МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРАКТИКУМ

Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальностям 6-05-0812-02 «Техническое обеспечение
хранения и переработки сельскохозяйственной продукции»
и 6-05-0812-03 «Технический сервис в агропромышленном комплексе»

Минск
БГАТУ
2026

УДК 621.81(07)
ББК 34.44я7
Д38

Авторы:
кандидат технических наук, доцент *Н. Н. Романюк*,
кандидат технических наук, доцент *В. Н. Еднач*,
кандидат технических наук, доцент *В. Н. Основин*,
старший преподаватель *К. Л. Сергеев*,
старший преподаватель *О. В. Сокол*

Рецензенты:
кафедра «Машиноведение и детали машин»
Белорусского национального технического университета
(кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой *А. А. Калина*);
кандидат технических наук, доцент,
генеральный директор РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства» *Д. И. Комлач*

Детали машин. Практикум : учебно-методическое пособие / Н. Н. Романюк, В. Н. Еднач, В. Н. Основин [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2026. – 320 с.
Д38 ISBN 978-985-25-0334-1.

Содержит методические указания к практическим работам, направленные на расширение и углубление теоретических знаний, а также на развитие навыков анализа и обоснования результатов полученных расчетов. Предполагает прикладное изучение конструкций типовых деталей и сборочных единиц. Особое внимание уделяется освоению базовых принципов проектирования современных механизмов.

Для студентов учреждений высшего образования.

УДК 621.81(07)
ББК 34.44я7

ISBN 978-985-25-0334-1

© БГАТУ, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……...……5

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ОФОРМЛЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЗАДАНИЯ…….7

Практическая работа № 1
Составление кинематических схем механических приводов……..9

Практическая работа № 2
Кинематический, силовой и энергетический расчеты
механического привода. Ориентировочный расчет валов……..…15

Практическая работа № 3
Расчет закрытых цилиндрических зубчатых передач…….32

Практическая работа № 4
Расчет открытых конических зубчатых передач……..…56

Практическая работа № 5
Расчет планетарных и волновых зубчатых передач……..….70

Практическая работа № 6
Расчет червячных передач…….88

Практическая работа № 7
Расчет ременных передач……108

Практическая работа № 8
Расчет цепных передач……122

Практическая работа № 9
Расчет валов редуктора на прочность……143

Практическая работа № 10
Выбор и расчеты на прочность подшипников скольжения…….155

Практическая работа № 11
Расчет на долговечность подшипников качения……..…..171

Практическая работа № 12
Подбор и проверочные расчеты упругих муфт…….189

Практическая работа № 13
Расчет сварных соединений при различных случаях нагружения……..203

Практическая работа № 14
Расчет резьбовых соединений при различных случаях нагружения……...225

Практическая работа № 15
Расчет заклепочных, паяных и клеевых соединений на прочность…….249

Практическая работа № 16
Подбор и проверочный расчет шпоночных соединений……..275

Практическая работа № 17
Расчеты прочности шлицевых и штифтовых соединений……...286

Практическая работа № 18
Проверка прочности деталей соединения с гарантированным натягом…….299

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ…….317

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Оформление титульного листа……..319

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Детали машин» закладывает фундамент инженерного образования, создавая базу для освоения профильных предметов. Ключевое значение в обучении имеют практический цикл и курсовое проектирование. В настоящее время существует множество литературных источников по проектированию и расчету деталей машин, большинство из которых учебники и учебные пособия, где излагается теоретический материал. Между тем степень освоения дисциплины характеризуется способностью студента, впоследствии инженера в сфере агропромышленного комплекса, на практике применять приобретенные знания, успешно решая производственные задачи. Современные системы автоматизированного проектирования значительно упрощают расчеты, однако инженер должен уметь самостоятельно решать практические задачи для того, чтобы оценить достоверность полученных с помощью компьютерных программ результатов.

Данное учебно-методическое пособие разработано для практических занятий по дисциплине «Детали машин» и предназначено для студентов аграрных специальностей. Практические занятия по указанной дисциплине направлены на закрепление теоретических знаний для решения конкретных инженерных задач и приобретения практических навыков по расчету и проектированию деталей машин сельскохозяйственного назначения.

Изложенный материал учебного пособия позволяет студентам, опираясь на лекционный курс, самостоятельно приобрести опыт решения задач по проектированию наиболее распространенных механических передач (цилиндрической, червячной, цепной, ременной и т. д.) и соединений деталей машин (сварные, шпоночные, шлицевые, заклепочные и т. д.), предусмотренных учебной программой в виде расчетно-графических, контрольных работ и курсового проектирования.

Для облегчения самостоятельной подготовки в пособие включены примеры с пошаговым выполнением алгоритмов действий. Студент может сверять каждый этап своего расчета с образцом, что исключает путаницу в подстановке данных. Теория подается дозированно и привязана к конкретным действиям, что делает процесс обучения более интуитивным.

Пособие отличает системная последовательность расчетов. Задачи по разным темам связаны общим алгоритмом проектирования привода, что помогает студентам осознать связь в деталях как части единого целого. Это делает материал эффективным инструментом не только для практических занятий, но и для курсового и дипломного проектирования.

В качестве рисунков приведены по возможности простые схемы, сохраняющие основные черты конструкций и позволяющие понять условия работы и расчета деталей. При этом предполагается, что конструкцию деталей студенты изучают дополнительно на лабораторных занятиях и при курсовом проектировании. Данные справочного характера приводятся в ограниченном объеме, необходимом лишь для подтверждения и иллюстрации основных теоретических выводов.

Все расчеты приведены по единой методике, в основу которой положены главные критерии работоспособности деталей машин.

Учебное пособие составлено с использованием общепринятых технических терминов, соответствующих ГОСТов и установившихся методик по расчету и проектированию и предназначено для студентов всех форм обучения для подготовки к лекциям и экзаменам. В связи с использованием дистанционных технологий в обучении учебное пособие является дополнительным материалом для возможности электронного обучения студентов.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОФОРМЛЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЗАДАНИЯ

Общие требования

Индивидуальные задания (ИЗ) 1, 2, 3 и 4 по темам **«Расчет планетарных и волновых зубчатых передач»**, **«Расчет цепных передач»**, **«Расчет заклепочных, паяных и клеевых соединений на прочность»** и **«Проверка прочности деталей соединения с гарантированным натягом»** следует выполнять на сброшюрованных листах белой бумаги формата А4 (297×210 мм) разборчивым почерком, чернилами или пастой синего или черного цвета. Допускается выполнять ИЗ на компьютере с применением текстового редактора Word. Поля: верхнее – 2,2 см; нижнее – 2,2 см; правое – 3,0 см; левое – 1,0 см. Отступ первой строки абзаца – 1,25 см. Междустрочный интервал 1 см (для компьютерного варианта междустрочный интервал составляет 1,3). Шрифт, используемый в работе – Times New Roman, кегль 14.

Нумерация страниц начинается со 2-ой и проставляется внизу по центру листа. Титульный лист ИЗ считается первой страницей, но номер «1» на нем не проставляется. На титульном листе должна содержаться следующая информация: наименование университета, кафедра, по которой выполняется работа, наименование дисциплины, название темы, номер схемы, вариант задания, аббревиатура студенческой группы и факультета, фамилия и инициалы студента, фамилия и инициалы преподавателя, осуществляющего проверку задания, а также его ученая степень и звание (должность), город и текущий год (см. приложение А).

Расчеты и пояснения следует выполнить разборчивым почерком. Высота букв и цифр должна быть не менее 3,5 мм, а высота цифровых и буквенных индексов – не менее 2,5 мм. Пояснения к расчетам необходимо изложить кратко, текст должен быть четким и не допускать различных толкований. Сокращение слов в тексте не допускается, за исключением общепринятых. При выполнении расчета сначала записывают формулу в буквенных обозначениях. Далее вместо символов подставляют в формулу их численные значения в последовательности, соответствующей символической записи формулы, строго соблюдая правила размерности. Не допускается при вычислении сокращать подставленные в формулу численные значения. Затем записывают результаты вычислений с указанием размерности.

При выполнении работы на компьютере для оформления формул обращаются к «Редактору формул» (MathType Equation), поставляемый в комплекте с Word. Шрифт формул – Arial, кегль 14; индексы – кегль 10, 11; подындексы – кегль 8, 9; написание функций и греческих символов – прямое; переменных – наклонное.

Эскиз расчетной схемы следует расположить по тексту расчета и выполнить не менее чем на половину ширины листа карандашом с применением чертежных инструментов. На эскизе и расчетной схеме размеры, силовые факторы и др. должны быть обозначены теми же буквами, которые применяются в расчетных формулах.

При выполнении эскиза и расчетной схемы на компьютере, они встраиваются в текст работы. Цвет – черно-белый, четкий; полутоновой – с разрешением 300 dpi. Буквенные и цифровые обозначения – шрифт Arial, кегль 12–14.

Практическая работа № 1

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Цель работы: изучить конструкции типовых деталей и их соединений (элементов машин), приобрести практические навыки в вычерчивании их условных графических обозначений.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям темы: «Введение в дисциплину. Общие сведения по расчету и конструированию деталей машин»; «Механические передачи и приводы к оборудованию сельскохозяйственного и аграрного сектора».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Машина – это устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения или замены физического и умственного труда человека. Современные машины многократно повышают производительность труда человека и решают задачи, порой непосильные человеку. Они состоят главным образом из двигательной установки, передаточного механизма, исполнительного механизма с рабочими органами, а также системы управления и вспомогательных устройств.

Структурная схема машины представлена на рис. 1.1.

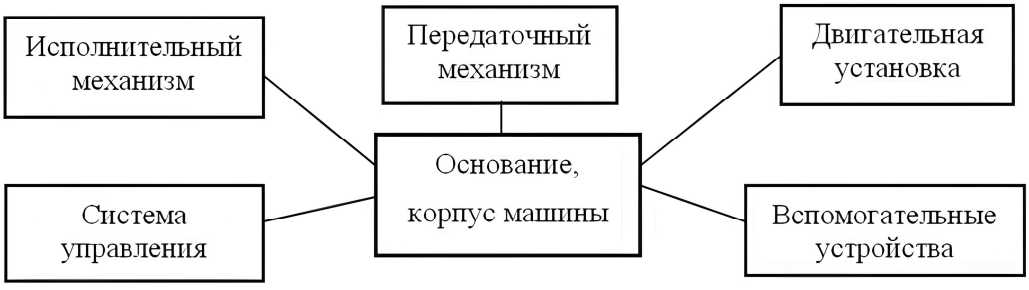


Рис. 1.1. Структурная схема машины

Конструкция машины составляется из деталей, узлов, устройств и других конструктивных и технологических средств.

Деталь – это изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101–2016).

Типовая деталь – это деталь, которая встречается и повторяется наиболее часто во всех машинах.

Сборочная единица – это изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101–2016).

Механическая передача – это механическое устройство, применяемое для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости, сил или моментов, а иногда и с преобразованием характера и закона движения.

Муфта – это устройство, предназначенное чаще всего для соединения двух валов или вала с установленными на нем деталями (зубчатыми колесами, звездочками, шкивами и др.), расположенными на одной оси соосно или с незначительным отклонением от соосности, с целью передачи вращающего момента.

Тормоз – это устройство, предназначенное для ограничения скорости движения или полной остановки движущегося объекта (механизма, машины).

Пружина – это упругий элемент, применяемый для обеспечения натяжения или нажатия в муфтах, тормозах, фрикционных передачах, а также для аккумулирования энергии.

Соединения – это различные конструктивные и технологические средства, обеспечивающие взаимную подвижность или неподвижность соединяемых деталей.

Механический привод – это система устройств, которая преобразует и передает механическую энергию для проведения в движение различных механизмов и машин. Он состоит из источника энергии, передаточного механизма и исполнительного механизма (рис. 1.1).

Составление кинематической схемы механического привода

Расчет **механического привода** (далее – привод) начинается с составления его кинематической схемы, представляющей условные изображения главных элементов привода и позволяющей следить за тем, как движение и мощность от двигателя (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания) передаются к рабочей машине (исполнительному механизму).

При изображении кинематической схемы придерживаются некоторых общепринятых условностей. Схема всегда представляется в одной плоскости, несмотря на то, что реальные механизмы расположены в трехмерном пространстве. Допускается изменять пространственное расположение передач и поворачивать их так, чтобы они оказались в одной плоскости.

Масштаб, как в пределах изображения отдельных передач, так и в пределах всего привода, можно не выдерживать. Механизмы изображаются в упрощенном виде.

Условные графические обозначения некоторых деталей и узлов привода показаны на рис. 1.2.

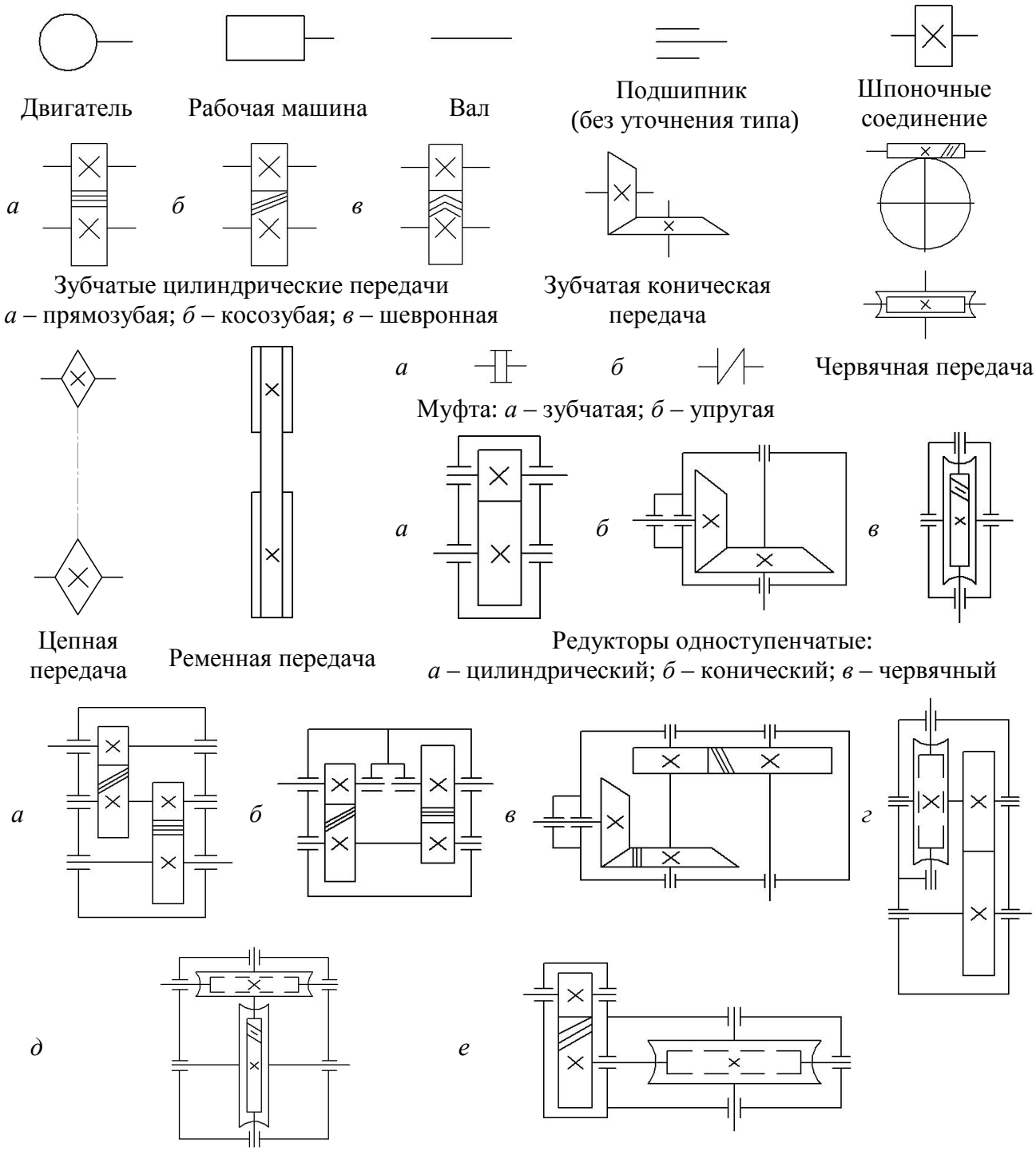


Рис. 1.2. Условные графические обозначения некоторых деталей и узлов машин

При вычерчивании зубчатых колес, звездочек, шкивов, червяка и червячного колеса нужно располагать их симметрично относительно оси вращения.

Открытую зубчатую и цепную передачи устанавливают обычно в тихоходной части привода – между редуктором и рабочей машиной (исполнительным механизмом), где действует наибольший вращающий момент. Это обусловлено высокой прочностью данных передач, а также тем, что плохие условия смазки открытых механизмов в этой части привода компенсируются малыми угловыми скоростями, что способствует продлению срока их службы.

Примеры составления кинематических схем приводов

Пример 1. Привод (рис. 1.3) состоит из электродвигателя, ременной передачи и одноступенчатого цилиндрического редуктора. Редуктор и рабочая машина соединены упругой муфтой. Составить кинематическую схему привода.

Составление кинематической схемы (рис. 1.3) начнем с изображения электродвигателя *1*. На валу электродвигателя расположен ведущий шкив *2* ременной передачи, соединенный с валом шпонкой *3*, рядом изображается ведомый шкив *4*. Шкивы соединяются с помощью ремня *5*. Ведомый шкив *4* установлен на входном валу *6* горизонтального цилиндрического одноступенчатого редуктора *7*. Следовательно, схема редуктора должна быть изображена после ведомого шкива *4*. Выходной вал *8* редуктора соединяется с технологическим валом *9* рабочей машины *10*. Поэтому рабочая машина *10* расположена рядом с выходным валом *8* редуктора *7*. Между валами размещается муфта *11*.

Кинематическая схема построена.

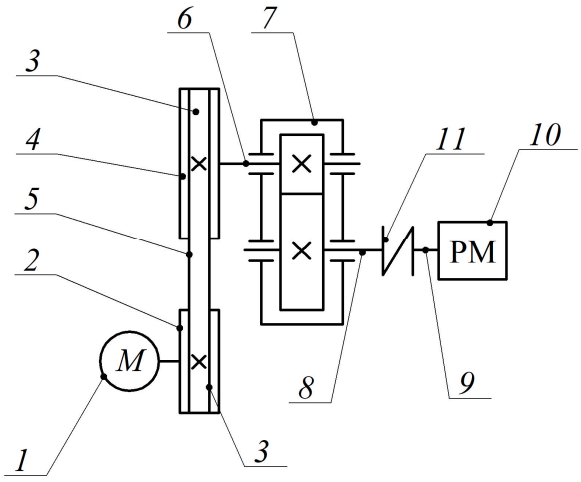


Рис. 1.3. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2, 4, 5* – ременная передача; *3* – шпонка;
6, 8 – входной и выходной валы редуктора; *7* – редуктор;
9 – технологический вал рабочей машины; *10* – рабочая машина; *11* – упругая муфта

Пример 2. Привод (рис. 1.4) состоит из электродвигателя, червячно-цилиндрического редуктора и открытой зубчатой передачи. Электродвигатель с редуктором соединены упругой муфтой, а редуктор с валом открытой передачи – зубчатой. Составить кинематическую схему привода.

Построение также начинается с электродвигателя *1*. Т. к. он соединен непосредственно с редуктором *2*, то входной вал редуктора *3* должен быть расположен соосно с валом электродвигателя *1*. Учитывая это, рядом с валом электродвигателя строится червячно-цилиндрический редуктор *2*. Вал электродвигателя и входной вал редуктора соединены упругой муфтой *6*. Выходной вал редуктора *5* соединяется с валом открытой передачи *8*, и поэтому данный вал строится соосно с выходным валом *5*. Они соединены зубчатой муфтой *7*. На валу открытой передачи изображается шестерня *9* открытой зубчатой передачи, закрепленная шпонкой *12*, а сам вал устанавливается на подшипниках *11*. Рядом изображается ведомое зубчатое колесо *10*, вал которого *13* является технологическим валом рабочей машины *14*. Колесо *10* и вал *13* соединяются с помощью шпонки *12*.

Кинематическая схема построена.

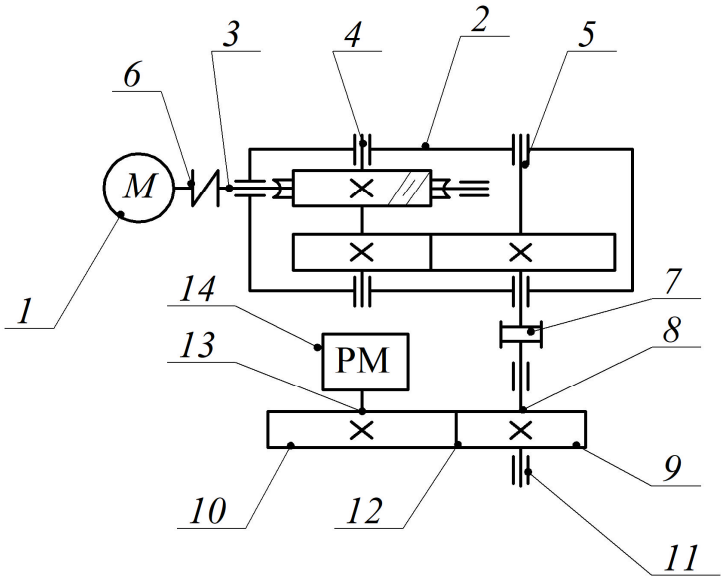


Рис. 1.4. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2* – червячно-цилиндрический редуктор;
3, 4, 5 – входной, промежуточный и выходной валы редуктора; *6* – упругая муфта;
7 – зубчатая муфта; *8* – вал открытой передачи;
9, 10 – шестерня и колесо открытой зубчатой передачи; *11* – подшипники; *12* – шпонки;
13 – технологический вал рабочей машины; *14* – рабочая машина

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Составить кинематическую схему привода, состоящего из электродвигателя, коническо-цилиндрического редуктора и цепной передачи. Редуктор и электродвигатель соединены упругой муфтой.

Задача 2. Составить кинематическую схему привода, состоящего из электродвигателя, соединенного с редуктором упругой муфтой, коническо-цилиндрического редуктора с раздвоенной цилиндрической ступенью и цепной передачи.

Задача 3. Составить кинематическую схему привода, состоящего из электродвигателя, ременной передачи и цилиндрического соосного редуктора. Редуктор и рабочая машина соединены упругой муфтой.

Задача 4. Составить кинематическую схему привода, состоящего из электродвигателя, соединенного с редуктором упругой муфтой, двухступенчатого цилиндрического редуктора и открытой конической передачи. Колесо конической передачи установлено на валу со звездочками грузовой цепи.

Задача 5. Составить кинематическую схему привода, состоящего из электродвигателя, одноступенчатого червячного редуктора и открытой зубчатой передачи. Редуктор и электродвигатель соединены упругой муфтой, а редуктор с валом открытой передачи – зубчатой.

Задача 6. Составить кинематическую схему привода, состоящего из электродвигателя, соединенного с редуктором упругой муфтой, двухступенчатого цилиндрического редуктора и открытой зубчатой цилиндрической передачи. Колесо открытой передачи установлено на валу ленточного конвейера.

Рекомендуемая литература: [2; 3; 8; 10; 11].

Практическая работа № 2

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ, СИЛОВОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Цель работы: изучить конструкцию механического привода; для заданной кинематической схемы выполнить кинематический, силовой и энергетический расчеты.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Механические передачи и приводы к оборудованию сельскохозяйственного и аграрного сектора».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Большинство современных технологических машин как в сельскохозяйственной отрасли, так и в других отраслях промышленности проектируют и создают по схеме: энергетическая машина, передаточный и исполнительный механизмы, система управления.

Устройство, состоящее из двигателя, передаточных механизмов и системы управления для приведения в движение машин и механизмов, называется, как отмечалось ранее, приводной станцией **(приводом)** (рис. 2.1).

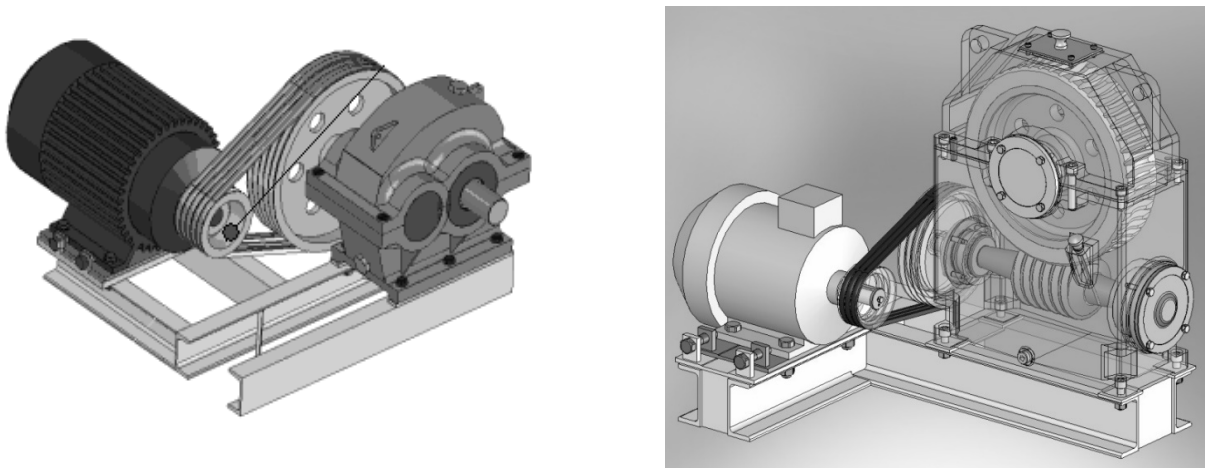


Рис. 2.1. Примеры приводных станций

Как правило, между двигателем и исполнительным механизмом устанавливают передачи, которые служат для передачи механической энергии на расстояние.

Механические устройства, применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости или вида движения, называют **механическими передачами (передачами)**.

Примером использования механических передач служат приводные станции (механические приводы) различного рода механизмов: конвейера, элеватора, подъемника и др.

Общее назначение передач совмещается с выполнением **частных функций**, к числу которых относятся: распределение энергии, понижение или повышение скорости, преобразование видов движения (например, вращательного в поступательное или наоборот), регулирование скорости, пуск, остановка и реверсирование.

Наиболее широкое распространение в технике получило **вращательное движение**, т. к. оно может быть осуществлено наиболее простыми способами.

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.

Основные параметры передачи в редукторе механического привода

Любая передача (рис. 2.2) 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 ($мин^{-1}$), вращающий момент T (Н·м), КПД η и передаточное число u (передаточное отношение i).

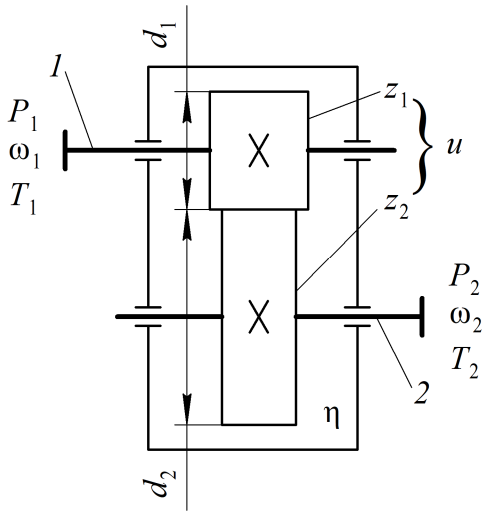


Рис. 2.2. Схема передачи с обозначением основных параметров

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) другого звена. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена *1* к ведомому *2*, имеет вид:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \qquad (2.1)$$

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:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}. \qquad (2.2)$$

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

Т. к. в рамках учебного занятия 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 как произведение передаточных чисел отдельных кинематических ступеней привода:

$$u_{\text{общ}} = u_{12} u_{23} \cdot \ldots \cdot u_{jn}. \qquad (2.3)$$

При разбивке общего передаточного числа следует руководствоваться кинематическими возможностями отдельных передач.

