,5	22,23	8	81,90	48,00

Таблица А.5 – Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328–75)

Обозначение типа подшипников		Размеры, мм					Базовая грузо- подъемность, кН	
2000	32000	d	D	B	r	r_1	динамическая C	статическая C_0
Оособо легкая серия								
2104	32104	20	42	12	1,0	0,5	8,8	4,7
2106	32106	30	55	13	1,5	0,8	17,9	7,85
2107	32107	35	62	14	1,5	0,8	21,6	12,2
2108	32108	40	68	15	1,5	1,0	25,1	14,6
2109	32109	45	75	16	1,5	1,0	31,4	17,6
2110	32110	50	80	16	1,5	1,0	30,8	17,6
2111	32111	55	90	18	2,0	1,5	34,7	23,6
2112	32112	60	95	18	2	1,5	35,8	22,8
Легкая узкая серия								
2204	32204	20	47	14	1,5	1,0	14,7	7,38
2205	32205	25	52	15	1,5	1,0	16,8	8,81
2206	32206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	32207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	32208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	32209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	32210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	32211	55	100	21	2,5	2,0	56,1	34,0
2212	32212	60	110	22	2,5	2,5	64,4	43,0
Средняя серия								
2304	32304	20	52	15	2,0	1,0	20,5	10,4
2305	32305	25	62	17	2,0	2,0	15,0	9,5
2306	32306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	32307	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	32308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	32309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	32310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	32311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	32312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5

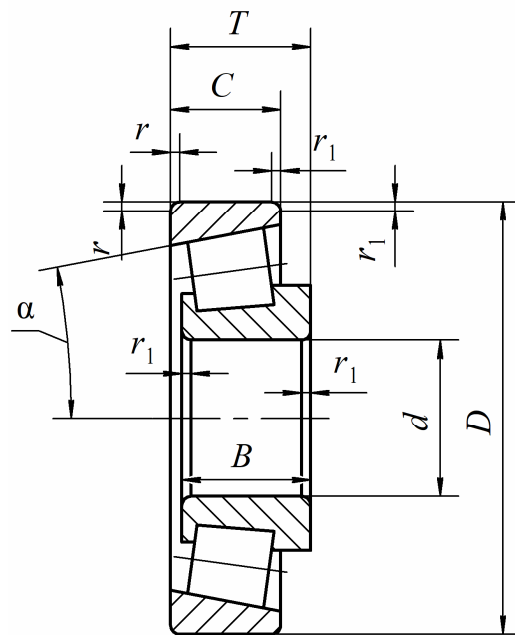
Таблица А.6 – Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники (ГОСТ 831–75)



Стандарт устанавливает следующие типы неразъемных подшипников со скосом на наружном кольце:
 36000 (с углом контакта $\alpha = 12^\circ$);
 36000К6 (с углом контакта $\alpha = 15^\circ$);
 46000 (с углом контакта $\alpha = 26^\circ$)

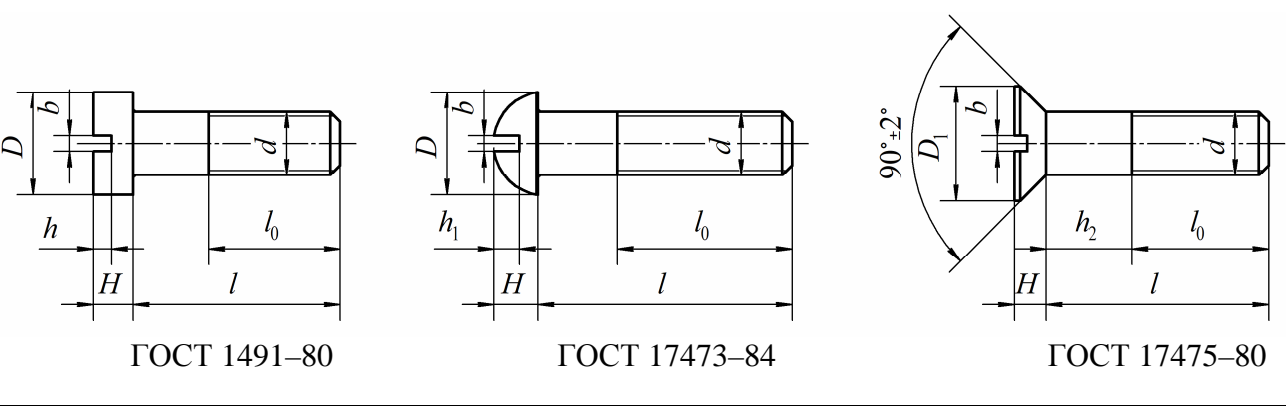
Обозначение подшипника типа		Размеры, мм						Базовая грузоподъемность, кН			
								динамическая	статическая	динамическая	статическая
36000 (36000К6)	46000	d	D	B	T	r	r ₁	$\alpha = 12^\circ (15^\circ)$		$\alpha = 26^\circ$	
								C	C ₀	C	C ₀
Особо легкая серия											
36104	–	20	42	12	12	1,0	0,5	10,6	5,32	–	–
36105	–	25	47	12	12	1,0	0,5	11,8	6,29	–	–
36106	46106	30	55	13	13	1,5	0,8	15,3	8,57	14,5	7,88
36107К	–	35	62	14	14	1,5	0,8	12,9	9,80	–	–
36108К	46108	40	68	15	15	1,5	0,8	13,7	11,00	18,9	11,1
36109К	46109	45	75	16	16	1,5	0,8	18,3	15,00	22,5	13,4
36110К	–	50	80	16	16	1,5	0,8	19,3	16,60	–	–
36111К	46111	55	90	18	18	2,0	1,0	27,0	23,20	32,6	21,1
–	46112	60	95	18	18	2,0	1,0	–	–	37,4	24,5
Легкая узкая серия											
36205	46205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	17	2,0	1,0	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	18	2,0	1,0	38,9	23,2	36,8	21,3
36209	46209	45	85	19	19	2,0	1,0	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	20	2,0	1,0	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	32,3	60,8	38,8
Средняя узкая серия											
–	46304	20	52	15	15	2	1,1	–	–	17,8	9,0
–	46305	25	55	17	17	2	1	–	–	26,9	14,6
–	46306	30	72	19	19	2,0	1,0	–	–	32,6	18,3
–	46307	35	80	21	21	2,5	1,2	–	–	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
–	46309	45	100	25	25	2,5	1,2	–	–	61,4	37,0
–	46310	50	110	27	27	3,0	1,5	–	–	71,8	44,0
–	46312	60	130	31	31	3,5	2	–	–	100,0	65,3

Таблица А.7 – Роликовые конические однорядные подшипники (ГОСТ 27365–87)



Обозначение подшипника	Размеры, мм							Базовая грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	d	D	T	B	c	r	r_1	динамическая C	статическая C_0	e	Y	Y_0
Легкая серия ($\alpha = 12...18^\circ$)												
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,3	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,36	1,64	0,90
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
Средняя серия ($\alpha = 10...14^\circ$)												
7304	20	52	16,25	15	13	1,5	1,5	31,9	20,0	0,30	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	1,5	1,5	41,8	28,0	0,36	1,66	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128,0	95,5	0,30	1,97	1,08

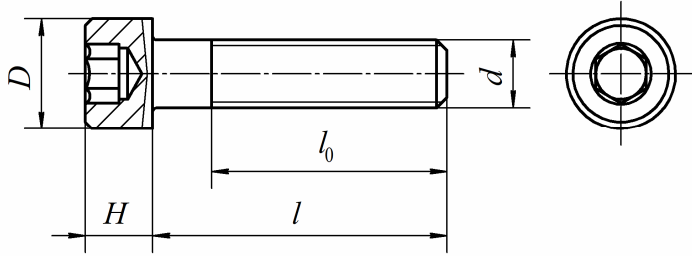
Таблица А.10 – Размеры винтов с цилиндрической головкой (ГОСТ 1491–80), с полукруглой головкой (ГОСТ 17473–84), с потайной головкой (ГОСТ 17475–80) классов точности А и В, мм



d	D	D_1	H	H_1	h	h_1	h_2	b	l	l_0
5	8,5	9,2	3,5	3,5	1,7	2,3	1,2	1,2	8 70	$l_0 = l$ при $l < 22$, $l_0 = 16$ при $l > 22$
6	10,0	11,0	4,0	4,2	2,0	2,3	1,5	1,6	8 70	$l_0 = l$ при $l < 25$, $l_0 = 18$ при $l \geq 25$
8	13,0	14,5	5,0	5,6	2,5	3,5	2	2	12 70	$l_0 = l$ при $l < 32$, $l_0 = 22$ при $l \geq 32$
10	16,0	18,0	6,0	7,0	3,0	3,5	2,5	2,5	20 70	$l_0 = l$ при $l < 38$, $l_0 = 26$ при $l \geq 38$
12	18,0	21,5	7,0	8,0	3,5	4,2	2,5	3	22 85	$l_0 = l$ при $l < 42$, $l_0 = 30$ при $l \geq 42$

Примечание – Размер l в указанных пределах выбирают из ряда чисел, приведенного в таблице П.22 [13]

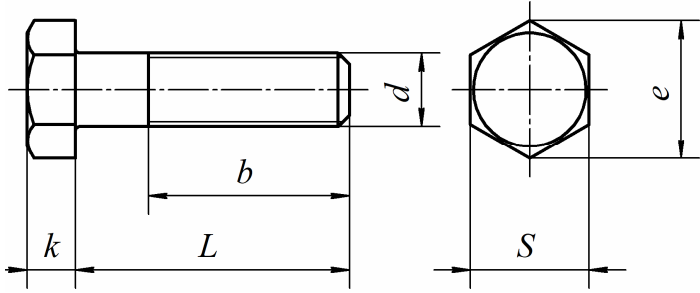
Таблица А.11 – Размеры винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» класса точности А (ГОСТ 11738–84), мм



d	Шаг резьбы p		D	H	l	l_0
	крупный	мелкий				
6	1	–	10	6	10...50	$l_0 = l$ при $l \leq 20$, $l_0 = 18$ при $l \geq 25$
8	1,25	1	13	8	12...60	$l_0 = l$ при $l \leq 25$, $l_0 = 22$ при $l \geq 30$
10	1,5	1,25	16	10	16...70	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 26$ при $l \geq 35$
12	1,75	1,25	18	12	20...80	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 30$ при $l \geq 35$
16	2	1,5	24	16	25...100	$l_0 = l$ при $l \leq 40$, $l_0 = 38$ при $l \geq 45$
20	2,5	1,5	30	20	30...120	$l_0 = l$ при $l \leq 50$, $l_0 = 46$ при $l \geq 55$
24	3	2	36	24	35...120	$l_0 = l$ при $l \leq 60$, $l_0 = 54$ при $l \geq 65$

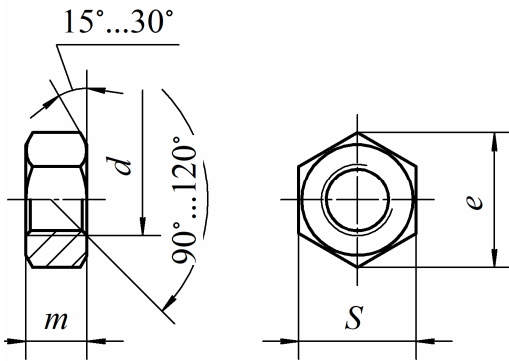
Примечание – Размер l в указанных пределах выбирают из ряда чисел, приведенного в таблице П.22 [13]

Таблица А.12 – Болт с шестигранной головкой класса точности А (ГОСТ 7805–70)



Номинальный диаметр резьбы d	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Шаг резьбы:												
крупный	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2		2,5		3	
мелкий	0,5	0,5	0,75	1	1,25		1,5				2	
Диаметр стержня d_1	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Диаметр «под ключ» S	7	8	10	13	16	18	21	24	27	30	34	36
Высота головки k	3	4	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12	13	14	15
Диаметр описаной окружности e , не менее	8	9	11	14	18	20	23	27	30	34	38	40
Примечание – Размеры болтов 14, 18, 22 применять не рекомендуется												

Таблица А.13 – Шестигранные гайки класса точности В (ГОСТ 5915–70)



Номинальный диаметр резьбы d	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Шаг резьбы												
крупный	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2		2,5		3	
мелкий	0,5	0,5	0,75	1	1,25		1,5				2	
Высота m	3	5	5,2	6,8	8,4	11	13	15	16	18	20	22
Диаметр «под ключ» S	7	8	10	13	16	18	21	24	27	30	34	36
Диаметр описаной окружности e , не менее	8	9	11	14	18	20	23	27	30	34	38	40
Примечание – Размеры гаек 14, 18, 22 применять не рекомендуется												

Таблица А.14 – Рым-болты (ГОСТ 4751–73)

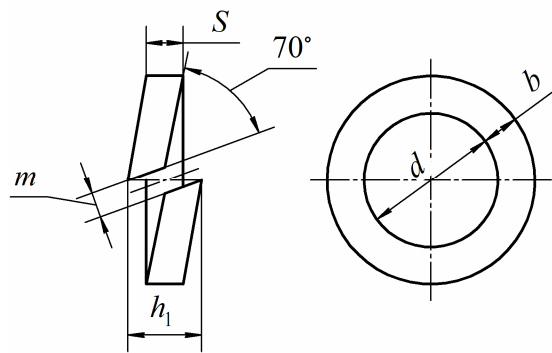
Условное обозначение резьбы d	d_1	d_2	d_3	d_4	b	h	h_1	l	l_1 , не менее	r	r_1	Масса 1 шт, кг
M8	36	20	8	20	10	12	6	18	12	2	4	0,05
M10	45	25	10	25	12	16	8	21	15			0,12
M12	54	30	12	30	14	18	10	25	19		6	0,19
M16	63	35	14	36	16	20	12	32	25			0,31
M20	72	40	16	40	19	24	14	38	29	3	8	0,5
M24	90	50	20	50	24	29	16	45	35		12	0,87
M30	108	60	24	63	28	37	18	55	44		15	1,58

Примечание – Пример условного обозначения рым-болта с резьбой М8 без покрытия:
Рым-болт М8 ГОСТ 4751–73

Таблица А.15 – Увеличенные шайбы (ГОСТ 6958–78)

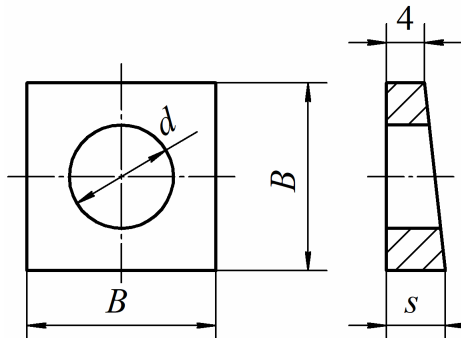
Диаметр резьбы крепежной детали	d_1		d_2	s
	класса точности А	класса точности С		
4	4,3	4,5	12	1,0
5	5,3	5,5	15	1,2
6	6,4	6,6	18	1,6
8	8,4	9,0	24	2,0
10	10,5	11,0	30	2,5
12	13,0	16,5	37	3,0
14	15,0	15,5	44	3,0
16	17,0	17,5	50	3,0
18	19,0	20,0	56	4,0
20	21,0	22,0	60	4,0
22	23,0	24,0	66	5,0
24	25,0	26,0	72	5,0

Таблица А.16 – Пружинные шайбы (ГОСТ 6402–70)



Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	Типы шайб												
	d		легкие (Л)				нормальные (Н)		тяжелые (Т)		особо тяжелые (ОТ)		
			b		s		b = s		b = s		b = s		
	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	
4	4,1	0,3	1,2	±0,08	0,8	±0,08	1		1,4				
			1,4		1		1,2						
5	5,1	0,3	1,2		1		1,2		1,6				
			1,6		1,2		1,4						
6	6,1	0,58	1,6		1,2		1,4	±0,125	2	±0,125	-	-	
			2		1,4		1,6						
7	7,2	0,58	2	±0,125	1,6	±0,125	2		-				
			2		1,6		2						
8	8,2	0,58	2		1,6		2		2,5				
			2,5		1,6		2,5						
10	10,2	0,7	2,5		2		3,2		3		3,5		
			3		2		3,5						
12	12,2	0,7	3,5		2,5		3,5		3,5		4		
14	14,2	0,7	4		3		4						4,5
16	16,3	0,84	4,5	±0,15	3,2	±0,15	4	±0,15	4,5	±0,24	5,5	6	
18	18,3	0,84	5		3,5		4,5						
20	20,5	0,84	5,5	±0,15	4	±0,15	4,5	±0,15	5,5	±0,24	6	7	
22	22,5	0,84	6		4,5		5						
24	24,5	0,84	6,5	±0,18	4,8	±0,15	5,5	±0,15	7	±0,29	8	±0,29	
			7		5		6						

Таблица А.17 – Размеры косых шайб, мм (по ГОСТ 10906–78)

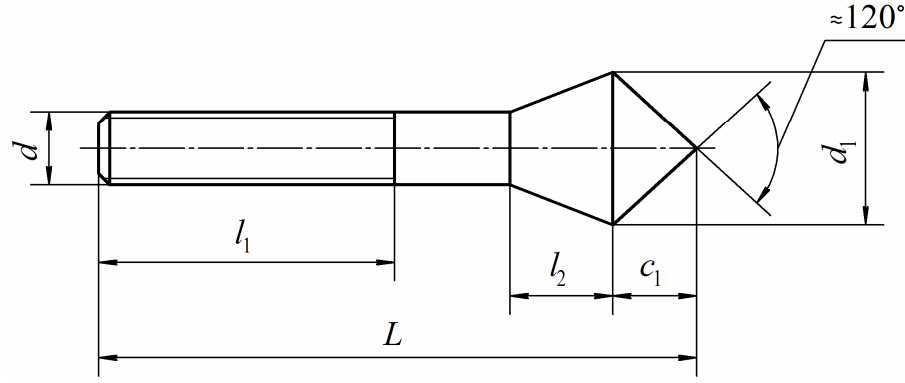


Диаметр резьбы болта	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27
d	6,6	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0	19,0	22,0	24,0	26,0	30,0
B	16	20	30		40		50				
s	5,8	6,2	7,3		8,4		9,5				

Примечание – Пример условного обозначения косой шайбы для крепежной детали с диаметром резьбы 12 мм из стали марки Ст 3, с цинковым хроматированным покрытием толщиной 6 мкм, по ГОСТ 10906–78:

Шайба 12.02.Ст.3.016 ГОСТ 10906–78

Таблица А.18 – Размеры фундаментных шпилек типа 6 исполнения 3, мм (по ГОСТ 24379.1–2012)



Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы	d_1	l_1	l_2	c_1
M12	1,75	20	80	20	6
M16	2	26	90	28	9
M20	2,5	32	100	34	9
M24	3	39	110	41	11
M30	3,5	48	120	50	14

Примечания

1 Длина шпильки L по ГОСТ 6636-69: 250, 300, 350, 400 мм.

2 Пример условного обозначения фундаментной шпильки типа 6 с диаметром резьбы $d = 20$ мм, длиной $L = 250$ мм из стали марки ВСтЗпс категории 2:

Шпилька 6.М20×250 ВСтЗпс2 ГОСТ 24379.1–2012

Таблица А.19 – Фундаментные болты

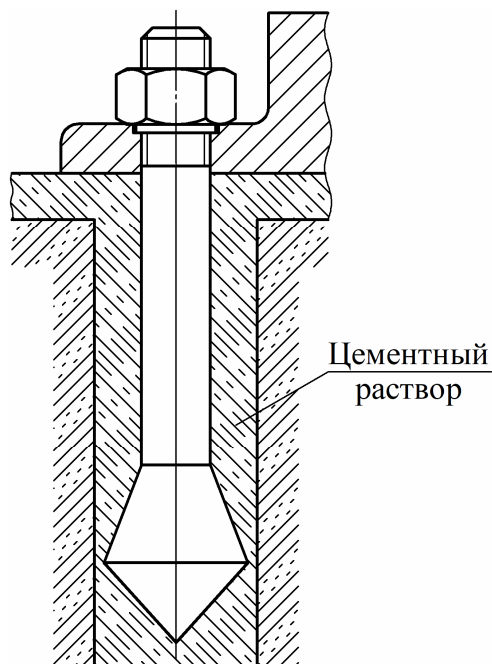
Размеры в миллиметрах

Длина рамы $L_{рм}$	до 700	свыше 700 до 1000
Диаметр болтов d	16	18...20
Минимальное число болтов	4	6

Примечания

1 Фундаментные болты применяются согласно требованиям СНИП 2.09.03-8.

2 Пример установки фундаментного болта типа б в фундамент:



3 Болты прямые с коническим концом исполнения 3 устанавливают в просверленные скважины готовых фундаментов.

4 Болты прямые с коническим концом закрепляют цементным раствором при вибропогружении в него шпильки болта.

5 Глубину заделки болтов в бетон, состав и марку бетона фундаментов, состав цементного раствора и марку цемента назначают согласно нормативным документам, утвержденным в установленном порядке (пособие по проектированию анкерных болтов для крепления строительных конструкций и оборудования к СНИП 2.09.03)

Таблица А.20 – Масленки для пластичных материалов (ГОСТ 19853–74)

Тип 1

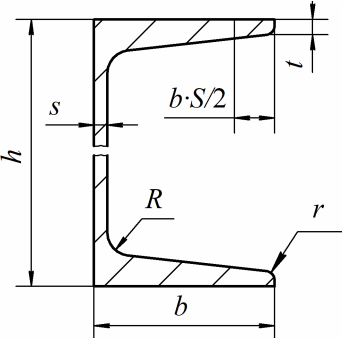
1 – корпус масленки;
2 – запорный элемент;
3 – пружина

Номер (типоразмер) масленки	Резьба	H	h	h_1	$d_{0,2}$	d_1	d_2		$d_3 \pm 0,2$	d_4	S		α , град.
							номинал	пред. откл.			номинал	пред. откл.	
1	М6´1 коническая	13	8	6,0							8		
2	М10´1 по ГОСТ 9150–81	18	10	7,0	6,7	4,5	5,8	–0,3	2,0	2,5	12	–0,20	48
3	К 1/8 по ГОСТ 6111–52												
4	К 1/4 по ГОСТ 6111–52	24	12	7,5	10,0	5,2	8,0	–0,36	4,5	5,0	14	–0,24	60

Примечание – Пример обозначения пресс-масленки типа 1, номер 2, с покрытием Ц6:
Масленка 1.2.Ц6 ГОСТ 19853–74

Таблица А.21 – Размеры поперечного сечения швеллеров с уклоном внутренних полок серии У (по ГОСТ 8240–97)

Размеры в миллиметрах



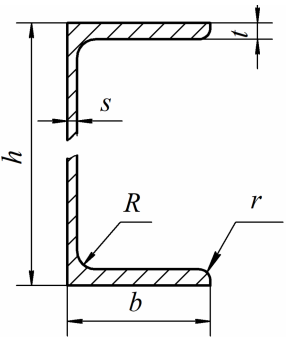
Номер швеллера серии У	h	b	s	t	R	r	Масса 1 м, кг
5У	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	4,84
6,5У	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	5,90
8У	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	7,05
10У	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	8,59
12У	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	10,40
14У	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	12,30
16У	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	14,20

Примечание – Пример условного обозначения швеллера № 16аУ с высотой профиля 160 мм, шириной полки 64 мм, типоразмера 16У (серии У – с уклоном внутренних граней полок) по ГОСТ 8240–97:

Швеллер № 16У ГОСТ 8240–97

Таблица А.22 – Размеры поперечного сечения швеллеров с параллельными гранями полок серии П (по ГОСТ 8240–97)

Размеры в миллиметрах

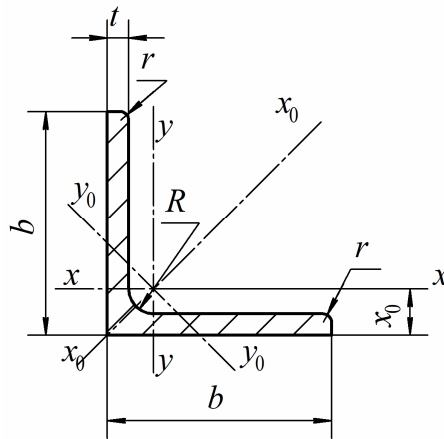


Номер швеллера серии П	h	b	s	t	R	r	Масса 1 м, кг
5П	50	32	4,4	7,0	6,0	3,5	4,84
6,5П	65	36	4,4	7,2	6,0	3,5	5,90
8П	80	40	4,5	7,4	6,5	3,5	7,05
10П	100	46	4,5	7,6	7,0	4,0	8,59
12П	120	52	4,8	7,8	7,5	4,5	10,40
14П	140	58	4,9	8,1	8,0	4,5	12,30
16П	160	64	5,0	8,4	8,5	5,0	14,20

Примечание – Пример условного обозначения швеллера № 16П с высотой профиля 160 мм, шириной полки 64 мм, типоразмера 16П (серии П – с параллельными гранями внутренних полок) по ГОСТ 8240–97:

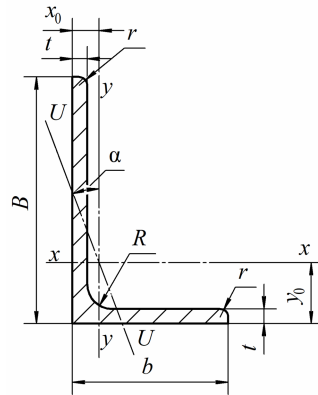
Швеллер № 16П ГОСТ 8240–97

Таблица А.23 – Равнополочные уголки (ГОСТ 8509–93)