В табл. 2.1 приведены рациональные передаточные числа механических передач, при этом значения для редукторов следует принимать стандартными.

Таблица 2.1

Рациональные передаточные числа механических передач

Зубчатая передача (цилиндрическая, коническая)	Червячная передача	Ременная передача	Цепная передача
$u_{цил}$, $u_{кон}$	$u_{черв}$	$u_{рем}$	$u_{цеп}$
2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,55; 5,0; 5,6	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40	1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2	2,5–5,0

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:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \qquad (2.4)$$

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

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2\omega_2}{T_1\omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 u_{12}}. \qquad (2.5)$$

Значения некоторых КПД передач приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Значения некоторых КПД механических передач и элементов привода

Передача и элементы привода		КПД
$\eta_{ред}$	Зубчатая передача с цилиндрическими колесами	0,96–0,98
	Зубчатая передача с коническими колесами	0,95–0,97
	Открытая зубчатая передача	0,90–0,93
	Червячная передача	0,75–0,85
$\eta_{цеп}$	Цепная открытая передача	0,90–0,93
$\eta_{рем}$	Ременная передача с плоским ремнем	0,96–0,98
	Ременная передача с клиновым ремнем	0,95–0,97
$\eta_{подш}$	Потери на трение в одной паре подшипников	0,99–0,995
$\eta_{муф}$	Муфта соединительная	0,98

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

$$T_2 = T_1 u_{12} \eta. \quad (2.6)$$

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

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

$$V = \frac{\omega d}{2} \text{ или } V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}. \quad (2.7)$$

Окружная сила передачи F_t, Н:

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{2T}{d}. \quad (2.8)$$

Вращающий момент T, Н·мм:

$$T = F_t \frac{d}{2} = \frac{P}{\omega}. \quad (2.9)$$

Вращающий момент 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:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{т}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.10)$$

где $P_{\text{т}}$ – мощность, затрачиваемая на технологический процесс, кВт;

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

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{12} \eta_{23} \cdot \ldots \cdot \eta_n. \quad (2.11)$$

При расчете привода часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \tag{2.12}$$

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

$$T = 9550\frac{P}{n}; \tag{2.13}$$

– связь между моментами на ведущем (быстроходном) $T_б$ и ведомом (тихоходном) $T_т$ валах передачи через передаточное число u и КПД η:

$$T_т = T_б u \eta. \tag{2.14}$$

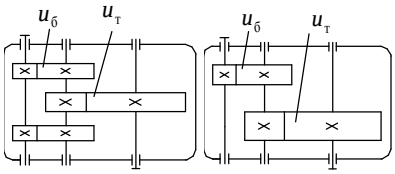
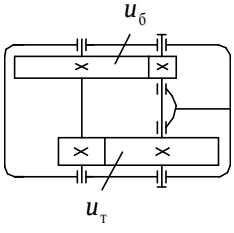
Для двухступенчатого редуктора:

$$u_{ред} = u_б u_т, \tag{2.15}$$

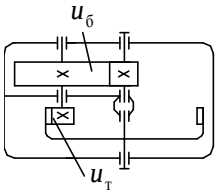
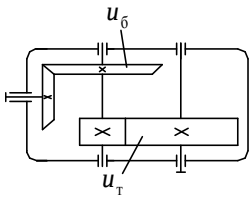
где $u_б$ и $u_т$ – передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней редуктора (коробки передач), определяемые по соотношениям, приведенным в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Соотношения для определения передаточных чисел быстроходной $u_б$ и тихоходной $u_т$ ступеней двухступенчатых редукторов

Исполнение редуктора	Схема	Передаточное число	
		$u_б$	$u_т$
По развернутой схеме		$\frac{u_{ред}}{u_т}$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$
Соосный		$\frac{u_{ред}}{u_т}$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$

Окончание таблицы 2.3

Исполнение редуктора	Схема	Передаточное число	
		$u_б$	$u_т$
Соосный с внутренним зацеплением		$2\sqrt[3]{u_{ред}}$	$\frac{u_{ред}}{u_б}$
Коническо-цилиндрический		$\frac{u_{ред}}{u_т}$	$1{,}1\sqrt{u_{ред}}$
Планетарный:			
$u_{ред} \le 25$	–	4	$\frac{u_{ред}}{4}$
$25 < u_{ред} \le 63$	–	$\frac{u_{ред}}{6{,}3}$	6,3
$u_{ред} > 63$	–	10	$0{,}1u_{ред}$

Предварительный (ориентировочный) расчет выходных концов валов $d_{вi}$ проводится на чистое кручение по пониженным допускаемым напряжениям по формуле:

$$d_{вi} \ge \sqrt[3]{\frac{T_i \cdot 10^3}{0{,}2\left[\tau_{кр}\right]}}, \qquad (2.16)$$

где T_i – вращающий момент на i-ом валу, Н·м;

$[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение на чистое кручение; для входного и выходного валов редуктора $[\tau_{кр}]$ = 15–30 МПа; для промежуточного вала редуктора $[\tau_{кр}]$ = = 10–20 МПа.

Полученный результат округляется до ближайшего большего значения из стандартного ряда (ГОСТ 6636–69): 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75 и т. д.

Выбор электродвигателя переменного тока

Электродвигатель является одним из основных элементов машинного агрегата. От типа двигателя, его мощности, частоты вращения зависят конструктивные, эксплуатационные, энергетические и габаритно-массовые характеристики привода.

В рамках учебного занятия эта задача решается ограниченно и заключается в подборе типоразмера по каталогу с учетом его механической характеристики. Для определения мощности электродвигателя и частоты вращения его ротора в техническом задании должны быть указаны мощность на выходе $P_т$ и частота вращения выходного (тихоходного) вала привода $n_т$. В зависимости от сложности учебной задачи указывают синхронную частоту вращения вала электродвигателя $n_с$ или проектировщик (студент), исходя из кинематических возможностей привода, сам выбирает требуемую номинальную (реальную) частоту вращения ротора электродвигателя $n_{ном}$.

Основные параметры асинхронных короткозамкнутых электродвигателей трехфазной серии АИР приведены в приложении (табл. 2.4).

Таблица 2.4

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

Номинальная мощность $P_{ном}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{ном}$, мин$^{-1}$	T_{max} / / $T_{ном}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{ном}$, мин$^{-1}$	T_{max} / / $T_{ном}$
	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 $P_{ном}$, кВт	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{ном}$, мин$^{-1}$	T_{max} / / $T_{ном}$	Тип двигателя	Номинальная частота вращения $n_{ном}$, мин$^{-1}$	T_{max} / / $T_{ном}$
	Синхронная частота вращения 1000 мин$^{-1}$			Синхронная частота вращения 750 мин$^{-1}$		
0,75	АИР80А6	920	2,2	АИР90LA8	700	2,0
1,10	АИР80В6	920	2,3	АИР90LB8	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

Пример кинематического, силового и энергетического расчетов привода

Пример. По заданным выходным параметрам – мощности на технологическом валу $P_т = 7{,}0$ кВт и частоте вращения технологического вала $n_т = 70{,}0$ мин$^{-1}$ – провести кинематический, силовой и энергетический расчеты привода (рис. 2.3): подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода (конической, цилиндрической и цепной передач); определить мощность, частоту вращения, угловую скорость и вращающий момент на валах привода; приближенно определить диаметр валов из расчета на чистое кручение.

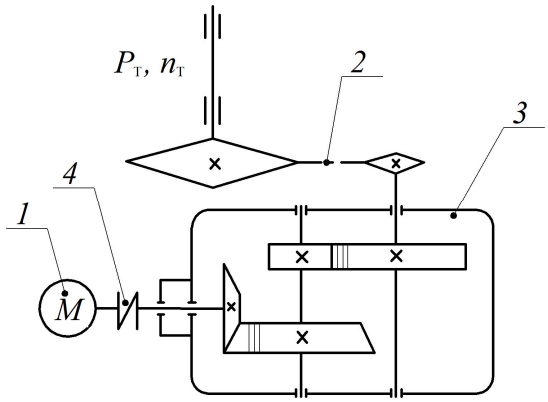


Рис. 2.3. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2* – открытая цепная передача; *3* – редуктор; *4* – муфта

Описание кинематической схемы привода заключается в последовательном изложении пути передачи вращающего момента от электродвигателя к рабочему органу машины через промежуточные узлы.

Вращающий момент от вала электродвигателя *1* передает ведущему валу двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора *3* посредством упругой муфты *4*. От ведущего вала редуктора вращающий момент передается промежуточному валу через зубчатую коническую передачу с прямыми зубьями. Далее от промежуточного вала вращающий момент передается ведомому валу посредством зубчатой цилиндрической прямозубой передачи. От ведомого вала редуктора *3* движение передается валу рабочей машины посредством цепной передачи *2*.

1. Определяем требуемую мощность электродвигателя (формула (2.10)):

$$P_{тр} = \frac{P_т}{\eta_{общ}} = \frac{7{,}0}{0{,}8045} = 8{,}701 \text{ кВт},$$

где $\eta_{общ}$ – общий коэффициент полезного действия привода (табл. 2.2):

$$\eta_{общ} = \eta_{цил}\eta_{кон}\eta_{цеп}\eta_{подш}^{4}\eta_{муф} = 0{,}98 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}90 \cdot 0{,}99^{4} \cdot 0{,}98 = 0{,}8045.$$

Расчет мощности следует проводить с точностью до трех знаков после запятой, для всего остального – с точностью до двух знаков.

2. Определяем требуемую частоту вращения вала электродвигателя:

$$n_{тр} = n_{т}u_{прив},$$

где $u_{прив}$ – передаточное число редуктора:

$$u_{прив} = u_{цеп}u_{ред} = u_{цеп}u_{кон}u_{цил}.$$

Рекомендуемые значения передаточных чисел:

$$u_{цеп} = 2{,}5–5{,}0$$
$$u_{кон} = 3{,}15–5{,}6;$$
$$u_{цил} = 2{,}5–5{,}6.$$

Предварительно выбираем $u_{цеп} = 2{,}5$, $u_{кон} = 4$ и $u_{цил} = 4$.

Вычисляем требуемую частоту вращения электродвигателя:

$$n_{тр} = 70 \cdot 2{,}5 \cdot 4 \cdot 4 = 2800 \text{ мин}^{-1}.$$

3. По табл. 2.4 выбираем электродвигатель с ближайшей большей мощностью по сравнению с рассчитанным значением $P_{тр}$. В данной таблице представлены двигатели с различной частотой вращения при одинаковом значении мощности двигателя $P_{ном}$.

Выбираем электродвигатель марки АИР132М2 с мощностью $P_{ном}$ = 11 кВт и частотой вращения вала $n_{ном}$ = 2910 мин$^{-1}$.

4. Уточняем передаточное число привода:

$$u_{прив} = \frac{n_{ном}}{n_{т}} = \frac{2910}{70} = 41{,}57.$$

Производим разбивку передаточного числа по ступеням, предварительно принимая передаточное число $u_{цеп}$ = 4.

Тогда $u_{\text{ред}} = \dfrac{u_{\text{прив}}}{u_{\text{цеп}}} = \dfrac{41{,}57}{4} = 10{,}39.$

Передаточное отношение цилиндрической передачи редуктора согласно табл. 2.3:

$$u_{\text{цил}} = 1{,}1\sqrt{u_{\text{ред}}} = 1{,}1 \cdot \sqrt{10{,}39} = 3{,}54;$$

$$u_{\text{кон}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{цил}}} = \frac{10{,}34}{3{,}54} = 2{,}92.$$

По табл. 2.1 выбираем стандартные значения передаточных отношений ступеней редуктора:

– конической – 3,15;

– цилиндрической – 3,55.

Тогда передаточное отношение цепной передачи:

$$u_{\text{цеп}} = \frac{u_{\text{прив}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{41{,}59}{3{,}55 \cdot 3{,}15} = 3{,}72.$$

5. Определяем частоты вращения валов привода.

Частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{эд}} = n_{\text{ном}} = 2910 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения входного вала редуктора:

$$n_1 = n_{\text{эд}} = 2910 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения промежуточного вала редуктора:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{кон}}} = \frac{2910}{3{,}15} = 923{,}81 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения выходного вала редуктора (с такой же частотой вращается ведущая звездочка цепной передачи):

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{цил}}} = \frac{923{,}81}{3{,}55} = 260{,}23 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения вала ведомой звездочки (технологического вала рабочего органа машины):

$$n_{\text{т}} = \frac{n_3}{u_{\text{цеп}}} = \frac{260{,}23}{3{,}72} = 70 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Определяем угловые скорости валов привода.

Угловая скорость вала электродвигателя:

$$\omega_{\text{эд}} = \frac{\pi n_{\text{ном}}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 2910}{30} = 304{,}73 \text{ с}^{-1}.$$

Угловая скорость входного вала редуктора:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 2910}{30} = 304{,}73 \text{ с}^{-1}.$$

Угловая скорость промежуточного вала редуктора:

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 932{,}81}{30} = 96{,}72 \text{ с}^{-1}.$$

Угловая скорость выходного вала:

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 260{,}23}{30} = 27{,}25 \text{ с}^{-1}.$$

Угловая скорость технологического вала рабочего органа машины:

$$\omega_{\text{т}} = \frac{\pi n_{\text{т}}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 70}{30} = 7{,}33 \text{ с}^{-1}.$$

7. Определяем мощности валов привода.

Мощность на валу электродвигателя:

$$P_{эд} = P_{ном} = 8,701 \text{ кВт.}$$

Мощность на входном валу редуктора:

$$P_1 = P_{тр}\eta_{муфт}\eta_{подш} = 8,701 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 8,443 \text{ кВт.}$$

Мощность на промежуточном валу редуктора:

$$P_2 = P_1\eta_{кон}\eta_{подш} = 8,443 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,107 \text{ кВт.}$$

Мощность на выходном валу редуктора:

$$P_3 = P_2\eta_{цил}\eta_{подш} = 8,107 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 7,865 \text{ кВт.}$$

Мощность на валу ведомой звездочки цепной передачи:

$$P_т = P_3\eta_{подш}\eta_{цеп} = 7,865 \cdot 0,99 \cdot 0,90 = 7,0 \text{ кВт.}$$

8. Определяем вращающие моменты на валах привода:
– на валу электродвигателя:

$$T_{эд} = 9550\frac{P_{тр}}{n_{ном}} = 9550 \cdot \frac{8,701}{2910} = 28,55 \text{ Н·м;}$$

– на входном валу:

$$T_1 = 9550\frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{8,443}{2910} = 27,71 \text{ Н·м;}$$

– на промежуточном валу:

$$T_2 = 9550\frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{8,107}{923,81} = 83,81 \text{ Н·м;}$$

– на выходном валу:

$$T_3 = 9550\frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{7,865}{260,23} = 288,64 \text{ Н·м;}$$

– на валу рабочего органа машины:

$$T_{т} = 9550\frac{P_{т}}{n_{т}} = 9550 \cdot \frac{7,0}{70} = 955 \text{ Н·м.}$$

9. Предварительный (ориентировочный) расчет валов редуктора (формула (2.16)):

– диаметр выходного конца входного вала редуктора (под полумуфту):

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2\left[\tau_{кр}\right]}} = \sqrt[3]{\frac{27,71 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 16,65 \text{ мм,}$$

где принимаем $\left[\tau_{кр}\right] = 30$ МПа – допускаемое напряжение на чистое кручение для материала вала;

– диаметр промежуточного конца вала редуктора (под подшипник качения):

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2\left[\tau_{кр}\right]}} = \sqrt[3]{\frac{83,81 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 27,57 \text{ мм,}$$

где принимаем $\left[\tau_{кр}\right] = 20$ МПа;

– диаметр выходного конца выходного вала редуктора (под ведущую звездочку):

$$d_{в3} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2\left[\tau_{кр}\right]}} = \sqrt[3]{\frac{288,64 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 36,37 \text{ мм,}$$

где принимаем $\left[\tau_{кр}\right] = 30$ МПа.

На основе предварительного расчета на чистое кручение определяем диаметры валов. Согласно ГОСТ 6636–69, значения диаметров принимаем по стандартному ряду нормальных линейных размеров *Ra*40: для выходного конца ведущего вала редуктора d_1 = 18 мм, под подшипники промежуточного вала d_2 = 30 мм, для выходного конца ведомого вала редуктора d_3 = 38 мм.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Выбрать электродвигатель для горизонтального шнекового смесителя-дробильщика зерна (рис. 2.4), выполнить кинематический расчет и определить вращающие моменты на валах редуктора. Мощность на рабочем валу машины $P_т$ = 1,5 кВт, частота вращения рабочего вала $n_т$ = 30 мин$^{-1}$, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_с$ = 3000 мин$^{-1}$. Расположение червяка – верхнее.

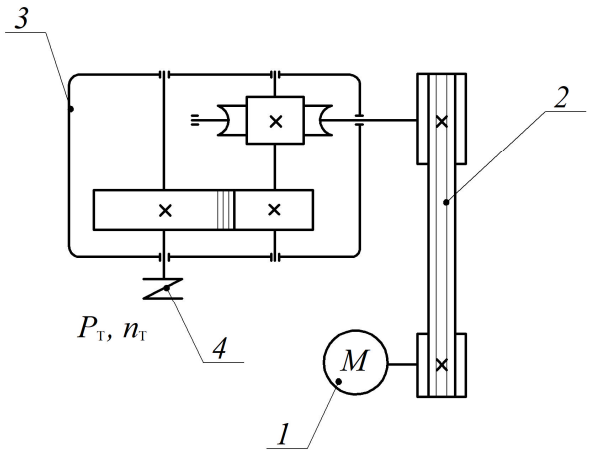


Рис. 2.4. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2* – открытая ременная передача; *3* – редуктор; *4* – муфта

Задача 2. Выбрать электродвигатель для ковшового элеватора (рис. 2.5), выполнить кинематический расчет и определить вращающие моменты на валах редуктора. Мощность на рабочем валу машины $P_т$ = 7,3 кВт, частота вращения рабочего вала $n_т$ = 80 мин$^{-1}$, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_с$ = 1500 мин$^{-1}$.

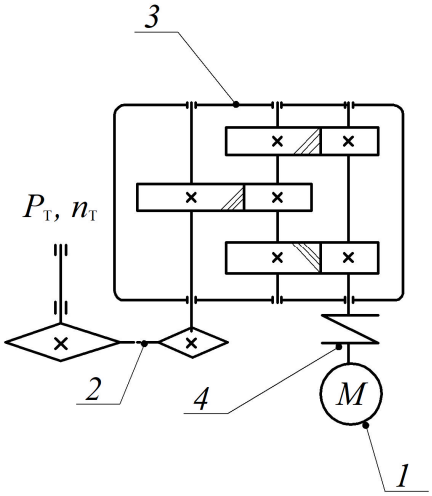


Рис. 2.5. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2* – открытая цепная передача; *3* – редуктор; *4* – муфта

Задача 3. Выбрать электродвигатель для горизонтального винтового транспортера (шнека), предназначенному для перемещения зерна (рис. 2.6), выполнить кинематический расчет и определить вращающие моменты на валах редуктора. Мощность на рабочем валу машины $P_т$ = 2,6 кВт, частота вращения рабочего вала $n_т$ = 50 мин$^{-1}$, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_с$ = 1500 мин$^{-1}$.

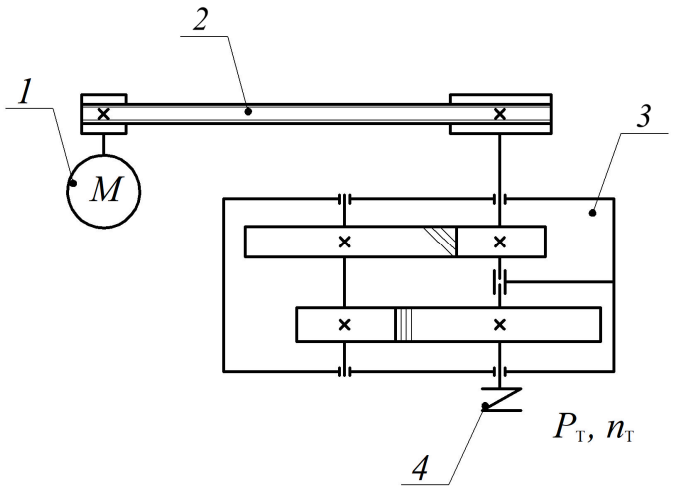


Рис. 2.6. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2* – открытая ременная передача; *3* – редуктор; *4* – муфта

Задача 4. Выбрать электродвигатель для горизонтального ленточного транспортера для перемещения сельскохозяйственных материалов (рис. 2.7), выполнить кинематический расчет и определить вращающие моменты на валах редуктора. Мощность на рабочем валу машины $P_т$ = 4,6 кВт, частота вращения рабочего вала $n_т$ = 25 мин$^{-1}$, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_с$ = 1000 мин$^{-1}$.

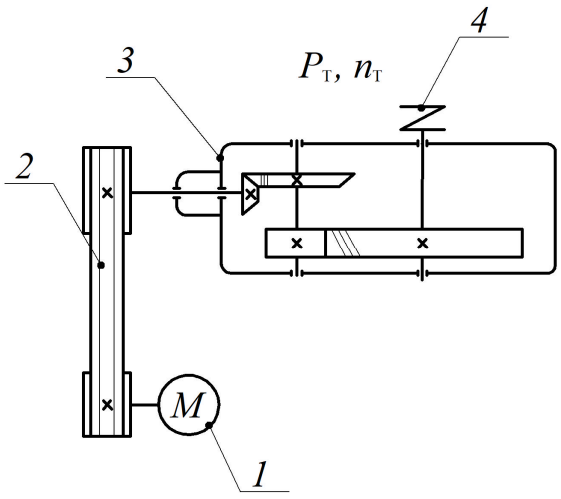


Рис. 2.7. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2* – открытая ременная передача; *3* – редуктор; *4* – муфта

Задача 5. Выбрать электродвигатель для мойки корнерезки (рис. 2.8), выполнить кинематический расчет и определить вращающие моменты на валах редуктора. Мощность на рабочем валу машины $P_т$ = 3,9 кВт, частота вращения рабочего вала $n_т$ = 100 мин$^{-1}$, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_с$ = 3000 мин$^{-1}$.

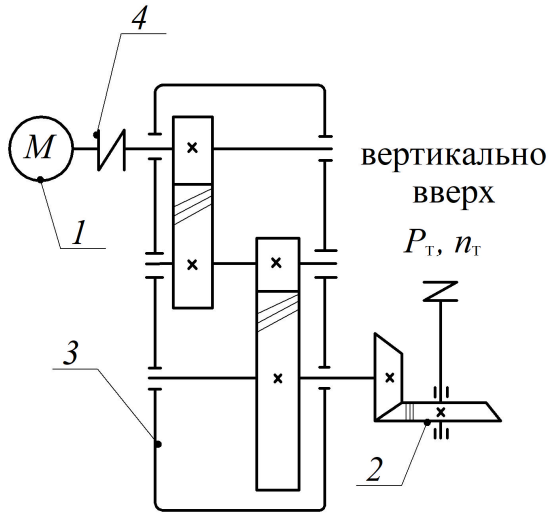


Рис. 2.8. Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; *2* – открытая коническая передача; *3* – редуктор; *4* – муфта

Рекомендуемая литература: [1; 2; 3; 8; 10; 11; 18].

Практическая работа № 3

РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: выполнить проектный и проверочный расчеты закрытой цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Конструкции и расчет цилиндрических зубчатых передач».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Зубчатые передачи – это самый распространенный вид механических передач, т. к. они могут надежно передавать мощности от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 275 м/с. Упрощенный вариант цилиндрической передачи представлен на рис. 3.1.

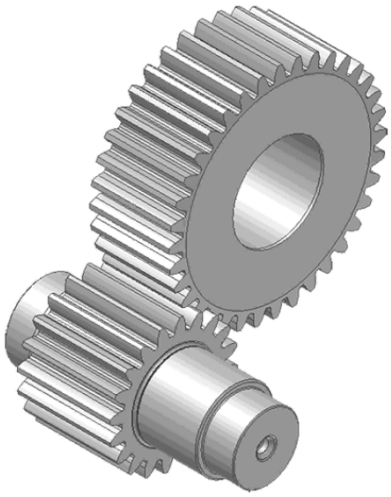


Рис. 3.1. Цилиндрическая зубчатая передача

Чаще всего зубчатые передачи применяют в качестве понижающих (**редукторов**), т. е. для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента, но они также с успехом используются и для повышения скорости (**мультипликаторы**).

Конструктивно зубчатые передачи большей частью выполняются закрытыми в общем жестком корпусе, что обеспечивает высокую точность сборки. Лишь тихоходные передачи ($V < 3$ м/с) с колесами значительных размеров, нередко встроенных в конструкцию машин (например, в механизмах поворота подъемных кранов, станков), изготавливаются в открытом исполнении.

Правильно спроектированная и изготовленная передача при выполнении всех правил эксплуатации не должна перегреваться и производить при работе сильного шума. Появление значительного перегрева и чрезмерного шума свидетельствует о недостатках в работе передачи, связанных с ее конструкцией, изготовлением, неправильным выбором смазочного материала или возможными повреждениями зубьев.

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.

Цилиндрическая зубчатая передача состоит из двух колес, имеющих чередующиеся зубья и впадины. Меньшее из них называется шестерней, а большее – колесом; термин «зубчатое колесо» относится к обоим колесам передачи (параметры шестерни будут обозначаться индексом 1, а колеса – 2).

Порядок выполнения проектного и проверочного расчетов закрытой цилиндрической зубчатой прямозубой или косозубой передачи

1. Осуществляют выбор твердости, термообработки и материала шестерни и колеса.

В правильно спроектированной зубчатой паре соотношение значений твердости активных поверхностей зубьев шестерни и колеса не может быть выбрано произвольно. 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.

Основными материалами для производства колес являются термически обрабатываемые конструкционные углеродистые и легированные стали. Рекомендуемые марки сталей: 40, 45, 40Х. Вид термообработки: нормализация или улучшение, причем улучшение рекомендуется при диаметре колеса не более 500 мм.

Вид заготовки: поковка, прокат или литье. Литье следует выбирать при диаметре колеса более 500 мм.

Более подробно марки сталей, термообработка и механические свойства приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

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

Марка стали	Заготовка		Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
	Шестерня $D_{пред}$, мм	Колесо $S_{пред}$, мм	сердцевины, НВ	поверхности, $HRC_э$	Временное сопротивление (предел прочности) $\sigma_в$	Предел текучести $\sigma_т$	
Поковка или штамповка							
35	любая	любая	163–192	–	550	270	Нормализация
45	любая	любая	179–207	–	600	320	
45	125	80	235–262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	–	890	650	
40Х	200	125	235–262	–	790	640	
40Х	125	80	269–302	–	900	750	
40Х	125	80	269–302	45–50	900	750	Улучшение + + закалка при нагреве ТВЧ

Окончание таблицы 3.1

Марка стали	Заготовка		Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
	Шестерня $D_{пред}$, мм	Колесо $S_{пред}$, мм	сердцевины, НВ	поверхности, $HRC_э$	Временное сопротивление (предел прочности) $\sigma_в$	Предел текучести $\sigma_т$	
35ХМ	315	200	235–262	–	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	269–302	–	920	790	
35ХМ	200	125	269–302	48–53	920	790	Улучшение + + закалка при нагреве ТВЧ
40ХН	315	200	235–262	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269–302	–	920	750	
40ХН	200	125	269–302	48–53	920	750	Улучшение + + закалка при нагреве ТВЧ
50ХН	200	125	269–302	50–56	1100	900	
20ХН2М	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение + + цементация + + закалка
18ХГТ	200	125	300–400	56–63	1000	800	
12ХН3А	200	125	300–400	56–63	1000	800	
25ХГМ	200	125	300–400	56–63	1000	800	
40ХН2МА	125	80	269–302	50–56	980	780	Улучшение + + азотирование
Стальная отливка							
35Л	любая	любая	163–207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	–	680	440	Улучшение
50ГЛ	315	200	235–262	–	850	600	

На рис. 3.2 показаны размеры характерных сечений заготовок.

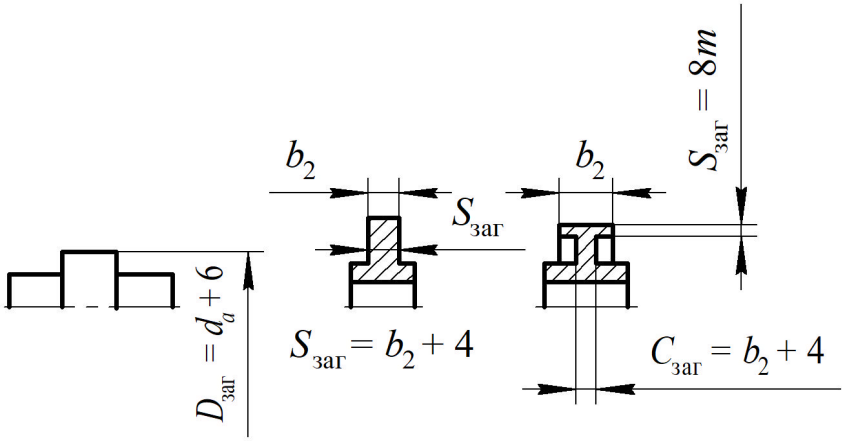


Рис. 3.2. Размеры характерных сечений заготовок

2. Определяют допускаемые контактные напряжения отдельно для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$.

2.1. Рассчитывают коэффициент долговечности:

$$Z_{N(1,2)} = \sqrt[i]{\frac{N_{H\lim(1,2)}}{N_{K(1,2)}}} = \sqrt[i]{\frac{N_{H\lim(1,2)}}{60 n_{(1,2)} L_h}}, \qquad (3.1)$$

где $N_{H\lim}$ – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости (табл. 3.2);

n_1, n_2 – частоты вращения на входном и выходном валу передачи соответственно, мин$^{-1}$;

L_h – срок службы (ресурс), ч.

При $N_K < N_{H\lim}$

$$Z_{N(1,2)} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim(1,2)}}{N_{K(1,2)}}}. \qquad (3.2)$$

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

При $N_K > N_{H\lim}$

$$Z_{N(1,2)} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim(1,2)}}{N_{K(1,2)}}} \ge 0{,}75. \qquad (3.3)$$

Обычно $N_K > N_{H\lim}$, что имеет место при длительно работающей передаче, т. е. в течение не менее 36 000 ч, то принимают Z_N = 1. Именно такой случай наиболее типичен при расчете зубчатых передач.

Таблица 3.2

Значение числа циклов $N_{H\lim}$

Средняя твердость поверхности зубьев	HB_i	200	250	300	350	400	450	500	550	600
$N_{H\lim}$, млн циклов		10,0	16,5	25,0	36,4	50,0	68,0	87,0	114,0	143,0

2.2. Определяют предел контактной выносливости, МПа (например, при ТО – улучшение или нормализация) (табл. 3.3):

$$\sigma_{H\lim b(1,2)} = 2\text{HB}_{(1,2)} + 70, \qquad (3.4)$$

где HB_1, HB_2 – твердость шестерни и колеса соответственно.

Таблица 3.3

Значения пределов контактной $\sigma_{H\lim}$ и изгибной $\sigma_{F\lim}$ выносливости и коэффициентов безопасности S_H и S_F

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	$\sigma_{H\lim b}$**, МПа	$S_{H\min}$	$\sigma_{F\lim b}$**, МПа	S_F
	на поверхности	в сердцевине					
Нормализация, улучшение	180–350 НВ		40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ и др.	2НВ + 70	1,1	1,8НВ	1,75
Объемная закалка	44–54 HRC		40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ и др.	18HRC + + 150	1,1	500	1,75
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n > 3$)*	56–63 HRC	25–35 HRC	55ПП, У6, 35ХМ	17HRC*$_{пов}$ + 200	1,2	900	
						650	
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины	45–55 HRC	42–50 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ и др. 40Х, 35ХМ, 40ХН и др.			550	
Азотирование	55–67 HRC 50–59 HRC	24–40 HRC 24–40 HRC	35ХЮА; 38ХМЮА, 40Х, 40ХФА, 40ХНМА и др.	1050		12HRC*$_{сердц}$ + 300	
Цементация и закалка	55–63 HRC	30–45 HRC	Цементуемые стали всех марок	23HRC$_{пов}$		750	1,55
Нитроцементация и закалка	57–63 HRC	30–45 HRC	Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ	23HRC$_{пов}$	1,2	1000	1,55
			Безмолибденовые стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.	23HRC$_{пов}$		750	

Примечания.

1. *Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.
2. **Значения определяются по средней твердости зубьев; $\text{HRC}_{пов}$ – твердость поверхности зуба; $\text{HRC}_{сердц}$ – твердость сердцевины зуба

2.3. Коэффициент безопасности выбирают для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают $S_{H\lim} = 1{,}1$, а для колес при поверхностном упрочнении зубьев $S_{H\lim} = 1{,}2$ (табл. 3.3).

2.4. Допускаемое контактное напряжение, МПа:

$$[\sigma_H]_{(1,2)} = \frac{\sigma_{H\lim b(1,2)} Z_{N(1,2)}}{S_{H\lim(1,2)}}. \tag{3.5}$$

При расчете передачи с прямым зубом, допускаемое контактное напряжение принимают равным наименьшему из двух рассчитанных, т. е.

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{(1,2)\min}. \tag{3.6}$$

При расчете передачи с косым зубом допускаемое контактное напряжение рассчитывают по формуле:

$$[\sigma_H] = 0{,}45\left([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2\right) \le 1{,}25[\sigma_H]_{(1,2)\min}. \tag{3.7}$$

3. Определяют допускаемые напряжения изгиба.

Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса по допускаемым напряжениям изгиба $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$.

3.1. Рассчитывают коэффициент долговечности:

$$Y_{N(1,2)} = \sqrt[i]{\frac{N_{F\lim(1,2)}}{N_{K(1,2)}}} = \sqrt[i]{\frac{N_{F\lim(1,2)}}{60 n_{(1,2)} L_h}}\ , \tag{3.8}$$

где $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ – число циклов перемены напряжений для всех сталей;

n_1, n_2 – частоты вращения на входном и выходном валу редуктора соответственно, мин$^{-1}$;

L_h – срок службы приводной станции (ресурс), ч.

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):

$$1 \le Y_{N(1,2)} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim(1,2)}}{N_{K(1,2)}}} \le 4; \qquad (3.9)$$

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

$$1 \le Y_{N(1,2)} = \sqrt[9]{\frac{N_{F\lim(1,2)}}{N_{K(1,2)}}} \le 2{,}5. \qquad (3.10)$$

При длительно работающей передаче (с ресурсом $L_h \ge 36\,000$ ч) $Y_{N(1,2)} = 1$.

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

3.3. Предел изгибной выносливости при изгибе, МПа (например, при ТО – улучшение или нормализация) (табл. 3.3)):

$$\sigma_{F\lim b(1,2)} = 1{,}8\mathrm{HB}_{(1,2)}, \qquad (3.11)$$

где HB_1, HB_2 – твердость шестерни и колеса соответственно.

3.4. Допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса, МПа:

$$[\sigma_F]_{(1,2)} = \frac{\sigma_{F\lim b(1,2)}}{S_{F\min(1,2)}} Y_{N(1,2)} Y_{S(1,2)}, \qquad (3.12)$$

где $S_{F\min(1,2)}$ – коэффициент безопасности (табл. 3.3).

4. Выбирают предварительный коэффициент нагрузки.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями K_H при контактных расчетах. Предварительно коэффициент K'_H принимают в зависимости от заданного режима работы:

– если режим – ВТ (весьма тяжелый), то $K'_H = 1{,}3$;

– если режим – Т (тяжелый), то $K'_H = 1{,}25$;

– если режим – С (средний), то $K'_H = 1{,}2$;

– если режим – Л (легкий), то $K'_H = 1{,}1$.

4. Определяют геометрические параметры цилиндрической передачи (рис. 3.3).

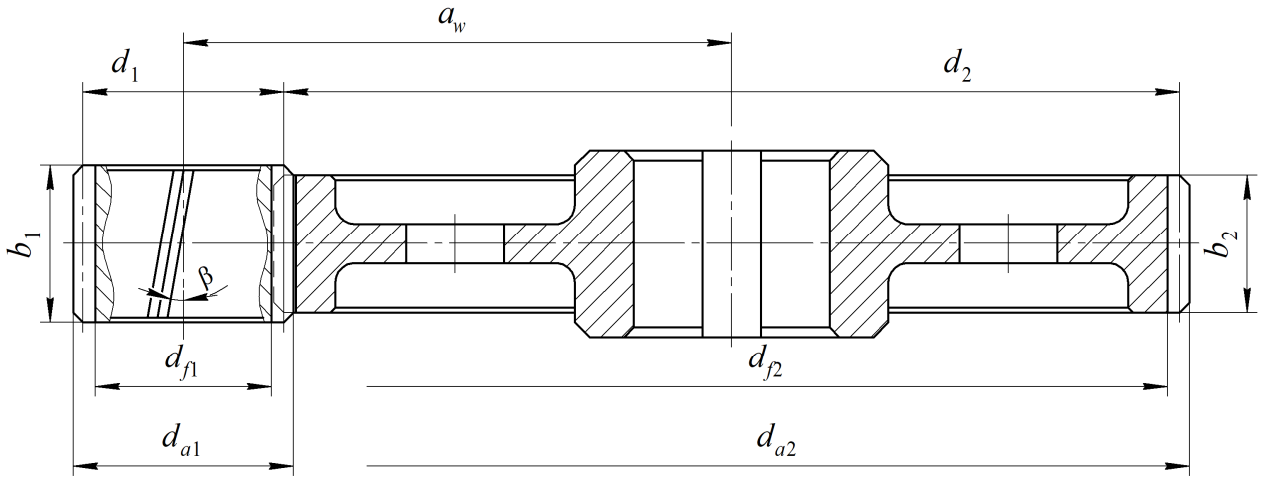


Рис. 3.3. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

5.1. Межосевое расстояние, мм:

$$a_w \geq K_a \left(u_{\text{цил}} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H' \cdot 10^3}{\psi_{ba} u_{\text{цил}}^2 \left[\sigma_H\right]^2}}, \qquad (3.13)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент (для косозубых передач K_a = 43; для прямозубых – K_a = 49,5);

$u_{\text{цил}}$ – передаточное число цилиндрической передачи;

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

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца зубчатого колеса (рекомендуют выбирать из ряда по ГОСТ 2185–66 (с сокращениями): 0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63. Для симметрично расположенных колес рекомендуют принимать ψ_{ba} = 0,30–0,50).

Полученное значение межосевого расстояния a_w для нестандартных передач округляют до ближайшего значения, кратного пяти, или по ряду нормальных линейных размеров *Ra*40 (ГОСТ 6636–69 с сокращениями): 40; 45; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420 и т. д.

При проектировании стандартных передач полученное значение a_w округляют до стандартного согласно ГОСТ 2185–66 (с сокращениями): 40; 50; 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 200; (224); 250; (280); 315; (355); 400; (450). В скобках указан второй ряд. Первый ряд следует предпочитать второму.

5.2. Ширина венца зубчатого колеса b_2 и шестерни b_1, мм:

$$b_2 \le \left(\psi_{ba} a_w + 0{,}5\right). \tag{3.14}$$

Принимают целое число b_2.

$$b_1 = b_1 + \left(3...5\right). \tag{3.15}$$

5.3. Модуль зацепления, мм:

$$m \ge \frac{2a_w \cos\beta'}{20\left(u_{цил} + 1\right)}, \tag{3.16}$$

где β' – предварительный угол наклона зубьев передачи с косым зубом, принимают β' = 11°–13°.

Т. к. для передачи с прямым зубом β = 0, то cosβ = 1, поэтому в дальнейших расчетах в формулах cosβ можно опускать.

Значение модуля m согласовывают со стандартным значением.

Значения модулей из стандартного ряда по ГОСТ 9563–60, мм: 1,0; 1,25; (1,375); 1,5; (1,75); 2,0; (2,25); 2,5; (2,75); 3,0; (3,5); 4,0; (4,5); 5,0; (5,5); 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0; 11,0; 12,0. В скобках указан второй ряд. Первый ряд следует предпочитать второму.

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

5.4. Числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2:

$$z_1 \le \frac{2a_w \cos\beta'}{m\left(u_{цил} + 1\right)}. \tag{3.17}$$

Значение z_1 округляют до целого числа.

$$z_2 \le z_1 u_{цил}. \tag{3.18}$$

Значение z_2 округляют до целого числа.

Суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2. \tag{3.19}$$

Фактическое передаточное число:

$$u_{\text{цил}}^{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}. \tag{3.20}$$

Отклонение фактического значения от заданного:

$$\Delta u_{\text{цил}} = \frac{\left| u_{\text{цил}}^{\text{ф}} - u_{\text{цил}} \right|}{u_{\text{цил}}} \cdot 100\ \% \le 4\ \%. \tag{3.21}$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа пересчитывают число зубьев.

5.5. Уточненное значение угла наклона зубьев (расчет осуществляют для колес с косым зубом), град:

$$\beta = \arccos \frac{mz_\Sigma}{2a_w}. \tag{3.22}$$

Полученное значение угла β должно быть в пределах от 8º до 20º.

5.6. Уточненное межосевое расстояние, мм:

$$a_w^{\text{ут}} = \frac{mz_\Sigma}{2\cos\beta} \tag{3.23}$$

(при расчете передачи с косым зубом $a_w^{\text{ут}}$ должно быть равным a_w).

5.7. Делительные диаметры зубчатых колес (d_1 и d_2), мм:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta};\ d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta}. \tag{3.24}$$

Причем должно выполняться условие $\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w^{\text{ут}}$.

5.8. Внешние диаметры зубчатых колес (d_{a1} и d_{a2}), мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m;\ d_{a2} = d_2 + 2m. \tag{3.25}$$

5.9. Внутренние диаметры зубчатых колес (d_{f1} и d_{f2}), мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m;\ \ d_{f2} = d_2 - 2{,}5m. \tag{3.26}$$

6. Определяют окружную скорость, м/с:

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}. \tag{3.27}$$

Назначают степень точности передачи (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Степень точности	Вид передачи	V, м/с	Область применения
6	с прямым зубом	$V >$ 10 до 15	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. д.
	с косым зубом	$V >$ 15 до 20	
7	с прямым зубом	$6 < V \le 10$	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
	с косым зубом	$10 < V \le 15$	
8	с прямым зубом	$2 < V \le 6$	Передачи в общем машиностроении, не требующие особой точности
	с косым зубом	$4 < V \le 10$	
9	с прямым зубом	$V \le 2$	Тихоходные передачи машин низкой точности
	с косым зубом	$V \le 4$	

7. Определяют усилия в зацеплении зубчатой передачи (рис. 3.4), Н:
– окружная сила:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 10^3}{d_2}; \tag{3.28}$$

– радиальная сила:

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \mathrm{tg}\alpha}{\cos\beta}, \tag{3.29}$$

где α – угол зацепления, α = 20º (tgα = 0,364);

– осевая сила (только для косозубой передачи):

$$F_a = F_{a1} = F_{a2} = F_t \mathrm{tg}\beta. \qquad (3.30)$$

Т. к. для передачи с прямым зубом β = 0, то осевая сила $F_a = 0$.

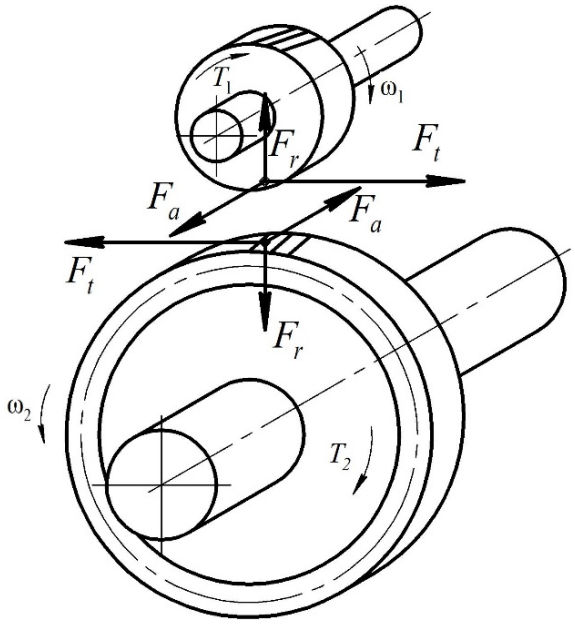


Рис. 3.4. Усилия в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи

8. Выполняют проверочный расчет передачи по контактным напряжениям.

Расчетное контактное напряжение (МПа) рассчитывают по следующей формуле:

$$\sigma_H = K\sqrt{\frac{F_t(u_{\text{цил}}+1)K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV}}{d_2 b_2}} \le [\sigma_H]. \qquad (3.31)$$

Вспомогательный коэффициент K (для передач с косым зубом K = 376, с прямым зубом K = 436).

Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{H\alpha}$ = 1; для косозубых передач определяют по табл. 3.5).

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (табл. 3.6).

Коэффициент динамической нагрузки K_{HV}, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл. 3.7).

Определяют процент перегрузки или недогрузки Δ, %:

$$\Delta = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\ \% = \begin{matrix} +5\ \% \\ -10\ \% \end{matrix}, \qquad (3.32)$$

где +5 % – допускаемая перегрузка передачи ($\sigma_H > [\sigma_H]$),

–10 % – допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$).

Если условие не выполняется, изменяют ширину венца колеса b_2. Если эта мера не даст должного результата, то либо увеличивают межосевое расстояние a_w, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку, пересчитывают допускаемые контактные напряжения и повторяют весь расчет передачи.

Таблица 3.5

Значения коэффициента неравномерности нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$

Степень точности	Окружная скорость V, м/с, до				
	1	5	10	15	20
6	1,00	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,10	1,16	–	–	–

Таблица 3.6

Значения коэффициента неравномерности нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = b_1 / d_1$	Твердость поверхности зубьев					
	НВ ≤ 350			НВ ≥ 350		
	1	2	3	1	2	3
0,40	1,15	1,04	1,00	1,33	1,08	1,02
0,60	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,80	1,30	1,08	1,03	–	1,21	1,06
1,00	–	1,11	1,04	–	1,29	1,09
1,20	–	1,15	1,05	–	1,36	1,12
1,40	–	1,18	1,07	–	–	1,16
1,60	–	1,22	1,09	–	–	1,21
1,80	–	1,25	1,11	–	–	–
2,00	–	1,30	1,14	–	–	–
Примечание. Данные, приведенные в столбце 1, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; 2 – к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; 3 – к передачам с симметричным расположением						

Таблица 3.7

Значения коэффициента внутренней динамичности K_{HV}

Степень точности	Вид передачи	Окружная скорость *V*, м/с, до					
		1	2	4	6	8	10
6	с прямым зубом	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	с косым зубом	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	с прямым зубом	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	с косым зубом	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
8	с прямым зубом	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
	с косым зубом	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
9	с прямым зубом	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
	с косым зубом	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12

9. Выполняют проверочный расчет передачи на выносливость по изгибу.

Расчетные напряжения изгиба для шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} (МПа) рассчитывают по следующим формулам:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1}\cos^2\beta\frac{F_t K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}}{b_1 m} \le [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2}\cos^2\beta\frac{F_t K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}}{b_2 m} \le [\sigma_F]_2. \quad (3.33)$$

Коэффициент формы зуба шестерни и колеса Y_{F1} и Y_{F2}, определяют по табл. 3.8 в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 для прямозубых колес; для косозубых колес – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{\upsilon 1}$ и колеса $z_{\upsilon 2}$:

$$z_{\upsilon 1} = \frac{z_1}{(\cos\beta)^3};$$

$$z_{\upsilon 2} = \frac{z_2}{(\cos\beta)^3}. \quad (3.34)$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для передач с прямым зубом $K_{F\alpha} = 1$; для косозубых передач зависит от степени точности передачи и определяют по табл. 3.9).

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба (для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta} = 1$).

Коэффициент динамической нагрузки K_{FV}, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл. 3.10).

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, то это допустимо, т. к. нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma_F]$ свыше 5 %, то увеличивают модуль m, соответственно пересчитывают число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторяют проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а, следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

Таблица 3.8

Значения коэффициента формы зуба Y_F

z или z_υ							
17–20	20–30	30–40	40–50	50–60	60–80	80–100	100 и более
4,27	4,07	3,80	3,70	3,65	3,63	3,61	3,60

Таблица 3.9

Значения коэффициента неравномерности нагрузки между зубьями $K_{F\alpha}$

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

Таблица 3.10

Значения коэффициента внутренней динамичности K_{FV}

Степень точности	Вид передачи	Окружная скорость V, м/с, до					
		1	2	4	6	8	10
6	с прямым зубом	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
	с косым зубом	1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	с прямым зубом	1,08	1,016	1,33	1,50	1,67	1,80
	с косым зубом	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,27
8	с прямым зубом	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	с косым зубом	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	с прямым зубом	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
	с косым зубом	1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Пример расчета закрытой цилиндрической косозубой зубчатой передачи

Пример. Выполнить проектный и проверочный расчеты зубчатой цилиндрической передачи. Тип передачи – косозубая; частоты вращения на ведущем

и ведомом валу передачи n_1 = 950 мин$^{-1}$ и n_2 = 302 мин$^{-1}$ соответственно; передаточное число передачи $u_{цил}$ = 3,15; номинальный вращающий момент на колесе T_2 = 163,5 Н·м; срок службы L_h = 12 000 ч; режим работы – легкий; расположение колес симметричное.

1. Назначаем для шестерни и колеса: материал – сталь 40Х; термообработка шестерни и колеса – улучшение (табл. 3.1); твердость колеса $НВ_2$ = 230 и шестерни $НВ_1 = НВ_2 + (20–50) = 230 + 20 = 250$.

Коэффициент долговечности (при $N_{K(1,2)} > N_{H\lim(1,2)}$ (табл. 3.2)) определяем по формуле (3.1):

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\,\lim 1}\cdot 10^6}{60 n_1 L_h}} = \sqrt[20]{\frac{16{,}5\cdot 10^6}{60\cdot 950\cdot 12\ 000}} = 0{,}83 > 0{,}75;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 2}\cdot 10^6}{60 n_2 L_h}} = \sqrt[20]{\frac{13{,}9\cdot 10^6}{60\cdot 302\cdot 12\ 000}} = 0{,}86 > 0{,}75.$$

2. Из табл. 3.3 выбираем формулу для определения предела контактной выносливости:

$$\sigma_{H\lim b1} = 2НВ_1 + 70 = 2\cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim b2} = 2НВ_2 + 70 = 2\cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент безопасности S_H = 1,1 (табл. 3.3).

Тогда допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса, МПа (формула (3.5)):

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim b1} Z_{N1}}{S_{H\min 1}} = \frac{570\cdot 0{,}83}{1{,}1} = 430{,}1 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim b2} Z_{N2}}{S_{H\min 1}} = \frac{530\cdot 0{,}86}{1{,}1} = 414{,}4 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение (формула (3.7)):

$$[\sigma_H] = 0{,}45\left([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2\right) = 0{,}45\cdot(430{,}1 + 414{,}4) = 380 \text{ МПа}.$$

Проверка $[\sigma_H] = 380$ МПа $< 1,23[\sigma_H]_2 = 1,25 \cdot 414,4 = 518$ МПа.

3. Коэффициент долговечности при испытаниях на изгиб принимаем $Y_N = 1$ (см. п. п. 3.1).

Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаем $Y_S = 1$ (см. п. п. 3.2).

Предел изгибной выносливости при изгибе, МПа (табл. 3.3):

$$\sigma_{F\lim b1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim b2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}.$$

По табл. 3.3 для выбранной марки стали 40Х при термообработке (улучшение) принимают коэффициент безопасности $S_F = 1,75$.

Тогда допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса (формула (3.12)):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim b1}}{S_{F\min 1}} Y_{S1} Y_{N1} = \frac{450}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 257,1 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim b2}}{S_{F\min 1}} Y_{S2} Y_{N2} = \frac{414}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 236,6 \text{ МПа}.$$

5. Задаем предварительный коэффициент нагрузки по режиму работы (легкий) $K'_H = 1,1$.

6. Определяем геометрические параметры цилиндрической передачи (рис. 3.3).

Принимаем коэффициент ширины венца зубчатого колеса $\psi_{ba} = 0,4$ при симметричном расположении колес.

Тогда межосевое расстояние (формула (3.13)):

$$a_w \geq K_a \left(u_{\text{цил}} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K'_H 10^3}{\psi_{ba} u_{\text{цил}}^2 [\sigma_H]^2}} = 43 \cdot (3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{163,5 \cdot 1,1 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 3,15^2 \cdot 380^2}} = 120,9 \text{ мм}.$$

Принимаем нестандартную передачу с межосевым расстоянием $a_w = 120$ мм.

Ширина венца зубчатого колеса b_2 и шестерни b_1, мм (формулы (3.14) и (3.15)):

$$b_2 \le \left(\psi_{ba} a_w + 0,5\right) = 0,4 \cdot 120 + 0,5 = 48,5 \text{ мм}.$$

Принимаем b_2 = 48 мм.

$$b_1 = b_2 + \left(3...5\right) = 48 + 4 = 52 \text{ мм}.$$

Задаем предварительный угол наклона зубьев передачи с косым зубом β' = 11°, для которого cos β' = 0,982.

Модуль зацепления (формула (3.16)):

$$m' \ge \frac{2a_w \cdot \cos\beta'}{20\left(u_{\text{цил}} + 1\right)} = \frac{2 \cdot 120 \cdot \cos 11°}{20 \cdot (3,15 + 1)} = 2,84 \text{ мм}.$$

Принимаем m = 3 мм (ГОСТ 9563–60).

Числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 (формулы (3.17) и (3.18)):

$$z_1 \le \frac{2a_w \cos\beta'}{m\left(u_{\text{цил}} + 1\right)} = \frac{2 \cdot 120 \cdot \cos 11°}{3 \cdot (3,15 + 1)} = 18,93.$$

Принимаем z_1 = 19.

$$z_2 \le z_1 u_{\text{цил}} = 19 \cdot 3,15 = 59,85 \approx 60.$$

Суммарное число зубьев (формула (3.19)):

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 19 + 60 = 79.$$

Фактическое передаточное число (формула (3.20)):

$$u_{\text{цил}}^{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{19} = 3,158.$$

Отклонение фактического значения от заданного (формула (3.21)):

$$\Delta u_{\text{цил}} = \frac{\left|u_{\text{цил}}^{\text{ф}} - u_{\text{цил}}\right|}{u_{\text{цил}}} \cdot 100\ \% = \frac{\left|3{,}158 - 3{,}15\right|}{3{,}15} \cdot 100\ \% = 0{,}25\ \% < 4\ \%.$$

Уточненное значение угла наклона зубьев (расчет осуществляем для колес с косым зубом), град (формула (3.22)):

$$\beta = \arccos\frac{mz_{\Sigma}}{2a_w} = \arccos\frac{3 \cdot 79}{2 \cdot 120} = \arccos 0{,}9875 = 9{,}07°;\ \cos\beta = 0{,}9875.$$

Уточняем межосевое расстояние (формула (3.23)):

$$a_w^{\text{ут}} = \frac{mz_{\Sigma}}{2\cos\beta} = \frac{3 \cdot 79}{2 \cdot 0{,}9875} = 120\ \text{мм}.$$

Делительные диаметры зубчатых колес (d_1 и d_2) (формула (3.24)):

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 19}{0{,}9875} = 57{,}72\ \text{мм};$$

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 60}{0{,}9875} = 182{,}28\ \text{мм}.$$

Проверяем $\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{57{,}72 + 182{,}28}{2} = 120\ \text{мм} = a_w^{\text{ут}}$.

Внешние диаметры зубчатых колес (d_{a1} и d_{a2}) (формула (3.25)):

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 57{,}72 + 2 \cdot 3 = 63{,}72\ \text{мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 182{,}28 + 2 \cdot 3 = 188{,}28\ \text{мм}.$$

Внутренние диаметры зубчатых колес (d_{f1} и d_{f2}) (формула (3.26)):

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m = 57{,}72 - 2{,}5 \cdot 3 = 50{,}22\ \text{мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m = 182{,}28 - 2{,}5 \cdot 3 = 174{,}78\ \text{мм}.$$

6. Определяем окружную скорость (формула (3.27)):

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 182{,}28 \cdot 302}{60 \cdot 10^3} = 2{,}88 \text{ м/с}.$$

Назначаем 9 степень точности передачи (табл. 3.4).

7. Определяем усилия в зацеплении зубчатой передачи (рис. 3.4):

– окружная сила:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 163{,}5 \cdot 10^3}{182{,}28} = 1793{,}9 \text{ Н};$$

– радиальная сила:

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \text{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{1793{,}9 \cdot 0{,}364}{0{,}9875} = 661{,}3 \text{ Н},$$

где α – угол зацепления, α = 20º (tgα = 0,364);

– осевая сила:

$$F_a = F_{a1} = F_{a2} = F_t \text{tg}\beta = 1793{,}9 \text{tg} 9{,}07^o = 286{,}3 \text{ Н}.$$

8. Выполняем проверочный расчет передачи по контактным напряжениям.

Вспомогательный коэффициент $K = 376$ – для передач с косым зубом.

Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для косозубых передач $K_{H\alpha} = 1{,}13$ (табл. 3.5)).

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (для косозубых передач $K_{H\beta} = 1{,}035$ (табл. 3.6) – величина $\psi_{bd} = b_1 / d_1 = 52 / 57{,}7 = 0{,}9$).

Коэффициент динамической нагрузки K_{HV}, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (для косозубых передач $K_{HV} = 1{,}04$ (табл. 3.7)).

Тогда расчетное контактное напряжение, МПа (формула (3.31)):

$$\sigma_H = K\sqrt{\frac{F_t (u_{\text{цил}} + 1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}{d_2 b_2}} = 376 \cdot \sqrt{\frac{1793{,}9 \cdot (3{,}158 + 1) \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}035 \cdot 1{,}04}{182{,}28 \cdot 48}} =$$

$$= 382{,}9 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 380 \text{ МПа}.$$

Перегрузка меньше (≈ 1 %), чем допустимая перегрузка, которая составляет 5 %. Условие выполнено.

9. Выполняем проверочный расчет передачи на выносливость по изгибу.

Эквивалентные числа зубьев шестерни $z_{\upsilon 1}$ и колеса $z_{\upsilon 2}$ (формула (3.34)):

$$z_{\upsilon 1} = \frac{z_1}{(\cos\beta)^3} = \frac{19}{0{,}9875^3} = 19{,}73;$$

$$z_{\upsilon 2} = \frac{z_2}{(\cos\beta)^3} = \frac{60}{0{,}9875^3} = 62{,}31.$$

Тогда коэффициент формы зуба шестерни Y_{F1} = 4,27 и колеса Y_{F2} = 3,63 (табл. 3.8).

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для косозубых передач при $n_{ст}$ = 9 коэффициент $K_{F\alpha}$ = 1 (табл. 3.9)).

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба (для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta}$ = 1).

Коэффициент динамической нагрузки K_{FV}, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (для косозубых передач при $n_{ст}$ = 9 и V = 2,88 м/с коэффициент K_{FV} = 1,1 (табл. 3.10)).

Определяем расчетные напряжения изгиба для шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} (формула (3.33)).

Шестерня:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1}\cos^2\beta\frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{b_1 m} = 4{,}27 \cdot 0{,}9875^2 \cdot \frac{1793{,}9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}1}{52 \cdot 3} =$$
$$= 52{,}6 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 257{,}1 \text{ МПа}.$$

Колесо:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2}\cos^2\beta\frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{b_2 m} = 3{,}63 \cdot 0{,}9875^2 \cdot \frac{1793{,}9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}1}{48 \cdot 3} =$$
$$= 48{,}9 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 236{,}6 \text{ МПа}.$$

Условия прочности обеспечены.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Рассчитать число циклов нагружения зубчатого колеса одноступенчатой цилиндрической передачи за 12 000 часов работы, если частота вращения колеса n_2 = 90 мин$^{-1}$. Нагрузка постоянная.

Задача 2. Определить межосевое расстояние a_w и число зубьев колеса z_2 прямозубой зубчатой передачи, если известны диаметр делительной окружности шестерни d_1 = 80 мм; число зубьев шестерни z_1 = 20; передаточное число u = 2,5. Зубчатые колеса нарезаны без смещения инструмента.

Задача 3. Какое напряжение изгиба возникает в опасном сечении зуба колеса цилиндрической косозубой передачи, у которой число зубьев на шестерне $z_1 = 20$, передаточное число $u = 4$, диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 103$ мм, нормальный модуль $m = 5$ мм, если напряжения изгиба на зубьях шестерни $\sigma_{F1} = 50$ МПа; зубья без смещения, нормальной высоты, угол зацепления $\alpha_w = 20°$?

Задача 4. Какой вращающий момент передает прямозубая шестерня цилиндрической передачи, если в опасном сечении зуба возникают напряжения изгиба $\sigma_{F1} = 120$ МПа? Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{F\beta} = 1{,}12$; коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку $K_{FV} = 1{,}04$; $m = 5$ мм, $z_1 = 20$, $b_w = 60$ мм, $\alpha_w = 20°$; зубья без смещения, нормальной высоты, коэффициент формы зуба $Y_{F1} = 4{,}07$.

Задача 5. Зубчатое колесо со стальными зубьями работает с числом оборотов $n_2 = 945$ мин$^{-1}$, по 16 часов в день, 120 дней в году. Определить допускаемые напряжения $[\sigma]_F$ для зубьев колеса, если предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений $\sigma_{F\min b} = 490$ МПа, зацепление однопарное, требуемый коэффициент безопасности $S_{F\min} = 1{,}75$, нагрузка реверсивная, срок службы – 5 лет.

Задача 6. Для зубчатой передачи с косым зубом число зубьев шестерни $z_1 = 14$, передаточное число $u = 4$, межосевое расстояние $a_w = 150$ мм, угол наклона зуба $\beta = 21°02'$. Определить диаметры окружностей делительных, вершин, впадин зубьев для шестерни и колеса. Коэффициенты смещения исходного

контура для шестерни $x_1 = 0{,}35$, для колеса $x_2 = -0{,}35$, коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$, коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}25$, коэффициент уравнительного смещения $\Delta y = 0$.

Задача 7. Для прямозубой цилиндрической зубчатой передачи известно межосевое расстояние $a_w = 200$ мм, передаточное число $u = 4$, число зубьев на шестерне $z_1 = 20$, угловая скорость ведущего вала $\omega_1 = 100$ с$^{-1}$, напряжения изгиба зубьев колеса $\sigma_{F2} = 80$ МПа. Передача без смещения, зубья нормальной высоты, угол зацепления $\alpha_w = 20°$. Определить диаметры делительной, выступов и окружности впадин (d, d_a, d_f) для шестерни и колеса, а также напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1}.

Рекомендуемая литература: [1; 2; 3; 5–8; 10–13; 16].

Практическая работа № 4

РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель занятия: выполнить проектный и проверочный расчеты открытой конической прямозубой зубчатой передачи.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Устройство и расчет конических зубчатых передач».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Открытые конические зубчатые передачи – это механизмы, работающие вне закрытых передач (часто с легким ограждением), предназначенные для передачи вращения между пересекающимися валами. Упрощенный вариант конической передачи представлен на рис. 4.1.



Рис. 4.1. Коническая зубчатая передача

Они применяются при низких скоростях (V < 1,5 м/с), выполняются в основном с прямыми зубьями и требуют расчета на прочность по изгибу из-за высокого износа. Поэтому сопротивление на усталость при изгибе является **основным критерием расчета открытых конических зубчатых передач**.

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

Материал изготовления зубчатых колес открытых передач

Для данных передач рекомендуют назначать 8-ую и 9-ую степени точности согласно ГОСТ 1758–81 (конических). Такие передачи прирабатываются при любой твердости активных поверхностей зубьев, но изготавливают их в большинстве случаев из нормализованных или улучшенных сталей. В процессе работы открытые передачи интенсивно изнашиваются, из-за попадания пыли и грязи, что и определяет особенности их расчета. Для передач общего назначения, к габаритным размерам которых не предъявляют особых требований, экономически целесообразно применять стали с твердостью НВ ≤ 350, т. е. это либо углеродистые стали повышенного качества по ГОСТ 1050–2013, либо легированные конструкционные стали по ГОСТ 4543–2016. Для колес больших размеров (более 900 мм), которые в условиях серийного производства рекомендуется изготавливать из отливок, могут быть использованы литейные стали по ГОСТ 977–88.

Выбор твердости зубчатых колес

Обычно для шестерни и колеса выбирают стали одинаковых марок, но с разницей твердостей активных поверхностей зубьев для выравнивания износа во время эксплуатации. Поэтому твердость поверхности зубьев шестерни $НВ_1$ от двадцати до пятидесяти единиц НВ выше, чем твердость поверхности колеса $НВ_2$, т. к. зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса:

$$НВ_1 \geq НВ_2 + (20\ldots50). \qquad (4.1)$$

Если передача передает относительно небольшой вращающий момент (T < 1000 Н·м), то в качестве материала для зубчатых колес обычно применяют углеродистые стали по ГОСТ 1050–2013, а для изготовления колес больших диаметров – литейные стали по ГОСТ 977–88. Для более нагруженных передач рекомендуется применять легированные стали по ГОСТ 4543–2016.

Порядок выполнения проектного и проверочного расчетов открытой конической прямозубой зубчатой передачи

Проектировочный расчет открытой конической передачи ведется так же, как и для открытой цилиндрической.

1. Выбирают материал для шестерни и колеса (табл. 4.1).

Таблица 4.1

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

Марка стали	Заготовка		Твердость		Механические характеристики, МПа		Термическая обработка
	Щестерня $D_{пред}$, мм	Колесо $S_{пред}$, мм	сердцевины, НВ	поверхности, $HRC_э$	временное сопротивление (предел прочности) $\sigma_в$	предел текучести $\sigma_т$	
Стали углеродистые по ГОСТ 1050–2013							
35	любая	любая	163–192	–	550	270	Нормализация
45	любая	любая	179–207	–	600	320	
45	125	80	235–262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	–	890	650	
Стали легированные по ГОСТ 4543–2016							
40Х	200	125	235–262	–	790	640	Улучшение
40Х	125	80	269–302	–	900	750	
40ХН	315	200	235–262	–	800	630	
40ХН	200	125	269–302	–	920	750	
Стали литейные по ГОСТ 977–88							
35Л	любая	любая	163–207	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	–	680	440	Улучшение
50ГЛ	315	200	235–262	–	850	600	

На рис. 4.2 показаны размеры характерных сечений заготовок.

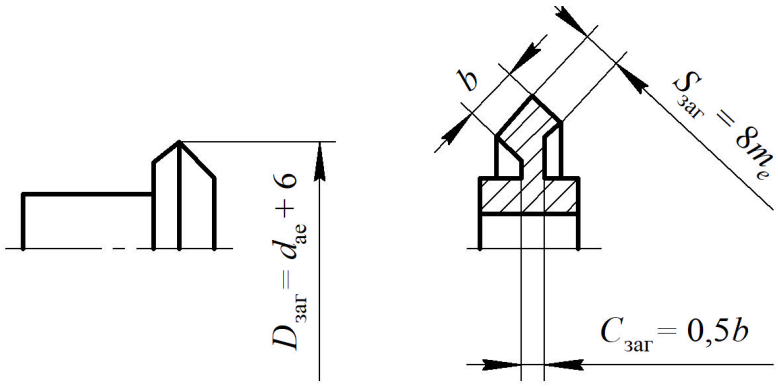


Рис. 4.2. Размеры характерных сечений заготовок

2. Рассчитывают допускаемые напряжения изгиба для шестерни и для колеса $[\sigma_F]_{(1,2)}$. Эти напряжения определяют по зависимостям, приведенным в ГОСТ 21354–87, но без ряда коэффициентов, в большинстве случаев равных единице или близких к ней.

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на прочность для шестерни и колеса:

$$[\sigma_F]_{(1,2)} = \frac{\sigma_{F\lim b(1,2)}}{S_{F\min_{(1,2)}}} Y_{S(1,2)} Y_{N(1,2)}, \quad (4.2)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел изгибной выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжения и определяемый экспериментально на основе кривых усталости ($\sigma_{F\lim b}$ = 1,8HB);

$S_{F\min}$ – минимальный коэффициент запаса прочности: 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.

Коэффициент долговечности Y_N:

$$1 \le Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \le 2, \quad (4.3)$$

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

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

Число циклов N_K при постоянном режиме определяют по формуле (4.4). При длительно работающей передаче (с ресурсом $L_h \ge 36\,000$ ч) $Y_N = 1$.

Расчетное число циклов напряжения N_K при постоянном режиме нагрузки:

$$N_K = 60 n L_h, \quad (4.4)$$

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.

3. Выбирают число зубьев шестерни z_1 и определяем z_2: z_1 = 17–19; $z_2 = z_1 u_o$.

4. Определяют по рис. 4.3 коэффициенты формы зуба $Y_{F(1,2)}$ по эквивалентному числу зубьев z_υ (формула (4.5)).

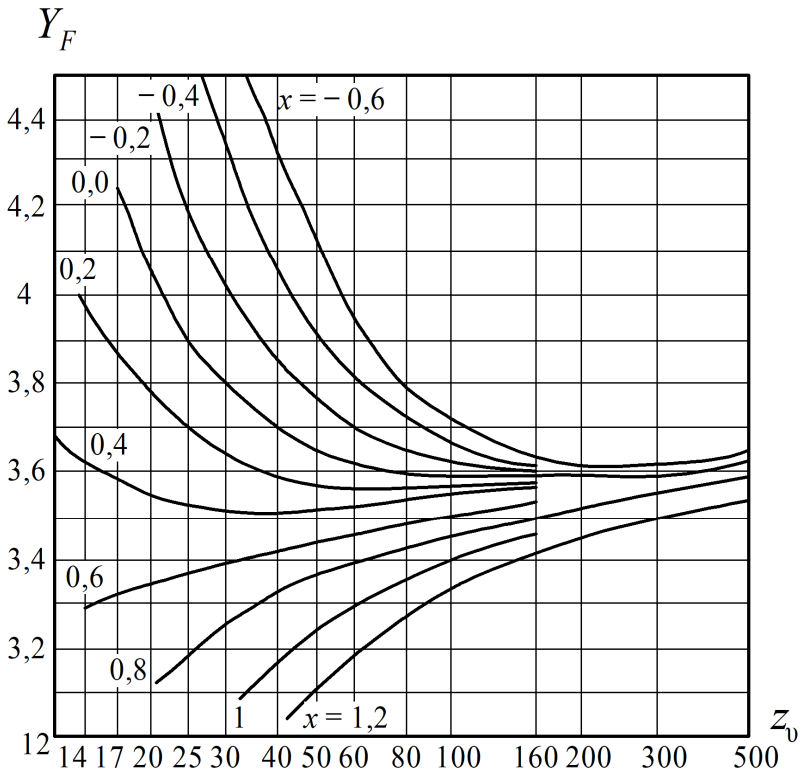


Рис. 4.3. График для определения коэффициента Y_F при значениях угла профиля нормального исходного контура $\alpha_n = 20°$, коэффициента высоты головки зуба $h_a^* = 1$, радиального зазора у впадин зубчатого колеса $c^* = 0,25$

Эквивалентное число зубьев для прямозубой шестерни и колеса:

$$z_{\upsilon 1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos\delta_{1(2)}}, \qquad (4.5)$$

где $\delta_{(1,2)}$ – углы делительного конуса шестерни и колеса.

Углы делительных конусов колеса δ_2 и шестерни δ_1, град.:

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u_o; \ \delta_1 = 90° - \delta_2. \qquad (4.6)$$

5. Определяют средний окружной модуль зуба для открытых конических зубчатых передач:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_F Y_{F1} \cdot 10^3}{\vartheta_F z_1^2 [\sigma_F]_1 \psi_{bd1}}}, \qquad (4.7)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач K_m = 14,0–14,5);

T_1 – момент на валу шестерни, Н·м;

K_F – коэффициент нагрузки (принимаем K_F = 1,5–2,0);

Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый по рис. 4.3 с учетом z_υ (формула (4.5));

ϑ_F – коэффициент вида зубьев (для прямых зубьев ϑ_F = 0,85);

$[\sigma_F]_1$ – допускаемое напряжение шестерни при изгибе в МПа, определяемое по формуле (4.2);

$\psi_{bd} = 0{,}166\sqrt{u_\text{o}^2 + 1}$ – коэффициент ширины зубчатого венца шестерни относительно среднего диаметра d_{m1}.

6. Принимая значение коэффициента ширины зубчатого венца K_{be} = 0,285, рассчитывают внешний окружной модуль $m_e = \frac{m}{1 - 0{,}5K_{be}}$, мм. Полученное значение модуля согласовывают с ближайшим большим значением по ГОСТ 9563–60 (табл. 4.2). В дальнейших расчетах значение может использоваться без согласования со стандартными.

Таблица 4.2

Стандартные значения модуля (ГОСТ 9563–60)

В миллиметрах

1-й ряд	0,50	0,60	0,80	1,00	1,250	1,50	2,00	2,50
2-й ряд	0,55	0,70	0,90	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
1-й ряд	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00	10,00	12,00	16,00
2-й ряд	3,50	4,50	5,50	7,00	9,00	11,00	14,00	18,00
Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му								

7. Определяют основные размеры зубчатой передачи (рис. 4.4). Также вычисляют окружную скорость, м/с, зубчатых колес и рассчитывают силы в зацеплении.

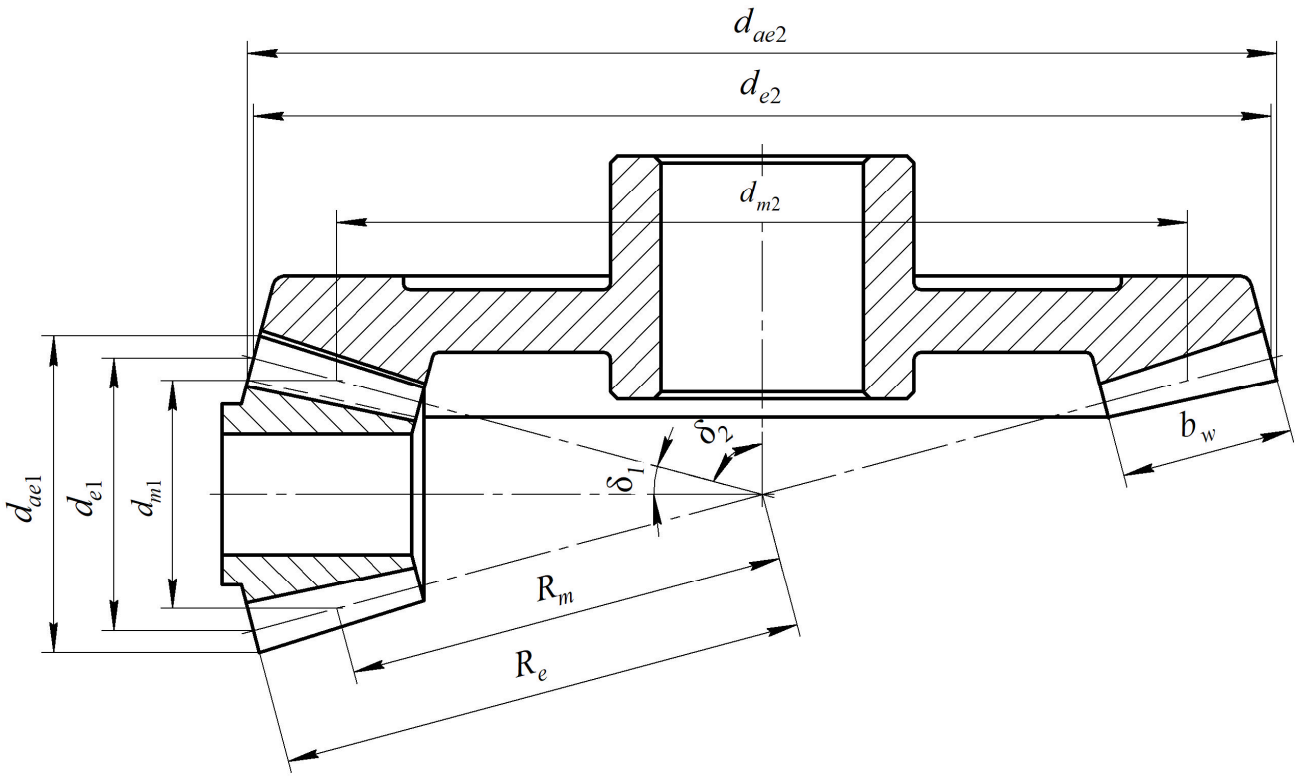


Рис. 4.4. Основные геометрические параметры открытой конической передачи

Конусное расстояние внешнее R_e и среднее R_m, мм:

$$R_e = 0,5m_e\sqrt{z_1^{\,2} + z_2^{\,2}}; \tag{4.8}$$

$$R_m = R\ = R_e - 0,5b_w. \tag{4.9}$$

Ширина зубчатого венца колеса b_w, мм:

$$b_w = K_{be}R_e\,. \tag{4.10}$$

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

$$d_{e1} = m_e z_1;\ \ d_{e2} = m_e z_2. \tag{4.11}$$

Внешние диаметры вершин зубьев шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2}, мм:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e\cos\delta_1;\ \ d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e\cos\delta_2\,. \tag{4.12}$$

Средние делительные диаметры, мм:

$$d_1 = d_{m1} = d_{e1}(1-0{,}5K_{be})_1;\ d_2 = d_{m2} = d_{e2}(1-0{,}5K_{be}), \qquad (4.13)$$

где K_{be} = 0,285 – коэффициент ширины зубчатого венца по конусному расстоянию.

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

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}. \qquad (4.14)$$

Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе, для передач с прямыми зубьями (α = 20°):

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1}\mathrm{tg}\alpha\sin\delta_1. \qquad (4.15)$$

Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе, для передач с прямыми зубьями:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1}\mathrm{tg}\alpha\cos\delta_1. \qquad (4.16)$$

Средняя окружная скорость колес при d_1, мм, и n_1,мин$^{-1}$, определяется по формуле (4.16) и по табл. 4.3 назначается степень точности передачи $n_{ст}$, м/с:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60\ 000}. \qquad (4.17)$$

Таблица 4.3

Рекомендации по выбору степени точности конических зубчатых передач

Степень точности	V_{max}, м/с	Область применения
6	≤ 14	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. д.
7	≤ 10	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
8	≤ 5	Передачи в общем машиностроении, не требующие особой точности
9	≤ 2	Тихоходные передачи машин низкой точности

8. Уточняют значение коэффициента нагрузки $K_F = K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}$.

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для конических прямозубых передач принимают равным 1).

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, определяют по табл. 4.4.

Таблица 4.4

Значения коэффициента $K_{F\beta}$ для твердости зубьев ≤ 350 НВ

ψ_{bd}	1	2
0,20	1,18	1,10
0,40	1,37	1,21
0,80	1,62	1,40
1,00	–	1,59
Примечание. Данные, приведенные в столбце 1, относятся к передачам с консольным расположением и установкой валов на шариковые подшипники; 2 – к передачам с консольным расположением и установкой валов на роликовые подшипники		

Коэффициент K_{FV} учитывает динамическую нагрузку, возникающую в передаче. Значение коэффициента K_{FV} выбирают по табл. 4.5.

Таблица 4.5

Значения коэффициента K_{FV} для твердости зубьев ≤ 350 НВ

Степень точности	*V*, м/с					
	1	2	4	6	8	10
6	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
7	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
8	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
9	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25

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

$$\sigma_{F2} = \frac{2330T_2K_FY_{F2}}{d_{e2}b_w m_e \vartheta_F} \le [\sigma_F]_2. \qquad (4.18)$$

Напряжение при изгибе зубьев шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2}Y_{F1}}{Y_{F2}} \le [\sigma_F]_1. \qquad (4.19)$$

Значение Y_{F1} находят аналогично по эквивалентному числу зубьев для шестерни.

При расчете формул (4.18) и (4.19) допускаются отклонения действующего напряжения σ_F от допускаемого напряжения $[\sigma_F]$ от –15 % до +5 %.

Пример расчета открытой конической прямозубой зубчатой передачи

Пример. Выполнить проектный и проверочный расчеты открытой конической прямозубой зубчатой передачи. Передача – нереверсивная, передаточное число u_o = 3, частота вращения шестерни $n_1 = 240$ мин$^{-1}$, вращающие моменты T_1 = 203,4 Н·м, T_2 = 573,7 Н·м соответственно на шестерне и колесе, срок службы $L_h = 4 \cdot 10^3$ ч.

1. Выбираем материал зубчатых колес (табл. 4.1). Для изготовления колеса принимаем сталь 40Х (улучшение): $\sigma_в$ = 790 МПа, $\sigma_т$ = 640 МПа, $НВ_2$ = 250; для изготовления шестерни принимаем эту же сталь с аналогичной обработкой: $\sigma_в$ = 900 МПа, $\sigma_т$ = 750 МПа, $НВ_1$ = 280.

2. Допускаемое напряжение изгиба определяем по формуле (4.2).

Предел выносливости зубьев при изгибе:

$$\sigma_{F\lim b1} = 1{,}8НВ_1 = 1{,}8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim b2} = 1{,}8НВ_2 = 1{,}8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}.$$

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

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

При L_h = 4000 ч и $n_2 = \dfrac{n_1}{u_o} = \dfrac{240}{3} = 80$ мин$^{-1}$ действительное число циклов напряжения (формула (4.4)):

$$N_{K1} = 60 n_1 L_h = 60 \cdot 240 \cdot 4000 = 57{,}6 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = 60 n_2 L_h = 60 \cdot 80 \cdot 4000 = 19{,}2 \cdot 10^6.$$

Т. к. $N_{F(1,2)} > N_{F\lim}$, то $Y_{N(1,2)} = 1$.