Номер уголка	Размеры, мм				A, мм ²	Справочные значения величин для осей										Масса 1 м, кг
	b	t	R	r		x – x			x ₀ – x ₀		y ₀ – y ₀			I _{xy} · 10 ⁴ , мм ⁴	x ₀ , мм	
						I _x · 10 ⁴ , мм ⁴	W _x · 10 ³ , мм ³	i _x , мм	I _{x0} · 10 ⁴ max, мм ⁴	i _{x0} max, мм	I _{y0} · 10 ⁴ min, мм ⁴	W _{y0} · 10 ³ , мм ³	i _{y0} min, мм			
2	20	3	3,5	1,2	113	0,40	0,28	5,9	0,63	7,5	0,17	0,20	3,9	0,23	6,0	0,89
		4	3,5	1,2	146	0,50	0,37	5,8	0,78	7,3	0,22	0,24	3,8	0,28	6,4	1,15
2,5	25	3	3,5	1,2	143	0,81	0,46	7,5	1,29	9,5	0,34	0,33	4,9	0,47	7,3	1,12
		4	3,5	1,2	186	1,03	0,59	7,4	1,62	9,3	0,44	0,41	4,8	0,59	7,6	1,46
2,8	28	3	4,0	1,3	162	1,16	0,58	8,5	1,84	10,7	0,48	0,42	5,5	0,68	8,0	1,27
3	30	3	4,0	1,3	174	1,45	0,67	9,1	2,30	11,5	0,60	0,53	5,9	0,85	8,5	1,36
		4	4,0	1,3	227	1,84	0,87	9,0	2,92	11,3	0,77	0,61	5,8	1,08	8,9	1,78
3,2	32	3	4,5	1,5	186	1,77	0,77	9,7	2,80	12,3	0,74	0,59	6,3	1,03	8,9	1,46
		4	4,5	1,5	243	2,26	1,00	9,6	3,58	12,1	0,94	0,71	6,2	1,32	9,4	1,91
3,5	35	3	4,5	1,5	204	2,35	0,93	10,7	3,72	13,5	0,97	0,71	6,9	1,37	9,7	1,60
		4	4,5	1,5	267	3,01	1,21	10,6	4,76	13,3	1,25	0,88	6,8	1,75	10,1	2,10
		5	4,5	1,5	328	3,61	1,47	10,5	5,71	13,2	1,52	1,02	6,8	2,10	10,5	2,58
4	40	3	5,0	1,7	235	3,55	1,22	12,3	5,63	15,5	1,47	0,95	7,9	2,08	10,9	1,85
		4	5,0	1,7	308	4,58	1,60	12,2	7,26	15,3	1,90	1,19	7,8	2,68	11,3	2,42
		5	5,0	1,7	379	5,53	1,95	12,1	8,75	15,2	2,30	1,39	7,8	3,22	11,7	2,98
4,5	45	3	5,0	1,7	265	5,13	1,56	13,9	8,13	17,5	2,12	1,24	8,9	3,00	12,1	2,08
		4	5,0	1,7	348	6,63	2,04	13,8	10,52	17,4	2,74	1,54	8,9	3,89	12,6	2,73
		5	5,0	1,7	429	8,03	2,51	13,7	12,74	17,2	3,33	1,81	8,8	4,71	13,0	3,37
5	50	3	5,5	1,8	296	7,11	1,94	15,5	11,27	19,5	2,95	1,57	10,0	4,16	13,3	2,32
		4	5,5	1,8	389	9,21	2,54	15,4	14,63	19,4	3,80	1,95	9,9	5,42	13,8	3,05
		5	5,5	1,8	480	11,20	3,13	15,3	17,77	19,2	4,63	2,30	9,8	6,57	14,2	3,77
		6	5,5	1,8	569	13,07	3,69	15,2	20,72	19,1	5,43	2,63	9,8	7,65	14,6	4,47
5,6	56	4	6,0	2,0	438	13,10	3,21	17,3	20,79	21,8	5,41	2,52	11,1	7,69	15,2	3,44
		5	6,0	2,0	541	15,97	3,96	17,2	25,36	21,6	6,59	2,97	11,0	9,41	15,7	4,25

Таблица А.24 – Уголки неравнополочные (ГОСТ 8510–86)



Номер уголка	Размеры, мм					Площадь поперечного сечения, см ²	Справочные значения величин для осей									x ₀ , см	y ₀ , см	J _{xy} , см ⁴	Угол наклона оси, tgα	Масса 1 м уголка, кг
	B	b	t	R	r		x – x			y – y			U – U							
							I _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см	I _y , см ⁴	W _y , см ³	i _y , см	I _{U min} , см ⁴	W _U , см ³	i _{U min} , см					
2,5/1,6	25	16	3	3,5	1,2	1,16	0,70	0,43	0,78	0,22	0,19	0,44	0,13	0,16	0,34	0,42	0,86	0,22	0,392	0,91
3/2*	30	20	3	3,5	1,2	1,43	1,27	0,62	0,94	0,45	0,30	0,56	0,26	0,25	0,43	0,51	1,00	0,43	0,427	1,12
			4			1,86	1,61	0,82	0,93	0,56	0,39	0,55	0,34	0,32	0,43	0,54	1,04	0,54	0,54	3,421
3,2/2	32	20	3	3,5	1,2	1,49	1,52	0,72	1,01	0,46	0,30	0,55	0,28	0,25	0,43	0,49	1,08	0,47	0,382	1,17
			4			1,94	1,93	0,93	1,00	0,57	0,39	0,54	0,35	0,33	0,43	0,53	1,12	0,59	0,59	0,374
4/2,5	40	25	3	4,0	1,3	1,89	3,06	1,14	1,27	0,93	0,49	0,70	0,56	0,41	0,54	0,59	1,32	0,96	0,385	1,48
			4			2,47	3,93	1,49	1,26	1,18	0,68	0,69	0,71	0,52	0,54	0,63	1,37	1,22	0,281	1,94
			5			3,03	4,73	1,82	1,25	1,41	0,77	0,68	0,86	0,64	0,53	0,66	1,41	1,44	0,374	2,37
4/3*	40	30	4	4,0	1,3	2,67	4,18	1,54	1,25	2,01	0,91	0,87	1,09	0,75	0,64	0,78	1,28	1,68	9,544	2,26
			5			3,28	5,04	1,88	1,24	2,41	1,11	0,86	1,33	0,91	0,64	0,82	1,32	2,00	0,539	2,46
4,5/2,8	45	28	3	5,0	1,7	2,14	4,41	1,45	1,48	1,32	0,61	0,79	0,79	0,52	0,61	0,64	1,47	1,38	0,382	1,68
			4			2,80	5,68	1,90	1,42	1,69	0,80	0,78	1,02	0,67	0,60	0,68	1,51	1,77	0,379	2,20
5/3,2	50	32	3	5,5	1,8	2,42	6,18	1,82	1,60	1,99	0,81	0,91	1,18	0,68	0,70	0,72	1,60	2,01	0,403	1,90
			4			3,17	7,98	2,38	1,59	2,56	1,05	0,90	1,52	0,88	0,69	0,76	1,65	2,59	0,401	2,40
5,6/3,6	56	36	4	6,0	2,0	3,58	11,37	3,01	1,78	3,70	1,34	1,02	2,19	1,13	0,78	0,84	1,82	3,74	0,406	2,81
			5			4,41	13,82	3,70	1,77	4,48	1,65	1,01	2,65	1,37	0,78	0,88	1,87	4,50	0,404	3,46

Примечания

1 Площадь поперечного сечения и справочные значения вычислены по номинальным размерам. При вычислении массы 1 м уголка плотность стали принята равной 7,85 г/см³.

2 Радиусы закругления, форма и размеры участка сопряжения внутренних граней полок, указанные на рисунке, даны для построения калибра и на уголке не проверяют.

3 Уголки, отмеченные звездочкой, изготавливают по требованию потребителя

Приложение Б (справочное)

Контрольные параметры зубчатых и червячных колес

На чертеж зубчатого колеса должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца (рисунок Б.1), состоящая из трех частей, которые отделяются друг от друга сплошными основными линиями:

– первая часть – основные данные (позиции 1–3 на рисунке Б.1, *a*; позиции 1–7 на рисунке Б.1, *б*), заполняются на основании данных, полученных при расчете зубчатой передачи;

– вторая часть – данные для контроля (позиции 4–5 на рисунке Б.1, *a*; позиция 8 на рисунке Б.1, *б*) согласно ГОСТ 2.403–75, ГОСТ 2.405–75;

– третья часть – справочные данные (позиция 6 на рисунке Б.1, *a*), расчетные данные (позиция 9 на рисунке Б.1, *б*).

$\sqrt{Ra\ 12,5\ (\sqrt{I})}$		$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\sqrt{I})}$	
①	Модуль	m	2,5
②	Число зубьев	z	107
	Нормальный исходный контур	–	ГОСТ 13755–81
	Коэффициент смещения	x	0
③	Степень точности по ГОСТ 1643–81	–	8–В
④	Длина общей нормали	W	$88,375_{-0,368}^{-0,268}$
⑤	Постоянная хорда зуба	\bar{s}_c	3,468
⑤	Высота до постоянной хорды	h_c	1,869
⑥	Делительный диаметр	d	267,5
			10 35
			110
①	Внешний окружной модуль	m_e	3,125
②	Число зубьев	z	72
	Тип зуба	–	Прямой
③	Нормальный исходный контур	–	ГОСТ 13754–81
④	Коэффициент смещения	x_e	–0,45
⑤	Коэффициент изменения толщины зуба	x_τ	0
⑥	Угол делительного конуса	δ	$75^\circ 58'$
⑦	Степень точности по ГОСТ 1758–81	–	8–В
⑧	Постоянная хорда зуба в измерительном сечении	\bar{s}_{ce}	$3,428_{-0,308}^{-0,146}$
⑧	Высота до постоянной хорды	h_{ce}	1,095
	Межосевой угол передачи	Σ	90°
	Средний окружной модуль	m_m	2,707
	Внешнее конусное расстояние	R_e	115,97
	Среднее конусное расстояние	R	100,47
⑨	Средний делительный диаметр	d	194,904
	Угол конуса впадин	δ_f	$73^\circ 25'$
	Внешняя высота зуба	h_e	6,875
	Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

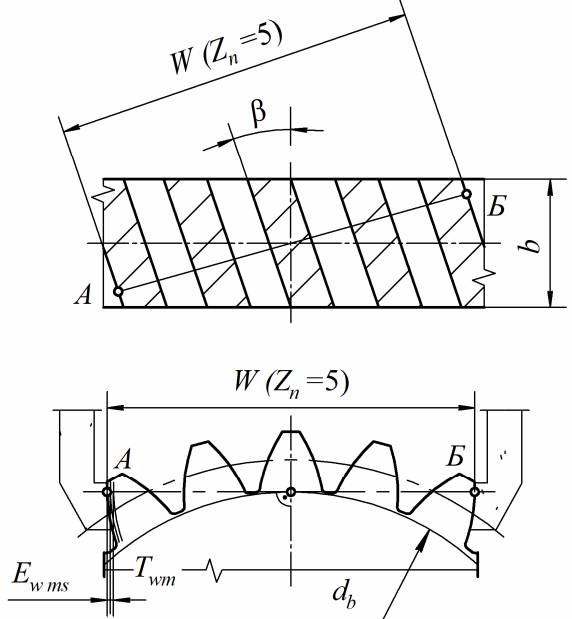
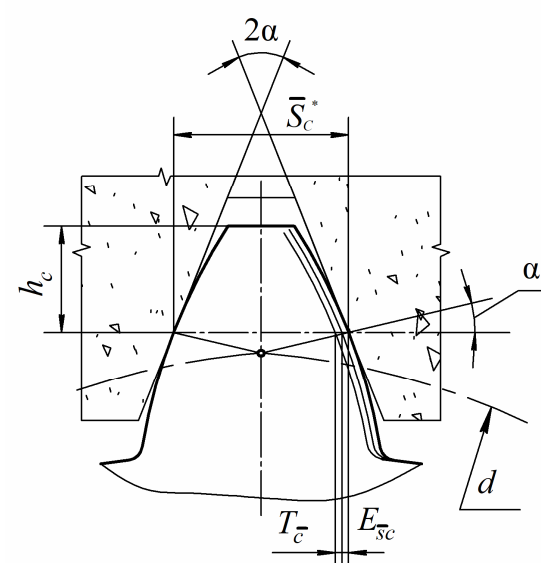
a)

б)

a – для цилиндрического колеса; *б* – для конического колеса

Рисунок Б.1 – Таблицы параметров зубчатых колес

Таблица Б.1 – Формулы для расчета контрольных параметров зубчатых цилиндрических колес

 <p>Схема замера длины общей нормали и размещения отклонений для косозубых и прямозубых колес</p>		 <p>Схема замера постоянной хорды и размещения отклонений и допусков для цилиндрических колес</p>	
Параметр	Обозначение	Расчетные формулы	
		для прямозубых колес	для косозубых колес
Расчет длины общей нормали			
Угол профиля	α_t	$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}$	
Угол зацепления	α_{tw}	$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{z_1 + z_2}$ (инвалюта угла определяется по таблице Б.3)	
Основной угол наклона зубьев	β_b	$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos 20^\circ)$	
Угол профиля в точке на окружности диаметра $d_x = d + 2xm$	α_x	$\alpha_x = \arccos \frac{z \cos \alpha_t}{z + 2x \cos b}$	
Расчетное число зубьев в длине общей нормали	z_n	$z_n = \frac{z}{p} \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos^2 b_b} - \frac{2xtg\alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha_x + 0,5$	
Длина общей нормали	W	$W = [p(z_n - 0,5) + 2xtg\alpha_t + z \operatorname{inv} \alpha_t] m \cos \alpha.$ Для косозубых колес должно соблюдаться условие $W < \frac{b}{\sin b_b}.$ При $\alpha = 20^\circ, \beta = 0^\circ$ и исходном контуре по ГОСТ 13755–81 возможен упрощенный расчет по формуле $W = mk,$ где k – коэффициент, определяемый по таблице Б.2	

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы	
		для прямозубых колес	для косозубых колес
Наименьшее (верхнее) отклонение средней длины общей нормали	$E_{\omega ms}$	$E_{\omega ms} = E_{\omega ms}^I + E_{\omega ms}^{II}$	
	$E_{\omega ms}^I$	По таблице Б.4	
	$E_{\omega ms}^{II}$	По таблице Б.6 в зависимости от значения F_r (таблица Б.5)	
Допуск на среднюю длину общей нормали	$T_{\omega m}$	По таблице Б.7	
Наибольшее (нижнее) отклонение средней длины общей нормали	$E_{\omega mi}$	$E_{\omega mi} = E_{\omega ms} - T_{\omega m}$	
Расчет постоянной хорды и высоты до постоянной хорды			
Постоянная хорда зуба	\bar{S}_C	$\bar{S}_C = 1,387m$	$\bar{S}_C = 1,387m_n$
Высота до постоянной хорды	\bar{h}_C	$\bar{h}_C = 0,748m$	$\bar{h}_C = 0,748m_n$

Таблица Б.2 – Значения коэффициента k в зависимости от числа зубьев z

z	k	z	k	z	k	z	k
17	4,666	38	13,817	59	20,015	80	26,213
18	7,632	39	13,831	60	20,029	81	26,227
19	7,642	40	13,845	61	20,043	82	29,194
20	7,660	41	13,859	62	20,057	83	29,208
21	7,674	42	13,873	63	23,023	84	29,222
22	7,688	43	13,887	64	23,037	85	29,236
23	7,702	44	13,901	65	23,051	86	29,250
24	7,716	45	16,867	66	23,065	87	29,267
25	7,730	46	16,881	67	23,079	88	29,278
26	7,744	47	16,895	68	23,093	89	29,291
27	10,710	48	16,909	69	23,107	90	32,258
28	10,725	49	16,923	70	23,121	91	32,272
29	10,739	50	16,937	71	23,135	92	32,286
30	10,758	51	16,951	72	26,101	93	32,300
31	10,767	52	16,965	73	26,115	94	32,314
32	10,781	53	16,979	74	26,129	95	32,328
33	10,795	54	19,945	75	26,143	96	32,342
34	10,809	55	19,959	76	26,157	97	32,356
35	10,829	56	19,973	77	26,171	98	32,370
36	13,789	57	19,987	78	26,185	99	35,336
37	13,803	58	20,001	79	26,199	≥ 100	35,350

Таблица Б.3 – Инвалюты углов

Градус	Порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'	Порядок	Градус
8	0,00	09145	09435	09732	10034	10343	10659	10980	11308	11643	11984	12332	12687	0,00	8
9	0,00	13048	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492	0,00	9
10	0,00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396	0,00	10
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28016	29241	29875	30518	0,00	11
12	0,00	31171	31832	32504	33185	33875	34555	35285	36005	36735	37474	38224	38984	0,00	12
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921	0,00	13
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460	0,00	14
15	0,00	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738	0,00	15
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889	0,0	16
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608	0,0	17
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543	0,0	18
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713	0,0	19
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132	0,0	20
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817	0,0	21
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788	0,0	22
23	0,0	23044	23312	23577	23845	24414	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062	0,0	23
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660	0,0	24
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602	0,0	25
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910	0,0	26
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607	0,0	27
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718	0,0	28
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51363	51838	52312	52788	53268	0,0	29
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55711	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285	0,0	30
31	0,0	58809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798	0,0	31
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838	0,0	32
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437	0,0	33
34	0,0	81097	81760	82422	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631	0,0	34
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	63701	94443	95190	95942	96698	97459	0,0	35
36	0	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696	0	36

Таблица Б.4 – Значения наименьшего отклонения средней длины общей нормали E_{wms}^I , мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d , мм								
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
6	H	8	10	11	12	14	16	18	20	22
7		10	10	12	14	16	18	20	22	25
6	E	20	24	28	30	35	40	45	50	55
7		25	30	30	35	40	45	50	55	60
6	D	30	35	40	50	55	60	70	70	90
7		35	40	50	55	60	70	70	80	100
8		40	50	50	60	70	70	80	90	110
6	C	50	60	70	80	90	100	110	120	140
7		55	70	70	80	100	110	120	140	140
8		60	80	80	100	110	120	140	140	160
9		70	80	100	110	120	140	140	160	200
6	B	80	100	110	120	140	160	180	200	220
7		100	110	120	140	180	180	200	200	250
8		100	110	140	140	180	200	200	250	280
9		110	120	140	160	200	200	250	280	300
6	A	120	140	180	200	220	250	280	300	350
7		140	180	200	200	250	280	300	350	350
8		160	200	200	250	280	300	350	350	400
9		180	200	250	280	280	350	350	400	500

Таблица Б.5 – Значения допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм

Модуль m (m_n), мм	Степень точности								
	7			8			9		
	Делительный диаметр d (d_m), мм								
	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
$1 \leq m < 3,5$	36	50	63	45	63	80	71	80	100
$3,5 \leq m < 6,3$	40	56	71	50	71	90	80	100	112
$6,3 \leq m < 10$	45	63	80	56	80	100	90	112	125

Таблица Б.6 – Значения наименьшего отклонения средней длины общей нормали E_{wms}^{II} , мкм

Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200
E_{wms}^{II}	7	9	11	14	18	22	25	35	45

Таблица Б.7 – Значения допуска на среднюю длину общей нормали T_{wm} , мкм

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение венца F_r , мкм								
		св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200
H, E	h	22	25	25	28	30	40	55	70	80
D	d	35	40	40	40	60	70	80	100	120
C	c	45	50	60	70	90	110	120	140	180
B	b	55	60	70	100	100	120	140	200	250
A	a	80	90	100	110	140	150	180	240	280
–	z	100	110	120	140	180	200	250	300	400
–	y	120	160	180	220	240	300	350	400	500
–	x	160	180	220	250	300	350	400	550	700

Примечание – На основе опытных данных установлено, что сопряжение вида B обеспечивает минимальную величину бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур зубчатых колес и корпуса в 25 °С и использовании любой степени по другим нормам точности

Таблица Б.8 – Формулы для расчета контрольных параметры зубчатых конических колес

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы
Прямозубые		
Внешняя окружная толщина зуба шестерни	S_{e1}	$S_{e1} = m_e (0,5p + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{t1})$
Внешняя окружная толщина зуба колеса	S_{e2}	$S_{e2} = p m_e - S_{e1}$
Толщина зуба по внешней постоянной хорде	\bar{S}_{ce}	$\bar{S}_{ce1(2)} = 0,8830 S_{e1(2)}$
Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба	$E_{\bar{S}_{cs}}$	По таблице Б.9
Допуск на среднюю постоянную хорду зуба	$T_{\bar{S}_c}$	По таблице Б.12

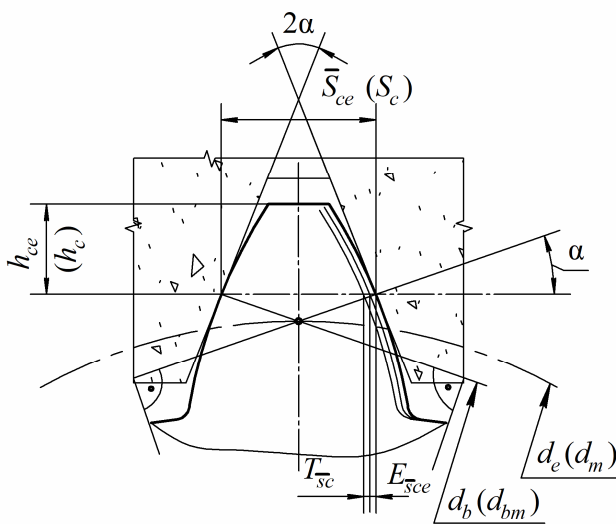


Схема замера средней постоянной хорды

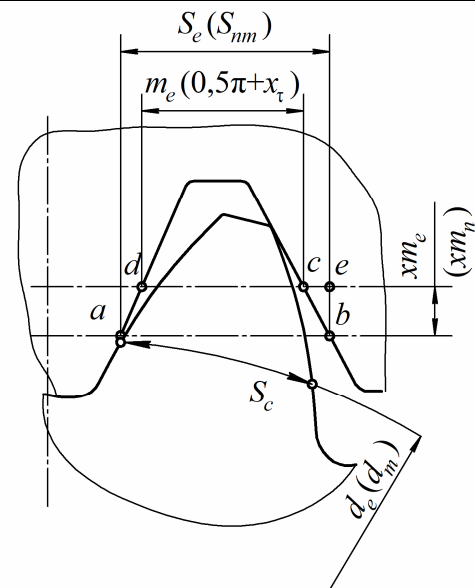


Схема замера внешней и средней окружной толщины зуба

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы
Наибольшее (нижнее) отклонение средней постоянной хорды зуба	$E_{\bar{S}_{ci}}$	$E_{\bar{S}_{ci}} = E_{\bar{S}_{cs}} - T_{\bar{S}_c}$
Высота до внешней постоянной хорды	\bar{h}_{ce}	$\bar{h}_{ce} = h_{ae} - 0,1607S_e$
С круговыми зубьями		
Толщина зуба по хорде в расчетном сечении (обычно по средней постоянной хорде)	\bar{S}_c	$\bar{S}_{c1(2)} = 0,8830S_{nm1(2)}$
Коэффициент радиального смещения	$x(x_n)$	$x_{1(2)} = x_{n1(2)} = 2 \frac{\alpha_f}{\epsilon} - \frac{1}{u^2} \frac{\ddot{\alpha}}{\ddot{\alpha}} \sqrt{\frac{\cos^3 b_n}{z_{1(2)}}}$
Толщина зуба шестерни	S_{nm1}	$S_{nm1} = m_n (1,571 + 0,728x_{n1} + x_{t1})$;
Толщина зуба колеса	S_{nm2}	$S_{nm2} = \rho m_n - S_{nm1}$
Высота до хорды в расчетном сечении	\bar{h}_c	$\bar{h}_{c1(2)} = h_{am1(2)} - 0,1607S_{nm1(2)}$
<p>Примечание – Коэффициент изменения толщины зуба (тангенциального смещения)</p> <p style="text-align: center;">$x_{t1} = 0,03 + 0,008(u - 2,5)$ при b_n от 0 до 15°;</p> <p style="text-align: center;">$x_{t1} = 0,07 + 0,010(u - 2,5)$ при b_n от 15 до 29°;</p> <p style="text-align: center;">$x_{t1} = 0,11 + 0,011(u - 2,5)$ при b_n от 29 до 40°.</p> <p>Коэффициент в дальнейшем согласовывают со стандартными значениями: 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,10; 0,12; 0,14; 0,15; 0,16; 0,17; 0,18; 0,20.</p> <p>При $m_e(m_{nm}) < 2$ мм значение $x_t = 0$</p>		

Таблица Б.9 – Значение наименьшего отклонения средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{S}_{cs}}$, мкм

Вид сопряжения	Степень точности по плавности	Средний нормальный модуль m_n , мм	Средний делительный диаметр d_m , мм								
			до 125			св. 125 до 400			св. 400 до 800		
			Угол делительного конуса, град.								
			до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45
H	7	от 1 до 3,5	20	20	22	28	32	30	36	50	45
		св. 3,5 до 6,3	22	22	25	32	32	30	38	55	45
		6,3...10	25	25	28	36	36	34	40	55	50
		10...16	28	28	30	36	38	36	48	60	55
<p>Примечания</p> <p>1 Для определения величины $E_{\bar{S}_{cs}}$ при других степенях точности и видах сопряжения приведенные значения умножаются на коэффициент K_1 (таблица Б.10).</p> <p>2 При измерении толщины зубьев на внешнем торце зубчатых колес значения наименьшего отклонения средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{S}_{cs}}$ и допуска $T_{\bar{S}_c}$ на нее увеличиваются в соотношении R_e/R, где R_e – внешнее конусное расстояние</p>											

Таблица Б.10 – Значения коэффициента K_1

Сопряжение	Степень точности		
	7	8	9
<i>H</i>	1,0	–	–
<i>E</i>	1,6	–	–
<i>D</i>	2,0	2,2	–
<i>C</i>	2,7	3,0	3,2
<i>B</i>	3,8	4,2	4,6
<i>A</i>	5,5	6,0	6,6

Примечания
 1 Широко используется сопряжение *B*.
 2 *C* и *D* – реверсивные передачи

Таблица Б.11 – Значения допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм

Средний нормальный модуль m_n , мм	Степень точности								
	7			8			9		
	Средний делительный диаметр d_m , мм								
	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
от 1 до 3,5	36	50	63	45	63	80	56	80	100
св. 3,5 до 6,3	40	56	71	50	71	90	63	90	112
св. 6,3 до 10	45	63	80	56	80	100	71	100	125
св. 10 до 16,0	50	71	90	63	90	112	80	112	140

Таблица Б.12 – Значения допуска на постоянную хорду зуба T_{sc} , мкм

Допуск на боковой зазор	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм									
	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200
<i>h</i>	32	38	42	50	60	70	90	110	130	160
<i>d</i>	42	48	55	65	75	90	110	130	160	200
<i>c</i>	52	60	70	80	95	110	140	170	200	260
<i>b</i>	65	75	85	100	120	130	170	200	250	320
<i>a</i>	85	95	110	130	150	180	220	260	320	400

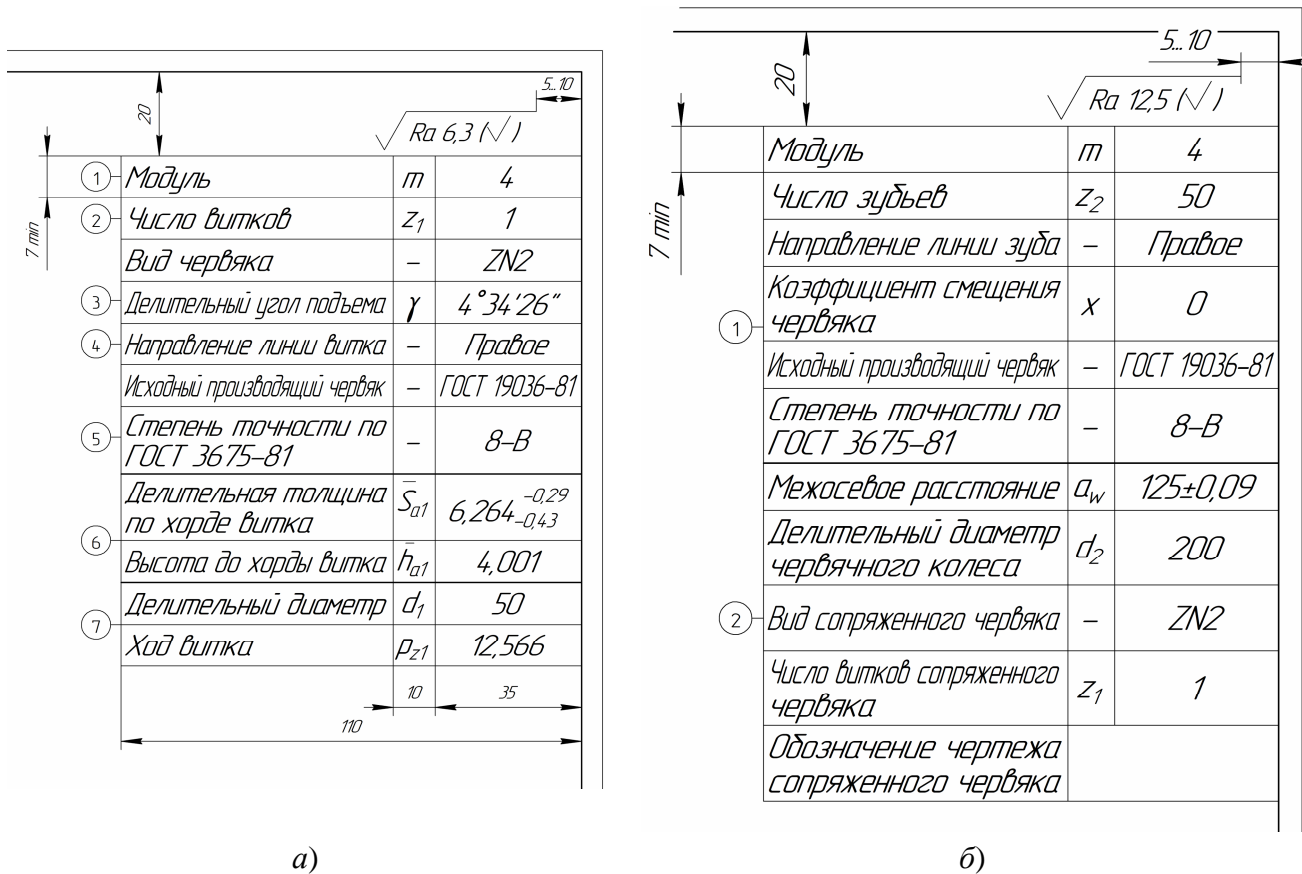
Примечание – Сочетание допускается с видами сопряжений: *h* (*H* или *E*); *d* (*D*); *c* (*C*); *b* (*B*) и *a* (*A*)

На чертеж червяка и колеса должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца (рисунок Б.2), состоящая из трех частей, которые отделяются друг от друга сплошными основными линиями:

– первая часть – основные данные (позиции 1–5 на рисунке Б.2, *a*; позиция 1 на рисунке Б.2, *б*), заполняются на основании данных, полученных при расчете червячной передачи;

– вторая часть – данные для контроля (позиция 6 на рисунке Б.2, *a*), согласно ГОСТ 2.406–75 вторую часть таблицы параметров венца на чертеже червячного колеса не заполняют;

– третья часть – справочные данные (позиция 7 на рисунке Б.2, *a*), расчетные данные (позиция 2 на рисунке Б.2, *б*).



а)

б)

а – для червяка; б – для червячного колеса

Рисунок Б.2 – Таблицы параметров червячной передачи

Таблица Б.13 – Рекомендуемое соответствие между степенью точности по нормам плавности и видами сопряжения червяка с червячным колесом по ГОСТ 3675–81

Степень точности по нормам плавности работы	5...12	5...12	3...9	3...8	2...6	2...6
Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H

Таблица Б.14 – Рекомендуемое соответствие между степенью точности по нормам плавности и видами сопряжения червяка с червячным колесом по ГОСТ 3675–81

Вид сопряжения	A	B	C	D	E, H	–
Вид допуска на боковой зазор	a	b	c	d	h	x, y, z

Примечания

1 Указанное соответствие между видом сопряжения элементов червячной передачи и видом допуска на боковой зазор допускается изменять.

2 Пример условного обозначения точности червячной передачи со степенью точности 7 по нормам плавности, с видом сопряжения элементов передачи B по ГОСТ 3675–81 и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор согласно данной таблице: 7–В ГОСТ 3675–81.

3 Пример условного обозначения точности червячной передачи со степенью точности 7 по нормам плавности, с видом сопряжения элементов передачи B по ГОСТ 3675–81 и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор a (без согласования с данной таблицей): 7–Ва ГОСТ 3675–81

Таблица Б.15 – Формулы для расчета контрольных параметров червяков

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы
Расчет контрольных параметров		
Делительная толщина по хорде витка червяка	\bar{S}_{a1}	$\bar{S}_{a1} = 1,571m \cos g$
Наименьшее (верхнее) отклонение толщины витка червяка	$E_{\bar{S}_s}$	$E_{\bar{S}_s} = E_{\bar{S}_s}^I + E_{\bar{S}_s}^{II}$
	$E_{\bar{S}_s}^I$	По таблице Б.16
	$E_{\bar{S}_s}^{II}$	По таблице Б.17
Допуск на толщину витка червяка по хорде	$T_{\bar{S}}$	По таблице Б.19 в зависимости от значения F_r (таблица Б.18)
Наибольшее (нижнее) отклонение толщины витка червяка	$E_{\bar{S}_i}$	$E_{\bar{S}_i} = E_{\bar{S}_s} - T_{\bar{S}}$
Высота до хорды витка	\bar{h}_{a1}	$\bar{h}_{a1} = m + 0,5\bar{S}_{a1} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{\epsilon} \cdot 0,5 \arcsin \frac{\bar{S}_{a1} \sin^2 g \ddot{o}}{d_1 \ddot{o}}$
Расчет хода витка червяка		
Расчетный шаг червяка	p_1	$p_1 = \rho m$
Ход витка червяка	p_{z1}	$p_{z1} = p_1 z_1$
Отклонение межосевого расстояния a_w (на чертеже колеса)		
Предельное отклонение межосевого расстояния	$\pm f_a$	По таблице Б.20

Таблица Б.16 – Значения наименьшего отклонения толщины витка червяка $E_{\bar{S}_s}^I$, мкм

Вид со- пряжения	Межосевое расстояние a_w , мм					
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
H	0	0	0	0	0	0
E	32	38	42	48	56	60
D	48	56	67	75	85	95
C	80	95	105	120	130	140
B	130	150	170	200	220	240
A	200	220	260	300	340	380

Таблица Б.17 – Значения наименьшего отклонения толщины витка червяка $E_{\bar{S}_s}^{II}$, мкм

Степень точности	Модуль m , мм	Межосевое расстояние a_w , мм					
		до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
6	от 1 до 3,5	36	40	45	48	50	53
	св. 3,5 до 6,3	40	42	45	50	53	56
	св. 6,3 до 10	–	–	53	56	56	60

Степень точности	Модуль t , мм	Межосевое расстояние a_w , мм					
		до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
7	от 1 до 3,5	60	63	71	75	80	85
	св. 3,5 до 6,3	63	67	75	80	85	90
	св. 6,3 до 10	–	–	85	90	95	100
8	от 1 до 3,5	90	100	110	120	130	140
	св. 3,5 до 6,3	100	110	120	130	140	140
	св. 6,3 до 10	–	–	130	140	150	160
9	от 1 до 3,5	150	160	180	190	210	220
	св. 3,5 до 6,3	160	180	190	210	220	240
	св. 6,3 до 10	–	–	210	220	240	250

Таблица Б.18 – Значения допуска на радиальное биение венца червячного колеса, мкм

Степень точности	Модуль t , мм	Делительный диаметр d_2 , мм	
		до 125	св. 125 до 400
6	от 1 до 3,5	25	36
	св. 3,5 до 6,3	28	40
	св. 6,3 до 10	32	45
7	от 1 до 3,5	36	52
	св. 3,5 до 6,3	40	56
	св. 6,3 до 10	45	63
8	от 1 до 3,5	45	63
	св. 3,5 до 6,3	50	71
	св. 6,3 до 10	56	80
9	от 1 до 3,5	56	80
	св. 3,5 до 6,3	63	90
	св. 6,3 до 10	71	100

Таблица Б.19 – Значения допуска на толщину витка червяка по хорде T_s , мкм

Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение венца червячного колеса, мкм					
	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100
h	38	42	50	60	70	90
d	48	55	65	75	90	110
c	60	70	80	95	110	140
b	75	85	100	120	140	170
a	95	110	130	150	180	220
z	120	130	150	180	220	260
y	150	160	180	220	260	320
x	180	200	220	260	320	400

Таблица Б.20 – Значения предельного отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ в передаче, мкм

Степень точности	Межосевое расстояние a_w , мм					
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
6	28	32	38	42	45	50
7	45	50	60	67	75	80
8	71	80	90	105	110	125
9	110	130	150	160	180	200

Приложение В
(справочное)

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов
и детали машин»

Пояснительная записка к курсовому проекту
по дисциплине «Детали машин»

на тему: «Проектирование привода навозоуборочного транспортера»

Шифр 02.48.012.00.000 ПЗ

Студент 2 курса 40 тс группы
_____ /П. И. Петров/

Руководитель
_____ /А. И. Оскирко/

Минск, 2019

Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет»
Факультет «Технический сервис в АПК»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой «Механика
материалов и детали машин»

_____ В. Н. Основин

_____ 20__ г.

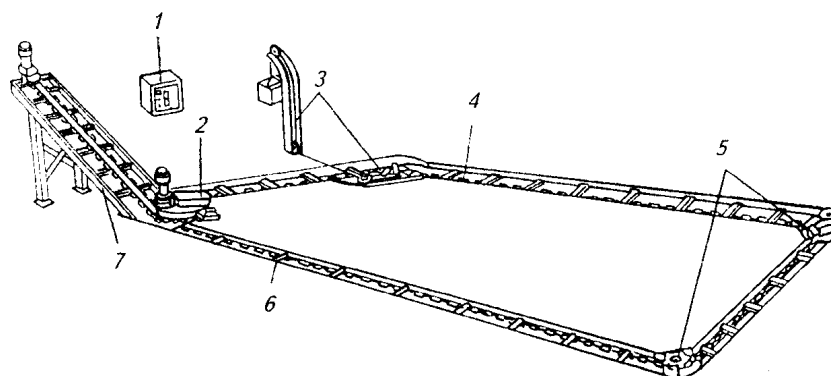
ЗАДАНИЕ № 1

на курсовое проектирование
по дисциплине «Детали машин»

Для специальностей 74 06 (Агроинженерия).

Студенту _____ Петрову П. И. _____ 3 курса 40 тс группы

1 Тема проекта: Проектирование привода навозоуборочного транспортера (рисунок 1).



1 – ящик управления; 2 – привод; 3 – устройство натяжное; 4 – рама;
5 – устройство поворотное; 6 – цепь; 7 – транспортер наклонный

Рисунок 1 – Транспортер скребковый навозоуборочный

2 Срок сдачи студентом законченного курсового проекта: «16» декабря 2019 г.

3 Исходные данные к проекту: вариант 1 (таблица 1), схема б (рисунок 2).

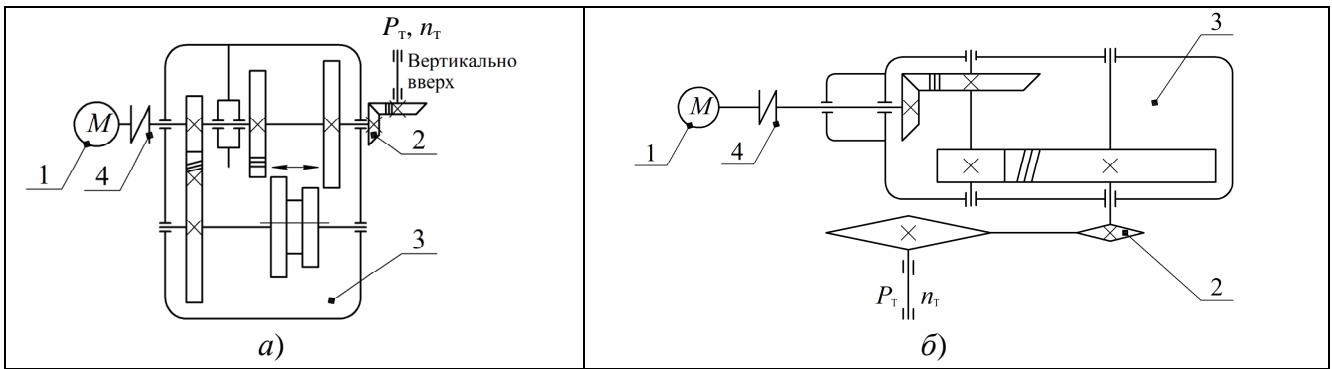
Таблица 1 – Исходные данные

Параметр	Варианты															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
P_T , кВт	5,9	5,5	4,4	3,3	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,2	5,7	6,0	6,3	6,8	7,0	
n_T , мин ⁻¹	90	100	75	60	55	63	70	80	85	90	95	102	110	120	130	
$L_h \cdot 10^3$, ч	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	
Режим	т	с	т	вт	л	с	т	вт	л	с	т	вт	л	с	т	
Θ , град.	30	60	45	20	15	30	60	0	45	20	15	0	30	15	60	

Примечания

1 P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; L_h – срок службы приводной станции; режимы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий; Θ – угол наклона открытой передачи к горизонту, град.

2 Рекомендации: принять $u_{ред} = 8...12$; производство мелкосерийное, поэтому передаточные числа и межосевые расстояния передач следует принять из ряда Ra40 ГОСТ 6636–86; для схемы а принять $n_I = n_T$; $n_{II} = 1,1n_T$; $L_{hI} = 0,8L_h$; $L_{hII} = 1,2L_h$



1 – электродвигатель; 2 – открытая передача; 3 – редуктор; 4 – муфта

Рисунок 2 – Кинематические схемы приводных станций

4 Содержание пояснительной записки (перечень вопросов, которые подлежат разработке): Титульный лист. Задание на проектирование (оригинал). Ведомость проекта. Реферат. Содержание. Введение. 1 Кинематический и энергетический расчет приводной станции. Ориентировочный расчет валов. 2 Расчет открытой передачи. 3 Расчет зубчатых передач редуктора. 4 Конструирование корпуса редуктора. Конструирование валов и подшипниковых узлов с обязательной разработкой эскизной компоновки редуктора (на миллиметровой бумаге (M1:1)). 5 Расчет валов редуктора на усталостную прочность. Подбор и проверочный расчет подшипников. 6 Расчет соединений «вал-ступица» с подбором посадок. 7 Выбор и описание системы смазки редуктора. 8 Выбор муфты и проверочный расчет. 9 Порядок сборки, разборки и регулирования редуктора. Заключение. Список использованных источников. Приложения.

5 Перечень графического материала (перечень обязательных чертежей):

- сборочный чертеж приводной станции в двух проекциях (M1:1 или M1:2);
- сборочный чертеж редуктора в двух проекциях (M1:1);
- рабочие чертежи трех сопряженных деталей (вал, зубчатое колесо, шкив, звездочка, шестерня открытой передачи, крышка подшипника) (M1:1).

6 Дата выдачи задания: «09» сентября 2019 г. **Регистрационный № 12**

7 Календарный график работы над проектом на весь период проектирования:

Раздел 1–4	к «28» октября 2019 г.	25 %
Раздел 5–8	к «18» ноября 2019 г.	15 %
Раздел 9–10	к «25» ноября 2019 г.	15 %
Сборочные чертежи	к «09» декабря 2019 г.	25 %
Оформление пояснительной записки и графического материала	к «16» декабря 2019 г.	20 %

Защита курсового проекта: с «20» декабря по «28» декабря 2019 г.

Руководитель _____
(подпись)

А. И. Оскирко
(инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению _____
(дата и подпись студента)

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование документа	Кол. листов	№ экз.	Прим.	
1							
2			Документация				
3							
4	A4	02.48.012.00.000 ПЗ	Пояснительная записка	58			
5	A1	02.48.012.00.00 СБ	Станция приводная				
6			Сборочный чертеж	1			
7	A1	02.48.012.01.000 СБ	Редуктор				
8			Сборочный чертеж	2			
9	A2	02.48.012.01.013	Вал	1			
10	A3	02.48.012.01.014	Зубчатое колесо	1			
11	A3	02.48.012.00.001	Звездочка	1			
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							
26							
27							
					02.48.012.00.000 ВД		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.	Петров				Лит	Лист	Листов
Пров.	Оскирко						1
Н. контр.					БГАТУ, гр. 40 тс		
Утв.							

Реферат

Курсовой проект: 58 страниц, рисунков 8, таблиц 2, использованных источников 7. Графическая часть – 3 листа формата А1, 1 лист формата А2, 2 листа формата А3.

Ключевые слова: привод, двигатель, редуктор, зубчатая передача, напряжение, прочностной расчет, муфта, вал, шпонка, подшипник, смазка, сборка, рама.

Объектом исследования (разработки) является приводная станция.

Цель проекта – спроектировать приводную станцию для навозоуборочного транспортера.

Приведенный в курсовом проекте расчетно-аналитический материал объективно отражает состояние разрабатываемого объекта, заимствованные из литературных и других источников теоретические и методологические положения и концепции сопровождаются ссылками на их авторов.

В курсовом проекте произведен кинематический и силовые расчеты. По современным методикам выполнены проектные и проверочные расчеты открытой цепной, закрытых зубчатых конической и цилиндрической прямозубых передач, произведен расчет валов, подшипников, слабых элементов муфты, выполнен расчет корпуса редуктора.

Расчет показал, что работоспособность отдельных узлов обеспечена.

Содержание

Введение	5
1 Кинематический и энергетический расчет приводной станции. Ориентировочный расчет валов	6
2 Расчет цепной передачи	9
3 Расчет зубчатых передач редуктора	14
4 Конструирование корпуса редуктора. Конструирование валов и подшипниковых узлов с обязательной разработкой эскизной компоновки редуктора	26
5 Расчет валов редуктора на усталостную прочность. Подбор и проверочный расчет подшипников.....	33
6 Расчет соединений «вал-ступица» с подбором посадок.....	49
7 Выбор и описание системы смазки редуктора.....	51
8 Выбор муфты и проверочный расчет	53
9 Порядок сборки, разборки и регулирования редуктора	55
Заключение	57
Список использованных источников	58
Приложения	

					02.48.012.00.000 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	Петров				<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Пров.</i>	Оскирко					4	58	
<i>Н. контр.</i>					БГАТУ, гр. 40 тс			
<i>Утв.</i>								
Проектирование привода навозоуборочного транспортера. Пояснительная записка								

Введение

Одним из важнейших факторов научно-технического прогресса, способствующих скорейшему совершенствованию общественного производства и росту его эффективности, является проблема повышения уровня подготовки специалистов.

Решению этой задачи способствует выполнение курсового проекта по дисциплине «Детали машин», базирующегося на знании физико-математических и общетехнических дисциплин – математики, прикладной механики, механики материалов, технологии металлов, начертательной геометрии и инженерной графики.

Объектом курсового проектирования является двухступенчатый редуктор – механизм, состоящий из зубчатых передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и, соответственно, повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

При выполнении курсового проекта закрепляются знания по дисциплине «Детали машин», развивается умение использовать сведения из ранее изученных дисциплин, приобретаются навыки работы со справочной литературой, государственными и отраслевыми стандартами.

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

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

1 Кинематический и энергетический расчет приводной станции.

Ориентировочный расчет валов

Привод состоит из электродвигателя 1, коническо-цилиндрического редуктора 2, цепной передачи 3 и муфты 4 (рисунок 1.1).

Мощность, затрачиваемая на технологический процесс, $P_T = 5,9$ кВт; частота вращения технологического (приводного) вала $n_T = 90$ мин⁻¹; режим работы – тяжелый; срок службы привода $L_h = 3200$ ч.

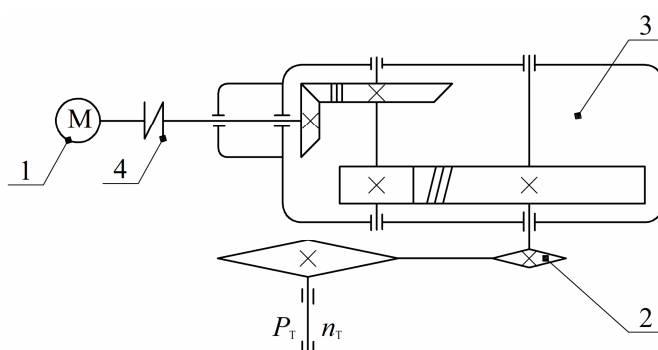


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода навозоуборочного транспортера

Мощность электродвигателя [1, с. 29, формула (1.12)]

$$P_{\text{эд. тр}} = \frac{P_T}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.1)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода [1, с. 30, формула (1.13)]:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_M \eta_{\text{п}}^4 \eta_6 \eta_7 \eta_{\text{ц}},$$

где η_M – КПД муфты, $\eta_M = 0,98$ [1, с. 28, таблица 1.1];

$\eta_{\text{п}}$ – КПД пары подшипников, $\eta_{\text{п}} = 0,99$ [1, с. 28, таблица 1.1];

η_6 – КПД быстроходной конической ступени, $\eta_6 = 0,97$ [1, с. 28, таблица 1.1];

η_7 – КПД тихоходной цилиндрической ступени, $\eta_7 = 0,98$ [1, с. 28, таблица 1.1];

$\eta_{\text{ц}}$ – КПД цепной передачи, $\eta_{\text{ц}} = 0,95$ [1, с. 28, таблица 1.1].

$$\eta_{\text{общ}} = 0,98 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,95 = 0,85.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{эд. тр}} = \frac{5,9}{0,85} = 6,94 \text{ кВт.}$$

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ				

Ориентировочно определяем частоту вращения вала электродвигателя, задавая передаточные числа передач в рекомендуемых пределах значений. Учитывая рекомендации, что передаточное число редуктора $u_{ред} = 8...12$:

$$n_{эд. тр} = n_T u_{общ}, \quad (1.2)$$

где $u_{общ}$ – передаточное число привода.

$$u_{общ} = u_б u_T u_{ц},$$

где $u_б$ – передаточное число быстроходной конической ступени, $u_б = 3$ [1, с. 28, таблица 1.1];

u_T – передаточное число тихоходной цилиндрической ступени, $u_T = 3$ [1, с. 28, таблица 1.1];

$u_{ц}$ – передаточное число цепной передачи, $u_{ц} = 1,5$ [1, с. 28, таблица 1.1], принимаем малым для уменьшения размеров ведомой звездочки.

$$u_{общ} = 3 \cdot 3 \cdot 1,5 = 13,5;$$

$$n_{эд. тр} = 90 \cdot 13,5 = 1215 \text{ мин}^{-1}.$$

По $P_{эд. тр}$ и $n_{эд. тр}$ подбираем электродвигатель 4A132S4У3 мощностью $P_{ном} = 7,5$ кВт и частотой вращения вала $n_{ном} = 1455 \text{ мин}^{-1}$ [1, с. 196, таблица П1], диаметр вала $d_в = 32$ мм [1, с. 196, таблица П1]; $\frac{T_{max}}{T_{ном}} = 2,2$ [2, с. 296, таблица 17.7.1].