Тогда получаем допускаемое напряжение изгиба:

– для шестерни:

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

– для колеса:

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

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

4. Углы делительных конусов:

$$\text{tg}\delta_1 = \frac{1}{u_o} = \frac{1}{3};$$

$$\delta_1 = \text{arctg}\frac{1}{3} = 18,4349^\circ = 18^\circ 26' 6'';$$

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

5. Коэффициенты формы зуба Y_{F1}, Y_{F2} (рис. 4.3) определяем по эквивалентному числу, зубья изготавливаем без смещения (x = 0):

$$z_{\upsilon_1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{19}{0,9487} = 20, \quad z_{\upsilon_2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} = \frac{57}{0,3162} = 180,3.$$

Тогда $Y_{F_1} = 4,08$, $Y_{F_2} = 3,59$.

6. Средний окружной модуль для конических открытых зубчатых передач определяем по формуле (4.7).

Принимаем: вспомогательный коэффициент $K_m = 14,0$; коэффициент нагрузки $K_F = 1,5$; коэффициент вида зубьев для прямозубой передачи $\vartheta_F = 0,85$.

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

Тогда $m = K_m \sqrt[3]{\dfrac{T_1 K_F Y_{F_1}}{\vartheta_F z_1^2 [\sigma_F]_1 \psi_{bd1}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{\dfrac{203,4 \cdot 1,5 \cdot 4,08}{0,85 \cdot 19^2 \cdot 288 \cdot 0,525}} = 4,19$ мм.

7. Внешний окружной модуль m_e и уточненное значение среднего окружного модуля m:

$$m_e = \frac{m}{1 - 0,5K_{be}} = \frac{4,19}{1 - 0,5 \cdot 0,285} = 4,88 \text{ мм}.$$

Принимаем m_e = 5 мм по ГОСТ 9563–60 (табл. 4.2), тогда

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

8. Размеры и геометрические параметры:

– внешнее конусное расстояние (формула (4.8)):

$$R_e = 0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 5 \cdot \sqrt{19^2 + 57^2} = 150,21 \text{ мм};$$

– ширина зубчатого венца колеса (формула (4.10)):

$$b_w = K_{be}R_e = 0,285 \cdot 150,21 = 42,81 \text{ мм},$$

округляем b_w = 42 мм;

– среднее конусное расстояние (формула (4.9)):

$$R_m = R_e - 0,5b_w = 150,21 - 0,5 \cdot 42 = 129,21 \text{ мм};$$

– внешние диаметры (формулы (4.11)–(4.12)):

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

• вершин зубьев: $d_{ea1} = d_{e1} + 2m_e \cos\delta_1 = 95 + 2 \cdot 5 \cdot 0,949 = 104,49$ мм;

$$d_{ea2} = d_{e2} + 2m_e \cos\delta_2 = 285 + 2 \cdot 5 \cdot 0,316 = 288,16 \text{ мм};$$

– средние делительные диаметры (формула (4.13)):

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

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

Окружная скорость в зацеплении на среднем диаметре (формула (4.17)):

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60\ 000} = \frac{3{,}14 \cdot 81{,}46 \cdot 240}{60\ 000} = 1{,}02 \text{ м/с}.$$

По табл. 4.3 выбираем степень точности $n_{ст} = 8$.

Рассчитываем силы в зацеплении (формулы (4.14)–(4.16)):

– окружная сила на среднем диаметре:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 203{,}4 \cdot 10^3}{81{,}46} = 4993{,}8 \text{ Н};$$

– осевая сила на шестерне, радиальная на колесе:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 = 4993{,}8 \operatorname{tg}20° \sin 18°26'6'' = 574{,}8 \text{ Н};$$

– радиальная сила на шестерне, осевая на колесе:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_2 = 4993{,}8 \operatorname{tg}20° \cos 71°33'54'' = 1724{,}3 \text{ Н}.$$

9. Уточняем значение коэффициента нагрузки $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев $K_{F\alpha} = 1$ (передача прямозубая).

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1{,}43$ (табл. 4.4) (расположение валов на шариковых подшипниках).

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в передаче, K_{FV} = 1,1 (табл. 4.5).

Тогда $K_F = 1 \cdot 1{,}43 \cdot 1{,}1 = 1{,}573$.

10. Выполняем проверочный расчет выносливости при изгибе зубьев колеса по формуле (4.18):

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 T_2 K_F Y_{F2}}{d_{e2} b_w m_e \vartheta_F} = \frac{2330 \cdot 573{,}7 \cdot 1{,}573 \cdot 3{,}59}{285 \cdot 42 \cdot 5 \cdot 0{,}85} = 148{,}4 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F2} = 148{,}4 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 257{,}1 \text{ МПа}.$$

Напряжение при изгибе зубьев шестерни (формула (4.19)):

$$\sigma_{F1} = \frac{148,4 \cdot 4,08}{3,6} = 168,2 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 288 \text{ МПа}.$$

Проверочный расчет показал значительную недогрузку по напряжениям изгиба (около 40 %). Следовало бы выполнить пересчет с уменьшением модуля до 4 мм, что позволило бы уменьшить габариты и массу открытой передачи.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Для замены подшипников редуктора нужно определить нормальное F_n, окружное F_t, радиальное F_r и осевое F_a усилия в конической прямозубой передаче, которая передает мощность $P_1 = 5,8$ кВт при частоте вращения $n_1 = 940$ мин$^{-1}$ и передаточном числе $u = 3,15$. Число зубьев шестерни $z_1 = 20$, средний окружной модуль $m = 5$ мм. Показать на схеме коническую прямозубую передачу и положение сил-векторов F_n, F_t, F_r, F_a.

Задача 2. Прямозубая коническая зубчатая передача имеет передаточное число $u = 3$, внешний окружной модуль $m_e = 4$ мм и число зубьев шестерни $z_1 = 20$. Определить угол начального конуса δ_1, внешнее конусное расстояние R_e, а также диаметр заготовки d_{ae}. Зубья без смещения, нормальной высоты, угол между осями валов передачи равен $90°$.

Рекомендуемая литература: [1; 2; 3; 6; 7; 10; 13; 16].

Практическая работа № 5

РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНЫХ И ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: ознакомиться с особенностями расчета на прочность планетарных и волновых зубчатых передач; выполнить проектный и проверочный расчет планетарной зубчатой передачи.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Планетарные и волновые зубчатые передачи. Устройство и расчет».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения о планетарных и волновых передачах. Расчет на прочность

Планетарными называют передачи, содержащие зубчатые колеса с перемещающимися осями (рис. 5.1).

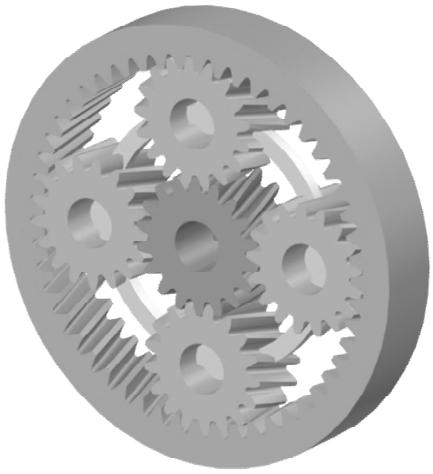


Рис. 5.1. Планетарная зубчатая передача

Передача (рис. 5.2, *а*) состоит из центрального колеса (солнечной шестерни) a с наружными зубьями, центрального колеса (корончатого колеса) b с внутренними зубьями, водила h и сателлитов g. Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т. е. совершают движение, подобное движению планет. Отсюда и название – планетарные передачи.

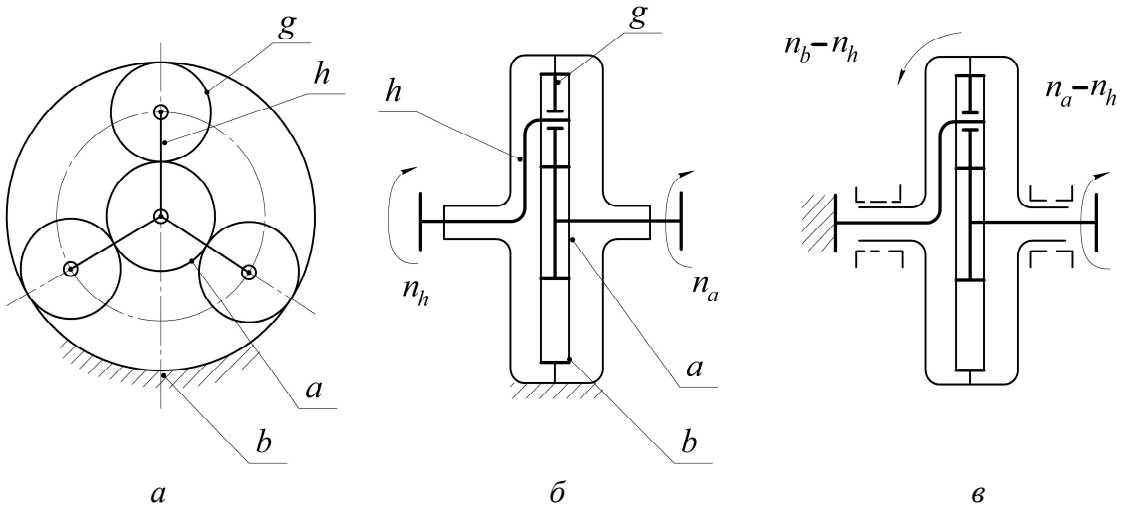


Рис. 5.2. Схемы планетарной передачи (2*K*–*h*):
a – центральное колесо с наружными зубьями;
b – центральное колесо с внутренними зубьями; *h* – водило; *g* – сателлиты

При неподвижном колесе *b* (рис. 5.2, *б*) движение может передаваться от *a* к *h* или от *h* к *a*; при неподвижном водиле *h* (рис. 5.3, *в*) – от *a* к *b* или от *b* к *a*. При всех свободных звеньях одно движение можно раскладывать на два или два соединять в одно, например от *b* к *a* и *h*, от *a* и *h* к *b* и т. п. В этом случае передачу называют **дифференциальной**.

Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением; как коробку скоростей, передаточное отношение в которой изменяют путем поочередного торможения различных звеньев; как дифференциальный механизм. Вторым достоинством планетарной передачи является компактность, а также малая масса. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить массу в 2–4 раза и более. Это объясняется следующим: мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов. При этом нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз; внутреннее зацепление (*g* и *b*) обладает повышенной нагрузочной способностью, т. к. у него больше приведенный радиус кривизны в зацеплении; планетарный принцип позволяет получать большие передаточные отношения (до тысячи и более) без применения многоступенчатых передач; отмечается малая нагрузка на опоры, т. к. при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются. Это снижает потери и упрощает конструкцию опор (кроме опор сателлитов).

Благодаря этим преимуществам в последнее время планетарные передачи широко используются во многих отраслях машиностроения, агропромышленного комплекса, строительства, транспорта, с мощностями от нескольких ватт (приборы) до мегаватт (ветроэлектростанции).

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

При исследовании кинематики планетарных передач широко используют метод остановки водила – **метод Виллиса**. Всей планетарной передаче мысленно сообщают вращение с частотой вращения водила, но в обратном направлении. При этом водило как бы затормаживается, а все другие звенья освобождаются. Получаем так называемый **обращенный механизм** (рис. 5.2, *в*), представляющий собой простую передачу, в которой движение передается от a к b через g. Частоты вращения зубчатых колес обращенного механизма равны разности прежних частот вращения и частоты вращения водила.

Расчет планетарных передач связан со спецификой их схемы. Для прочностного расчета планетарных передач используют те же зависимости, что и для расчета обычных передач (с неподвижными осями) и тем же видом зацепления. Для проектного расчета по контактным напряжениям обычно определяют диаметр центрального колеса наружного зацепления. Выбор числа зубьев планетарной передачи обычно предшествует прочностному расчету и связан с кинематическим расчетом.

К соосным механизмам относят также сравнительно новую механическую передачу – **волновую** (рис. 5.3). Эта передача основана на принципе преобразования параметров движения за счет циклического (волнового) деформированного гибкого звена в контакте двух колес внешнего и внутреннего зацепления зубчатых венцов, незначительно отличающихся числом зубьев.

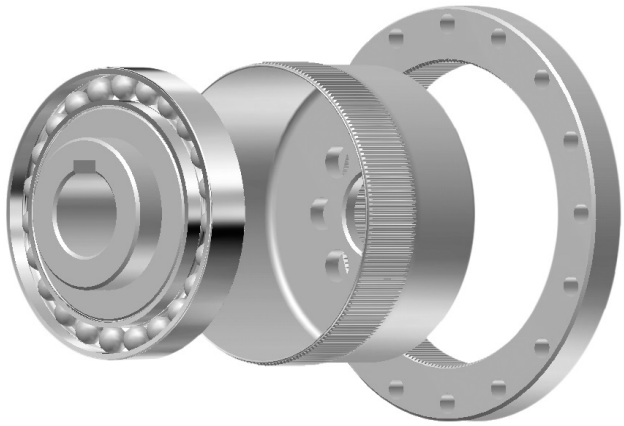


Рис. 5.3. Волновая зубчатая передача

Волновые передачи можно рассматривать как разновидность планетарных передач, имеющих по три основных звена. Этими звеньями в соосной зубчатой волновой передаче выступают (рис. 5.4): b – жесткое неподвижное колесо с внутренними прямыми зубьями; g – промежуточное гибкое зубчатое колесо, представляющее собой упругое кольцо с нарезанными на внешней поверхности зубьями и переходящее в упругий тонкостенный стакан, связывающий колесо с ведомым валом *2*; h – генератор волн упругой деформации, находящийся на ведущем валу *1*.

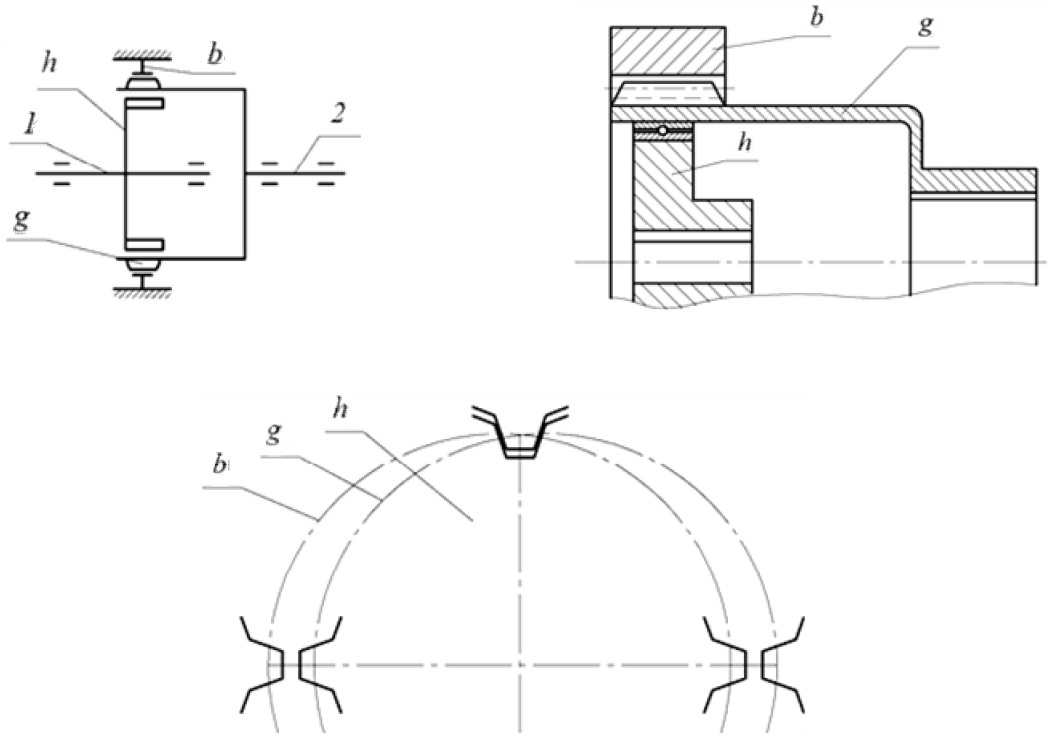


Рис. 5.4. Схема волновой передачи

Согласно рис. 5.4 волновая передача подобна планетарной и является трехзвенным механизмом. Он может работать не только как редуктор или мультипликатор, но и как дифференциал.

Преимущественное распространение получили зубчатые волновые передачи. Габариты и масса этих передач в 2–4 раза меньше, чем у обычных зубчатых, они имеют высокую кинематическую точность, малые нагрузки на валы, большие передаточные отношения и значительные значения КПД. Специфическим свойством волновых передач является возможность передачи механического движения в герметизированном пространстве.

Эти свойства зубчатых волновых передач позволили им за сравнительно короткий срок найти применение как в общем машиностроении (приводах металлорежущих станков, роботов, манипуляторов), машинах и оборудовании строительной, транспортной, нефтехимической, перерабатывающей сельскохозяйственное сырье отраслях, атомной и космической технике.

Недостатками волновых передач являются сложность изготовлении их основных деталей, ограничения по модулю зацепления (0,2–2,0 мм) и частоте вращения (1300–3500 мин$^{-1}$) детали, создающей волновое деформирование зубчатого венца, при малых радиусах этой детали от 12,5 до 50,0 мм.

Прочностной расчет волновых передач обычно сводится к расчету на усталостную прочность гибкого колеса, наиболее нагруженного в этих передачах.

Последовательность расчета планетарной передачи

Наибольшее распространение на практике получила простейшая передача, схема которой приведена на рис. 5.5. Она с успехом используется как для больших, так и для малых мощностей в машиностроении.

Обозначим индексами для простоты дальнейших вычислений передачи планетарного механизма солнечную шестерню a – 1, сателлиты g – 2 и корончатое колесо b – 3.

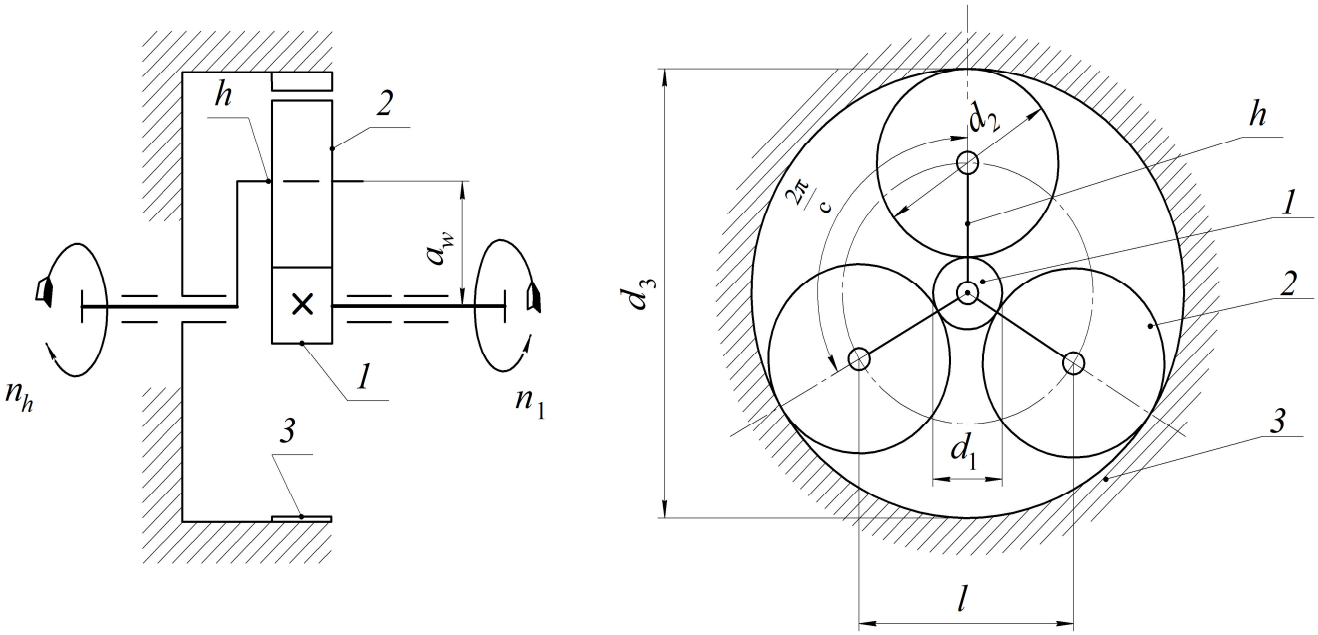


Рис. 5.5. Рассматриваемая схема планетарной передачи:
1 – солнечная шестерня; *2* – сателлиты; *3* – корончатое колесо; *h* – водило

1. Определяют передаточное отношение планетарного механизма:

$$u = \frac{n_1}{n_h}. \tag{5.1}$$

Полученное значение согласовывают со стандартными номинальными передаточными числами по ГОСТ 2185–66: 1-й ряд – 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 2-й ряд – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

2. Предварительно принимают число сателлитов n_c (из условия уравновешивания сил в зацеплении предпочтительно выбрать n_c = 2; 3; 4).

3. Выбирают число зубьев солнечной шестерни. Во избежание подрезания ножки зуба солнечной шестерни рекомендуется принимать $z_1 \geq 13$. Предпочтительно принимать z_1 кратным числу сателлитов.

4. Определяют число зубьев корончатого колеса:

$$z_3 = z_1(u - 1). \tag{5.2}$$

Полученное значение округляют до ближайшего большего числа, кратного числу сателлитов.

5. Из условия соосности определяют число зубьев сателлитов:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2;$$

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \tag{5.3}$$

6. Проверяют выполнение условия вхождения зубьев в зацепление:

$$\frac{z_1 + z_3}{n_c} = \frac{2(z_1 + z_2)}{n_c} = \text{целое число}. \tag{5.4}$$

7. Проверяют выполнение условия соседства:

$$(z_1 + z_2)\sin\frac{\pi}{n_c} \geq z_2 + 2. \tag{5.5}$$

8. При выполнении условий соседства и вхождения зубьев в зацепление окончательно принимают число сателлитов n_c.

9. Определяют относительные частоты вращения, мин$^{-1}$:

– для солнечной шестерни:

$$n_1' = n_1 - n_h; \tag{5.6}$$

– для водила:

$$n_h' = \frac{z_1 n_1'}{z_2}. \tag{5.7}$$

10. Выбирают материал зубчатых колес по табл. 3.1.

11. Определяют допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} Z_N}{S_{H\min}}, \tag{5.8}$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа (табл. 3.3);

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки (для передач, у которых число циклов нагружения больше базового, можно принять $Z_N = 1$);

$S_{H\min}$ – коэффициент безопасности (табл. 3.3).

12. Рассчитывают передаточное отношение зацепления «солнечная шестерня (1) – сателлиты (2)»:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}. \tag{5.9}$$

13. Определяют межосевое расстояние a_{12}, мм:

$$a_{12} = K_a (u_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_c \cdot 10^3}{n_c \psi_{ba} u_{12} [\sigma_H]^2}}, \tag{5.10}$$

где T_1 – вращающий момент на солнечной шестерне, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (при проектировании закрытых зубчатых передач принимают значения $K_{H\beta}$ согласно табл. 5.1);

K_c – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами (в передачах с самоустанавливающимся колесом и тремя сателлитами K_c = 1,1–1,2);

ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию (для прямозубых колес рекомендуют ограничивать $\psi_{ba} \leq 0{,}25$).

Таблица 5.1

Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых колес, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость НВ поверхностей зубьев	
	≤ 350	> 350
Симметричное	1,00–1,15	1,05–1,25
Несимметричное	1,10–1,25	1,15–1,35
Консольное	1,20–1,35	1,25–1,45

14. Рассчитывают предварительное значение диаметра солнечной шестерни d_1', мм:

$$d_1' = \frac{2a_{12}}{u_{12}+1}. \qquad (5.11)$$

15. Определяют модуль зацепления m, мм:

$$m = \frac{d_1'}{z_1}. \qquad (5.12)$$

Полученное значение согласовывают со стандартным значением по ГОСТ 9563–60: 1,0; 1,25; (1,375); 1,5; (1,75); 2,0; (2,25); 2,5; (2,75); 3,0; (3,5); 4,0; (4,5); 5,0; (5,5); 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0; 11,0; 12,0. В скобках указан второй ряд. Первый ряд следует предпочитать второму.

16. Определяют геометрические размеры зубчатых колес, мм:

– диаметры солнечной шестерни:

• делительный диаметр:

$$d_1 = mz_1; \qquad (5.13)$$

• диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (5.14)$$

• диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad (5.15)$$

– диаметры сателлитов:

• делительный диаметр:

$$d_2 = mz_2; \quad (5.16)$$

• диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (5.17)$$

• диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m; \quad (5.18)$$

– диаметры корончатого колеса:

• делительный диаметр:

$$d_3 = mz_3; \quad (5.19)$$

• диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{a3} = d_3 - 2m; \quad (5.20)$$

• диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{f3} = d_3 + 2,5m; \quad (5.21)$$

– ширину зубчатых колес, мм:

$$b_{12} = \psi_{ba} a_{12}. \quad (5.22)$$

17. Проверяют выполнение условия соседства, предусматривающего наличие гарантированного зазора между сателлитами:

$$(d_1 + d_2)\sin\frac{\pi}{n_c} \geq d_2 + 2m. \qquad (5.23)$$

18. Определяют окружную силу на солнечной шестерне, Н:

$$F_{t1} = \frac{2T_1 10^3 K_c}{d_1 n_c}. \qquad (5.24)$$

19. Определяют окружную скорость V, м/с:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1'}{60 \cdot 10^3}. \qquad (5.25)$$

20. Выполняют проверочный расчет по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 436\sqrt{\frac{F_{t1}(u_{12}+1)K_H}{d_2 b_2}} \leq [\sigma_H], \qquad (5.26)$$

где $K_H = K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV}$ – коэффициент нагрузки;

b_2 – рабочая ширина сателлита, мм.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями (для цилиндрических прямозубых колес $K_{H\alpha}$ = 1,0).

Коэффициент K_{HV} учитывает динамические нагрузки в зацеплении и его выбирают в зависимости от окружной скорости V колес и степени точности $n_{ст}$ изготовления (табл. 3.7).

21. Осуществляют проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}K_F Y_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \qquad (5.27)$$

где $K_F = K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}$ – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба;

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба (выбирают по табл. 3.8 в зависимости от числа зубьев);

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес, МПа.

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями ($K_{F\alpha} = 1$ – прямозубая передача);

Коэффициент $K_{F\beta}$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба и его определяют по табл. 5.2.

Коэффициент $K_{FV.}$ учитывает динамические нагрузки в зацеплении и его определяют по табл. 3.10.

Таблица 5.2

Значения коэффициента $K_{F\beta}$

ψ_{bd}	Твердость поверхности зубьев							
	НВ ≤ 350				НВ > 350			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	–	1,72
0,8	1,08	1,17	–	1,59	1,13	1,28	–	–
1,0	1,10	1,23	–	–	1,20	1,40	–	–
1,2	1,13	1,30	–	–	1,30	1,53	–	–
1,4	1,19	1,38	–	–	1,40	–	–	–
1,6	1,25	1,45	–	–	–	–	–	–
1,8	1,32	1,53	–	–	–	–	–	–

Примечание. Данные, приведенные в столбце 1, относятся к передачам с симметричным расположением зубчатого колеса относительно опор; 2 – к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; 3 – к передачам с консольным расположением и установкой валов на шариковые подшипники; 4 – к передачам с консольным расположением и установкой валов на роликовые подшипники

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ для материала зубчатых колес находят по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_{F\min}} Y_S\, Y_N, \qquad (5.28)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел изгибной выносливости по напряжениям изгиба, МПа (табл. 3.3);

$S_{F\min}$ – коэффициент безопасности (табл. 3.3);

Y_S – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаемый равным 1 при одностороннем приложении нагрузки и 0,7–0,8 – при двустороннем;

Y_N – коэффициент долговечности (при длительно работающей передаче принимают $Y_N = 1$).

Индивидуальные задания

Задание 1. Рассчитать зубчатую передачу планетарного механизма на основании следующих данных: вращающий момент на солнечной шестерне T_1 = 45,0 Н·м; частота вращения солнечной шестерни n_1 = 1420 мин$^{-1}$, частота вращения водила n_h = 175 мин$^{-1}$.

1. Определяем передаточное отношение планетарного механизма по формуле (5.1):

$$u = \frac{n_1}{n_h} = \frac{1420}{175} = 8{,}11.$$

В соответствии с стандартным рядом по ГОСТ 2185–66 принимаем стандартное передаточное число u = 8.

Принимаем наиболее распространенную на практике простейшую схему планетарной передачи с одной степенью свободы (2К–h), которая изображена на рис. 5.3.

2. Предварительно принимаем число сателлитов из условия уравновешивания сил в зацеплении n_c = 3.

3. Принимаем число зубьев солнечной шестерни z_1 = 18.

4. Определяем число зубьев корончатого колеса (формула (5.2)):

$$z_3 = z_1(u-1) = 18 \cdot (8-1) = 126.$$

5. Из условия соосности определяем число зубьев сателлитов (формула (5.3)):

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{126-18}{2} = 54.$$

6. Проверяем выполнение условия вхождения зубьев в зацепление (формула (5.4)):

$$\frac{z_3 + z_1}{n_c} = \frac{126+18}{3} = 48 - \text{целое число}.$$

Условие соблюдается.

7. Проверяем выполнение условия соседства (формула (5.5)):

$$(z_1 + z_2)\sin\frac{\pi}{n_c} \geq z_2 + 2;$$

$$(18 + 54)\sin\frac{180^o}{3} \geq 54 + 2;$$

$$62,35 \geq 56.$$

Условие соблюдается.

8. Т. к. условия соседства и вхождения зубьев в зацепление соблюдаются, то окончательно принимаем число сателлитов $n_c = 3$.

9. Определяем относительные частоты вращения (формулы (5.6)–(5.7)):

– для водила:

$$n_1' = n_1 - n_h = 1420 - 175 = 1245 \text{ мин}^{-1};$$

– для солнечной шестерни:

$$n_h' = \frac{z_1 n_1'}{z_2} = \frac{18 \cdot 1245}{54} = 415 \text{ мин}^{-1}.$$

10. По табл. 3.1 выбираем материал зубчатых колес.

Принимаем для изготовления зубчатых колес сталь 40Х с термообработкой «улучшение» при твердости поверхности зубьев 235–262 НВ (для расчета принимаем значение НВ = 250).

11. Определяем допускаемые контактные напряжения.

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов и коэффициент безопасности выбираем в соответствии с табл. 3.3:

$$\sigma_{H\lim b} = 2\text{HB}_1 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}; \quad S_H = 1,1.$$

Коэффициент долговечности примем Z_N =1.

Тогда $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} Z_N}{S_{H\lim}} = \frac{570 \cdot 1}{1,1} = 518,2$ МПа.

12. Определяем передаточное отношение зацепления «солнечная шестерня (1) – сателлиты (2)» (формула (5.9)):

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{54}{18} = 3.$$

13. Определяем межосевое расстояние (формула (5.10)):

$$a_{12} = K_a \left(u_{12} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_c \cdot 10^3}{n_c \psi_{ba} u_{12} \left[\sigma_H\right]^2}} = 49{,}5 \cdot \left(3 + 1\right) \sqrt[3]{\frac{45 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}2 \cdot 10^3}{3 \cdot 0{,}25 \cdot 3 \cdot 518{,}2^2}} = 92{,}7 \text{ мм}.$$

14. Определяем предварительное значение диаметра солнечной шестерни (формула (5.11)):

$$d_1' = \frac{2a_{12}}{u_{12} + 1} = \frac{2 \cdot 92{,}7}{3 + 1} = 46{,}35 \text{ мм}.$$

15. Определяем модуль зацепления (формула (5.13)):

$$m = \frac{d_1'}{z_1} = \frac{46{,}35}{18} = 2{,}575 \text{ мм}.$$

Полученное значение согласовываем со стандартным значением по ГОСТ 9563–60. Принимаем m = 2,5 мм.

16. Определяем геометрические размеры зубчатых колес (формулы (5.13)–(5.22)).

Делительный диаметр солнечной шестерни:

$$d_1 = mz_1 = 2{,}5 \cdot 18 = 45 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности вершин зубьев солнечной шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 45 + 2 \cdot 2{,}5 = 50 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин зубьев солнечной шестерни:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m = 45 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 38{,}75 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр сателлитов:

$$d_2 = mz_2 = 2{,}5 \cdot 54 = 135 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности вершин зубьев сателлитов:

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 135 + 2 \cdot 2{,}5 = 140 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин зубьев сателлитов:

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m = 135 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 128{,}75 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр корончатого колеса:

$$d_3 = mz_3 = 2{,}5 \cdot 126 = 315 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности вершин зубьев корончатого колеса:

$$d_{a3} = d_3 - 2m = 315 - 2 \cdot 2{,}5 = 310 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин зубьев корончатого колеса:

$$d_{f3} = d_3 + 2{,}5m = 315 + 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 321{,}25 \text{ мм}.$$

Уточненное межосевое расстояние $a_{12}^{\text{ут}} = \dfrac{d_1 + d_2}{2} = \dfrac{45 + 135}{2} = 90$ мм.

Ширина зубчатых колес:

$$b_{12} = \psi_{ba} a_{12}^{\text{ут}} = 0{,}25 \cdot 90 = 22{,}5 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину сателлитов и корончатого колеса b_2 = b_3 = 22 мм, а ширину солнечной шестерни b_1 = 25 мм для компенсации осевого смещения.

17. Проверяем выполнение условия соседства, предусматривающего наличие гарантированного зазора между сателлитами (формула (5.23)):

$$(d_1 + d_2)\sin\frac{\pi}{n_c} \geq d_2 + 2m;$$

$$(45+135)\sin\frac{180^{o}}{3}\geq 135+2\cdot 2,5;$$

$$155,9>140.$$

18. Определяем окружную силу на солнечной шестерне (формула (5.24)):

$$F_{t1}=\frac{2T_1 10^3 K_{\text{с}}}{d_1 n_{\text{с}}}=\frac{2\cdot 45\cdot 10^3\cdot 1,2}{45\cdot 3}=800 \text{ Н}.$$

19. Определяем окружную скорость (формула (5.25)):

$$V=\frac{\pi d_1 n_1'}{60\cdot 10^3}=\frac{3,14\cdot 45\cdot 1245}{60\cdot 10^3}=2,93 \text{ м/с}.$$

20. Выполняем проверочный расчет по контактным напряжениям (формула (5.26)).

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha}$ = 1,0.

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta}$ = 1,03 (см. табл. 3.6).

Приняв 8-ю степень точности изготовления зубчатых колес, выбираем значение коэффициента K_{HV} = 1,11 (см. табл. 3.7).

Из этого следует, что $K_H=K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV}=1\cdot 1,03\cdot 1,11=1,14$.

Тогда

$$\sigma_H=436\sqrt{\frac{F_t(u_{12}+1)K_H}{d_2 b_2}}=436\cdot\sqrt{\frac{800\cdot(3+1)\cdot 1,14}{135\cdot 22}}=483,2 \text{ МПа}\leq[\sigma_H]=518,2 \text{ МПа}.$$

Недогрузка составляет меньше допустимой недогрузки в 10 %. Следовательно, материал передачи принят верно.

21. Производим проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе (формула (5.27)).

Определяем коэффициент нагрузки $K_F=K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}$.

Принимаем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha}=1$ (передача с прямым зубом).

При коэффициенте ширины зубчатого колеса по делительному диаметру коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, $K_{F\beta} = 1,04$ (см. табл. 5.2).

Принимаем коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, K_{FV} = 1,29 (см. табл. 3.10).

Тогда коэффициент нагрузки будет равен: $K_F = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,29 = 1,34$.

Допускаемое напряжение изгиба определяем по формуле (5.28):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_{F\min}} Y_N \; Y_S = \frac{1,8 \cdot 250}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 257,1 \text{ МПа}.$$

По табл 3.8, в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{\upsilon 1} = z_1 = 21$, выбираем коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F = 4,27.

Тогда $\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b_2 m} = \frac{800 \cdot 1,34 \cdot 4,27}{22 \cdot 2,5} = 83,2 \text{ МПа} \le [\sigma_F] = 257,1 \text{ МПа}$.

Условие прочности выполнено.

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	1	2	3	4	5	6
Вращающий момент T_1, Н·м	95,1	110,5	125,2	140,2	155,5	85,4
Частота вращения солнечной шестерни n_1, мин$^{-1}$	1500	1450	960	720	1500	1420
Частота вращения водила n_h, мин$^{-1}$	375	350	215	145	300	280
№ варианта	7	8	9	10	11	12
Вращающий момент T_1, Н·м	115,2	130,8	170,1	195,5	210,9	90,3
Частота вращения солнечной шестерни n_1, мин$^{-1}$	960	1450	720	1500	1420	960
Частота вращения водила n_h, мин$^{-1}$	185	260	125	250	230	150
№ варианта	13	14	15	16	17	18
Вращающий момент T_1, Н·м	112,4	145,1	160,2	180,9	160,2	180,3
Частота вращения солнечной шестерни n_1, мин$^{-1}$	1450	720	1500	1420	960	1450
Частота вращения водила n_h, мин$^{-1}$	225	100	210	200	135	180

Окончание таблицы 5.3

№ варианта	19	20	21	22	23	24
Вращающий момент T_1, Н·м	95,8	115,8	135,0	175,2	190,1	215,4
Частота вращения солнечной шестерни n_1, мин$^{-1}$	1420	720	1500	960	1450	720
Частота вращения водила n_h, мин$^{-1}$	175	90	185	115	160	80
№ варианта	25	26	27	28	29	30
Вращающий момент T_1, Н·м	230,9	105,2	125,5	148,1	165,2	200,2
Частота вращения солнечной шестерни n_1, мин$^{-1}$	1500	1420	960	1450	720	1500
Частота вращения водила n_h, мин$^{-1}$	165	155	100	145	72	150
Примечание. Материал передачи: варианты 1–15 – сталь 45, ТО – улучшение; варианты 16–30 – сталь 40ХН, ТО – улучшение						

Задание 2. Определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба планетарной передачи, спроектированной по схеме 2*К*–*h* (солнечная шестерня – ведущее, водило – ведомое). Материал всех колес – сталь 45, вид термообработки – улучшение, твердость поверхности зубьев 269–302 НВ. Работа привода двухсменная, срок службы – 5 лет. Режим работы – средний равновероятный.

Задание 3. Осуществить кинематический и силовой расчеты планетарной передачи, спроектированной по схеме 2*К*–*h* (солнечная шестерня – ведущее, водило – ведомое), по следующим параметрам: числа зубьев колес z_a = 21, z_g = 30, z_b = 81. Частоты вращения ведущего и ведомого валов n_a = 1000 мин$^{-1}$ и n_h = 205,9 мин$^{-1}$ соответственно.

Задание 4. Определить, выполняется ли условие прочности по напряжениям изгиба трехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К–h (солнечная шестерня – ведущее, водило – ведомое), если заданы: допускаемые изгибные напряжения $[\sigma_F]$ = 210 МПа, вращающий момент на ведущем валу T_a = 152,7 Н·м, числа зубьев колес z_a = 20, z_g = 40, z_b = 100, модуль m = 2 мм, частота вращения ведомого вала n_h = 226 мин$^{-1}$, коэффициент ширины зубчатого колеса ψ_{ba} = 0,315.

Рекомендуемая литература: [5; 8; 10; 16; 20].

Практическая работа № 6

РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: выполнить проектный и проверочный расчеты червячной передачи.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Устройство и расчет червячных передач».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Червячная передача – это механизм для передачи вращения зацеплением с непосредственным контактом витков червяка и зубьев червячного колеса (рис. 6.1). Червяк представляет собой винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо является косозубым зубчатым колесом с зубьями особой дуговой формы. Такая форма обеспечивает увеличение контактной линии и прочности зубьев на изгиб.



Рис. 6.1. Червячная передача

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 30 кВт, т. к. при больших мощностях применение червячных передач неэкономично из-за низкого КПД и требует специального охлаждения.

Аналогично зубчатым передачам, зубья червячного колеса рассчитывают **на контактную выносливость и прочность при изгибе**.

Порядок выполнения проектного и проверочного расчетов червячной передачи

1. Выбор материала червяка и червячного колеса.

Червяки изготавливают из тех же марок сталей, что и шестерни зубчатых передач. Выбор марки стали и определение ее механических характеристик производят по табл. 6.1 и 6.2. С целью получения высоких качественных показателей передачи применяют закалку до твердости ≥ 45 HRC, а также шлифование и полирование витков червяка.

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

Таблица 6.1

Рекомендуемые сочетания твердости и термообработки материалов червяка и червячного колеса

Параметр	Червяк	Червячное колесо
Материал	Стали 45, 50, 40Х, 45Х, 40ХН, 45ХН, 35ХМ	Бронзы, серые чугуны
Термообработка	Закалка	–
Твердость	$\geq 45HRC_{эср}$	–

Таблица 6.2

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 ($HRC_э$)	$\sigma_в$	$\sigma_т$	
45	80	269–302	–	890	650	Улучшение
45	125	235–262	–	780	540	Улучшение
20Х	200	–	56–63	930	635	Улучшение + цементация + + закалка
40Х	200	235–262	–	790	640	Улучшение
40Х	125	269–302	45–50	900	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40ХН	315	235–262	–	800	630	Улучшение
40ХН	200	269–302	48–53	920	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40ХНМА	125	269–302	50–56	980	780	Улучшение + азотирование
25ХГТ	100	320	58–63	1100	900	Цементация с закалкой

Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения и приводится в табл. 6.3.

Скорость скольжения V_S, м/с:

$$V_S = \frac{0,45 n_2 u_{\text{черв}}}{10^3} \sqrt[3]{T_2} \text{ или } V_S \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (6.1)$$

где n_1 – частота вращения вала червяка, мин$^{-1}$;

n_2 – частота вращения вала колеса, мин$^{-1}$;

$u_{\text{черв}}$ – передаточное число червячной передачи;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Таблица 6.3

Материалы венцов червячных колес

Марка, допустимая скорость скольжения V_S	Группа	ГОСТ на материал	Способ отливки	Механические характеристики, МПа	
				$\sigma_в$	$\sigma_т$
БрО10Н1Ф1, $V_S \le 25$ м/с	I	613–79	Центробежный	290	170
БрО10Ф1, $V_S \le 12$ м/с	I	613–79	В кокиль	275	260
			В песчаную форму	230	140
БрО5Ц5С5, $V_S \le 8$ м/с	I	613–79	В кокиль	200	90
			В песчаную форму	145	80
БрА10Ж4Н4Л, $V_S \le 5$ м/с	II	493–79	Центробежный	700	460
			В кокиль	650	430
БрА10Ж3Мц2, $V_S \le 5$ м/с	II	493–79	В кокиль	550	360
БрА9Ж3Л, $V_S \le 5$ м/с	II	493–79	Центробежный	530	245
			В кокиль	500	230
ЛЦ23А6Ж3Мц2, $V_S \le 5$ м/с	II	17711–93	Центробежный	700	240
			В кокиль	650	240
			В песчаную форму	600	240
СЧ15, $V_S \le 2$ м/с	III	1412–85	В песчаную форму	$\sigma_{в(р)}$ = 325 МПа	–
СЧ18, $V_S \le 2$ м/с	III	1412–85	В песчаную форму	$\sigma_{в(р)}$ = 358 МПа	–
СЧ20, $V_S \le 2$ м/с	III	1412–85	В песчаную форму	$\sigma_{в(р)}$ = 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. $\sigma_в$ – предел прочности, $\sigma_{в(р)}$ – временное сопротивление разрыву по ГОСТ 613–79, ГОСТ 493–79 и ГОСТ 17711–93

2. Определяем допускаемые контактные напряжения.

Допускаемые контактные напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса.

2.1. Коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 n_2 L_h}} \text{ при условии } 0,67 \le Z_N \le 1,15, \qquad (6.2)$$

где L_h – срок службы (ресурс), ч.

Если найденное по формуле (6.2) значение Z_H не будет входить в заданный интервал, то следует принимать крайние значения ($Z_{H\min} = 0,67$; $Z_{H\max} = 1,15$).

2.2. Допускаемое контактное напряжение:

– для I группы материалов червячного колеса (табл. 6.3), МПа:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} Z_H C_V, \qquad (6.3)$$

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

Z_H – коэффициент долговечности;

C_V – коэффициент, учитывающий износ материала (табл. 6.4).

Таблица 6.4

Коэффициент учета износа материала

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

При известном значении предела прочности $\sigma_в$ материала венца червячного колеса предел контактной выносливости поверхностей зубьев $\sigma_{H0} = (0,75...0,90)\sigma_в$. Меньшее значение применяют в случае использования червяков с закаленными до твердости НВ ≤ 350 витками. Большее значение применяют при твердости витков HRC > 45.

Для II группы материалов червячного колеса (табл. 6.3), МПа:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] - 25 V_S \le 4\sigma_т, \qquad (6.4)$$

где $[\sigma_{H0}]$ – значение предела контактной выносливости поверхностей зубьев;

V_S – скорость скольжения, м/с.

Предел контактной выносливости поверхностей зубьев зависит от твердости зубьев: $[\sigma_{H0}]$ = 250 МПа для червяков при НВ ≤ 350; $[\sigma_{H0}]$ = 300 МПа для червяков при HRC ≥ 350.

Для III группы материалов червячного колеса (табл. 6.3), МПа:

– при закаленном до твердости НВ ≥ 350 червяке:

$$[\sigma_H] = 200 - 35V_S; \tag{6.5.1}$$

– при червяке из стали с твердостью НВ ≤ 350:

$$[\sigma_H] = 175 - 35V_S \le 1{,}65\sigma_{в(р)}. \tag{6.5.2}$$

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

3. Определяем допускаемые напряжения изгиба.

Допускаемые изгибные напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса.

3.1. Коэффициент долговечности:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{60 n_2 L_h}} \text{ при условии } 0{,}543 \le Y_N \le 1. \tag{6.6}$$

Если найденное по формуле (6.6) значение Y_N не будет входить в заданный интервал, то следует принимать крайние значения ($Y_{N\,\min}$ = 0,543; $Y_{N\,\max}$ = 1,0). Для колес из чугуна Y_N = 1.

3.2. Допускаемые напряжения изгиба:

– при работе зубьев одной стороной (при нереверсивной передаче):

• для бронзы и латуни:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\lim} Y_N; \tag{6.7}$$

• для чугуна:

$$[\sigma_F] = 0{,}12\sigma_{в(р)} Y_N. \tag{6.8}$$

– при работе зубьев обеими сторонами (при реверсивной передаче):

• для бронзы и латуни:

$$[\sigma_{-1F}] = \sigma_{-1F\lim} Y_N; \tag{6.9}$$

• для чугуна:

$$[\sigma_F] = 0,075\sigma_{в(р)}Y_N. \qquad (6.10)$$

Значения пределов выносливости зубьев червячного колеса при изгибе $\sigma_{F\,\lim}$ и $\sigma_{-1F\,\lim}$ выбирают из табл. 6.5 в зависимости от материала венца колеса, способа отливки и твердости рабочих поверхностей витков червяка.

Таблица 6.5

Значения пределов выносливости зубьев червячного колеса при изгибе

Материал	Способ отливки венца колеса	$\sigma_{F\,\lim}$, МПа	$\sigma_{-1F\,\lim}$, 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

4. Определяем геометрические параметры червячной передачи (рис. 6.2).

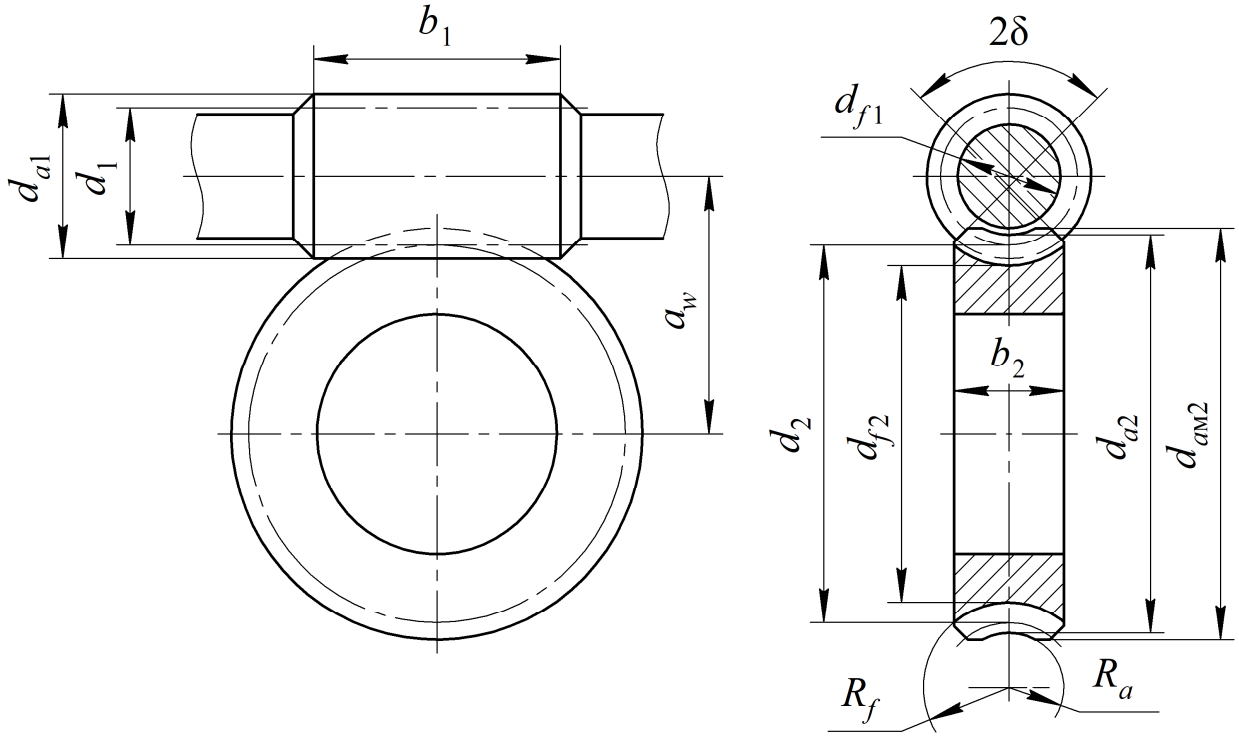


Рис. 6.2. Геометрические параметры червячной передачи

4.1. Межосевое расстояние, мм:

$$a_w \geq 61\sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H}{[\sigma_H]^2}}, \qquad (6.11)$$

где K_H – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями при расчетах на контактную прочность. Предварительно коэффициент K_H принимается в зависимости от заданного режима работы: ВТ (весьма тяжелый), то K_H = 1,3; Т (тяжелый), то K_H = 1,25; С (средний), то K_H = 1,2; Л (легкий), то K_H = 1,1);

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, МПа;

Полученное значение межосевого расстояния a_w для нестандартных передач округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров *Ra*40 (ГОСТ 6636–69 с сокращениями): 40; 45; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420 и т. д.

При выполнении стандартной передачи a_w округлить до: 40; 50; 63; 80; 100; 125; (140); 160; 200; 250.

4.2. Число витков червяка z_1 и число зубьев червячного колеса z_2.

Число витков червяка зависит от передаточного числа редуктора $u_{\text{черв}}$ (табл. 6.6).

Таблица 6.6

Число витков червяка

$u_{\text{черв}}$	Свыше 8 до 14	Свыше 14 до 30	Свыше 30
z_1	4	2	1

Число зубьев червячного колеса:

$$z_2 \leq z_1 u_{\text{черв}}, \qquad (6.12)$$

Полученное значение z_2 округлить до целого числа.

Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \geq 26$. Оптимальное значение z_2 = 40–60.

Фактическое передаточное число:

$$u_{\text{черв}}^{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}. \qquad (6.13)$$

Отклонение фактического значения от заданного:

$$\Delta u_{\text{черв}} = \frac{\left| u_{\text{черв}}^{\text{ф}} - u_{\text{черв}} \right|}{u_{\text{черв}}} \cdot 100\ \% \le 4\ \%. \qquad (6.14)$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа следует пересчитать число зубьев червячного колеса.

4.3. Модуль зацепления, мм:

$$m = (1{,}5...1{,}7)\frac{a_w}{z_2}. \qquad (6.15)$$

Полученное значение модуля принимаем близкое к стандартному: 2,0; 2,5; (3,0); 3,15; (3,5); 4,0; 5,0; (6,0); 6,3; (7,0); 8,0; 10,0; (12,0); 12,5; 16,0; 20,0.

В скобках указаны значения модуля по второму ряду. При выборе модуля первый ряд следует предпочитать второму.

4.4. Коэффициент диаметра червяка из условия жесткости:

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 \text{ или } q \approx (0{,}212...0{,}25)z_2. \qquad (6.16)$$

Полученное значение q округлить до стандартного из ряда чисел: 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); 10,0; (11,2); 12,5; (14,0); 16,0; (18,0).

В скобках указаны значения q по второму ряду. При выборе q первый ряд следует предпочитать второму. По ГОСТ 19672–74 допускается применять q = 7,5 и 12. Чтобы червяк не был слишком тонким, q следует увеличивать с уменьшением m: тонкие червяки получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления.

4.5. Фактическое межосевое расстояние, мм:

$$a_w^{\text{ф}} = \frac{m(q + z_2)}{2}. \qquad (6.17)$$

4.6. Делительные диаметры червяка d_1 и червячного колеса d_2, мм:

$$d_1 = qm;\ \ d_2 = mz_2. \qquad (6.18)$$

Причем должно выполняться условие $\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w^{\phi}$.

4.7. Диаметры вершин червяка d_{a1} и червячного колеса d_{a2}, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2);\ d_{a2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2). \quad (6.19)$$

4.8. Диаметры впадин витков червяка d_{f1} и червячного колеса d_{f2}, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q - 2,4);\ d_{f2} = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4). \quad (6.20)$$

4.9. Наибольший диаметр червячного колеса, мм:

$$d_{aм2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}\ . \quad (6.21)$$

4.10. Длина нарезанной части червяка, мм:

$$\begin{gathered} \text{если } z_1 = 1 \text{ или } 2, \text{ то } b_1 \ge (11 + 0,06z_2)m, \\ \text{если } z_1 = 4, \text{ то } b_1 \ge (12,5 + 0,09z_2)m. \end{gathered} \quad (6.22)$$

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков величина b_1, полученная по указанным соотношениям, должна быть увеличена при m < 10 мм на 25 мм; при m = 10–16 мм на 35–40 мм и при m > 16 мм на 50 мм.

Ширина венца колеса, мм:

$$\begin{gathered} \text{если } z_1 = 1 \text{ или } 2, \text{ то } b_2 \ge 0,75d_{a1}, \\ \text{если } z_1 = 4, \text{ то } b_2 \ge 0,67d_{a1}. \end{gathered} \quad (6.23)$$

Полученное значение ширин округляют до ближайшего значения по ряду нормальных линейных размеров *Ra*40 (ГОСТ 6636–69 с сокращениями): 40; 45; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300 и т. д.