Уточняем общее передаточное число привода

$$u_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_T} = \frac{1455}{90} = 16,2.$$

Принимаем для цепной передачи $u_{ц} = 1,5$. Тогда передаточное число редуктора

$$u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{ц}} = \frac{16,2}{1,5} = 10,8.$$

Передаточные числа тихоходной и быстроходной передачи

$$u_T = 1,1\sqrt{u_{ред}} = 1,1\sqrt{10,8} = 3,61 \text{ [1, с. 31, таблица 1.3];}$$

$$u_б = \frac{u_{ред}}{u_T} = \frac{10,8}{3,61} = 2,99 \text{ [1, с. 31, таблица 1.3].}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ					Лист
										7

Значения мощности на валах редуктора

$$P_1 = P_{\text{эд. тр}} \eta_M = 6,94 \cdot 0,98 = 6,8 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{п}} \eta_6 = 6,8 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 6,53 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \eta_{\text{п}} \eta_T = 6,53 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 6,34 \text{ кВт}.$$

Проверка: $P_T = P_3 \eta_{\text{п}}^2 \eta_{\text{ц}} = 6,34 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 = 5,9 \text{ кВт}.$

Частоты вращения валов редуктора

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1455 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_6} = \frac{1455}{2,99} = 487 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_T} = \frac{487}{3,61} = 135 \text{ мин}^{-1}.$$

Проверка: $n_T = \frac{n_3}{u_{\text{ц}}} = \frac{135}{1,5} = 90 \text{ мин}^{-1}.$

Вращающие моменты на валах редуктора

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{6,8}{1455} = 44,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{6,53}{487} = 128,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{6,34}{135} = 448,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Ориентировочные диаметры валов при допускаемых значениях касательных напряжений $[\tau] = 20 \text{ МПа}$

$$d_{\text{в1}} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{44600}{0,2 \times 20}} = 22,3 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\text{в1}} = 22 \text{ мм};$$

$$d_{\text{в2}} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{128100}{0,2 \times 20}} = 31,8 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\text{в2}} = 30 \text{ мм};$$

$$d_{\text{в3}} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{448500}{0,2 \times 20}} = 48,2 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\text{в3}} = 50 \text{ мм}.$$

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

2 Расчет цепной передачи

Ориентировочно определяем шаг цепи [1, с. 179, формула (6.33)]

$$t = 2,83 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times T_3 K_3}{z_1 [p] m_p}}, \quad (2.1)$$

где T_3 – вращающий момент на валу ведущей звездочки, $T_3 = 448,5$ Н·м;

K_3 – коэффициент эксплуатации:

$$K_3 = K_d K_a K_\theta K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}};$$

где K_d – коэффициент, учитывающий характер нагрузки, $K_d = 1$ [1, с. 179];

K_a – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние, $K_a = 1$ [1, с. 179];

K_θ – коэффициент наклона цепной передачи к горизонту, $K_\theta = 1$ ($\theta = 30^\circ < 60^\circ$) [1, с. 179];

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент регулировки межосевого расстояния, при периодической регулировке $K_{\text{рег}} = 1,15$ [1, с. 180];

K_c – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи, при периодической смазке $K_c = 1,8$ [1, с. 179];

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток, при односменной работе $K_{\text{реж}} = 1$ [1, с. 180];

$$K_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,8 \cdot 1 = 2,07;$$

z_1 – число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 31 - 2u = 31 - 2 \cdot 1,5 = 28;$$

$[p]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи [1, с. 181, таблица 6.19], получаем как среднее от значений при $t = 19,05 - 25,4$ мм, полученных путем интерполирования при $n_1 = n_3 = 135$ мин⁻¹:

$$[p] = 35 + \frac{135 - 50}{200 - 50} (30 - 35) = 32,2 \text{ МПа};$$

m_p – число рядов цепи, $m_p = 1$.

Тогда

$$t = 2,83 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 448,5 \times 2,07}{1 \times 28 \times 32,2}} = 28,3 \text{ мм.}$$

Полученное значение шага округляем до ближайшего большего стандартного $t = 31,75$ мм. Выбираем цепь ПР-31,75-89 с разрушающей нагрузкой $F_p = 89$ кН, массой 1 м цепи $q = 3,8$ кг, площадью проекции опорной поверхности шарнира $A = 262$ мм²; диаметр ролика $d_1 = 19,05$ мм, расстояние между внутренними пластинами $b_1 = 19,05$ мм [1, с. 181, таблица 6.18].

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u = 28 \cdot 1,5 = 42.$$

Оптимальное межосевое расстояние из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50) t. \text{ Тогда межосевое расстояние в шагах } a_t = \frac{a}{t} = 30 \dots 50.$$

Принимаем $a_t = 40$.

Число звеньев цепи [1, с. 182, формула (6.39)]

$$L_t = 2a_t + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{\frac{z_2 - z_1}{2} \cdot \frac{\pi}{\sin \frac{\alpha}{2}}}{a_t} = 2 \times 40 + \frac{42 + 28}{2} + \frac{\frac{42 - 28}{2} \cdot \frac{\pi}{\sin \frac{\alpha}{2}}}{40} = 115,12.$$

Округляем до целого четного значения $L_t = 116$.

Уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,25t \left[L_t - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{\left[L_t - 0,5(z_1 + z_2) \right]^2 - 8 \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \frac{\pi}{\sin \frac{\alpha}{2}}} \right] =$$

$$= 0,25 \times 31,75 \left[116 - 0,5(28 + 42) + \sqrt{\left[116 - 0,5(28 + 42) \right]^2 - 8 \frac{42 - 28}{2\pi} \frac{\pi}{\sin \frac{\alpha}{2}}} \right] = 1284 \text{ мм.}$$

Для удобства монтажа цепи и обеспечения оптимальной стрелы прогиба холостой ветви $f = (0,01 \dots 0,02)a$ необходимо предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,2...0,4 %. Таким образом, монтажное межосевое расстояние $a_m = 0,996a = 0,996 \times 1284 = 1279$ мм.

Длина цепи $L = L_t t = 116 \times 31,75 = 3683$ мм.

Выполним проверочный расчет. Проверим частоту вращения меньшей звездочки $n_3 \leq [n_3]$, где $[n_3]$ – допускаемая частота вращения, $[n_3] = 770$ [1, с. 182, таблица 6.21]:

$$n_3 = 135 < [n]_3 = 770 \text{ об/мин.}$$

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Фактическая скорость цепи

$$V = \frac{z_1 t n_3}{60 \times 10^3} = \frac{28 \times 31,75 \times 35}{60 \times 10^3} = 2,0 \text{ м/с.}$$

Окружная сила, передаваемая цепью:

$$F_t = \frac{P_3 \times 10^3}{V} = \frac{6,34 \times 10^3}{2} = 3170 \text{ Н.}$$

Проверим давление в шарнирах цепи:

$$p_{\text{ш}} = \frac{F_t K_3}{A} \leq [p]; \quad (2.3)$$

$$p_{\text{ш}} = \frac{3170 \times 1,725}{262} = 18,1 \text{ МПа} < [p] = 27,3 \text{ МПа.}$$

Значение $[p]$ получили интерполированием.

Проверим коэффициент запаса прочности цепи:

$$S \geq [S], \quad (2.4)$$

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 8,1$ [1, с. 182, таблица 6.20];

S – расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_f + F_{\text{ш}}}, \quad (2.5)$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, $F_p = 89000$ Н;

F_t – окружная сила, передаваемая цепью;

F_f – натяжение цепи от провисания ведомой ветви:

$$F_f = g K_f a q, \quad (2.6)$$

где K_f – коэффициент провисания, $K_f = 1 + 5 \frac{(90^\circ - Q)}{90^\circ} = 1 + 5 \frac{(90 - 30)}{90} = 4,3$

[1, с. 180];

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²;

a – межосевое расстояние, $a = 1,284$ м;

q – масса 1 м цепи, $q = 3,8$ кг/м;

$$F_f = 4,3 \cdot 9,81 \cdot 1,284 \cdot 3,8 = 206 \text{ Н;}$$

									Лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$F_{ц}$ – натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_{ц} = qV^2 = 3,8 \cdot 2^2 = 15,2 \text{ Н};$$

$$S = \frac{89000}{3170 \times 1 + 206 + 15,2} = 26,2;$$

$$S = 26,2 > [S] = 8,1.$$

Сила, нагружающая валы передачи [2, с. 35, п. 17]:

$$F_{оп} = (1,15 \dots 1,20)F_t; \quad (2.7)$$

$$F_{оп} = 1,2F_t = 1,2 \cdot 3170 = 3804 \text{ Н}.$$

Определяем диаметры звездочек [1, с. 185, таблица 6.23].

Диаметр делительной окружности:

– ведущей звездочки:

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{28}} = 283,6 \text{ мм};$$

– ведомой звездочки:

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{42}} = 424,9 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности выступов:

– ведущей звездочки:

$$D_{e1} = t \cdot \frac{\alpha}{\epsilon} \cdot \frac{180}{z_1} + 0,7 \cdot \frac{\delta}{\phi} \cdot 0,31d_1 = 31,75 \cdot \frac{\alpha}{\epsilon} \cdot \frac{180}{28} + 0,7 \cdot \frac{\delta}{\phi} \cdot 0,31 \times 283,6 = 298,1 \text{ мм};$$

– ведомой звездочки:

$$D_{e2} = t \cdot \frac{\alpha}{\epsilon} \cdot \frac{180}{z_2} + 0,7 \cdot \frac{\delta}{\phi} \cdot 0,31d_2 = 31,75 \cdot \frac{\alpha}{\epsilon} \cdot \frac{180}{42} + 0,7 \cdot \frac{\delta}{\phi} \cdot 0,31 \times 424,9 = 440 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин $D_f = d_{д} - 2r$, где $r = 0,5025d_1$:

– ведущей звездочки:

$$D_{f1} = d_{д1} - 2r = 283,6 - 2 \times 0,5025 \times 283,6 = 274 \text{ мм};$$

– ведомой звездочки:

$$D_{f2} = d_{д2} - 2r = 424,9 - 2 \times 0,5025 \times 283,6 = 415,3 \text{ мм}.$$

					Лист
					12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ

Определяем остальные параметры ведущей звездочки (рисунок 2.1).

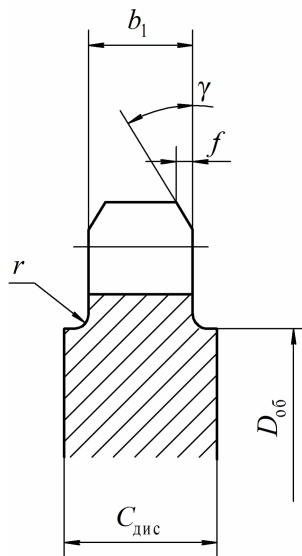


Рисунок 2.1 – Размеры звездочки роликовой цепи

Ширина зуба $b_1 = 0,93b_{\text{вн}} - 0,15 = 0,93 \cdot 19,05 - 0,15 = 17,6$ мм. Принимаем 18 мм.

Толщина диска $C_{\text{диск}} = b_1 + 3,2 = 18 + 3,2 = 21,2$ мм. Принимаем 22 мм.

Диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = 1,55d_{\text{вз}} = 1,55 \cdot 48 = 74,4$ мм. Принимаем 75 мм.

Длина ступицы $l_{\text{ст}} = (1,5 \dots 3)d_{\text{вз}} = (1,5 \dots 3)48 = 72 \dots 144$ мм. Принимаем 78 мм.

Диаметр обода $D_{06} = t \text{ctg}(180 / z_1) - 1,3h = 31,75 \cdot \text{ctg}(180 / 28) - 1,3 \cdot 30,2 = 242,5$ мм. Принимаем 242 мм.

Угол $\gamma = 20^\circ$; $f = 0,2b_1 = 0,2 \cdot 18 = 3,5$ мм.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 Расчет зубчатых передач редуктора

Исходные данные: $L_h = 3200$ ч, режим работы – тяжелый.

Выбираем материал шестерни быстроходной ступени: сталь 40ХН (поверхностная закалка ТВЧ), $\sigma_b = 920$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, 48...53 HRC [1, с. 105, таблица 4.1]. Для колеса быстроходной ступени – сталь 40ХН (улучшение), $\sigma_b = 920$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, 269...302 НВ [1, с. 105, таблица 4.1].

Выбираем материал шестерни (1) и колеса (2) тихоходной ступени: сталь 40ХН (улучшение), $\sigma_{b1,2} = 920$ МПа, $\sigma_{T1,2} = 750$ МПа, 269...302 НВ [1, с. 105, таблица 4.1]. Так как твердость колеса должна быть на 20...50 единиц меньше твердости шестерни, то примем для шестерни 295 НВ, а для колеса – 270 НВ.

Предел контактной выносливости [1, с. 110, таблица 4.3]

$$\sigma_{Hlimb1} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb3} = 2HB + 70 = 2 \cdot 295 + 70 = 660 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb4} = 2HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}.$$

Расчетное число циклов напряжений [1, с. 107, формула (4.3)]

$$N_{K1} = 60n_1L_h = 60 \cdot 1455 \cdot 3200 = 279,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = N_{K3} = 60n_2L_h = 60 \cdot 487 \cdot 3200 = 93,5 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = 60n_3L_h = 60 \cdot 135 \cdot 3200 = 25,9 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов [1, с. 109]

$$N_{HE} = K_{HE} N_K, \quad (3.1)$$

где $K_{HE} = 0,5$ (при тяжелом режиме нагружения [1, с. 111, таблица 4.4]).

$$N_{HE1} = 0,5 \cdot 279,4 \cdot 10^6 = 139,7 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = N_{HE3} = 0,5 \cdot 93,5 \cdot 10^6 = 46,8 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE4} = 0,5 \cdot 25,9 \cdot 10^6 = 13 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}, \quad (3.2)$$

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ				

где N_{Hlim} – базовое число циклов [3, с. 169, рисунок 8.40, а]; $N_{Hlim1} = 84 \cdot 10^6$; $N_{Hlim2} = 23 \cdot 10^6$; $N_{Hlim3} = 24 \cdot 10^6$; $N_{Hlim4} = 20 \cdot 10^6$.

Так как $N_{HE1} > N_{Hlim1}$, $Z_{N1} = 1$; $N_{HE2} > N_{Hlim2}$, $Z_{N2} = 1$; $N_{HE3} > N_{Hlim3}$, $Z_{N3} = 1$; $N_{HE4} < N_{Hlim4}$,

$$Z_{N4} = \sqrt[6]{\frac{20 \times 10^6}{13 \times 10^6}} = 1,07.$$

Допускаемые контактные напряжения

$$[s_H] = \frac{S_{Hlim} Z_N}{S_{Hmin}}, \quad (3.3)$$

где S_{Hmin} – коэффициент безопасности, $S_{Hmin1} = 1,2$; $S_{Hmin2} = S_{Hmin3} = S_{Hmin4} = 1,1$.

$$[s_H]_1 = \frac{1050 \times 1}{1,2} = 875 \text{ МПа}; \quad [s_H]_2 = \frac{642 \times 1}{1,1} = 584 \text{ МПа};$$

$$[s_H]_3 = \frac{660 \times 1}{1,1} = 600 \text{ МПа}; \quad [s_H]_4 = \frac{610 \times 1,07}{1,1} = 593 \text{ МПа}.$$

Расчетные значения допускаемого напряжения:

– для конической передачи при большой разности значений твердости шестерни и колеса [1, с. 107, формула (4.5)]:

$$[s_H]_{min} \leq [s_H]_{\sigma} = 0,45([s_H]_1 + [s_H]_2) \leq 1,15[s_H]_2; \quad (3.4)$$

– для цилиндрических косозубых колес [1, с. 108, формула (4.6)]:

$$[s_H]_{min} \leq [s_H]_{\tau} = 0,45([s_H]_3 + [s_H]_4) \leq 1,25[s_H]_4. \quad (3.5)$$

Тогда $[s_H]_{\sigma} = 0,45(875 + 584) = 657 \text{ МПа} < 1,15[s_H]_2 = 1,15 \times 584 = 672 \text{ МПа}$.

Следовательно, $[\sigma_H]_{\sigma} = 657 \text{ МПа}$.

$[s_H]_{min} > [s_H]_{\tau} = 0,45(600 + 593) = 537 \text{ МПа} < 1,25[s_H]_4 = 1,25 \times 593 = 741 \text{ МПа}$.

Так как не выполняется условие $[\sigma_H]_{min} < [\sigma_H]_{\tau}$, принимаем $[\sigma_H]_{\tau} = [\sigma_H]_{min} = 593 \text{ МПа}$.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[s_F] = \frac{S_{Flimb} Y_S Y_N}{S_{Fmin}}, \quad (3.6)$$

где σ_{Flimb} – предел выносливости по напряжениям изгиба [1, с. 110, таблица 4.3]:

$$\sigma_{Flimb1} = 550 \text{ МПа}; \quad \sigma_{Flimb2} = 1,8 \text{ НВ} = 1,8 \cdot 286 = 515 \text{ МПа};$$

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$\sigma_{Flimb3} = 1,8 \text{ HB} = 1,8 \cdot 295 = 531 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb4} = 1,8 \text{ HB} = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

S_{Fmin} – коэффициент безопасности, $S_{Fmin} = 1,75$ [1, с. 110, таблица 4.3];

Y_S – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (передача нереверсивная), $Y_S = 1$ [1, с. 108];

Y_N – коэффициент долговечности.

Для улучшения и закалки

$$1 \leq Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Flim}}{N_{FE}}} \leq 4, \quad (3.7)$$

где N_{Flim} – базовое число циклов напряжений, $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$ [1, с. 109];

N_{FE} – эквивалентное число циклов напряжений [1, с. 109];

$$N_{FE} = K_{FE} N_K, \quad (3.8)$$

где $K_{FE1} = 0,2$; $K_{FE2} = K_{FE3} = K_{FE4} = 0,3$ [1, с. 111, таблица 4.4].

Тогда

$$N_{FE1} = 0,2 \cdot 279,4 \cdot 10^6 = 55,9 \cdot 10^6; N_{FE2} = 0,3 \cdot 93,5 \cdot 10^6 = 28 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE3} = 0,3 \cdot 93,5 \cdot 10^6 = 28 \cdot 10^6; N_{FE4} = 0,3 \cdot 25,9 \cdot 10^6 = 7,8 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{Flim1} < N_{FE1}$, то $Y_{N1} = 1$; так как $N_{Flim2} < N_{FE2}$, то $Y_{N2} = 1$; так как $N_{Flim3} < N_{FE3}$, то $Y_{N3} = 1$; так как $N_{Flim4} < N_{FE4}$, то $Y_{N4} = 1$.

$$[s_F]_1 = \frac{550}{1,75} \times \times = 314 \text{ МПа}; [s_F]_2 = \frac{515}{1,75} \times \times = 294 \text{ МПа};$$

$$[s_F]_3 = \frac{531}{1,75} \times \times = 303 \text{ МПа}; [s_F]_4 = \frac{486}{1,75} \times \times = 278 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при перегрузках [1, с. 127]

$$[\sigma_H]_{\max1} = 43\text{HRC} = 43 \cdot 50 = 2150 \text{ МПа}; [\sigma_H]_{\max2} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_{\max3} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа}; [\sigma_H]_{\max4} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max1} = 0,6\sigma_B = 0,6 \cdot 920 = 552 \text{ МПа}; [\sigma_F]_{\max2} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max3} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа}; [\sigma_F]_{\max4} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа}.$$

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Расчет быстроходной ступени

Расчетный внешний диаметр колеса [1, с. 128, формула (4.26)]

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u_6 \times 10^3}{[\sigma_H]_6^2 J_H}}, \quad (3.9)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, $K_d = 165$;

T_2 – вращающий момент на колесе, $T_2 = 128,1$ Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,2$ [1, с. 115, рисунок 4.5].

Определим значение

$$\frac{K_{be} u_6}{2 - K_{be}} = \frac{0,28 \times 2,99}{2 - 0,28} = 0,49,$$

где $K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = 0,25 \dots 0,30$ – коэффициент ширины, принимаем $K_{be} = 0,28$;

K_H – коэффициент вида зубьев, $K_H = 0,85$ [1, с. 128].

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{128,1 \times 1,2 \times 2,99 \times 10^3}{657^2 \times 0,85}} = 177,9 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_{e2} = 180$ мм, назначаем ширину венца $b_2 = 28$ мм [1, с. 128, таблица 4.14].

Вычисляем число зубьев колеса [1, с. 129]

$$z_2 = C \sqrt[5]{u_6^2} \sqrt[6]{d_{e2}} = 14 \sqrt[5]{2,99} \sqrt[6]{180} = 51,6,$$

где $C = 14$ – коэффициент [1, с. 129, таблица 4.15].

Принимаем $Z_2 = 52$.

Определяем число зубьев шестерни $z_1 = \frac{z_2}{u_6} = \frac{52}{2,99} = 17,4$. Принимаем $Z_1 = 17$.

Действительное передаточное число

$$u_{\text{бд}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{52}{17} = 3,06.$$

Отклонение от заданного $Du = \frac{u_{\text{бд}} - u_6}{u_6} 100 \% = \frac{3,06 - 2,99}{2,99} 100 \% = 2,3 \%$.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Допускаемое значение $\Delta u = \pm 4 \%$ [1, с. 130].

Определяем внешний окружной модуль [1, с. 130, формула (4.28)]

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{180}{52} = 3,462 \text{ мм.}$$

Округлять m_e до стандартного значения для конических колес не обязательно.

Углы делительных конусов [1, с. 131, формула (4.30)]

$$\delta_2 = \arctg \frac{z_2}{z_1} = \arctg \frac{52}{17} = 71,9^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 71,9^\circ = 18,1^\circ.$$

Внешние диаметры:

– делительные [1, с. 131, формула (4.32)]:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,462 \times 17 = 58,85 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 3,462 \times 52 = 180 \text{ мм};$$

– вершин зубьев [1, с. 131, формула (4.33)]:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 58,85 + 2 \times 3,462 \cos 18,1^\circ = 65,8 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 180 + 2 \times 3,462 \cos 71,9^\circ = 182,2 \text{ мм.}$$

Внешнее конусное расстояние [1, с. 131, формула (4.31)]

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \times 3,462 \sqrt{17^2 + 52^2} = 94,7 \text{ мм.}$$

Уточняем значение коэффициента ширины:

$$K_{be} = \frac{b_2}{R_e} = \frac{28}{94,7} = 0,296.$$

Средние делительные диаметры [1, с. 131, формула (4.34)]:

– шестерни: $d_1 = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}) = 58,85(1 - 0,5 \times 0,296) = 50,1 \text{ мм};$

– колеса: $d_2 = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}) = 180(1 - 0,5 \times 0,296) = 153,4 \text{ мм.}$

Окружная сила на среднем диаметре [1, с. 131, формула (4.35)]

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \times 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 \times 10^3 \times 44,6}{50,1} = 1780,4 \text{ Н.}$$

Осевая сила [1, с. 132, формула (4.36)]

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 1780,4 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 18,1^\circ = 201,3 \text{ Н.}$$

					Лист
					18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Радиальная сила [1, с. 132, формула (4.37)]

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 1780,4 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 18,1^\circ = 616 \text{ Н}.$$

Средняя окружная скорость колес

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 10^3} = \frac{\pi \times 50,1 \times 455}{60 \times 10^3} = 3,82 \text{ м/с}.$$

Выбираем степень точности 8 [1, с. 111, таблица 4.6].

Выполняем проверочный расчет передачи на контактную выносливость [1, с. 133, формула (4.39)]:

$$\sigma_H = \frac{1900}{d_{e2}} \sqrt{\frac{10^3 T_{2y} K_H u_{\text{бд}}}{d_{e2} J_H}} \leq [\sigma_H]_6, \quad (3.10)$$

где $T_{2y} = \frac{T_2 u_{\text{бд}}}{u_6} = \frac{128,1 \times 3,06}{2,99} = 131,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – уточненный момент на колесе;

K_H – коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зацепляющимися парами зубьев, $K_{H\alpha} = 1$ [1, с. 112];

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta} = 1,21$ при $k_{\text{бе}} = 0,296$ и $u_{\text{бд}} = 3,06$ [1, с. 115, рисунок 4.5];

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку внутри передачи, $K_{HV} = 1,15$ [1, с. 116, таблица 4.8].

Тогда $K_H = 1 \cdot 1,21 \cdot 1,15 = 1,39$.

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{1900}{180} \sqrt{\frac{10^3 \times 131,1 \times 1,39 \times 3,06}{180 \times 0,85}} = 637 \text{ МПа}.$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_6 = 657 \text{ МПа}$.

$$\text{Отклонение } D = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]_6}{\sigma_H} 100 \% = \frac{637 - 657}{637} 100 \% = -3,14 \%.$$

Допускаемая недогрузка или перегрузка 5 % [1, с. 125]. Выполняем проверочный расчет выносливости при изгибе зубьев колеса [1, с. 133, формула (4.40)]:

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 T_{2y} K_F Y_{F2}}{d_{e2} b_2 m_e J_F} \leq [\sigma_F]_2, \quad (3.11)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ					Лист
										19

где K_F – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV};$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев (для прямозубой передачи $K_{F\alpha} = 1$);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба (для $K_{be} = 0,296$ и $u_{бд} = 3,06$, $K_{F\beta} = 1,42$ [1, с. 115, рисунок 4.5]. Опорами валов предварительно выбираем шариковые подшипники качения;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку внутри передачи, $K_{FV} = 1,36$ [1, с. 117, таблица 4.9]:

$$K_F = 1 \times 1,42 \times 1,36 = 1,93.$$

По эквивалентному числу зубьев [1, с. 133, формула (4.41)]

$$z_{u2} = \frac{z_2}{\cos d_2} = \frac{52}{\cos 71,9} = 167,4$$

коэффициент формы зуба колеса $Y_{F2} = 3,6$ [1, с. 126, рисунок 4.7];

J_F – коэффициент вида зубьев, $J_F = 0,85$ [1, с. 130].

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 \times 31,1 \times 1,93 \times 3,6}{180 \times 28 \times 3,462 \times 0,85} = 143,1 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 294 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется. Проверим прочность при перегрузках.

Для выбранного двигателя $\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 2,2$, т. е. возможна перегрузка в 2,2 раза,

тогда максимальные контактные напряжения [1, с. 127]

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 637 \sqrt{2,2} = 945 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max 2} = 2100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 143,1 \times 2,2 = 314,8 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max 2} = 600 \text{ МПа}.$$

Прочность при перегрузках обеспечена.