4.11. Делительный угол подъема линии витков червяка, град:

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right). \quad (6.24)$$

4.12. Условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ:

$$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0{,}5m}. \qquad (6.25)$$

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

5. Определяют действительную скорость скольжения в зацеплении, м/с:

$$V_S = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}, \qquad (6.26)$$

где $V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60\ 000}$ – окружная скорость червяка, м/с;

$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60\ 000}$ – окружная скорость червячного колеса, м/с.

6. Определяем коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta = \frac{\mathrm{tg}\gamma}{\mathrm{tg}(\gamma + \rho')}, \qquad (6.27)$$

где ρ′ – приведенный угол трения, зависящий от действительной скорости скольжения, материала червячной пары, качества смазки, твердости и шероховатости рабочих поверхностей червяка (для практических расчетов значение ρ' можно взять из табл. 6.7).

Таблица 6.7

Значения приведенного угла трения ρ при различных скоростях скольжения V_S

$V_{ск}$, 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	4,0°–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′–4,0°	3,43°–4,0°	4,0°–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°
1,0	2°17′–2°52′	2,28°–2,87°	2°52′–3°43′	2,87°–3,43°	3°43′–4°34″	3,72°–4,57°	4,0°–4°34′	4,0°–4,57°

Окончание таблицы 6.7

$V_{ск}$, м/с	Оловянная бронза, группа материалов I				Безоловянная бронза, латунь, группа материалов II		Серый чугун, группа материалов III	
	HRC > 45		32 < HRC < 45					
1,5	2,0°–2°35′	2,0°–2,58°	2°35′–3°09′	2,5°–3,15°	3°09′–4,0°	3,15°–4,0°	3°26′–4,0°	3,43°–4,0°
2,0	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°	2,0°–2°28′	2,0°–2,87°	2°35′–3°09′	2,58°–3,15°	2°17′–2°55′	2,28°–2,92°
3,0	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°
4,0	1°16′–1°36′	1,27°–1,6°	1°16′–1°47′	1,27°–1,78°	2,0°–2°17′	2,0°–2,28°	–	–
5,0	1°09′–1°29′	1,15°–1,48°	1°26′–1°40′	1,43°–1,67°	1,0°43′–2,0°	1,72°–2,0°	–	–
8,0	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	0°55′–1°09′	0,92°–1,15°	1°09′–1°22′	1,15°–1,37°	–	–	–	–
15,0	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

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 – мм.

7. Определяем силы, действующие в зацеплении червячной передачи (рис. 6.3), Н:

– окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}; \qquad (6.28)$$

– окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_2 10^3}{d_1 u_{\text{черв}}^{\phi} \eta}; \qquad (6.29)$$

– радиальная сила:

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg}\alpha}{\cos\gamma}. \qquad (6.30)$$

где α – угол профиля, α = 20°.

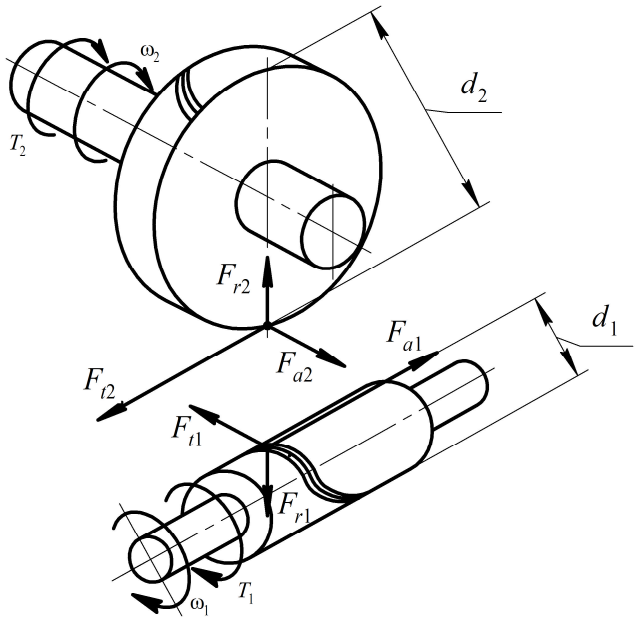


Рис. 6.3. Силы, действующие в зацеплении червячной передачи

8. Выполняем проверочный расчет передачи по контактным напряжениям. Расчетное контактное напряжение, МПа:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2}\sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}} \le [\sigma_H], \qquad (6.31)$$

где d_{w1} – начальный диаметр червяка (т. к. $x_1 = 0$, то $d_{w1} = d_1$), мм;

Уточненное значение коэффициента расчетной нагрузки K_H является произведением двух коэффициентов:

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta}. \qquad (6.32)$$

Значение коэффициента динамической нагрузки K_{HV} зависит от действительной скорости скольжения V_S и степени точности изготовления передачи (табл. 6.8 и 6.9).

Таблица 6.8

Степень точности червячных передач в зависимости от скорости скольжения

V_S, м/с	до 1,5	1,5–7,5	1,5–12,0	3,0–25,0
Степень точности по ГОСТ 3675–81	9	8	7	6

Таблица 6.9

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{HV}

Степень точности	Скорость скольжения V_S, м/с				
	до 1,5	1,5–3,0	3,0–7,5	7,5–12,0	12,0–18,0
6	–	–	1,0	1,1	1,3
7	1,0	1,0	1,1	1,2	–
8	1,1–1,2	1,2–1,3	1,4	–	–
9	1,2–1,3	–	–	–	–

Значение коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ связано с деформациями червяка и характером изменения нагрузки по формуле:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{K_f} \right)^3 (1 - K_{\text{р}}), \tag{6.33}$$

где K_f – коэффициент деформации червяка, значения которого при различных q и z_1 приведены в табл. 6.10.

$K_{\text{р}}$ – вспомогательный коэффициент, зависящий от режима нагрузки: при постоянном режиме нагрузки $K_{\text{р}} = 1$; при незначительных колебаниях нагрузки $K_{\text{р}} = 0{,}6$; при значительных колебаниях нагрузки $K_{\text{р}} = 0{,}3$.

Таблица 6.10

Коэффициент деформации червяка K_f

z_1	Коэффициент q					
	8,0	9,1	10,0	11,2	12,5	14,0
1	72	89	108	127	154	176
2	57	71	86	102	121	140
3	51	61	76	89	106	132
4	47	56	70	82	98	122

Процент перегрузки или недогрузки Δ, %:

$$\Delta = \left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \right| \cdot 100\,\% = \begin{matrix} +5\,\% \\ -15\,\% \end{matrix}, \tag{6.34}$$

где +5 % – допускаемая перегрузка передачи ($\sigma_H > [\sigma_H]$);

–15 % – допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$).

Если условие не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса и повторить весь расчет передачи.

9. Выполняем проверочный расчет передачи на выносливость по изгибу.

Расчетное напряжение изгиба зубьев колеса, МПа:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t2} K_F}{1{,}3 m^2 q} \le [\sigma_F], \qquad (6.35)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, определяется по табл. 6.11 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_{\upsilon 2}$:

$$z_{\upsilon 2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \qquad (6.36)$$

Таблица 6.11

Значения коэффициента формы зуба Y_{F2}

$z_{\upsilon 2}$	Y_{F2}	$z_{\upsilon 2}$	Y_{F2}	$z_{\upsilon 2}$	Y_{F2}	$z_{\upsilon 2}$	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Коэффициент нагрузки при проверке передачи на изгиб принимается равным коэффициенту нагрузки при проверке передачи на контактную прочность $K_F = K_H$, значение которого рассчитывается по формуле (6.31).

При проверочном расчете σ_F получается значительно меньше $[\sigma_F]$, т. к. нагрузочная способность червячных передач чаще всего ограничивается контактной выносливостью зубьев червячного колеса.

Пример расчета червячной передачи

Пример. Выполнить проектный и проверочный расчеты червячной передачи. Частота вращения на ведомом валу передачи и n_2 = 220 мин$^{-1}$; передаточное число передачи $u_{\text{черв}}$ = 12,5; номинальный вращающий момент на колесе T_2 = 99,2 Н·м; срок службы L_h = 10 000 ч; режим работы – тяжелый; расположение червяка – верхнее.

1. Выбираем материалы червяка и червячного колеса.

Назначаем материал червяка (табл. 6.1) – сталь 45; термообработка – закалка; твердость – (42 + 50) / 2 = 46 $HRC_{эср}$.

Ориентировочную скорость скольжения V_S в зацеплении определяем по формуле (6.1):

$$V_S = \frac{0,45 n_2 u_{черв}}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = \frac{0,45 \cdot 220 \cdot 12,5}{10^3} \cdot \sqrt[3]{99,2} = 5,73 \text{ м/с}.$$

Материал червячного колеса (табл. 6.3) назначаем из I группы БрО10Ф1; способ отливки в песчаную форму $\sigma_в$ = 230 МПа; $\sigma_т$ = 140 МПа ($V_S = 5,73$ м/с < 12 м/с).

2. Определяем коэффициент долговечности при контактных напряжениях (формула (6.2)):

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 n_2 L_h}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 \cdot 220 \cdot 10\,000}} = 0,724.$$

Допускаемое контактное напряжение для I группы материалов червячного колеса находим по формуле (6.3):

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} Z_H C_V = 195,5 \cdot 0,724 \cdot 0,89 = 125,9 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{H0} = 0,85\sigma_в = 0,85 \cdot 230 = 195,5$ МПа – значение предела контактной выносливости поверхностей зубьев для червяков I группы;

C_V = 0,89 – коэффициент, учитывающий износ материала (табл. 6.4).

Т. к. червяк расположен вне масляной ванны (расположение червяка – верхнее), то снижаем $[\sigma_H]$ на 15 %:

$$[\sigma_H] = 125,9 \cdot (1 - 0,15) = 107,1 \text{ МПа}.$$

3. Определяем коэффициент долговечности при изгибных напряжениях по формуле (6.6):

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{60 n_2 L_h}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{60 \cdot 220 \cdot 10\,000}} = 0,581.$$

Допускаемое напряжение изгиба для материалов из бронзы и латуни при нереверсивной передаче (формула (6.7)):

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\lim} Y_N = 55 \cdot 0,581 = 31,96 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{F\ \lim} = 55$ МПа – предел выносливости зубьев червячного колеса при изгибе (табл. 6.5).

4. Определяем геометрические параметры червячной передачи.

Межосевое расстояние (формула (6.11)):

$$a_w \geq 61\sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H}{[\sigma_H]^2}} = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{99,2 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{107,1^2}} = 136,7 \text{ мм},$$

где K_H – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями K_H при контактных расчетах (если режим Т (тяжелый), то $K_H = 1,3$).

Принимаем $a_w = 140$ мм.

Число витков червяка $z_1 = 4$, т. к. $u_{\text{черв}} = 12,5$ (табл. 6.6).

Определяем число зубьев червячного колеса (формула (6.12)):

$$z_2 \leq z_1 u_{\text{черв}} = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

Принимаем $z_2 = 50$.

Фактическое передаточное число (формула (6.13)):

$$u_{\text{черв}}^{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{4} = 12,5.$$

Отклонение фактического значения от заданного равно 0.

Модуль зацепления (формула (6.15)):

$$m = (1,5...1,7)\frac{a_w}{z_2} = (1,5...1,7) \cdot \frac{140}{50} = 4,2...4,76 \text{ мм}.$$

Полученное значение модуля округляем до близкого стандартного. Принимаем $m = 4,0$ мм.

Коэффициент диаметра червяка из условия жесткости (формула (6.16)):

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 140}{4} - 50 = 20.$$

Полученное значение q округляем до стандартного из ряда чисел. Принимаем $q = 20$.

Фактическое межосевое расстояние (формула (6.17)):

$$a_w^{\phi} = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{4 \cdot (20 + 50)}{2} = 140 \text{ мм}.$$

Делительные диаметры червяка d_1 и червячного колеса d_2 (формула (6.18)):

$$d_1 = qm = 20 \cdot 4 = 80 \text{ мм}; \; d_2 = mz_2 = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм}.$$

Проверка: $\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 200}{2} = 140 \text{ мм} = a_w^{\phi}$.

Диаметры вершин червяка d_{a1} и червячного колеса d_{a2} (формула (6.19)):

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2) = 4 \cdot (20 + 2) = 88 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2) = 4 \cdot (50 + 2) = 208 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин витков червяка d_{f1} и червячного колеса d_{f2} (формула (6.20)):

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q - 2,4) = 4 \cdot (20 - 2,4) = 70,4 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4) = 4 \cdot (50 - 2,4) = 190,4 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса (формула (6.21)):

$$d_{aм2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 208 + \frac{6 \cdot 4}{4 + 2} = 212 \text{ мм}.$$

Длина нарезанной части червяка при $z_1 = 4$ (формула (6.22)):

$$b_1 \ge (12,5 + 0,09z_2)m = (12,5 + 0,09 \cdot 50) \cdot 4 = 68 \text{ мм}.$$

Увеличим на 25 мм b_1: $b_1 = 68 + 25 = 93$ мм. Принимаем $b_1 = 95$ мм.

Ширина венца колеса $b_2 \geq 0,67 d_{a1} = 0,67 \cdot 88 = 58,96$ мм (формула (6.23)).

Полученное значение ширин округляем до ближайшего значения по ряду нормальных линейных размеров *Ra*40. Принимаем b_2 = 60 мм.

Делительный угол подъема линии витков червяка (формула (6.24)):

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right) = \text{arctg}\left(\frac{4}{20}\right) = 11°18'35''.$$

Условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ (формула (6.25)):

$$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{60}{88 - 0,5 \cdot 4} = 0,698.$$

Откуда $\delta = \text{arcsin}0,698 = 44°16'3''$; $2\delta = 88°32'6''$.

5. Определяют действительную скорость скольжения в зацеплении, м/с:

$$V_S = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \sqrt{11,5^2 + 2,3^2} = 11,7 \text{ м/с},$$

где $V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60\ 000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 2750}{60\ 000} = 11,5$ м/с – окружная скорость червяка, м/с;

$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60\ 000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 220}{60\ 000} = 2,3$ м/с – окружная скорость червячного колеса, м/с.

Оставляем выбранный материал венца колеса.

6. Определяем коэффициент полезного действия червячной передачи (формула (6.27)):

$$\eta = \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\text{tg}11°18'35''}{\text{tg}(11°18'35'' + 1°19')} = 0,893,$$

где $\rho' = 1°19'$ – приведенный угол трения (табл. 6.7).

7. Силы, действующие в зацеплении червячной передачи:

– окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 99,2 \cdot 10^3}{200} = 992 \text{ Н};$$

– окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_2 10^3}{d_1 u_{\text{черв}}^{\text{ф}} \eta} = \frac{2 \cdot 99,2 \cdot 10^3}{80 \cdot 12,5 \cdot 0,893} = 222,2 \text{ Н};$$

– радиальная сила:

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \text{tg}\alpha}{\cos\gamma} = \frac{992 \text{tg} 20^{\text{o}}}{\cos 11°18'35''} = 368,2 \text{ Н}.$$

8. Проверочный расчет передачи.

Уточненное значение коэффициента расчетной нагрузки принимаем (формула (6.32)):

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta} = 1,2 \cdot 1 = 1,2,$$

где K_{HV} = 1,2 – коэффициент динамической нагрузки, который зависит от действительной скорости скольжения V_S и степени точности изготовления передачи ($n_{\text{ст}}$ = 7) (табл. 6.8 и 6.9);

$K_{H\beta}$ = 1 – коэффициент концентрации нагрузки, который связан с деформациями червяка и характером изменения нагрузки (пояснение к формуле (6.33) (вспомогательный коэффициент $K_{\text{р}}$ с постоянным режимом нагрузки)).

Расчетное контактное напряжение, МПа (формула (6.31)):

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}} = \frac{480}{200} \cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot 99,2 \cdot 1,2}{80}} = 92,6 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 107,1 \text{ МПа}.$$

Недогрузка составит (формула (6.34)):

$$\Delta = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \text{ \%} = \frac{92,6 - 107,1}{107,1} \cdot 100 \text{ \%} = -13,5 \text{ \%} < -15 \text{ \%}.$$

9. Проверочный расчет передачи на выносливость по изгибу.

Определяем эквивалентное число зубьев колеса $z_{\upsilon 2}$ по формуле (6.36):

$$z_{\upsilon 2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{53}{\cos^3 11°18'35''} \approx 53.$$

Коэффициент формы зуба Y_{F2} = 1,43 (табл. 6.11).

Расчетное напряжение изгиба зубьев колеса, МПа (формула (6.35)):

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t2} K_F}{1,3 m^2 q} = \frac{1,43 \cdot 992 \cdot 1,2}{1,3 \cdot 4^2 \cdot 20} = 4,1 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 31,96 \text{ МПа}.$$

Условия прочности обеспечены.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Определить мощность, которую может передать червячный редуктор, если модуль m = 6,3 мм, число зубьев червячного колеса z_2 = 50, окружная сила на колесе F_{t2} = 4256 Н, угловая скорость колеса ω_2 = 10,2 с$^{-1}$.

Задача 2. Определить число витков червяка z_1 и геометрические параметры червяной передачи, если известно, что его частота вращения n_1 = 1460 мин$^{-1}$, а червячное колесо с числом зубьев z_2 = 40 имеет частоту вращения n_2 = 73 мин$^{-1}$. Задаться значением модуля m = 6,3 мм и коэффициентом диаметра червяка q = 10.

Задача 3. Определить угловую скорость вала червячного колеса ω_2, если червяк вращается с угловой скоростью ω_1 = 96 с$^{-1}$. Червяк двухзаходний, число зубьев червячного колеса z_2 = 48.

Задача 4. Найти скорость скольжения в червячном зацеплении, если z_2 = 2, m = 5 мм, q = 10, n_1 = 1450 мин$^{-1}$.

Задача 5. Определить усилия в червячном зацеплении, если мощность на валу червяка P_1 = 4 кВт, угловая скорость ω_1 = 50 с$^{-1}$, модуль m = 5 мм, q = 10, червяк двухзаходний, число зубьев червячного колеса z_2 = 40, приведенный угол трения ρ’ = 2°.

Задача 6. Определить силы в червячном зацеплении и изобразить схему действия сил, если червяк имеет нижнее расположение, правый наклон витка и вращается против часовой стрелки. Передаваемая мощность 6,5 кВт, частота вращения n_1 = 2850 мин$^{-1}$, η = 0,8, d_1 = 64 мм, d_2 = 256 мм, x = 0, $u_{\text{черв}}$ = 31,5.

Задача 7. Определить параметры червяка и червячного колеса, если x = 0, m = 6 мм, q = 9, z_2 = 32, z_1 = 1, 2δ = 100° (угол обхвата червяка червячным колесом).

Рекомендуемая литература: [1; 2; 6; 8; 10; 11; 12; 13; 16; 18].

Практическая работа № 7

РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: ознакомиться с особенностями конструкции клиновых ремней и методикой определения их параметров; рассчитать клиноременную передачу, установленную в системе механического привода от двигателя к редуктору.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Конструкция, применение и расчет ременных передач».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Ременная передача (рис. 7.1) состоит из ведущего и ведомого шкивов, расположенных на некотором расстоянии друг от друга и соединенных ремнем (или ремнями), надетым на шкивы с предварительным натяжением.

Вращение ведущего шкива преобразуется во вращение ведомого благодаря трению между ремнем и шкивами.

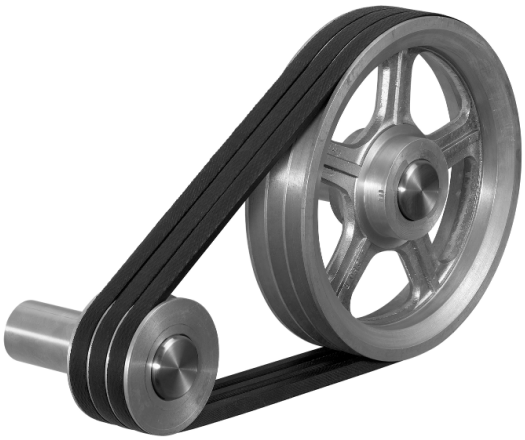


Рис. 7.1. Ременная передача

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°, а угол смещения рабочих поверхностей шкивов составлял не более 1,5°.

Общий диапазон скоростей движения ремня V для клиновых передач – от 4 до 25, 30, 40 м/с для нормальных клиновых, узких и поликлиновых ремней соответственно. Передаточное число $u_{\text{рем}} \leq 7$. Малые габариты и компактность этих передач обеспечиваются преимущественно при мощности $P \leq 50$ кВт. КПД передачи составляет $\eta_{\text{рем}}$ = 0,90–0,98 при скорости $V < 25$ м/с и снижается при большей скорости вследствие аэродинамических потерь.

Клиновая форма ремня (табл. 7.1) обеспечивает лучшее сцепление со шкивом, что позволяет (по сравнению с плоскоременной передачей) уменьшить натяжение ремня и нагрузку на валы и опоры, снизить минимальные значения диаметров шкивов и повысить передаточное число.

Расчет клиновых передач

Основные размеры клиновых ремней – расчетная ширина, по которой назначают размеры канавок шкивов, и расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии, по которой определяют межосевое расстояние:

$$a = 0,25\left[(L_{\text{р}} - w) + \sqrt{(L_{\text{р}} - w)^2 - 8y} \right], \qquad (7.1)$$

где $w = 0,5\pi(d_2 + d_1)$ – коэффициент, который учитывает сумму расчетных диаметров шкивов, мм;

$y = 0,25(d_2 - d_1)^2$ – коэффициент, учитывающий квадрат разности диаметров шкивов, мм^2;

d_1 и d_2 – расчетные диаметры шкивов.

Выбор сечения ремня и минимальный допустимый диаметр ведущего шкива $d_{\min}$ осуществляется в зависимости от вращающего момента на ведущем шкиве T_1 по табл. 7.2. Уменьшение диаметров по сравнению с указанными в табл. 7.2 недопустимо, т. к. это приведет к быстрому выходу ремня из строя.

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3}, \qquad (7.2)$$

приняв K_d = 3–4 – эмпирический коэффициент, который используется для предварительного расчета диаметра ведущего шкива в зависимости от момента.

Минимальное и максимальное значения межосевого расстояния определяют по следующим формулам:

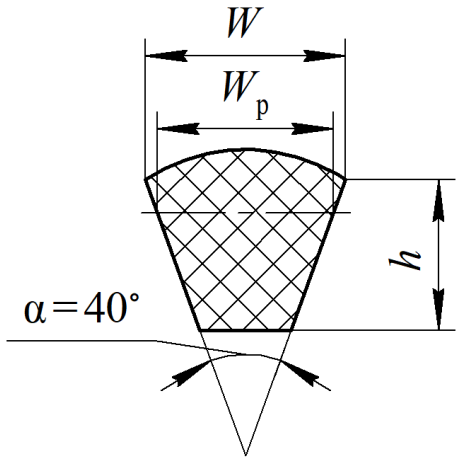
$$a_{\min} = 0{,}55\left(d_1 + d_2\right) + h; \;\; a_{\max} = 2\left(d_1 + d_2\right), \tag{7.3}$$

где h – высота профиля клина ремня (табл. 7.1).

Межосевое расстояние назначают при компоновке привода из условия размещения на раме привода проектируемого редуктора и электродвигателя.

Таблица 7.1

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	1250–10 000	0,30	200
Г (*D*)	27	32	19	476	2240–14 000	0,62	315
Д (*E*)	32	38	23,5	692	4000–18 000	0,92	500
Е (*EO*)	42	50	30	1170	6300–18 000	1,50	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

Окончание таблицы 7.1

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_{1min}, мм
	W_p	W	h				
УБ (SPB)	14	17	13	159	1250–8000	0,20	140
УВ (SPS)	19	22	18	278	2000–8000	0,37	224

Примечания.

1. В скобках указаны обозначения ремней в международной системе.
2. L_p – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии.

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; 10 000; 11 200; 12 500; 14 000; 16 000; 18 000.

3. Пример условного обозначения ремня – ремень сечения В (*C*) с расчетной длиной 2500, IV класса, эксплуатируемый в районах с умеренным климатом:

Ремень B (C)-2500 IV ГОСТ 1284.1–89

Таблица 7.2

Значения диаметров шкивов для передач клиновыми ремнями

Сечение ремня	Вращающий момент T_1, Н·м	d_{1min}, мм
1	2	3
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

Примечание. Номинальные расчетные диаметры $d_{расч}$ шкивов согласно ГОСТ 20889–88 принимать из ряда: 63; (67); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); 224; (236); 250; (265); 280; (300); 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; 475; 500; (530); 560; (600); (620); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); (2800); (3000); (3150); (3550); (3750); (4000) мм. Размеры, указанные в скобках, применяются только в технически обоснованных случаях

Передачи клиновыми ремнями рассчитывают по тяговой способности и долговечности согласно ГОСТ 1284.3–96.

Число клиновых ремней:

$$z = \frac{P}{P_{\text{доп}}}, \tag{7.4}$$

где P – мощность на валу ведущего шкива, кВт;

$P_{\text{доп}}$ – допускаемая мощность на один клиновой ремень при заданных условиях работы:

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_L C_z C_\text{р}. \tag{7.5}$$

Значения мощности P_0, передаваемой в стандартных условиях одним ремнем нормального сечения с базовой длиной L_0 приведены в табл. 7.3, узкого сечения – в табл. 7.4.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива по табл. 7.5.

Таблица 7.3

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
O (*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
A (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

Окончание таблицы 7.3

Сечение ремня (длина L_0, мм)	Диаметр малого шкива, d_1, мм	Сечение ремня (длина L_0, мм)	Частота вращения малого шкива, мин$^{-1}$					
			400	700	950	1450	2000	2800
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 7.4

Мощность P_0, кВт, передаваемая одним узким клиновым 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	–
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	10,60	11,50	–
	200	4,12	7,30	11,90	13,30	–
УВ (SPS) (5600)	224	5,45	9,40	14,10	–	–
	250	6,05	10,60	16,60	17,10	–
	280	6,60	11,50	18,70	20,70	–

Таблица 7.5

Значения коэффициента C_α

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

При известных диаметрах шкивов d_1 и d_2, межосевом расстоянии a угол обхвата ремнем ведущего шкива определяют из выражения:

$$\alpha_1 = 180° - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 57,3°. \qquad (7.6)$$

Коэффициент C_L, учитывающий влияние длины ремня, принимают по табл. 7.6 в зависимости от отношения расчетной длины $L_\text{р}$ ремня к базовой длине ремня L_0, представленной в табл. 7.3 и 7.4.

Таблица 7.6

Значения коэффициента C_L

Ремень	$L_\text{р} / L_0$					
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Клиновой нормального сечения	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86
Клиновой узкого сечения	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

Коэффициент C_z, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, принимают в зависимости от предполагаемого числа z ремней по табл. 7.7. Предполагаемое число ремней может быть определено по формуле (7.4) без учета значения коэффициента C_z.

Таблица 7.7

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	0,90	0,85

Коэффициент $C_\text{р}$, учитывающий влияние режима работы и интенсивность использования передачи, принимают по рекомендациям, приведенным в табл. 7.8.

Таблица 7.8

Значения коэффициента $C_р$ для ременных передач от электродвигателей общепромышленного применения (выборка)

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	Число смен работы		
			1	2	3
Легкий	Ленточные конвейеры, станки токарные, сверлильные, шлифовальные	С незначительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 120 %	1,0	0,9	0,8
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					

При известных вращающем моменте T_1, угловых скоростях ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов клиноременной передачи или передаточном отношении привода u расчет передачи выполняют в следующей последовательности.