Расчет тихоходной ступени

Ориентировочное межосевое расстояние [1, с. 118, формула (4.9)]

$$a_w^3 K_a (u_T + 1)^3 \sqrt{\frac{10^3 T_3 K_{H\beta}}{u_T^2 \Psi_{ba} [S_H]_T^2}}, \quad (3.12)$$

									Лист
									20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

где $K_a = 43$ – для косозубой передачи [1, с. 118];

$\psi_{ba} = 0,4$ [1, с. 118, таблица 4.10], отсюда $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u_T + 1) = 0,5 \cdot 0,4(3,61 + 1) = 0,92$ [1, с. 119, формула (4.10)];

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, $K_{H\beta} = 1,08$ [1, с. 114, рисунок 4.4].

$$a_{вт} = 43(3,61+1)\sqrt[3]{\frac{448,5 \times 1,08 \times 10^3}{3,61^2 \times 0,4 \times 93^2}} = 127,2 \text{ мм.}$$

Так как $d_{ae2} = 182,2$ мм, проверим возможность врезания в тихоходный вал конического колеса. Ориентировочно диаметр тихоходного вала $d_B = d_3 + 15 = 48 + 15 = 63$ мм, тогда

$$a_{вт} = \frac{d_{ae2}}{2} + \frac{d_B}{2} + (10...15) = \frac{182,2}{2} + \frac{63}{2} + (10...15) = 132,6...137,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_{вт} = 140$ мм.

Определяем ширину венца зубчатого колеса [1, с. 120, формула (4.11)]:

$$b_4 = \psi_{ba} a_{вт} = 0,4 \times 140 = 56 \text{ мм.}$$

Ширина венца шестерни $b_3 = b_4 + (3...5) = 56 + 4 = 60$ мм [1, с. 120, формула (4.11, a)].

Определяем значение модуля [1, с. 120]:

$$m_n = (0,01...0,02) a_{вт} = (0,01...0,02) 140 = 1,4...2,8 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный модуль $m = 2,5$ мм [1, с. 121, таблица 4.13].

Предварительно задаем угол наклона зубьев $\beta = 14^\circ$. Тогда суммарное число зубьев [1, с. 122]

$$z_\Sigma = \frac{2a_{вт} \cos \beta}{m} = \frac{2 \times 140 \cos 14^\circ}{2,5} = 108,7.$$

Принимаем $z_\Sigma = 109$.

Число зубьев шестерни $z_3 = \frac{z_\Sigma}{u_T + 1} = \frac{109}{3,61 + 1} = 23,6$ [1, с. 123, формула (4.15)].

Принимаем $z_3 = 24$; $z_4 = z_3 u_T = 24 \cdot 3,61 = 86$.

Уточняем угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{m(z_3 + z_4)}{2a_{вт}} = \frac{2,5(24 + 86)}{2 \times 140} = 0,982, \text{ тогда } \beta = 10,9^\circ.$$

Определяем делительные диаметры колес, нарезанных без смещения:

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$d_3 = \frac{mz_3}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 24}{\cos 10,9^\circ} = 61,1 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{mz_4}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 86}{\cos 10,9^\circ} = 218,9 \text{ мм}.$$

Уточняем межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5(d_3 + d_4) = 0,5(61,1 + 218,9) = 140 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей выступов

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 61,1 + 2 \cdot 2,5 = 66,1 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 218,9 + 2 \cdot 2,5 = 223,9 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 61,1 - 2,5 \cdot 2,5 = 54,85 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m = 218,9 - 2,5 \cdot 2,5 = 212,65 \text{ мм}.$$

Окружная скорость в зацеплении

$$V = \frac{\pi d_3 n_2}{60 \times 10^3} = \frac{\pi \times 61,1 \times 487}{60 \times 10^3} = 1,56 \text{ м/с}.$$

Выбираем степень точности 9 [1, с. 113, таблица 4.6].

Уточняем передаточное число: $u_{\text{тд}} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{86}{24} = 3,58$.

Определяем силы, действующие в зацеплении [1, с. 124, формулы (4.22)]:

$$\text{– окружная } F_{t3} = F_{t4} = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \times 28,1 \times 10^3}{61,1} = 4193 \text{ Н};$$

$$\text{– радиальная } F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \frac{4193 \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10,9^\circ} = 1554 \text{ Н};$$

$$\text{– осевая } F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \operatorname{tg} \beta = 4193 \operatorname{tg} 10,9^\circ = 807 \text{ Н}.$$

Определяем расчетное контактное напряжение [1, с. 124, формула (4.23)]:

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u_{\text{тд}} + 1)}{b_3 d_3 u_{\text{тд}}}} \leq [\sigma_H], \quad (3.13)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материала, $Z_E = 192$ [1, с. 124];

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Коэффициент осевого перекрытия [1, с. 124]

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_4 \sin \beta}{\pi m} = \frac{56 \sin 10,9^{\circ}}{p \times 2,5} = 1,35 > 1,$$

тогда

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (3.14)$$

где ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия [1, с. 125, формула (4.24)]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{e}{e} 1,88 - 3,2 \frac{a e 1}{e z_3} + \frac{1}{z_4} \frac{\ddot{u}}{\ddot{u}} \cos \beta = \frac{e}{e} 1,88 - 3,2 \frac{a e 1}{e 24} + \frac{1}{86} \frac{\ddot{u}}{\ddot{u}} \cos 10,9^{\circ} = 1,68.$$

$$\text{Тогда } Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,68}} = 0,77;$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей [1, с. 125]:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}, \quad (3.15)$$

где α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 10,9^{\circ}} = 20,3^{\circ};$$

β_b – основной угол наклона [1, с. 125]:

$$\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cos 20^{\circ}) = \arcsin (\sin 10,9^{\circ} \cos 20^{\circ}) = 10,2^{\circ};$$

α_{tw} – угол зацепления, $\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,3^{\circ}$ [1, с. 125].

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20,3^{\circ}} \sqrt{\frac{2 \cos 10,2^{\circ}}{\operatorname{tg} 20,3^{\circ}}} = 2,46;$$

K_H – коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий [6, с. 17, таблица 6]:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^{\circ} - 1) K_{H\nu}, \quad (3.16)$$

где $K_{H\beta}^{\circ} = 1,7$ (найдено интерполяцией [6, с. 17, таблица 6]);

$K_{H\nu} = 0,32$ (найдено интерполяцией [6, с. 17, таблица 6]).

$$K_{H\beta} = 1 + (1,7 - 1) 0,32 = 1,224;$$

									Лист
									23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

K_{Ha} – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев:

$$K_{Ha} = 1 + (K_{Ha}^0 - 1)K_{H\alpha}, \quad (3.17)$$

где $K_{Ha}^0 = 1 + A(n_{ст} - 5) = 1 + 0,25(9 - 5) = 2$, принимаем 1,6.

$$K_{Ha} = 1 + (1,6 - 1)0,32 = 1,192;$$

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки внутри передачи, $K_{HV} = 1,03$ [1, с. 116, таблица 4.8].

Тогда коэффициент нагрузки

$$K_H = 1,224 \times 1,192 \times 1,03 = 1,5.$$

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = 192 \times 0,77 \times 2,46 \sqrt{\frac{4193 \times 1,5 \times (3,58 + 1)}{56 \times 61,1 \times 3,58}} = 558 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 558 \text{ МПа} < [\sigma_H]_T = 593 \text{ МПа}.$$

Выполним проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба [1, с. 125, формула (4.25)]:

$$\sigma_F = \frac{2T_2 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_F}{d_3 b_3 m} \leq [\sigma_F], \quad (3.18)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, выбираем в зависимости от приведенного

числа зубьев $\frac{\alpha}{\varepsilon} z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \ddot{\circ} \div \varnothing$ [1, с. 126, рисунок 4.7]:

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 10,9^\circ} = 25,3;$$

$$z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{86}{\cos^3 10,9^\circ} = 90,8.$$

Коэффициент смещения $x_3 = x_4 = 0$; т. к. зубья нарезаны без смещения, то $Y_{F3} = 3,92$, $Y_{F4} = 3,6$;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев [1, с. 126]:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,68} = 0,595;$$

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев [1, с. 126]:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - \frac{10,9^\circ}{120^\circ} = 0,91;$$

K_F – коэффициент нагрузки:

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

$K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев, $K_{F\alpha} = 1,35$ [1, с. 112, таблица 4.5];

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,16$ [1, с. 114, рисунок 4.4];

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки внутри передачи, $K_{FV} = 1,07$ [1, с. 117, таблица 4.9].

Тогда $K_F = 1,35 \cdot 1,16 \cdot 1,07 = 1,68$.

Произведем расчет для менее прочного зуба [1, с. 126]:

$$\frac{[\sigma_F]_3}{Y_{F3}} = \frac{303}{3,92} = 77,3; \quad \frac{[\sigma_F]_4}{Y_{F4}} = \frac{278}{3,6} = 77,2.$$

Менее прочным является зуб колеса. Следовательно, расчет производим по колесу.

Напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{2 \times 28,1 \times 10^3 \times 3,6 \times 0,595 \times 0,91 \times 1,68}{61,1 \times 56 \times 2,5} = 98,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 98,1 < [\sigma_F]_4 = 278 \text{ МПа}.$$

Условие прочности по напряжениям изгиба выполняется.

Проверим прочность при перегрузках [1, с. 127]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 558 \sqrt{2,2} = 828 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 2100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 98,1 \times 2,2 = 216 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max} = 600 \text{ МПа}.$$

Условия прочности при перегрузках выполняются.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

4 Конструирование корпуса редуктора. Конструирование валов и подшипниковых узлов с обязательной разработкой эскизной компоновки редуктора

Расчет элементов корпуса и крышки редуктора, расстояний между деталями редуктора и размеров зубчатых колес

Толщина стенки корпуса редуктора [2, с. 56]

$$\delta = (0,025a_{\text{вцил}} + 3)^3 \cdot 8 \text{ мм.} \quad (4.1)$$

Тогда $\delta = (0,025 \cdot 140 + 3) = 6,5$ мм. Принимаем $\delta = 8$ мм.

Толщина стенки крышки редуктора [2, с. 156] $\delta_{\text{кр}} = (0,8 \dots 0,9) \delta = 6,4 \dots 7,2 \approx 7$ мм. Принимаем $\delta_{\text{кр}} = 8$ мм.

Диаметры болтов [2, с. 156], соединяющих:

- редуктор с рамой (фундаментных): $d_1 = 2\delta = 2 \cdot 8 = 16$ мм;
- корпус с крышкой у бобышек подшипников: $d_2 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12$ мм;
- корпус с крышкой по периметру соединения: $d_3 = 1,0\delta = 1,0 \cdot 8 = 8$ мм;
- корпус со смотровой крышкой [2, с. 184, таблица 13.1.2]: $d_4 = 6$ мм.
- крышку подшипникового узла с корпусом d_5 – назначим после окончательной конструкции вала и подбора подшипников (в зависимости от наружного диаметра подшипника или стакана [2, с. 157, таблица 12.1.1]).

Число соответствующих болтов ($d_1 \dots d_5$) выбираем на основании рекомендаций [2, с. 156, п. 3.4]).

Размеры болтовых соединений и мест расположения болтов определяем по рекомендациям [2, с. 156, п. 12.7] после разработки компоновочной схемы редуктора.

Ширина фланцев редуктора:

- фундаментного: $S_1 = \delta + x + K_1 = 8 + 3 + 40 = 51$ мм;
- корпуса и крышки у подшипников: $S_2 = \delta + x + K_2 = 8 + 3 + 32 = 43$ мм;
- корпуса и крышки по периметру: $S_3 = \delta + x + K_3 = 8 + 3 + 24 = 35$ мм.

Толщина стенки корпуса $\delta = 8$ мм; расстояние, учитывающее уклон [2, с. 157, таблица 12.2.2], $x = 2K_3$ мм, принимаем $x = 3$ мм; размер фланца, зависящий от диаметра болта [2, с. 167, таблица 12.7.3], $K_1 = 40$ мм, $K_2 = 32$ мм, $K_3 = 24$ мм.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

Толщина фланцев редуктора [2, с. 156, п. 3.7]:

– фундаментного: $\delta_{\text{фл1}} = 2,3\delta = 2,3 \times 8 = 18,4$ мм, принимаем 18 мм;

– корпуса: $\delta_{\text{фл2}} = 1,5\delta = 1,5 \times 8 = 12$ мм;

– крышки: $\delta_{\text{фл3}} = 1,35\delta = 1,35 \times 8 = 10,8$ мм, принимаем $\delta_{\text{фл3}} = 11$ мм.

Для фиксации крышки редуктора относительно корпуса используем два конических штифта. Диаметр штифтов $d = \delta = 8$ мм [2, с. 164, рисунок 12.6.1, к].

Подшипники на быстроходном валу закрываем накладными крышками, на промежуточном и тихоходном валах – закладными. Размеры крышек определяем в соответствии с рекомендациями [2, с. 156, таблица 12.1.1] после подбора и проверки подшипников.

Толщина фланца стакана конической шестерни $h = 8$ мм, толщина фланца крышки подшипников быстроходного вала $h_1 = 8$ мм [2, с. 156, таблица 12.1.1].

Высота головки болта крепления крышки подшипника

$$h_2 = 0,8h_1 = 0,8 \times 8 = 6,4 \text{ мм.}$$

Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора до боковой поверхности вращающейся детали $c = (1,0 \dots 1,2)\delta = (1,0 \dots 1,2)8 = (8 \dots 9,6)$ мм, принимаем $c = 8$ мм; до торца подшипника качения $c_1 = (3 \dots 5)$ мм, принимаем $c_1 = 4$ мм [2, с. 56].

Зазор между муфтой и головкой болта крепления крышки подшипника, а также между ступицей звездочки и корпусом редуктора $c_2 = (5 \dots 8)$ мм, принимаем $c_2 = 8$ мм.

Расстояние между шестерней цилиндрической ступени и колесом конической $c_3 = (0 \dots 5)$ мм. Так как это расстояние может быть буртиком вала при съемной шестерне, принимаем $c_3 = 10$ мм.

Диаметры ступеней валов предварительно

$$d_i = d_{i-1} + (3 \dots 5) \text{ мм.} \quad (4.2)$$

На быстроходном валу: диаметр выходного конца $d_{\text{в1}} = 22$ мм; под подшипником $d_{\text{п1}} = 25$ мм.

На промежуточном валу: диаметр под подшипником $d_{\text{в2}} = d_{\text{п2}} = 30$ мм; под коническим колесом и цилиндрической шестерней $d_{\text{к2}} = 34$ мм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						Лист
										27

На тихоходном валу: диаметр выходного конца $d_{в3} = 50$ мм; под подшипником $d_{п3} = 55$ мм; под цилиндрическим колесом $d_{к3} = 60$ мм.

Длина ступиц деталей, посаженных на выходные концы валов редуктора, $l_{ст} = (1,6\mathbf{K}1,8)d_{в}$ [2, с. 60]:

– быстроходный вал: $l_{ст. б} = 1,6 \times 22 = 35,2$ мм, принимаем $l_{ст. б} = 36$ мм;

– тихоходный вал: $l_{ст. т} = 1,6 \times 50 = 80$ мм.

Длина ступиц зубчатых колес:

– конического [4, с. 74]: $l_{ст2} = (1,2 \dots 1,4)d_{к2} = (1,2 \dots 1,4)34 = 40,8 \dots 47,6$ мм, принимаем $l_{ст. 2} = 42$ мм;

– цилиндрического [4, с. 68]: $l_{ст4} = (1,0\mathbf{K}1,2)d_{к3} = (1,0\mathbf{K}1,2)60 = 60\mathbf{K}72$ мм, принимаем $l_{ст. 4} = 60$ мм.

Диаметр ступицы колес $d_{ст} = (1,50\mathbf{K}1,55)d_{в}$ [4, с. 68]:

– конического: $d_{ст2} = (1,50\mathbf{K}1,55)34 = 51\mathbf{K}52,7$ мм, принимаем $d_{ст2} = 53$ мм;

– цилиндрического: $d_{ст4} = (1,50\mathbf{K}1,55)60 = 90\mathbf{K}93$ мм, принимаем $d_{ст4} = 90$ мм.

Толщина дисков колес $C_{дис2} = (0,2\mathbf{K}0,3)b_2$ [4, с. 69]:

– конического: $C_{дис2} = (0,2 \dots 0,3)28 = 5,6 \dots 8,4$ мм, принимаем $C_{дис2} = 9$ мм;

– цилиндрического: $C_{дис4} = (0,2 \dots 0,3)56 = 11,2 \dots 16,8$ мм, принимаем $C_{дис4} = 17$ мм.

Толщина обода диска конического зубчатого колеса $S = 2,5m_e + 2 = 2,5 \times 3,462 + 2 = 10,66$ мм, принимаем $S = 11$ мм [4, с. 75].

Толщина обода диска цилиндрического зубчатого колеса $\delta_{об4} = (2 \dots 3)m_n = (2 \dots 3)2,5 = 5 \dots 7,5$ мм, принимаем $\delta_{об4} = 8$ мм [2, с. 139].

Эскизная компоновка редуктора на миллиметровой бумаге

Эскизная компоновка устанавливает положение колес редуктора, звездочки цепной передачи и муфты относительно опор валов редуктора, определяет расстояние между опорами. Компоновка выполняется в тонких линиях

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

на листе миллиметровой бумаги. Проводим осевые линии под углом 90° . Откладываем углы δ_1 и δ_2 . От точки пересечения осей откладываем расстояние R_e . Строим основные конусы. Затем перпендикулярно основным конусам проводим образующие дополнительных конусов. От образующей дополнительного конуса откладываем ширину зубчатого венца b_2 . На образующей дополнительного конуса откладываем высоту головки и ножки зуба, получаем диаметры колес d_{ae} и d_{fe} . Вычерчиваем контуры конических колес. Торцы ступицы и торец зубчатого венца, прилегающие к шестерне, лежат в одной плоскости. От этого торца откладываем $l_{ст2}$.

На расстоянии $c = 8$ мм в осевом направлении от торца конической шестерни проводим внутренний контур корпуса редуктора. Отложив от внутреннего контура расстояние $c_1 = 4$ мм, получаем плоскость заплечика вала под подшипник. Отложив от заплечика вала габаритную ширину подшипника, получаем плоскость заплечика стакана под подшипник.

От оси промежуточного вала откладываем межосевое расстояние $a_{вт}$.

На расстоянии $c_3 = 10$ мм от торца ступицы конического колеса откладываем линию торца цилиндрической шестерни. Вычерчиваем контуры колес по диаметру вершин.

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние стенки корпуса, внутренние контуры корпуса редуктора проводим на расстоянии $c = 8$ мм от цилиндрической шестерни и от ступицы конического колеса.

Вычерчиваем контуры валов на соответствующих осях. Контур диаметров валов принимаем равными диаметрам под подшипники.

Для быстроходного вала предварительно выбираем роликовые радиально-упорные подшипники средней серии № 7305 ($D_1 = 62$ мм, $T_1 = 18,25$ мм, $B_1 = 15$ мм, $r = 2,0$ мм). Подшипники устанавливаем в растяжку для упрощения их регулировки. Внутреннее кольцо прилегающего к шестерне подшипника упирается в заплечик вала диаметром $d_{31} = d_{пл} + 3,2r = 25 + 3,2 \cdot 2 = 31,4$ мм, принимаем $d_{31} = 32$ мм [5, с. 33]; наружное кольцо – в заплечик стакана, расположенный от заплечика вала на расстоянии, равном габаритной ширине подшипника.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Второй подшипник устанавливаем на расстоянии $L = (2,5...3,5)d_{\text{п}} = (2,5...3,5)25 = 62,5...87,5$ мм [2, с. 60]. Принимаем $L = 70$ мм. Отложив это расстояние вдоль оси вала от заплечика вала, получим плоскость заплечика стакана под второй подшипник. Вычерчиваем контуры второго подшипника, отложив от заплечика стакана габаритную ширину подшипника, а от оси вала – радиус наружного кольца подшипника.

Для нахождения точки приложения нагрузки, действующей от муфты, откладываем от края подшипника толщину фланца стакана конической шестерни $h = 8$ мм, толщину фланца крышки подшипников $h_1 = 8$ мм, высоту головки болта крепления крышки подшипника $h_2 = 6$ мм, зазор между муфтой и головкой болта $c_2 = 8$ мм и половину длины ступицы $0,5l_{\text{ст. б}} = 0,5 \cdot 36 = 18$ мм.

Таким образом, от края подшипника до точки приложения нагрузки на вал от муфты расстояние $a = h + h_1 + h_2 + c_2 + 0,5l_{\text{ст. б}} = 8 + 8 + 6 + 8 + 18 = 48$ мм.

Так как на валу установлены радиально-упорные подшипники, реакция от подшипника, действующая на вал, находится на пересечении линии действия силы наружного кольца на тело качения с осью вала. Для нахождения точки приложения силы к наружному кольцу откладываем от заплечика стакана половину ширины наружного кольца и проводим линию, перпендикулярную оси вала, а от линии наружного диаметра D_1 подшипника на расстоянии $0,125(D_1 - d_{\text{пл}}) = 0,125(62 - 25) = 4,625$ мм проводим линию, параллельную оси вала. Точка пересечения перпендикуляра и параллели – искомая. Из этой точки под углом α наклона образующей конуса наружного кольца проводим образующую и восстанавливаем к ней нормаль. Пересечение нормали с осью вала и дает точку приложения реакции опоры, действующей на вал.

Расстояние между такими точками двух подшипников – расчетное расстояние $b_1 = 80$ мм. Точка приложения нагрузки от составляющих усилия в зацеплении находится в точке пересечения перпендикуляра, восстановленного к оси вала из середины зацепления.

На схеме замеряем расстояния: $a_1 = 52$ мм; $e_1 = 35$ мм.

Для промежуточного вала в качестве опор вала предварительно выбираем роликовые радиально-упорные подшипники средней серии № 7306

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ				

($D_2 = 72$ мм, $T_2 = 20,75$ мм, $B_2 = 17$ мм). Подшипники устанавливаем враспор на расстоянии $c_1 = 4$ мм от внутренних контуров стенок корпуса редуктора, т. е. торцовые плоскости вала, проходящие на расстоянии c_1 от стенок редуктора, будут являться заплечиками вала под подшипники. От этих плоскостей откладываем габаритную ширину подшипника, а от оси вала – радиусы наружного кольца. Строим контуры подшипника.

Наружное кольцо упирается торцом в крышку подшипника, или в распорную втулку, или в нажимную шайбу.

Точки приложения реакции опоры к валу находим так же, как и для быстроходного вала. На компоновочной схеме измеряем расстояния: $a_2 = 52$ мм; $b_2 = 47$ мм; $e_2 = 47$ мм.

Для тихоходного вала для опор вала ориентировочно выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии № 311. Подшипники располагаем на расстоянии $c_1 = 4$ мм от внутренних контуров стенок корпуса редуктора. Торцовые плоскости вала, проходящие в этих местах, являются заплечиками вала под подшипник. Наружные кольца будут упираться в крышки подшипников, упорные торцы которых будут расположены от заплечиков вала на расстоянии, равном ширине подшипника.

Реакция опоры будет действовать на валы посередине подшипника. Усилие в зацеплении приложено посередине колеса.

Для нахождения точки приложения усилия, действующего на вал от цепной передачи, откладываем от внутреннего контура редуктора ширину фланца $S_2 = 43$ мм, зазор между ступицей звездочки и корпусом редуктора $c_2 = 8$ мм и половину длины ступицы звездочки $l_{ст.т} = 78$ мм. С учетом половины ширины B подшипника расстояние от точки приложения реакции опоры до точки приложения усилия от цепной передачи

$$a_3 = \frac{l_{ст.т}}{2} + c_2 + S_2 - c_1 - \frac{B_3}{2} = 39 + 8 + 43 - 4 - 14,5 = 71,5 \text{ мм} \approx 72 \text{ мм.}$$

Остальные расстояния между точками действия нагрузки на вал измеряем на компоновочной схеме (рисунок 4.1): $b_3 = 57$ мм; $e_3 = 108$ мм.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ				31

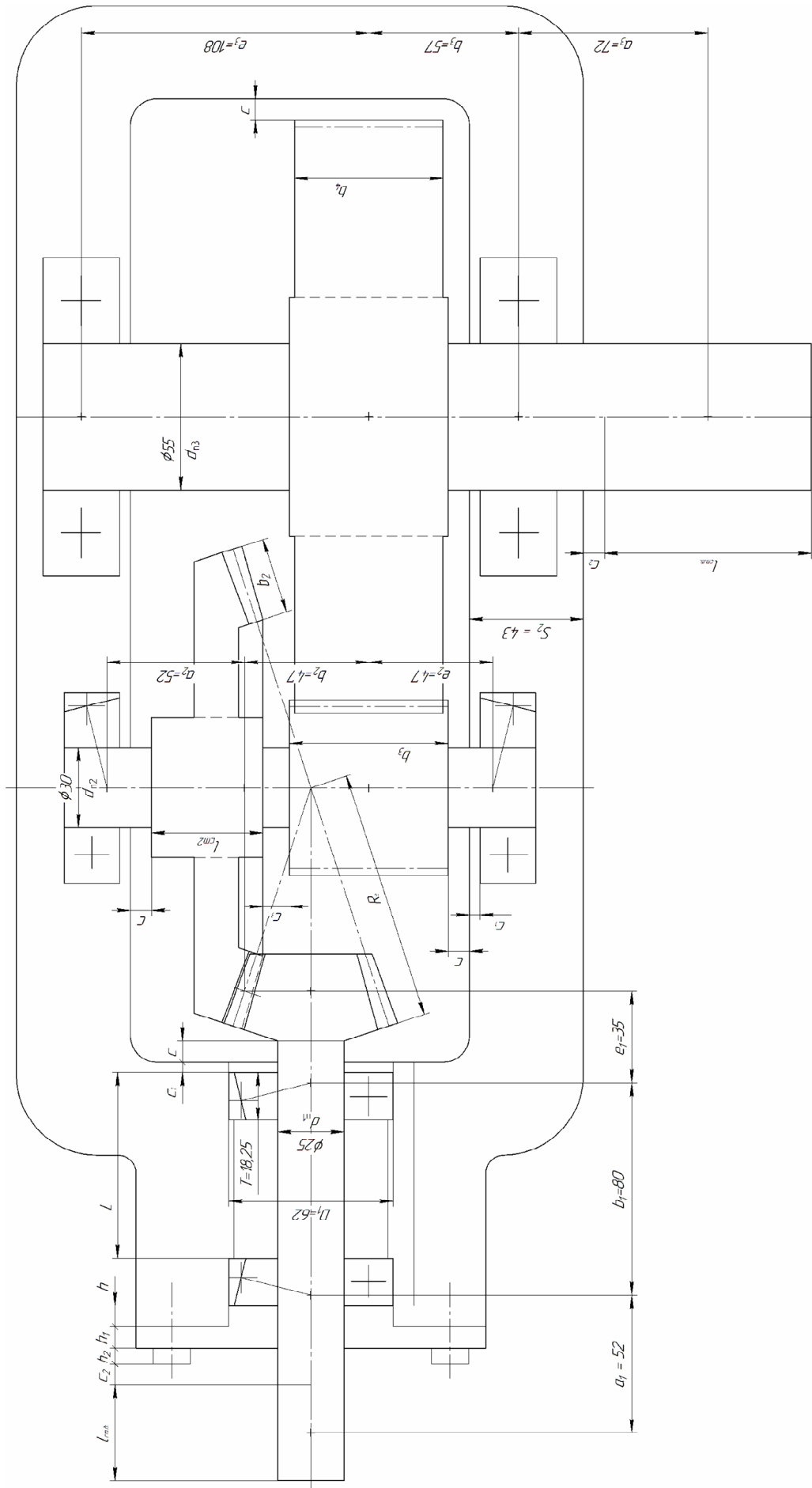


Рисунок 4.1 – Компонувочная схема редуктора

5 Расчет валов редуктора на усталостную прочность. Подбор и проверочный расчет подшипников

Расчет валов редуктора на усталостную прочность

Быстроходный вал. Исходные данные: $T_1 = 44,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d_1 = 50,1 \text{ мм}$; $F_{r1} = 1780,4 \text{ Н}$; $F_{r1} = 616 \text{ Н}$; $F_{a1} = 201,3 \text{ Н}$; $F_M = 364,4 \text{ Н}$ (расчет приведен в разделе 8).

Составляем расчетную схему вала (рисунок 5.1).

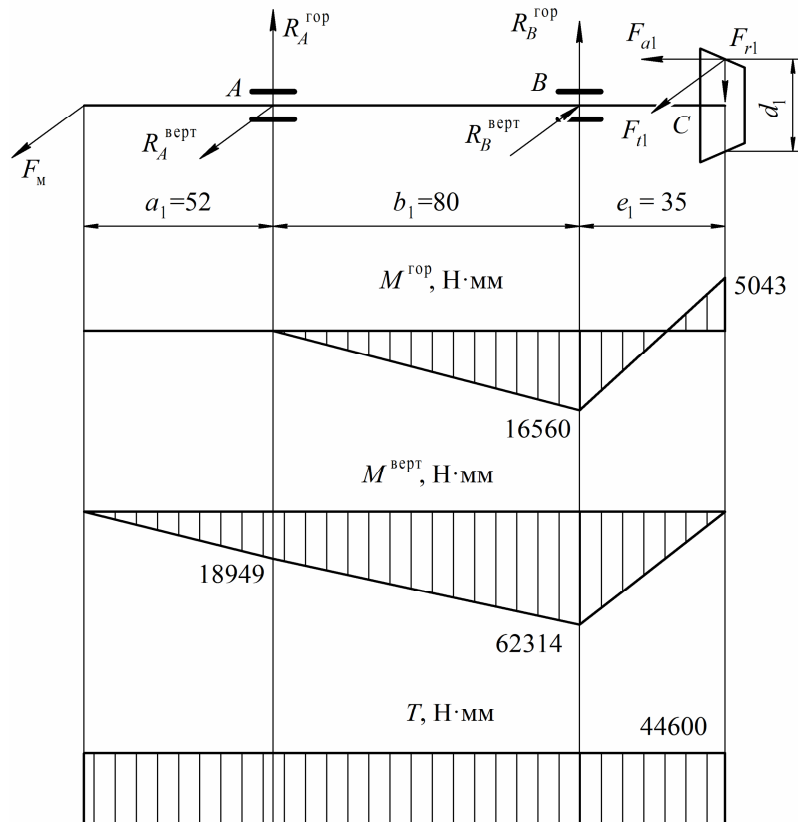


Рисунок 5.1 – Расчетная схема ведущего вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

Сумма моментов сил относительно опоры A в горизонтальной плоскости

$$\sum M_A = -R_B^{\text{гор}} b_1 - F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{r1} (e_1 + b_1) = 0.$$

$$\text{Реакция } R_B^{\text{гор}} = \frac{F_{r1} (b_1 + e_1) - F_{a1} \frac{d_1}{2}}{b_1} = \frac{616(80 + 35) - 201,3 \times \frac{50,1}{2}}{80} = 823 \text{ Н}.$$

Сумма моментов сил относительно опоры B в горизонтальной плоскости

$$\sum M_B = F_{r1} e_1 - F_{a1} \frac{d_1}{2} + R_A^{\text{гор}} b_1 = 0.$$

										Лист
										33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ					

$$\text{Реакция } R_A^{\text{гор}} = \frac{-F_{r1}e_1 + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{b_1} = \frac{-616 \times 35 + 201,3 \times \frac{50,1}{2}}{80} = -207 \text{ Н.}$$

$$\text{Выполняем проверку: } \overset{\circ}{\mathbf{a}} F^{\text{гор}} = R_A^{\text{гор}} + R_B^{\text{гор}} - F_{r1} = -207 + 823 - 616 = 0.$$

Определяем изгибающие моменты $M^{\text{гор}}$ в сечениях, проходящих через точки B и C , строим эпюру (рисунок 5.1).

$$M_B^{\text{гор}} = R_A^{\text{гор}} b_1 = -207 \times 80 = -16560 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \quad M_C^{\text{гор}} = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 201,3 \frac{50,1}{2} = 5043 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Сумма моментов сил относительно опоры A в вертикальной плоскости

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} M_A = -F_M a_1 + F_{t1}(b_1 + e_1) - R_B^{\text{верт}} b_1 = 0.$$

$$\text{Реакция } R_B^{\text{верт}} = \frac{-F_{t1}(b_1 + e_1) + F_M a_1}{b_1} = \frac{-1780,4(80 + 35) + 364,4 \times 52}{80} = -2322,5 \text{ Н.}$$

Сумма моментов сил относительно опоры B в вертикальной плоскости

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} M_B = F_{t1} e_1 - R_A^{\text{верт}} b_1 - F_M (a_1 + b_1) = 0.$$

$$\text{Реакция } R_A^{\text{верт}} = \frac{F_{t1} e_1 - F_M (a_1 + b_1)}{b_1} = \frac{1780,4 \times 35 - 364,4(52 + 80)}{80} = 177,7 \text{ Н.}$$

Выполняем проверку:

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} F^{\text{верт}} = -F_M - R_A^{\text{верт}} - R_B^{\text{верт}} - F_{t1} = -364,4 - 177,7 + 2322,5 - 1780,4 = 0.$$

Определяем изгибающие моменты $M^{\text{верт}}$ в сечениях, проходящих через точки A и B , строим эпюру (рисунок 5.1).

$$M_A^{\text{верт}} = -F_M a_1 = -364,4 \times 52 = -18949 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_B^{\text{верт}} = -F_{t1} e_1 = -1780,4 \times 35 = -62314 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарные изгибающие моменты

$$M_{SA} = \sqrt{(M_A^{\text{гор}})^2 + (M_A^{\text{верт}})^2} = \sqrt{0^2 + 18949^2} = 18949 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{SB} = \sqrt{(M_B^{\text{гор}})^2 + (M_B^{\text{верт}})^2} = \sqrt{16560^2 + 62314^2} = 64477 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Проверочный расчет вала выполним для наиболее нагруженного сечения под опорой B . В этом месте на вал напрессовано внутреннее кольцо подшипника и действуют нормальные напряжения изгиба. Так как напряжения

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ				

Определяем S_σ и S_τ :

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D}}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau D} + \psi_\tau \tau_m}. \quad (5.4)$$

$$\text{Тогда } S_\sigma = \frac{420}{41,3 \times 2,3} = 4,42; \quad S_\tau = \frac{230}{7,1 \times 1,8 + 0,1 \times 7,1} = 17,1, \quad \text{где } \psi_\tau = 0,1$$

[2, с. 78, таблица 7.6.1].

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,42 \times 17,1}{\sqrt{4,42^2 + 17,1^2}} = 4,3 > S_{\min} = 1,5.$$

Усталостная прочность вала обеспечена.

В целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках проверим статическую прочность вала. Максимальный момент, создаваемый двигателем, в 2,2 раза превышает номинальный.

$$\sigma_{\text{экв max}} = \sqrt{\sigma_{\text{и max}}^2 + 3\tau_{\text{max}}^2} \quad \text{£} [\sigma] = 0,8\sigma_r; \quad (5.5)$$

$$\sigma_{\text{и max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_z}; \quad \tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{W_p} \quad [3, \text{ с. 301, формулы (15.8)–(15.10)]. \quad (5.6)$$

$$M_{\text{max}} = 2,2M_{\text{SB}} = 2,2 \times 64477 = 141849,4 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \quad W_z = 1562,5 \text{ мм}^3;$$

$$T_{\text{max}} = 2,2T_1 = 2,2 \times 44600 = 98120 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \quad W_p = 3125 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_{\text{и max}} = \frac{141849,4}{1562,5} = 90,8 \text{ МПа}; \quad \tau_{\text{max}} = \frac{98120}{3125} = 31,4 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{экв max}} = \sqrt{90,8^2 + 3 \times 31,4^2} = 106 \text{ МПа} < 0,8 \times 750 = 600 \text{ МПа}.$$

Таким образом, статическая прочность вала обеспечена.

Промежуточный вал. Исходные данные: $T_2 = 128,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d_2 = 153,4 \text{ мм}$;
 $F_{r2} = 1780,4 \text{ Н}$; $F_{a2} = 616 \text{ Н}$; $F_{r2} = 201,3 \text{ Н}$; $F_{t3} = 4193 \text{ Н}$; $F_{a3} = 807 \text{ Н}$; $F_{r3} = 1554 \text{ Н}$;
 $d_3 = 61,1 \text{ мм}$.

Составляем расчетную схему вала (рисунок 5.2).

									Лист
									36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

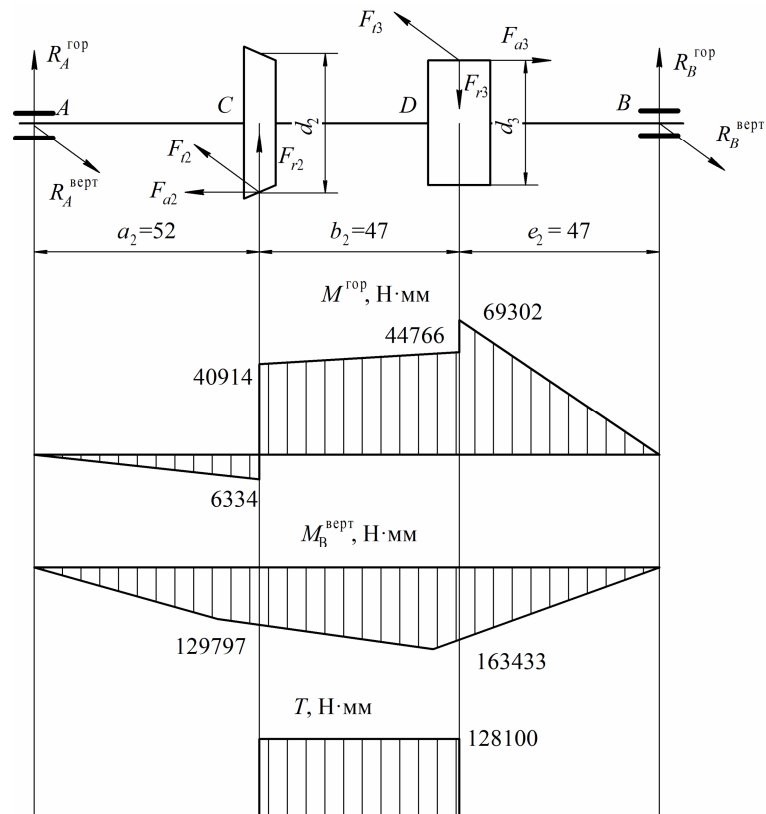


Рисунок 5.2 – Расчетная схема промежуточного вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

Сумма моментов сил относительно опоры A в горизонтальной плоскости

$$\sum M_A = -F_{r2}a_2 + F_{a2}\frac{d_2}{2} + F_{a3}\frac{d_3}{2} + F_{r3}(a_2 + b_2) - R_B^{\text{гор}}(a_2 + b_2 + e_2) = 0.$$

Откуда

$$R_B^{\text{гор}} = \frac{-F_{r2}a_2 + F_{a2}\frac{d_2}{2} + F_{a3}\frac{d_3}{2} + F_{r3}(a_2 + b_2)}{a_2 + b_2 + e_2} =$$

$$= \frac{-201,3 \times 52 + 616 \frac{153,4}{2} + 807 \frac{61,1}{2} + 1554(52 + 47)}{52 + 47 + 47} = 1474,5 \text{ Н.}$$

Сумма моментов сил относительно опоры B в горизонтальной плоскости

$$\sum M_B = F_{a3}\frac{d_3}{2} - F_{r3}e_2 + F_{a2}\frac{d_2}{2} + F_{r2}(b_2 + e_2) + R_A^{\text{гор}}(a_2 + b_2 + e_2) = 0.$$

Откуда

$$R_A^{\text{гор}} = \frac{-F_{a3}\frac{d_3}{2} + F_{r3}e_2 - F_{a2}\frac{d_2}{2} - F_{r2}(b_2 + e_2)}{a_2 + b_2 + e_2} =$$

$$= \frac{-807 \frac{61,1}{2} + 1554 \times 47 - 616 \frac{153,4}{2} - 201,3(47 + 47)}{52 + 47 + 47} = -121,8 \text{ Н.}$$

Проверка

$$\overset{\circ}{\Delta} F^{\text{гоп}} = R_A^{\text{гоп}} + F_{r2} - F_{r3} + R_B^{\text{гоп}} = -121,8 + 201,3 - 1554 + 1474,5 = 0.$$

Определяем изгибающие моменты $M^{\text{гоп}}$ в сечениях, проходящих через точки C и D , строим эпюру (рисунок 5.2).

$$M_{C1}^{\text{гоп}} = R_A^{\text{гоп}} a_2 = -121,8 \times 52 = -6334 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{C2}^{\text{гоп}} = R_A^{\text{гоп}} a_2 + F_{a2} \frac{d_2}{2} = -121,8 \times 52 + 616 \frac{153,4}{2} = 40914 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{D1}^{\text{гоп}} = R_B^{\text{гоп}} e_2 = 1474,5 \times 47 = 69302 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{D2}^{\text{гоп}} = R_B^{\text{гоп}} e_2 - F_{a3} \frac{d_3}{2} = 1474,5 \times 47 - 807 \frac{61,1}{2} = 44648 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Вертикальная плоскость

$$\overset{\circ}{\Delta} M_A = -F_{i2} a_2 - F_{i3} (a_2 + b_2) + R_B^{\text{верт}} (a_2 + b_2 + e_2) = 0;$$

$$R_B^{\text{верт}} = \frac{F_{i2} a_2 + F_{i3} (a_2 + b_2)}{a_2 + b_2 + e_2} = \frac{1780,4 \times 52 + 4193 (52 + 47)}{52 + 47 + 47} = 3477,3 \text{ Н};$$

$$\overset{\circ}{\Delta} M_B = F_{i3} e_2 + F_{i2} (b_2 + e_2) - R_A^{\text{верт}} (a_2 + b_2 + e_2) = 0;$$

$$R_A^{\text{верт}} = \frac{F_{i3} e_2 + F_{i2} (b_2 + e_2)}{a_2 + b_2 + e_2} = \frac{4193 \times 47 + 1780,4 (47 + 47)}{52 + 47 + 47} = 2496,1 \text{ Н}.$$

Проверка

$$\overset{\circ}{\Delta} F^{\text{верт}} = -R_A^{\text{верт}} + F_{i2} + F_{i3} - R_B^{\text{верт}} = -2496,1 + 1780,4 + 4193 - 3477,3 = 0.$$

Изгибающие моменты в точках C и D

$$M_C^{\text{верт}} = -R_A^{\text{верт}} a_2 = -2496,1 \times 52 = -129797 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_D^{\text{верт}} = -R_B^{\text{верт}} e_2 = -3477,3 \times 47 = -163433 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарные изгибающие моменты

$$M_{SC} = \sqrt{(M_{C_{\text{max}}}^{\text{гоп}})^2 + (M_C^{\text{верт}})^2} = \sqrt{40914^2 + (-129797)^2} = 136093 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{SD} = \sqrt{(M_{D_{\text{max}}}^{\text{гоп}})^2 + (M_D^{\text{верт}})^2} = \sqrt{69302^2 + (-163433)^2} = 177519 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Проверочный расчет выполним для наиболее нагруженного сечения D .

Концентратором напряжения является шпоночный паз. Диаметр вала в этом сечении $d = 34$ мм, ширина паза $b = 10$ мм, глубина $t_1 = 5$ мм [5, с. 164, таблица 4.1].

									Лист
									38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ				

Осевой момент сопротивления [2, с. 78, таблица 7.6.3]

$$W_z = 0,1d_{к2}^3 - \frac{bt_1(d_{к2} - t_1)^2}{2d_{к2}} = 0,1 \times 34^3 - \frac{10 \times 5(34 - 5)^2}{2 \times 34} = 3312 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба (формула (5.1))

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{ср}}{W_z} = \frac{177519}{3312} = 53,6 \text{ МПа.}$$

Полярный момент сопротивления [2, с. 78, таблица 7.6.3]

$$W_p = 0,2d_{к2}^3 - \frac{bt_1(d_{к2} - t_1)^2}{2d_{к2}} = 0,2 \times 34^3 - \frac{10 \times 5(34 - 5)^2}{2 \times 34} = 7242 \text{ мм}^3.$$

Касательные напряжения (формула (5.2))

$$t_a = t_m = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T_2}{2W_p} = \frac{128,1 \times 10^3}{2 \times 7242} = 8,8 \text{ МПа.}$$

Выбираем для вала сталь 45: $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 355 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 280 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 170 \text{ МПа}$ [2, с. 284, таблица 17.2.1]; $K_\sigma = 1,75$; $K_\tau = 1,5$ [2, с. 78, таблица 7.6.3]; $K_d = 0,83$ [2, с. 78, рисунок 7.6.3)]; $K_F = 0,9$ [2, с. 78, рисунок 7.6.4]; $K_v = 1$ (вал не упрочнен).

Коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений

$$K_{\sigma D} = \frac{1,75}{0,83} + \frac{1}{0,9} - 1 = 2,22; \quad K_{\tau D} = \frac{1,5}{0,83} + \frac{1}{0,9} - 1 = 1,92.$$

Определяем S_σ и S_τ по формулам (5.4):

$$S_\sigma = \frac{280}{53,6 \times 2,22} = 2,35; \quad S_\tau = \frac{170}{8,8 \times 1,92 + 0,05 \times 8,8} = 9,8.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,35 \times 9,8}{\sqrt{2,35^2 + 9,8^2}} = 2,3 > S_{\min} = 1,5.$$

Усталостная прочность вала обеспечена.

Проверим статическую прочность вала:

$$\sigma_{и \max} = \frac{2,2 \times 177519}{3312} = 118 \text{ МПа}; \quad \tau_{\max} = \frac{2,2 \times 28100}{7242} = 39 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{экв max}} = \sqrt{118^2 + 3 \times 39^2} = 136 \text{ МПа} < [\sigma] = 0,8 \times 355 = 284 \text{ МПа.}$$

Таким образом, статическая прочность вала обеспечена.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					Лист
									39

Тихоходный вал. Исходные данные: $T_3 = 448,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $F_{t4} = 4193 \text{ Н}$;
 $F_{a4} = 807 \text{ Н}$; $F_{r4} = 1554 \text{ Н}$; $d_4 = 218,9 \text{ мм}$; $F_{\text{он}} = 3804 \text{ Н}$; $\theta = 30^\circ$.

Составляем расчетную схему вала (рисунок 5.3).

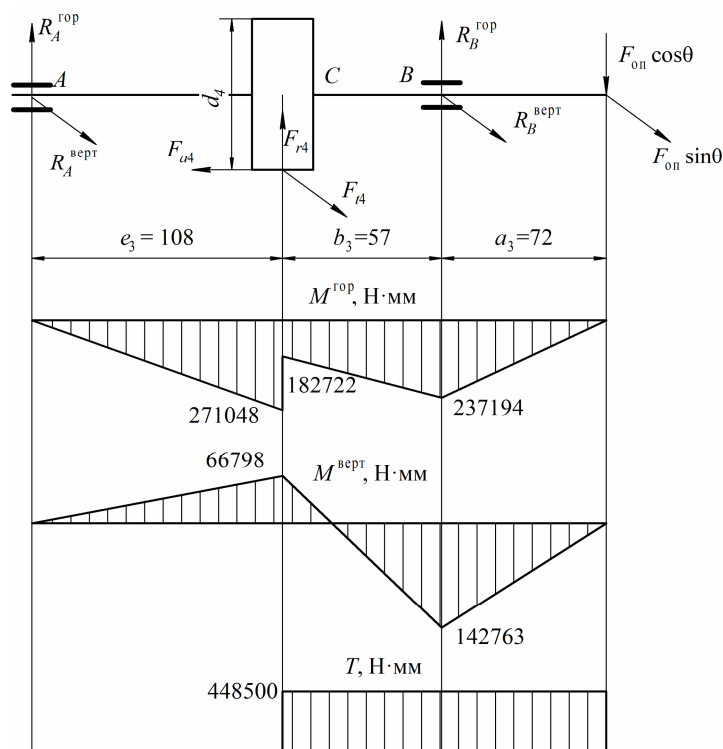


Рисунок 5.3 – Расчетная схема тихоходного вала и эпюры изгибающих и крутящих моментов

Сумма моментов сил относительно опор A и B в горизонтальной плоскости

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} M_A = F_{a4} \frac{d_4}{2} - F_{r4} e_3 - R_B^{\text{rop}} (e_3 + b_3) + F_{\text{он}} (a_3 + b_3 + e_3) \cos \varphi = 0;$$

$$R_B^{\text{rop}} = \frac{F_{a4} \frac{d_4}{2} - F_{r4} e_3 + F_{\text{он}} (a_3 + b_3 + e_3) \cos \varphi}{e_3 + b_3} =$$

$$= \frac{807 \times \frac{218,9}{2} - 1554 \times 108 + 3804 (72 + 57 + 108) \cos 30^\circ}{108 + 57} = 4250 \text{ Н.}$$

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} M_B = F_{\text{он}} a_3 \cos \varphi + F_{r4} b_3 + F_{a4} \frac{d_4}{2} + R_A^{\text{rop}} (e_3 + b_3) = 0;$$

$$R_A^{\text{rop}} = \frac{-F_{\text{он}} a_3 \cos \varphi - F_{r4} b_3 - F_{a4} \frac{d_4}{2}}{e_3 + b_3} =$$

$$= \frac{-3804 \times 72 \cos 30^\circ - 1554 \times 57 - 807 \frac{218,9}{2}}{108 + 57} = -2509,7 \text{ Н.}$$

									Лист
									40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Проверка:

$$\overset{\circ}{a} F^{\text{гор}} = R_A^{\text{гор}} + F_{r4} + R_B^{\text{гор}} - F_{\text{он}} \cos \varphi = -2509,7 + 1554 + 4250 - 3804 \cos 30^\circ = 0.$$

Определяем изгибающие моменты $M^{\text{гор}}$ в сечениях, проходящих через точки C и B , строим эпюру (рисунок 5.3).

$$M_{C1}^{\text{гор}} = R_A^{\text{гор}} e_3 = -2509,7 \times 08 = -271048 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{C2}^{\text{гор}} = R_A^{\text{гор}} e_3 + F_{a4} \frac{d_4}{2} = -2509,7 \times 08 + 807 \frac{218,9}{2} = -182722 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_B^{\text{гор}} = -F_{\text{он}} a_3 \cos \varphi = -3804 \times 72 \cos 30^\circ = -237194 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Вертикальная плоскость:

$$\overset{\circ}{a} M_A = F_{t4} e_3 + R_B^{\text{верт}} (e_3 + b_3) + F_{\text{он}} (e_3 + b_3 + a_3) \sin \varphi = 0;$$

$$R_B^{\text{верт}} = \frac{-F_{t4} e_3 - F_{\text{он}} (e_3 + b_3 + a_3) \sin \varphi}{e_3 + b_3} = \frac{-4193 \times 08 - 3804(108 + 57 + 72) \sin 30^\circ}{108 + 57} = -5476,5 \text{ Н};$$

$$\overset{\circ}{a} M_B = -F_{t4} b_3 - R_A^{\text{верт}} (e_3 + b_3) + F_{\text{он}} a_3 \sin \varphi = 0;$$

$$R_A^{\text{верт}} = \frac{-F_{t4} b_3 + F_{\text{он}} a_3 \sin \varphi}{e_3 + b_3} = \frac{-4193 \times 57 + 3804 \times 72 \sin 30^\circ}{108 + 57} = -618,5 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\overset{\circ}{a} F^{\text{верт}} = -R_A^{\text{верт}} - F_{t4} - R_B^{\text{верт}} - F_{\text{он}} \sin \varphi = 618,5 - 4193 + 5476,5 - 3804 \sin 30^\circ = 0.$$

Изгибающие моменты в сечениях

$$M_C^{\text{верт}} = -R_A^{\text{верт}} e_3 = 618,5 \times 08 = 66798 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_B^{\text{верт}} = -F_{\text{он}} a_3 \sin \varphi = -3804 \times 72 \sin 30^\circ = -142763 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарные изгибающие моменты

$$M_{SC} = \sqrt{(M_{C1}^{\text{гор}})^2 + (M_C^{\text{верт}})^2} = \sqrt{(-271048)^2 + 66798^2} = 279158 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{SB} = \sqrt{(M_B^{\text{гор}})^2 + (M_B^{\text{верт}})^2} = \sqrt{(-237194)^2 + (-142763)^2} = 276843 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Проверочный расчет выполним для сечений B и C , т. к. суммарные изгибающие напряжения примерно одинаковые, но концентраторы напряжения различные.

									Лист
									41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Подбор и проверочный расчет подшипников

Быстроходный вал. Исходные данные: $d = 25$ мм; $F_a = 201$ Н;
 $n_1 = 1455$ мин⁻¹.

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{(R_A^{\text{гор}})^2 + (R_A^{\text{верт}})^2} = \sqrt{(-207)^2 + 177,7^2} = 273 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^{\text{гор}})^2 + (R_B^{\text{верт}})^2} = \sqrt{823^2 + (-2322,5)^2} = 2464 \text{ Н}.$$

Ориентировочно был выбран подшипник № 7305. Его динамическая грузоподъемность $C = 33000$ Н; статическая грузоподъемность $C_0 = 23200$ Н; диаметр внутреннего кольца $d = 25$ мм; диаметр наружного кольца $D = 62$ мм; ширина наружного кольца $b = 15$ мм; ширина внутреннего кольца $B = 17$ мм; габаритная ширина подшипника $T = 18,25$ мм; параметр осевого нагружения $e = 0,34$ [2, с. 113, таблица 8.10.6].

Определим осевые составляющие от радиальной нагрузки, действующие на вал:

$$F_{\text{осА}} = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,34 \cdot 273 = 77 \text{ Н};$$

$$F_{\text{осВ}} = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,34 \cdot 2464 = 695,34 \text{ Н}.$$

Под действием сил F_a , $F_{\text{осА}}$, $F_{\text{осВ}}$ вал стремится сдвигаться вправо (рисунок 5.4), т. к. суммарный вектор $S\bar{F}_{\text{ос}} = \bar{F}_{\text{осА}} + \bar{F}_{\text{осВ}} + \bar{F}_a$ этих сил

$$SF_{\text{ос}} = -F_{\text{осА}} + F_{\text{осВ}} - F_a = -77 + 695,34 - 201 = 417,34 \text{ Н}.$$

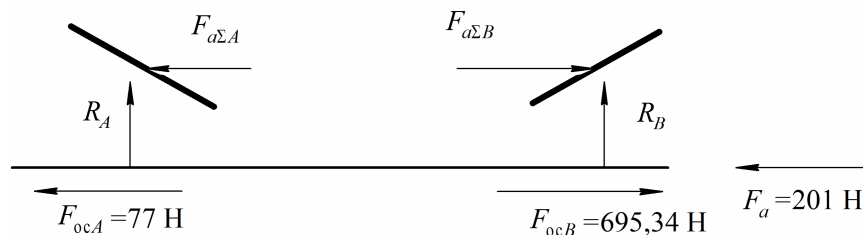


Рисунок 5.4 – Схема нагружения быстроходного вала и подшипников

									Лист
									43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Подшипник А будет удерживать вал от смещения в осевом направлении.

Суммарная осевая сила для этого подшипника

$$F_{aSA} = F_{ocB} - F_a = 695,34 - 201 = 494,34 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая сила для второго подшипника $F_{aSB} = F_{ocB} = 695,34 \text{ Н.}$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка [2, с. 86]

$$P_{ri} = (XVR_i + YF_{aSi})K_B K_T, \quad (5.7)$$

где V – коэффициент вращения; $V = 1$, т. к. вращается внутреннее кольцо подшипника;

R_i – суммарная радиальная сила, действующая на подшипник (реакция опоры);

F_{aSi} – суммарная осевая сила, действующая на подшипник;

K_B – коэффициент безопасности, $K_B = 1,8$ (кратковременные перегрузки до 200 %) [2, с. 87, таблица 8.5.3];

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1$ (нагрев подшипникового узла до 150°) [2, с. 87, таблица 8.5.4].

Для подшипника А: $\frac{F_{aSA}}{VR_A} = \frac{494,34}{1 \times 273} = 1,81 > e = 0,34$, тогда $X = 0,4$; $Y = 1,8$.

Для подшипника В: $\frac{F_{aSB}}{VR_B} = \frac{695,34}{1 \times 2464} = 0,28 < e = 0,34$, тогда $X = 1$; $Y = 0$.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{rA} = (XVR_A + YF_{aSA})K_B K_T = (0,4 \times 273 + 1,8 \times 494,34)1,8 \times 1 = 1798 \text{ Н;}$$

$$P_{rB} = (XVR_B + YF_{aSB})K_B K_T = (1 \times 2464 + 0 \times 695,34)1,8 \times 1 = 4435 \text{ Н.}$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре В.

Расчет проводим по эквивалентной долговечности $L_{hE} = K_{HE} L_h$ [3, с. 336, формула (16.31)], т. к. нагрузка подшипников соответствует тяжелому режиму нагружения (кривая I [1, с. 109, рисунок 4.2]).

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

Коэффициент приведения переменного режима к постоянному эквивалентному $K_{HE} = 0,5$ [1, с. 111, таблица 4.4]. Тогда $L_{hE} = K_{HE} L_h = 0,5 \times 3200 = 1600$ ч.

Расчетная динамическая грузоподъемность роликового подшипника [2, с. 85] (при $p = 3,33$)

$$C_{\text{расч}} = P_{rB} \sqrt[p]{\frac{60nL_{hE}}{10^6}} = 4435^{3,33} \sqrt[3]{\frac{60 \times 455 \times 1600}{10^6}} = 19518 \text{ Н.}$$

$C_{\text{расч}} = 19518 \text{ Н} < C = 33000 \text{ Н}$. Подшипник № 7305 приемлем.

Промежуточный вал. Исходные данные: $d = 30$ мм; $F_{a2} = 616$ Н; $n_2 = 487$ мин⁻¹; $F_{a3} = 807$ Н.

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{(R_A^{\text{гор}})^2 + (R_A^{\text{верт}})^2} = \sqrt{(-121,8)^2 + 2496,1^2} = 2499 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^{\text{гор}})^2 + (R_B^{\text{верт}})^2} = \sqrt{1474,5^2 + 3477,3^2} = 3777 \text{ Н.}$$

Ориентировочно был выбран подшипник № 7306: $d = 30$ мм; $D = 72$ мм; $T = 20,75$ мм; $B = 19$ мм; $b = 17$ мм; $C = 43000$ Н; $C_0 = 29500$ Н; $e = 0,34$ [2, с. 133, таблица 8.10.6]. Подшипники устанавливаем враспор.

Осевая сила, действующая на вал от колес:

$$F_a = F_{a3} - F_{a2} = 807 - 616 = 191 \text{ Н.}$$

Определим осевые составляющие радиальной нагрузки, действующие на вал:

$$F_{осА} = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,34 \cdot 2499 = 705 \text{ Н;}$$

$$F_{осВ} = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,34 \cdot 3777 = 1066 \text{ Н.}$$

Составляем схему нагружения вала и подшипников (рисунок 5.5).

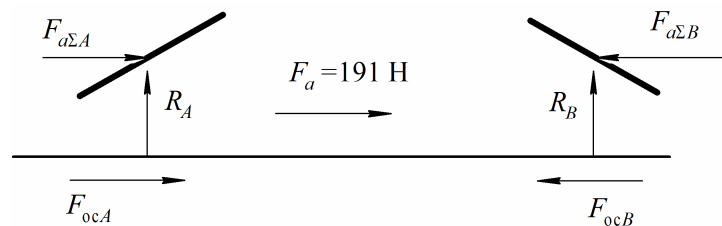


Рисунок 5.5 – Схема нагружения промежуточного вала и подшипников

Суммарный вектор сил, действующих на вал в осевом направлении

$$SF_{oc} = F_{ocA} + F_a - F_{ocB} = 705 + 191 - 1066 = -170 \text{ Н (направлен влево)}.$$

Подшипник А будет удерживать вал от смещения в осевом направлении.

Суммарная осевая сила для этого подшипника

$$F_{aSA} = F_{ocB} - F_a = 1066 - 191 = 875 \text{ Н}.$$

Суммарная осевая сила для второго подшипника $F_{aSB} = F_{ocB} = 1066 \text{ Н}$.

Для подшипника А: $\frac{F_{aSA}}{VR_A} = \frac{875}{1 \times 2499} = 0,35 > e = 0,34$, тогда $X = 0,4$; $Y = 1,8$.

Для подшипника В: $\frac{F_{aSB}}{VR_B} = \frac{1066}{1 \times 3777} = 0,28 < e = 0,34$, тогда $X = 1$; $Y = 0$.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{rA} = (XVR_A + YF_{aSA})K_B K_T = (0,4 \times 2499 + 1,8 \times 875)1,8 \times 1 = 4634,3 \text{ Н};$$

$$P_{rB} = (XVR_B + YF_{aSB})K_B K_T = (1 \times 3777 + 0 \times 1066)1,8 \times 1 = 6799 \text{ Н}.$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре В.

Расчетная динамическая грузоподъемность подшипника

$$C_{расч} = P_{rB} \sqrt[3]{\frac{60nL_{hE}}{10^6}} = 6799 \sqrt[3]{\frac{60 \times 487 \times 600}{10^6}} = 21547 \text{ Н}.$$

Так как $C_{расч} = 21547 \text{ Н} < C = 43000 \text{ Н}$ примерно в 2 раза, выбираем подшипник легкой серии № 7206: $d = 30 \text{ мм}$; $D = 62 \text{ мм}$; $T = 17,25 \text{ мм}$; $B = 16 \text{ мм}$; $b = 14 \text{ мм}$; $C = 31000 \text{ Н}$; $C_0 = 22000 \text{ Н}$; $e = 0,37$.

Осевые составляющие радиальной нагрузки

$$F_{ocA} = 0,83eR_A = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2499 = 767,4 \text{ Н};$$

$$F_{ocB} = 0,83eR_B = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3777 = 1160 \text{ Н}.$$

Суммарный вектор сил, действующих на вал в осевом направлении:

$$\overset{\circ}{a} F_{oc} = 767,4 + 191 - 1160 = -201,6 \text{ Н}.$$

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.012.00.000 ПЗ				

6 Расчет соединений «вал-ступица» с подбором посадок

Для передачи вращающего момента между зубчатым колесом и валом применяем призматические шпонки. Сечение шпонок определяем в зависимости от диаметра вала [2, с. 125, таблица 10.1.2]. Для шпонок выбираем сталь 45, $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$ МПа [3, с. 90]. Расчетная длина шпонки

$$l_p = \frac{T \times 10^3}{0,5d(h - t_1)[\sigma_{см}]} \quad (6.1)$$

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T \times 10^3}{d(l_{станд} - b)(h - t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.2)$$

где T – вращающий момент на валу, Н·м;

d – диаметр вала, мм;

$l = l_p + b$ – длина шпонки, мм (округляем до ближайшего стандартного значения $l_{станд}$ [2, с. 125, таблица 10.1.3], причем значение $l_{станд}$ должно быть на 5...10 мм меньше длины участка вала, где устанавливается шпонка);

b – ширина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина паза вала, мм.

Исходные данные и результаты расчета сводим в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Результаты расчета шпоночных соединений

Вал	Длина ступени вала, мм	d , мм	$b \times h$, мм	t_1 , мм	T , Н·м	l_p , мм	l , мм	$l_{станд}$, мм	$\sigma_{см}$, МПа
1	36	22	6×6	3,5	44,6	13,5	19,5	25	85,4
2	40	34	10×8	5	128,1	20,9	30,9	32	114,2
	50							62,8	
3	80	48	14×9	5,5	448,5	44,5	58,8	70	95,3
	58	60	18×11	7		31,1	49,1	50	116,8

Таким образом, условие прочности по напряжениям смятия выполняется для всех шпонок.

					03.48.012.00.000 ПЗ				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					49

7 Выбор и описание системы смазки редуктора

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания передач применим картерную систему. В корпус редуктора заливаем масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей и внутренние поверхности корпуса. Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 3 до 12,5 м/с [4, с. 199].

Требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения быстроходной ступени $\sigma_H = 637$ МПа и фактической окружной скорости колес $V = 3,82$ м/с. Выбираем вязкость $50 \text{ мм}^2/\text{с}$ [4, с. 200, таблица 11.1]. Этой вязкости соответствует масло И-Г-А-46 [4, с. 200, таблица 11.2].

В коническо-цилиндрическом редукторе в масляную ванну необходимо погрузить коническое колесо на всю ширину венца. Объем масляной ванны принимается из расчета 0,3...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности [2, с. 244].

Объем масла $V = (0,3...0,8) 6,94 = 2,08...5,55 \text{ л} = (2,08...5,55) 10^6 \text{ мм}^3$.

Объем картера $V = lbh = 360 \times 25h = 45 \times 10^3 h$, где l и b – соответственно длина и ширина внутренней полости редуктора (замеряем на компоновочной схеме); h – высота уровня смазки.

Тогда высота уровня смазки

$$h = \frac{(2,08...5,55) 10^6}{45 \times 10^3} = 46,2...123 \text{ мм.}$$

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

В масло должно быть погружено коническое колесо на длину зуба.

Расстояние от дна до окружности выступов цилиндрического колеса должно составлять не менее 25 мм, чтобы продукты износа, осевшие на дно, не поднимались циркулирующим маслом. Тогда высота уровня смазки

$$h = \frac{d_{a4}}{2} + 25 - \frac{a_{e2}}{2} - b_2 \cos \delta_1 = \frac{223,9}{2} + 25 - \frac{82,2}{2} - 28 \cos 18,1^\circ = 72,5 \text{ мм},$$

где b_2 – длина зуба, $b_2 = 28$ мм.

Принимаем уровень смазки 75 мм. Колесо тихоходной ступени при этом погружается в масло на высоту $75 - 25 = 50$ мм. Допустимая высота погружения колеса тихоходной ступени $0,25d_4 = 0,25 \times 218,9 = 54,7$ мм > 50 мм [4, с. 200].

При картерном смазывании передач подшипники могут смазываться брызгами масла, если окружная скорость колеса, погруженного в масло, больше 1 м/с [4, с. 202]. Брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники. В подшипник, расположенный вдали от шестерни ведущего вала, брызги могут не попадать, поэтому на фланце, в плоскости разъема корпуса редуктора, делают канавки, а на крышке – скосы, по которым масло стекает в канавки. Из канавок масло попадает в отверстия стакана, накапливается в стакане и попадает в подшипник [4, с. 202].

Для замены масла в корпусе предусматриваем сливное отверстие, закрываемое пробкой с конической резьбой. Для наблюдения за уровнем масла в корпусе устанавливаем контрольную пробку с конической резьбой.

При длительной работе повышается давление внутри корпуса в связи с нагревом воздуха. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушины в его верхней части.

						Лист
					03.48.012.00.000 ПЗ	52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8 Выбор муфты и проверочный расчет

Для соединения вала двигателя и быстроходного вала редуктора применим упругую втулочно-пальцевую муфту, которую выбираем по диаметру валов и расчетному моменту:

$$T_p = TK = 44,6 \cdot 2 = 89,2 \text{ Н}\cdot\text{м} \leq [T],$$

где T – номинальный момент, действующий на вал, $T = T_1$;

K – коэффициент режима нагрузки, $K = 2$.

Выбираем муфту МУВП 125-22-1-32-2 ГОСТ 21424–93, $[T] = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допусковое радиальное смещение $\Delta r = 0,2 \text{ мм}$, угловое – $D\alpha = 1^\circ 30'$ [2, с. 252, таблица 14.3.1]. Полумуфты изготовлены из чугуна СЧ20 ГОСТ 1412–85; материал пальцев – сталь 45 ГОСТ 1050–2013; материал упругих втулок – резина с пределом прочности при разрыве на менее 8 МПа.

Радиальная сила, вызванная неполной компенсацией смещений:

$$F_m = 23\sqrt[3]{T_1^2 K} = 23\sqrt[3]{44,6^2 \cdot 2} = 364,4 \text{ Н.}$$

Проверку муфты осуществляем по напряжению смятия резиновых втулок и напряжению изгиба пальцев.

Напряжение смятия втулок [4, с. 349]

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{d_0 l_0 z D_1} \mathcal{E} [\sigma_{\text{см}}],$$

где d_0 – диаметр пальца под втулкой, $d_0 = 14 \text{ мм}$ [2, с. 252, таблица 14.3.2];

l_0 – длина резиновой втулки, $l_0 = 22 \text{ мм}$ [2, с. 252, таблица 14.3.2];

z – число пальцев, $z = 4$;

D_1 – диаметр окружности расположения пальцев, $D_1 = 86 \text{ мм}$ [2, с. 252, таблица 14.3.3];

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемые напряжения, $[\sigma_{\text{см}}] = 2,0 \text{ МПа}$ [4, с. 349].

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{d_0 l_0 z D_1} = \frac{2 \cdot 89,2 \cdot 10^3}{14 \cdot 22 \cdot 4 \cdot 86} = 1,68 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}].$$

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

Напряжение изгиба пальцев

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2T_p l \phi}{0,1 d_0^3 D_{1z}} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

где $l \phi = S + 0,5 l_0 = 5 + 0,5 \times 22 = 16$ мм;

S – зазор между полумуфтами, $S = 3 \dots 5$ мм;

$[\sigma_{\text{и}}] = 60 \dots 80$ МПа.

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2T_p l'}{0,1 d_0^3 D_{1z}} = \frac{2 \times 89,2 \times 10^3 \times 16}{0,1 \times 4^3 \times 86 \times 4} = 30,2 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}] = 60 \text{ МПа}.$$

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Заключение

В результате выполнения задания по курсовому проектированию была разработана типовая конструкция двухступенчатого цилиндрическо-конического редуктора общего назначения. Данный редуктор предназначен для длительной работы.

Выполнение задания разделено на два этапа. На первом этапе была подготовлена пояснительная записка, на втором – графическая часть.

Пояснительная записка содержит необходимые расчеты отдельных деталей и узлов редуктора и пояснения к этим расчетам.

Графическая часть включает в себя пять чертежей: два сборочных чертежа и три чертежа деталей (вал, звездочка и ведомое колесо редуктора). Сборочные чертежи (приводная станция и редуктор) сопровождаются соответствующими спецификациями.

Пояснительная записка и чертежи выполнены в соответствии со всеми требованиями, предъявляемыми к нормативной документации.

В процессе проектирования редуктора были закреплены знания по дисциплине «Детали машин».

Спроектированный редуктор соответствует всем нормам, предъявляемым к данному типу редукторов, и может применяться для привода различных типов рабочих машин.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Список использованных источников

1. Детали машин и основы конструирования : в 2 ч. : методические указания по курсовому проектированию / сост.: В. А. Агейчик [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2007. – Ч. 1. – 197 с.

2. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : учебное пособие для студентов технических вузов / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. и доп. – Минск : Технопринт, 2002. – 298 с.

3. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для студентов вузов / М. Н. Иванов. – 6-е изд., перераб. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.

4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов высших учебных заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Академия, 2004. – 496 с.

5. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин : пособие / сост.: Н. Н. Романюк [др.]. – Минск : БГАТУ, 2014. – 172 с.

6. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность : ГОСТ 21354–87. – Взамен ГОСТ 21354–75 ; введ. 01.01.1989. – М. : Издательство стандартов, 1988. – 129 с.

7. Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ) : учебно-методическое пособие / Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2015. – 136 с.

					03.48.012.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

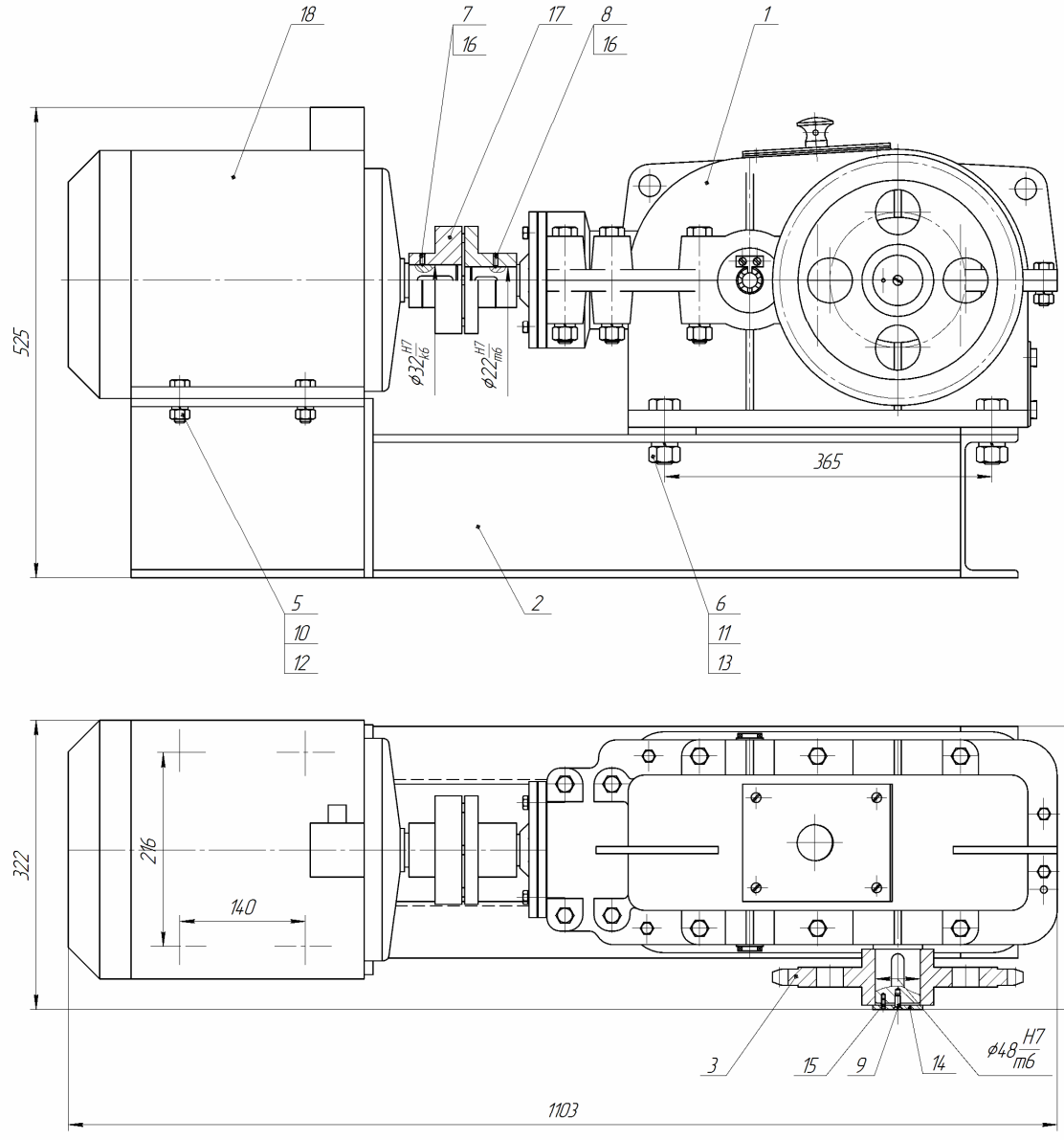
Приложения

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			02.48.012.00.000 СБ	Сборочный чертеж		
<i>Сборочные единицы</i>						
A4	1		02.48.012.01.000 СБ	Редуктор	1	
A4	2		02.48.012.02.000 СБ	Рама	1	
<i>Детали</i>						
A3	3		02.48.012.00.001	Звездочка	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
<i>Болты ГОСТ 7798-70</i>						
	5			M12-6d×40.58.019	4	
	6			M16-6d×60.58.019	4	
<i>Винты ГОСТ 1476-84</i>						
	7			V.M5-6d×14.14H.019	1	
	8			V.M6-6d×16.14H.019	1	
	9			Винт M6-6d×16.58.019		
<i>ГОСТ 17475-80</i>						
<i>Гайки ГОСТ 5915-70</i>						
	10			M12-6H.5.019	4	
	11			M16-6H.5.019	4	
02.48.012.00.000						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата
Разраб. Петров						
Пров. Оскирко						
Н.контр.						
Утв.						
Станция приводная				Лит. У		Лист 1
БГАТУ, гр. 40тс				Листов 2		

Копировал

Формат А4

02.48.012.00.000 СБ



Технические требования

1. Размеры для справок.
2. Угловая несоосность оси входного вала редуктора и электродвигателя не более 0,8 (1,4 мм на длине 100 мм). Радиальная несоосность оси входного вала редуктора и электродвигателя не более 0,3 мм.
3. Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются.
4. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло И-Г-А-46 ГОСТ 17479.4-87 в количестве 3,4 л.
5. Ограждения условно не показаны. Ограждения установить и окрасить в желтый цвет.

Техническая характеристика

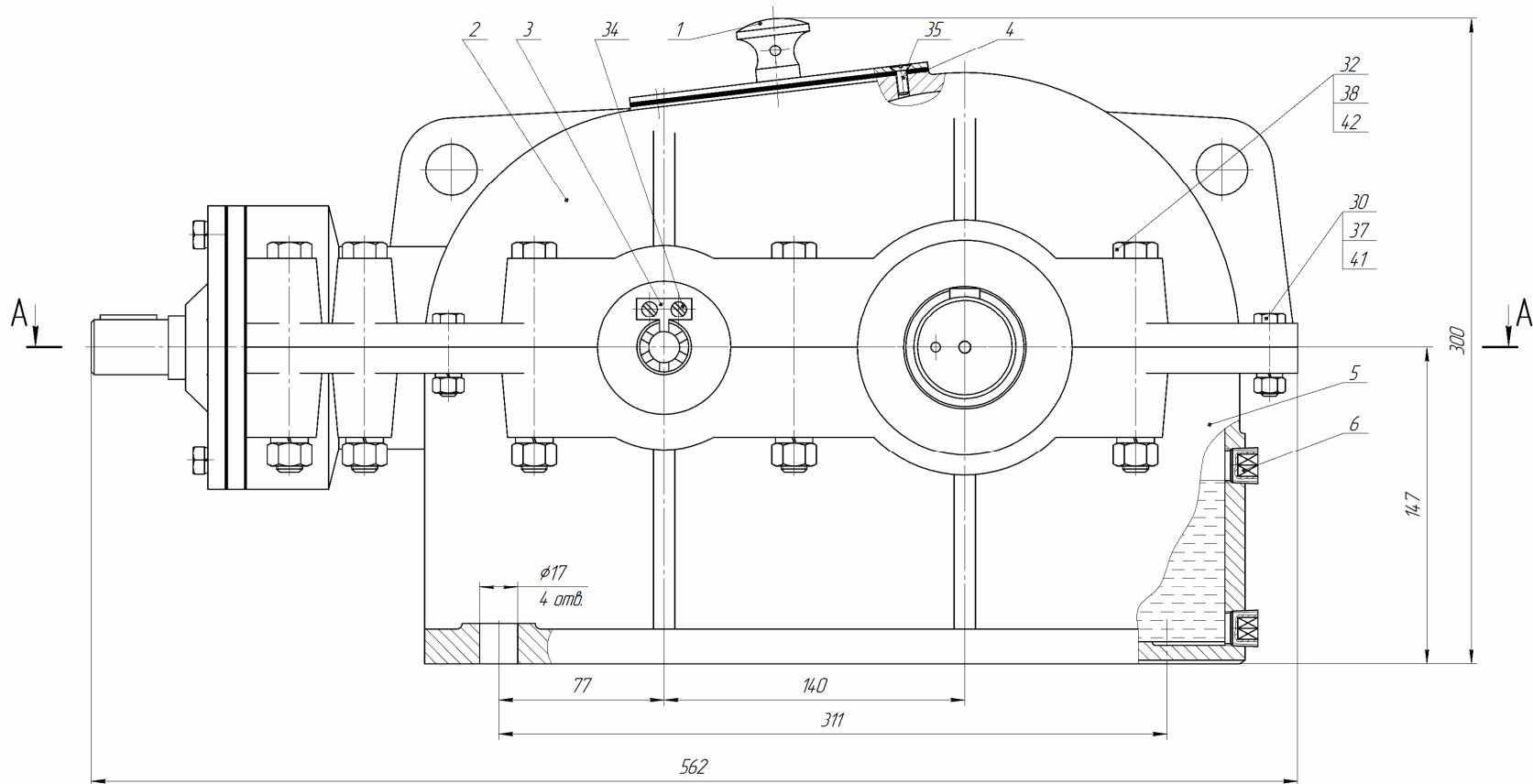
1. Передаточное число привода 16,2.
2. Мощность электродвигателя 7,5 кВт.
3. Частота вращения приводной звездочки 90 мин⁻¹.
4. Вращающий момент на выходном валу редуктора 448,5 Нм.

Испол. №	Лист и дата	Взам. инв. №	Инд. №	Лист и дата	Склад. №	Лист и дата
----------	-------------	--------------	--------	-------------	----------	-------------

				02.48.012.00.000 СБ		
Изм./Лист	№ док.	Подп.	Дата	Станция приводная Сборочный чертёж	Лит.	Масса
Разработ.	Петрахов				У	
Проект.	Осипко				Лист	Листов
Т.контр.						1
И.контр.					БГАТУ, гр. 40 тс	
Утв.					Копировал	
					Формат А1	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			02.48.012.01.000 СБ	Сборочный чертеж		
<i>Сборочные единицы</i>						
		1	02.48.012.01.100	Крышка	1	
<i>Детали</i>						
		2	02.48.012.01.001	Крышка	1	
		3	02.48.012.01.002	Пластина	2	
		4	02.48.012.01.003	Прокладка	1	
		5	02.48.012.01.004	Корпус	1	
		6	02.48.012.01.005	Пробка	2	
		7	02.48.012.01.006	Крышка	2	
		8	02.48.012.01.007	Винт	2	
		9	02.48.012.01.008	Шайба	2	
		10	02.48.012.01.009	Втулка	1	
		11	02.48.012.01.011	Колесо	1	
		12	02.48.012.01.012	Крышка	1	
A2		13	02.48.012.01.013	Вал	1	
A3		14	02.48.012.01.014	Колесо	1	
		15	02.48.012.01.015	Втулка	1	
		16	02.48.012.01.016	Крышка	1	
		18	02.48.012.01.018	Шестерня	1	
		19	02.48.012.01.019	Вал	1	
			02.48.012.01.000			
						Лит.
						Лист
						Листов
						9
						1
						3
			Редуктор			БГАТУ, зр. 40 тс
						Формат А4
						Копировал

02.48.012.01.000 СБ



Технические требования

1. Размеры для справок.
2. Редуктор залить маслом И-Г-А-46 ГОСТ 17479.4-87.
3. Плоскость разъема покрыть тонким слоем герметика УТ-34 ГОСТ 24285-80 при окончательной сборке.
4. Необрабатываемые поверхности литых деталей, находящихся в масляной ванне, красить маслястойкой красной эмалью.
5. Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ-115 ГОСТ 6465-76.

Техническая характеристика

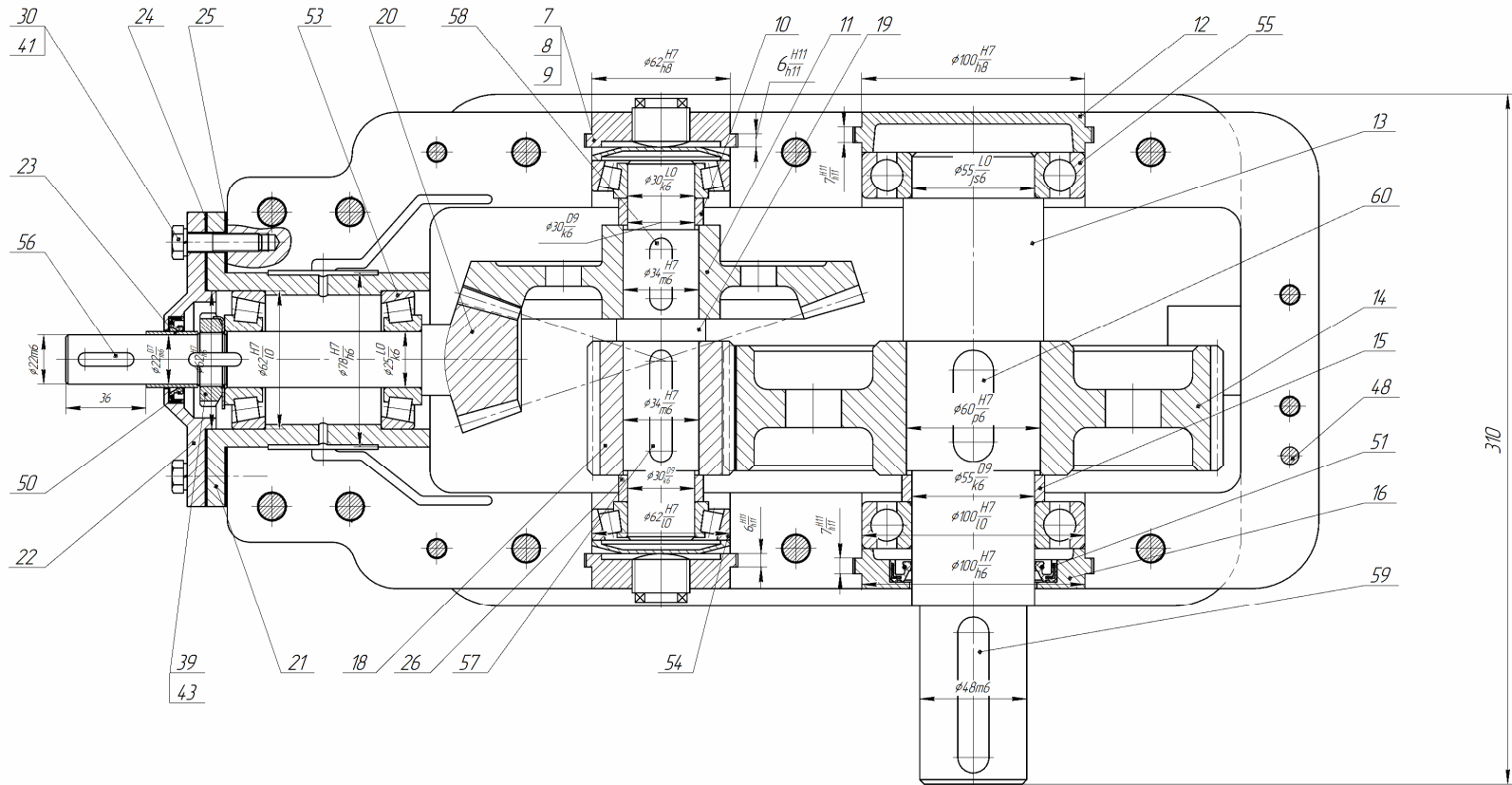
1. Передаточное число редуктора 10,8.
2. Вращающий момент на тихоходном валу 44,85 Нм.
3. Частота вращения тихоходного вала 135 мин⁻¹.

Лист № 001
Лист № 002
Лист № 003
Лист № 004
Лист № 005
Лист № 006
Лист № 007
Лист № 008
Лист № 009
Лист № 010
Лист № 011
Лист № 012
Лист № 013
Лист № 014
Лист № 015
Лист № 016
Лист № 017
Лист № 018
Лист № 019
Лист № 020
Лист № 021
Лист № 022
Лист № 023
Лист № 024
Лист № 025
Лист № 026
Лист № 027
Лист № 028
Лист № 029
Лист № 030
Лист № 031
Лист № 032
Лист № 033
Лист № 034
Лист № 035
Лист № 036
Лист № 037
Лист № 038
Лист № 039
Лист № 040
Лист № 041
Лист № 042
Лист № 043
Лист № 044
Лист № 045
Лист № 046
Лист № 047
Лист № 048
Лист № 049
Лист № 050
Лист № 051
Лист № 052
Лист № 053
Лист № 054
Лист № 055
Лист № 056
Лист № 057
Лист № 058
Лист № 059
Лист № 060
Лист № 061
Лист № 062
Лист № 063
Лист № 064
Лист № 065
Лист № 066
Лист № 067
Лист № 068
Лист № 069
Лист № 070
Лист № 071
Лист № 072
Лист № 073
Лист № 074
Лист № 075
Лист № 076
Лист № 077
Лист № 078
Лист № 079
Лист № 080
Лист № 081
Лист № 082
Лист № 083
Лист № 084
Лист № 085
Лист № 086
Лист № 087
Лист № 088
Лист № 089
Лист № 090
Лист № 091
Лист № 092
Лист № 093
Лист № 094
Лист № 095
Лист № 096
Лист № 097
Лист № 098
Лист № 099
Лист № 100

				02.48.012.01.000 СБ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Петров				У	-	1:1
Проб.	Осипова				Лист	1	Листов
Т.контр.							2
И.контр.					БГАТУ, зр. 40 тс		
Утв.					Копировать		
				Формат А1			

0248.012.01000 СБ

A-A (лист 1)

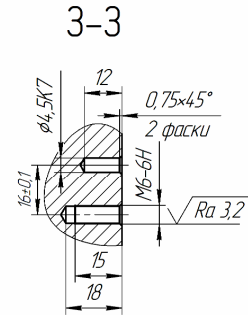
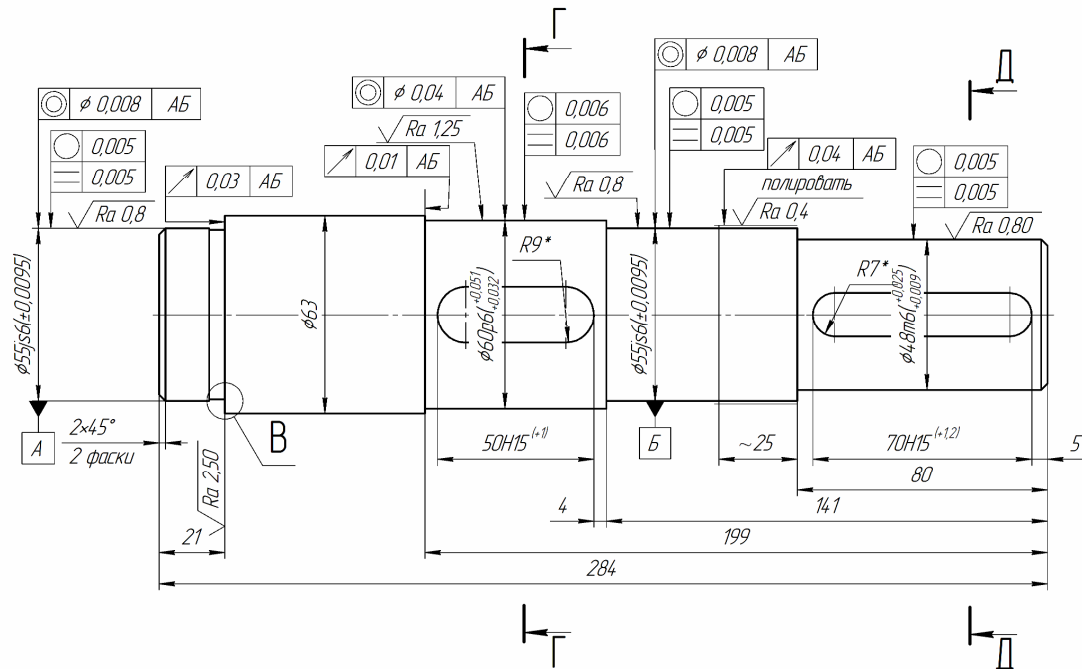


№ п. № докум. Дата Изм. № докум. Дата Изм. № докум. Дата Изм. № докум. Дата Изм.

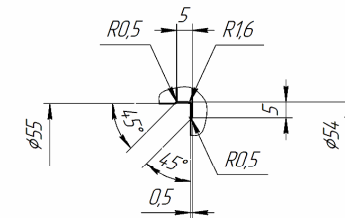
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	0248.012.01000 СБ	Лист
					Копирован	2
						Формат А2

02.48.012.01.013

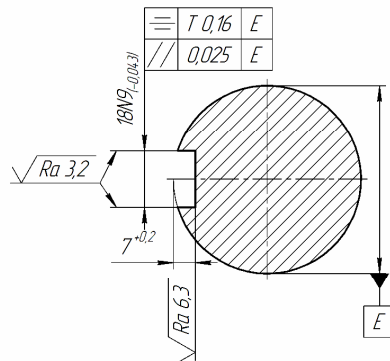
$\sqrt{Ra\ 12,5\ (\checkmark)}$



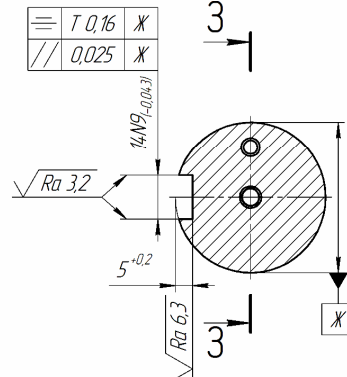
В (1:1)



Г-Г



Д-Д



- 1 240..260 НВ.
- 2 *Размер обеспечивается инструментом.
- 3 Неуказанные радиусы 1.2 мм.
- 4 ГОСТ 30893.2 - ТК.
- 5 Остальные технические требования по СТБ 1014-95.

				02.48.012.01.013		
Изм./Лист	№ Визуса	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разработ	Петров			4	5,6	1:1
Проб.	Осипова			Лист Листов 1		
Т.контр.						
Н.контр.						
Утв.						
				Вал		
				Круг 67-В ГОСТ 2590-2006		
				30 ГОСТ 1050-2013		
				БГАТУ, зр. 40 тс		
				Копировал Формат А2		

Лист 1 из 1

Специф. №

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

02.48.012.00.014

Перв. примен.

Справ. №

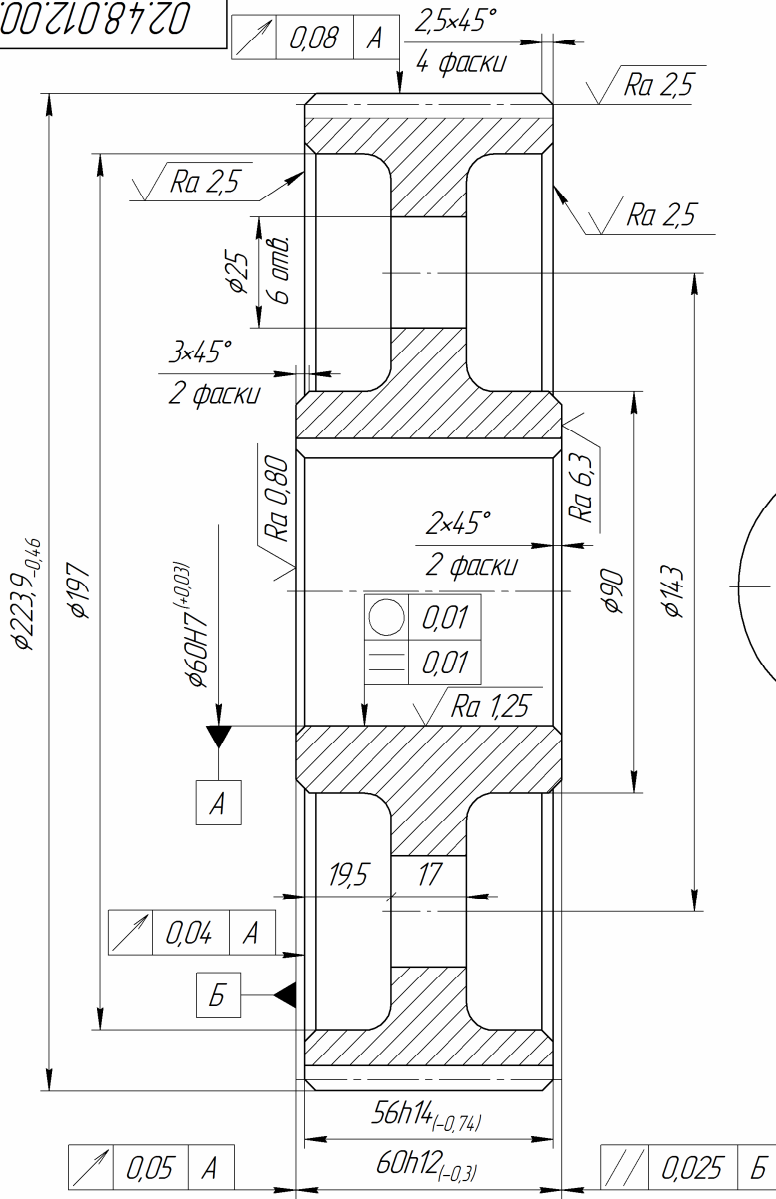
Подп. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. №



≡	T 0,16	A
///	0,025	A

√ Ra 12,5 (√)

Модуль	m	2,5
Число зубьев	z	86
Угол наклона	β	10°54'
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	X	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	9-С
Длина общей нормали	W	77,367 ^{-0,128} _{-0,218}
Постоянная хорда зуба	s _c	3,468
Высота до постоянной хорды	h _r	1,869
Делительный диаметр	d	218,9

1. 269...302 НВ.
2. Неуказанные радиусы - 6 мм.
3. ГОСТ 30893.2-тк.
4. Остальные технические требования по СТБ 1014-95.

				02.48.012.00.014				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Колесо	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Петров					4	11,1	1:1
Пров.	Оскирко				Лист Листов 1			
Т.контр.					Сталь 40ХН ГОСТ 4543-81 БГАТУ, зр. 40 тс			
Н.контр.					Копировал Формат А3			
Утв.								

02.48.012.00.001

Перв. примен.

Староб. №

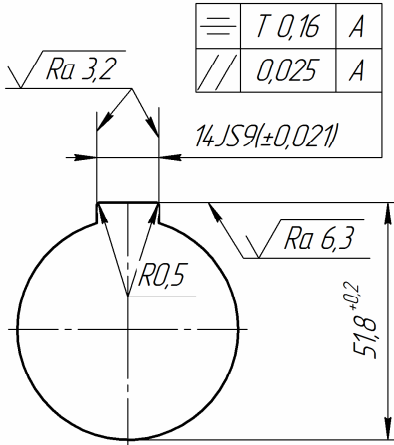
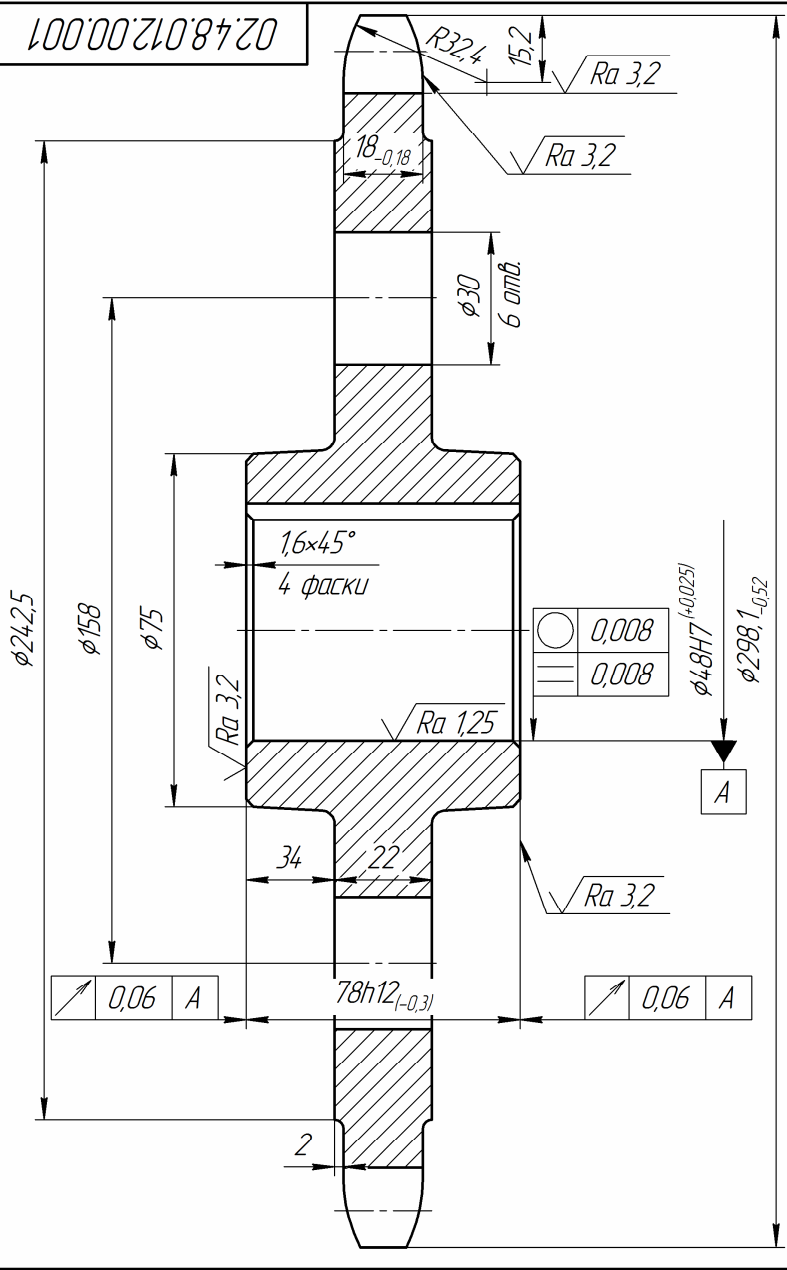
Подп. и дата

Инд. № испол.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.



- 1 240...280 НВ. Зубья - h 1,5...2 45...50 НRC.
- 2 ГОСТ 30893.1-МК.
- 3 Неуказанные радиусы 3 мм.
- 4 Остальные технические требования по СТБ 1014-95.

$\sqrt{Ra 12,5 (\sqrt{1})}$

Число зубьев	z	28
Сопр. цепь	Шаг	t 31,75
	Диаметр ролика	d ₁ 19,05
Проф. зуба по ГОСТ 591-69	без смещения	
Класс точн. по ГОСТ 591-69	-	С
Диаметр окружности впадин	D _f	274 _{-0,29}
Допуск на разность шагов	δ _f	0,25
Радиальное биение окружности впадин	E ₀	0,25
Торцевое биение зубчатого венца	-	0,25
Диаметр делительной окружности	d _g	283,6
Сопр. цепь	Ширина вн. пласт.	h 30,2
	Расст. между вн. пл.	b 19,05

02.48.012.00.001

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Звездочка	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Петров					4	10,6	1:1
Проб.	Оскирко					Лист	Листов	1
Т.контр.					Сталь 40Х ГОСТ 4543-81	БГАТУ, гр. 40 тс		
И.контр.					Копировал			
Утв.					Формат А3			

Учебное издание

**ДЕТАЛИ МАШИН.
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Учебно-методическое пособие

Составители:

Романюк Николай Николаевич,
Агейчик Валерий Александрович,
Жаркова Лилия Сергеевна и др.

Ответственный за выпуск *В. Н. Основин*

Корректор *Д. А. Значёнок*

Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*

Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 23.06.2020. Формат 60×84¹/₈.

Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 22,32. Уч.-изд. л. 17,45. Тираж 98 экз. Заказ 135.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Учреждение образования

«Белорусский государственный аграрный технический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,

распространителя печатных изданий

№ 1/359 от 09.06.2014.

№ 2/151 от 11.06.2014.

Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.