1. В зависимости от вращающего момента T_1 по табл. 7.2 выбираем сечение ремня и определяем диаметр малого шкива по эмпирической формуле (7.2), приняв K_d = 3–4 для клиноременной передачи. При этом рекомендуется применять шкивы с диаметром d_1 из стандартного ряда, представленном в табл. 7.2. Не следует принимать диаметр d_1 меньше диаметра d_{min}, указанного в табл. 7.2.

2. Определяем диаметр большого шкива из выражения $d_2 = d_1(\frac{\omega_1}{\omega_2})$ или $d_2 = d_1 u_{рем}$. Полученное значение округляем до ближайшего по стандартному ряду в табл. 7.2.

3. Уточняем угловую скорость ведомого шкива, приняв коэффициент скольжения ε = 0,01–0,02.

Тогда

$$\omega_2 = \frac{d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon)}{d_2}. \qquad (7.7)$$

4. Определяем фактическое передаточное отношение:

$$u_{\text{факт}} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \qquad (7.8)$$

5. Определяем несоответствие фактического передаточного отношения $u_{\text{факт}}$ заданному значению $u_{\text{рем}}$:

$$\Delta u = \left| \frac{u_{\text{факт}} - u_{\text{рем}}}{u_{\text{рем}}} \right| \times 100\ \% \leq 4\ \%. \qquad (7.9)$$

6. Находим скорость движения ремня по формуле:

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2} \text{ или } V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}. \qquad (7.10)$$

7. Определяем предварительное межосевое расстояние $a_{\min}$ по формуле (7.3).

При разработке компоновки приводной станции следует уточнять межосевое расстояние с учетом условия собираемости привода (рис. 7.2):

$$a_{\text{пр}} \geq (l_{\text{ред}} + l_{\text{дв}}) + (10...15),\ \text{мм}. \qquad (7.11)$$

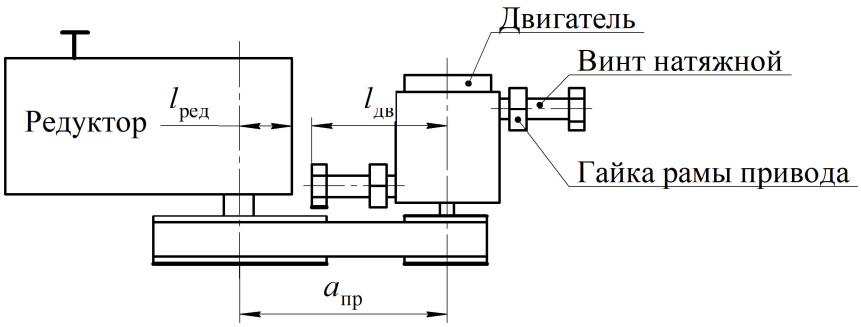


Рис. 7.2. Проверка собираемости привода

Тогда

$$a_{\text{пр}} \geq a_{\min}, \qquad (7.12)$$

где $a_{\min}$ определяем согласно выражению (7.3).

8. Рассчитываем расчетное значение длины ремня:

$$L_{\text{р}} \geq 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\text{пр}}}. \qquad (7.13)$$

Принимаем ближайшее большее значение $L_{\text{р}}$ из стандартного ряда (табл. 7.1).

9. По формуле (7.1) вычисляем окончательное значение межосевого расстояния a.

10. Определяем угол обхвата α_1 на ведущем шкиве. Значение угла обхвата должно быть $\alpha_1 \geq 120°$. В случае невыполнения предыдущего условия следует увеличить межосевое расстояние передачи.

11. Определяем допускаемую мощность $P_{\text{доп}}$ из выражения (7.5).

12. Находим требуемое число клиновых ремней по формуле (7.4) и округляем значение в большую сторону до целого числа.

13. Определяем силу предварительного натяжения одного клинового ремня:

$$F_0 = \frac{850PC_L}{VC_\alpha C_{\text{р}} z} + qV^2 \qquad (7.14)$$

и силу, действующую на вал:

$$F_r = 2F_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}, \qquad (7.15)$$

где q – масса 1 м длины ремня в кг (табл. 7.1).

14. Ременную передачу проверяем на долговечность по числу пробегов: $\upsilon = \frac{V}{L_{\text{р}}} \leq [\upsilon]$, $[\upsilon] \leq 10$ с$^{-1}$ – для клиновых ремней.

Пример расчета клиноременной передачи

Пример. Рассчитать клиноременную передачу, установленную в системе привода от двигателя к ленточному конвейеру (рис. 7.3) при T_1 = 69,8 Н·м, ω_1 = 152,8 с$^{-1}$, ω_2 = 54,2 с$^{-1}$, передача горизонтальная, натяжение ремня осуществляется передвижением двигателя по салазкам, работа односменная.

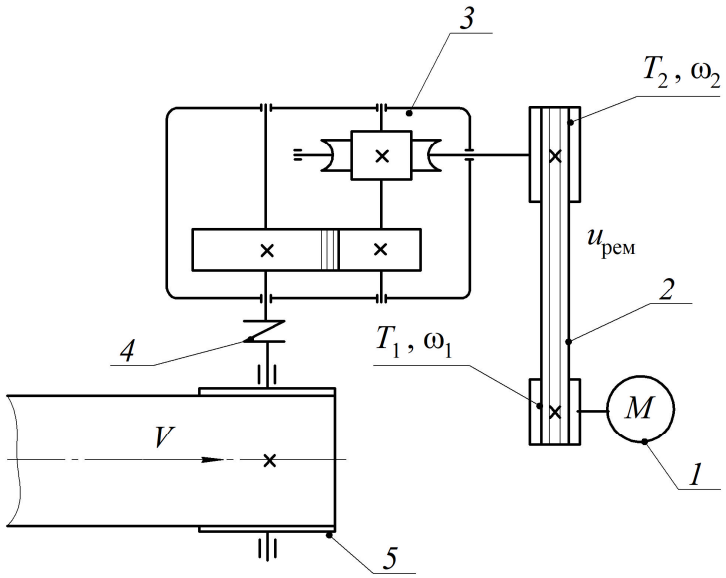


Рис. 7.3. Привод ленточного конвейера:
1 – электродвигатель; *2* – клиноременная передача; *3* – редуктор червячно-цилиндрический; *4* – муфта соединительная упругая; *5* – приводной барабан ленточного транспортера

1. По табл. 7.2 для T_1 = 69,8 Н·м выбираем сечение Б (рис. 7.4, *б*) и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле (7.2), приняв коэффициент K_d = 3…4:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3} = (3...4) \cdot \sqrt[3]{69{,}8 \cdot 10^3} = 123{,}5...164{,}7 \text{ мм}.$$

Согласно рекомендациям в табл. 7.3 и стандартному ряду принимаем d_1 = 140 мм.

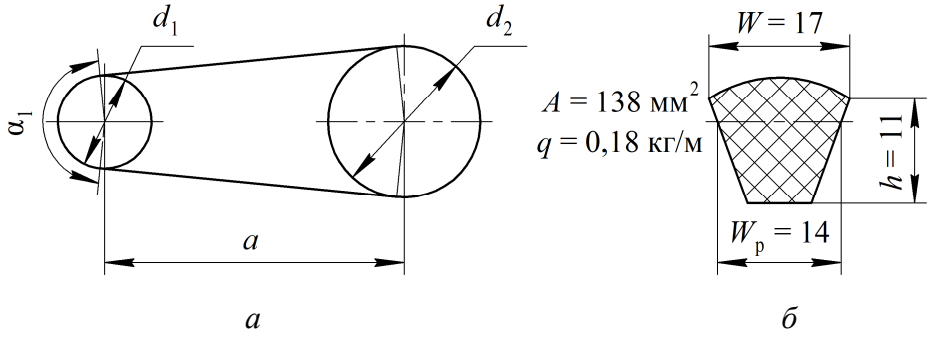


Рис. 7.4. Расчетная схема передачи (*а*) и поперечное сечение ремня (*б*) (табл. 7.1)

2. Вычисляем диаметр большого шкива $d_2 = d_1 u_{рем} = 140 \cdot 2{,}82 = 394{,}8$ мм, где $u_{рем} = \dfrac{\omega_1}{\omega_2} = \dfrac{152{,}8}{54{,}2} = 2{,}82.$

По стандартному ряду принимаем d_2 = 400 мм.

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения ε = 0,015:

$$\omega_2 = \frac{d_1\omega_1(1-\varepsilon)}{d_2} = \frac{140\cdot 152{,}8\cdot(1-0{,}015)}{400} = 52{,}7 \text{ с}^{-1}.$$

4. Находим фактическое передаточное число:

$$u_{\text{факт}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{152{,}8}{52{,}7} = 2{,}90.$$

5. Определяем отклонение от заданного:

$$\Delta u = \left|\frac{2{,}90-2{,}82}{2{,}82}\right|\cdot 100\ \% = 2{,}84\ \% < 4\ \%.$$

6. По формуле $V = \frac{\omega_1 d_1}{2\cdot 1000}$ определяем скорость ремня:

$$V = \frac{152{,}8\cdot 140}{2000} = 10{,}7 \text{ м/с}.$$

7. Находим минимальное значение межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0{,}55(d_1 + d_2) + h = 0{,}55\cdot(140+400)+11 = 308 \text{ мм},$$

где высота h сечения ремня Б принята по табл. 7.1 (рис. 7.4, *б*).

Принимаем межосевое расстояние $a_{\text{пр}}$ = 308 мм.

8. По формуле (7.13) определяем длину ремня:

$$L_{\text{р}} = 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi}{2}(d_1+d_2) + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a_{\text{пр}}} = 2\cdot 308 + \frac{3{,}14}{2}\cdot(140+400) +$$

$$+\frac{(400-140)^2}{4\cdot 308} = 1519 \text{ мм}.$$

По табл. 7.1 принимаем $L_р$ = 1600 мм.

9. По формуле (7.1) определяем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25\left[(L_р - w) + \sqrt{(L_р - w)^2 - 8y}\right] =$$

$$= 0,25 \cdot \left[(1600 - 847,8) + \sqrt{(1600 - 847,8)^2 - 8 \cdot 16\ 900}\right] = 352 \text{ мм},$$

где $w = 0,5\pi(d_2 + d_1) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (400 + 140) = 847,8$ мм;

$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25 \cdot (400 - 140)^2 = 16\ 900$ мм^2.

10. Определяем коэффициенты:

C_α = 0,88 (табл. 7.5) при $\alpha_1 = 180° - \left(\frac{d_2 - d_1}{a}\right)57,3° = 180° - \left(\frac{400 - 140}{352}\right) \cdot 57,3° = 138°$

(условие выполняется $\alpha_1 \geq [\alpha] = 120°$);

C_L = 0,965 (табл. 7.6) для $L_р$ / L_0 = 1600 / 2240 = 0,715;

C_z = 0,9 (табл. 7.7);

$C_р$ = 1 (табл. 7.8);

11. По табл. 7.3 интерполированием находим значение мощности P_0 = 3,18 кВт при $n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 152,8}{3,14} = 1460$ мин$^{-1}$.

Тогда допускаемая мощность на один клиновой ремень, определяемая по формуле (7.5), составит:

$$P_{доп} = P_0 C_\alpha C_р C_L C_z C_р = 3,2 \times 0,88 \times 0,965 \times 0,9 \times 1 = 2,43 \text{ кВт}.$$

12. По формуле (7.4) находим требуемое число клиновых ремней:

$$z = \frac{P}{P_{доп}} = \frac{10,66}{2,43} = 4,39,$$

где $P_1 = T_1\omega_1 = 69,8 \times 152,8 = 10\ 660$ Вт $= 10,66$ кВт.

Принимаем z = 5.

13. По формуле (7.14) определяем силу предварительного натяжения одного ремня:

$$F_0 = \frac{850PC_L}{VC_\alpha C_\text{р} z} + qV^2 = \frac{850 \cdot 10,66 \cdot 0,965}{10,7 \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot 5} + 0,18 \cdot 10,7^2 = 206,3 \text{ Н},$$

где q = 0,18 кг/м по табл. 7.1.

По формуле (7.15) находим силу, действующую на валы:

$$F_r = 2F_0 \sin\frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 206,3 \cdot 5 \sin\frac{(138°)}{2} = 1925,9 \text{ Н}.$$

14. Проверяем ременную передачу на долговечность:

$$\upsilon = \frac{V}{L_\text{р}} = \frac{10,7}{1,6} = 6,7 \text{ с}^{-1} < [\upsilon] = 10 \text{ с}^{-1}.$$

Условие ременной передачи на долговечность обеспечено.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Для клиноременной передачи необходимо определить тип ремня, диаметры шкивов, длину ремня и проверить его по числу пробегов при следующих начальных условиях: тип машины – смеситель приготовления корма; требуемая мощность для привода P_1 = 7 кВт, частота вращения ведущего и ведомого шкивов n_1 = 1450 мин$^{-1}$, n_2 = 659 мин$^{-1}$; межосевое расстояние a = 900 мм.

Задача 2. Необходимо расчетным путем определить число ремней типа В клиноременной передачи в приводе смесителя кормов. Передаваемая мощность P_1 = 12,5 кВт, частота вращения ведущего шкива n_1 = 970 мин$^{-1}$, передаточное число ременной передачи $u_\text{рем}$ = 2. Передача горизонтальная, работа двухсменная. Длина ремня L = 1800 мм, угол обхвата α_1 = 157°.

Задача 3. Рассчитать передачу клиновым ремнем привода конвейера: передаваемая мощность P_1 = 17 кВт, угловая скорость ω_1 = 152 рад/с; передаточное число $u_\text{рем}$ = 3,15; нагрузка с умеренными колебаниями. Расчет выполнить для ремней профилей В и Г.

Рекомендуемая литература: [2; 6; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 16; 18].

Практическая работа № 8

РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: ознакомиться с конструктивными особенностями цепей и методикой определения их параметров; рассчитать открытую цепную передачу, установленную в системе механического привода от редуктора к исполнительному органу.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Цепные передачи. Конструкция, применение и расчет».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 8.1). Кроме этих основных элементов, большинство конструкций цепных передач имеют натяжные и смазочные устройства, картеры и ограждения.



Рис. 8.1. Цепная передача

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 0,95).

Угол обхвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут надежно работать при малых межцентровых расстояниях $a = \frac{d_1 + d_2}{2} + 30\ldots50$, мм, и при больших передаточных числах ($u_{цеп} \leq 8$). 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.

В многоступенчатых приводах машин цепные передачи устанавливают, как правило, на тихоходной ступени, т. е. после редуктора перед ведущим валом технологической машины. Возможна установка цепной передачи и на быстроходной ступени (от электродвигателя к приемному валу передаточного механизма или машины). К цепной передаче предъявляются требования высокой работоспособности и компактности. Таким условиям наилучшим образом удовлетворяют роликовые цепи (ГОСТ 13568–97) типа ПР с шагом t = 8,0–50,8 мм.

Проектирование цепных передач обусловлено правильным выбором типоразмера цепи, ее шага t. Основным критерием работоспособности цепи является **долговечность**, определяемая износостойкостью шарнира звена по условию допускаемого среднего давления $p \leq [p]$. Долговечность приводных цепей по износу составляет 8–10 тыс. ч работы.

Расчет и выбор параметров цепной передачи

Выбирают тип цепи, определяя на основании условий эксплуатации коэффициент $K_э$ и шаг t, мм:

$$t \geq 2{,}8\sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_1 K_э}{z_1 [p] m_р}}, \qquad (8.1)$$

где T_1 – вращающий момент на валу ведущей звездочки, Н·м;

$K_э$ – коэффициент эксплуатации передачи;

$[p]$ – допустимое давление, МПа, в шарнирах роликовых цепей (табл. 8.1), выбираемое по частоте вращения ведущей звездочки n_1, мин$^{-1}$, и шагу цепи t, мм;

$m_р$ – число рядов цепи.

Число зубьев малой звездочки z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа $u_{цеп}$. Рекомендуемое значение $z_1 = (29\ldots31) - 2u_{цеп}$, 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 $z_2 = z_1 u_{цеп}$ (желательно четное число). Во избежание соскакивания цепи $z_2 \leq 120$.

Таблица 8.1

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
12,70–15,875	35,0	31,5	28,5	26,0	24,0	22,5	21,0	18,5
19,05–25,40	35,0	30,0	26,0	23,5	21,0	19,0	17,5	15,0
31,75–38,10	25,0	29,0	24,0	21,0	18,5	16,5	15,0	–

Коэффициент эксплуатации передачи:

$$K_э = K_д K_a K_\Theta K_{рег} K_с K_{реж}, \qquad (8.2)$$

где $K_д$ – коэффициент, учитывающий характер нагрузки ($K_д = 1$ – равномерная, спокойная нагрузка, например, для привода ленточных или цепных конвейеров; $K_д = 1{,}2–1{,}5$ – неравномерная нагрузка, с толчками, например, для привода скребковых конвейеров; $K_д = 1{,}8$ – 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 $\Theta \leq 60°$, $K_\Theta = 1{,}25$ при $\Theta > 60°$);

$K_{рег}$ – 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; $K_{рег} = 1{,}15$ – периодическое регулирование, например, удаление одного звена; $K_{рег} = 1{,}25$ – регулирование натяжения цепи не предусматривается);

$K_с$ – коэффициент смазки и степени загрязнения передачи ($K_с = 0{,}8$ при непрерывном смазывании, например, цепь находится в масляной ванне; $K_с = 1$ при капельной смазке; $K_с = 1{,}3$ при периодическом смазывании, например, при

замене внутришарнирного пластичного смазочного материала через установленный период времени с работой в условиях запыленного производства. В условиях загрязненного производства $K_с$ зависит от окружной скорости цепи: $K_с$ = 1,8 при $V \le 1{,}8$ м/с и $K_с$ = 3,0 при $V \le 7$ м/с);

$K_{реж}$ – коэффициент режима и продолжительности работы передачи в течение суток ($K_{реж}$ = 1 – односменная, $K_{реж}$ = 1,25 – двухсменная, $K_{реж}$ = 1,45 – трехсменная работа).

Если $K_э$ = 3, следует улучшить конструктивные и эксплуатационные условия работы цепной передачи.

Рассчитанную по формуле (8.1) цепь проверяют на прочность, определяя коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_р}{F_t K_д + F_ц + F_f} \ge [S], \tag{8.3}$$

где $F_р$ – разрушающая нагрузка, Н (табл. 8.2);

$F_t = \dfrac{1000P_1}{V}$ – окружная сила, Н (P_1 – передаваемая мощность, кВт, допускаемое значение принимают по табл. 8.3);

$F_ц = qV^2$ – нагрузка от центробежных сил, Н (q – масса 1 м цепи, кг, находится по табл. 8.2);

V – скорость цепи при частоте вращения ведущей звездочки n_1, мин$^{-1}$:

$$V = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000}, \tag{8.4}$$

F_f – сила от провисания цепи, Н:

$$F_f = 9{,}81 K_f q a, \tag{8.5}$$

здесь K_f – коэффициент, зависящий от стрелы провисания f и расположения передачи. Когда f = (0,01–0,02)a, принимают K_f = 1 при вертикальном расположении передачи, K_f = 6 – при горизонтальном, K_f = 4 – при $\Theta \le 40°$, $K_f \le 2$ – при $\Theta > 40°$, или $K_f = 1 + 5(90° - \Theta) / 90°$;

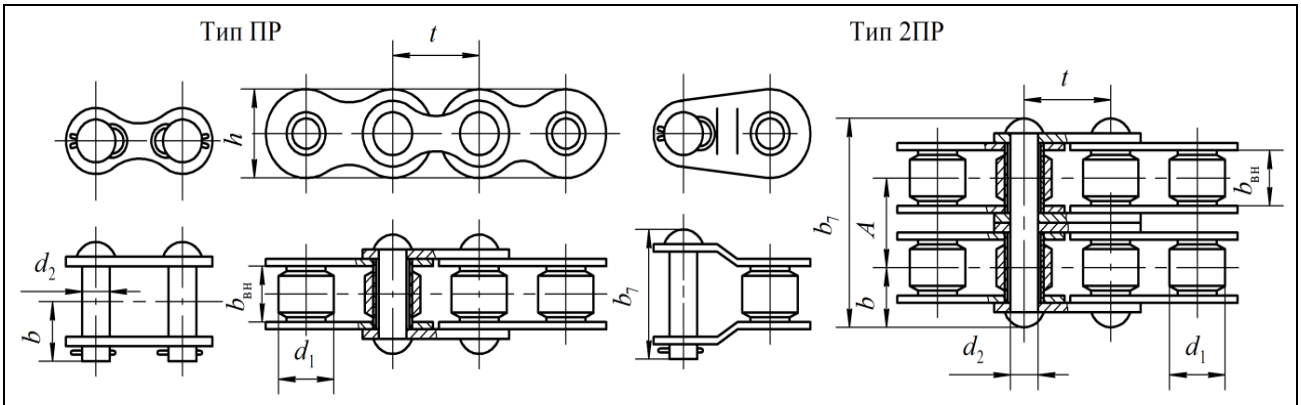
a – межосевое расстояние передач, м.

Коэффициент S должен быть больше нормативного значения [S] (табл. 8.4).

Таблица 8.2

Цепи приводные роликовые ПР и 2ПР (по ГОСТ 13568–97)

В миллиметрах



Типоразмер цепи	t	$b_{вн}$	d_1	d_2	h, не более	b, не более	b_7, не более	A	Разрушающая нагрузка $F_р$, кН, не менее	Масса, 1 м цепи q, кг
ПР-15,875-23	15,875	9,65	10,16	5,08	14,80	13,0	24,0	–	23,0	1,0
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	11,91	5,94	18,20	18,0	33,0	–	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,40	15,88	15,88	7,92	24,20	22,0	39,0	–	60,0	2,6
ПР-31,75-89	31,75	19,05	19,05	9,53	30,20	24,0	46,0	–	89,0	3,8
ПР-38,1-127	38,10	25,40	22,23	11,10	36,20	30,0	58,0	–	127,0	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	25,70	12,70	42,40	34,0	62,0	–	172,4	7,5
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	10,16	5,08	14,80	13,0	41,0	16,59	45,4	1,9
2ПР-19,05-75	19,05	12,70	11,91	5,96	18,08	17,75	53,4	25,50	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,40	15,88	15,88	7,92	24,20	22,0	68,0	29,29	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	19,05	9,53	30,20	24,0	82,0	35,76	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,10	25,40	22,23	11,10	36,20	30,0	104,0	45,44	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	25,40	12,70	42,24	34,0	110,0	48,87	344,8	14,4

Таблица 8.3

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

Окончание таблицы 8.3

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-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	10,80	12,70
ПР-19,05-31,8	1,41	4,80	8,38	11,40	13,50	15,30	16,90	19,30
ПР-25,4-60,0	3,20	11,00	19,00	25,70	31,00	35,00	38,00	44,0
ПР-31,75-89,0	5,83	19,30	32,00	42,00	19,00	55,00	60,00	–
ПР-38,1-127,0	10,50	35,00	58,00	76,00	89,00	99,00	108,00	–
ПР-44,45-172,4	14,70	44,00	71,00	88,00	101,00	–	–	–
ПР-50,8-227,0	28,00	68,00	110,00	138,00	157,00	–	–	–
Примечание. В обозначении цепи последовательно указаны шаг t, мм, статическая разрушающая нагрузка $F_р$, кН, и габаритный размер по ширине (1 или 2)								

Таблица 8.4

Значения нормативного среднего коэффициента запаса прочности [S] для приводных роликовых цепей (при z_1 = 15–30)

Шаг цепи t, мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,70	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
25,40	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	12,0	13,0	15,0
38,10	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,9	14,0	–
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 (табл. 8.5).

Таблица 8.5

Предельные частоты вращения ведущей звездочки $n_{1пред}$, мин$^{-1}$

Число зубьев ведущей звездочки z_1	Шаг цепи t, мм							
	12,70	15,875	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80
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 по возможности меньший шаг цепи (в пределах требуемой прочности).

Определяют предварительное значение межосевого расстояния *a*, мм:

$$a = (30\ldots50)t \tag{8.6}$$

и число звеньев в цепи:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5\left(z_1 + z_2\right) + \frac{t}{a}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2. \tag{8.7}$$

Число звеньев W рекомендуется принимать целым и четным, чтобы не было необходимости использовать переходные звенья, которые по прочности уступают основным.

Уточняют межосевое расстояние *a*, мм:

$$a = 0,25t\left[W - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(W - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}\right], \tag{8.8}$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$; $\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}$.

Т. к. холостая ветвь цепи должна свободно провисать на величину $f \approx (0,01–0,02)a$, при монтаже цепной передачи значение монтажного межосевого расстояния *a* уменьшается на 0,2 %–0,4 %.

Определяют приблизительную нагрузку на валы и опоры:

$$F_r = (1,15\ldots1,20)F_t. \tag{8.9}$$

Проверяют значение давления (износостойкости) цепи:

$$p = \frac{F_t K_э}{S_{оп}} \le [p], \tag{8.10}$$

где $S_{оп}$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира, который рассчитывают по формуле $S_{оп} = m_р A_{оп}$, а $A_{оп}$ назначают по табл. 8.6;

[*p*] – допускаемое среднее давление (табл. 8.1).

Таблица 8.6

Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи $A_{оп}$, мм^2

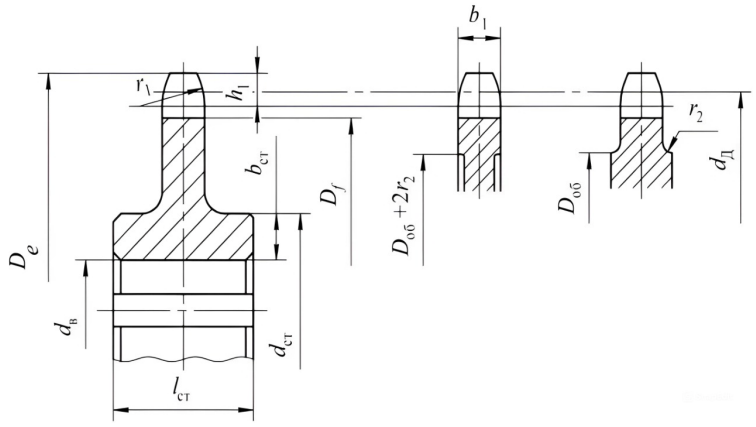
Цепь	Площадь опорной поверхности	Цепь	Площадь опорной поверхность
ПР-8-4,6	11	ПР-25,4-60,0	180
ПР-9,525-9,1	28	ПР-31,75-89,0	260
ПР-12,7-9,0-2	22	ПР-38,1-127,0	395
ПР-15,875-23,0-1	55	ПР-44,45-172,4	475
ПР-19,05-31,0	105	ПР-50,8-227,0	645
Примечание. Площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однорядной цепи на число рядов в цепи			

Определяют размеры звездочек и в дальнейшем просчитывают основные размеры (табл. 8.7).

Таблица 8.7

Формулы для определения основных размеров звездочек однорядной роликовой цепи

В миллиметрах



Однорядные звездочки по ГОСТ 591–69

Параметры	Расчетные формулы
Диаметр делительной окружности	$d_д = t / \sin(180° / z)$
Диаметр окружности выступов	$D_e = t(\operatorname{ctg}(180° / z) + 0{,}5)$
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	$D_{об} = t\operatorname{ctg}(180° / z) - 1{,}3h$
Радиус закругления: при шаге > 35 мм; при шаге < 35 мм	 $r_2 = 2{,}5$ $r_2 = 1{,}6$

Окончание таблицы 8.7

Параметры	Расчетные формулы
Ширина зуба звездочки однорядной цепи	$b_1 = 0{,}93b_{вн} - 0{,}15$
Длина ступицы	$l_{ст} = (1{,}5–3{,}0)d_в$, где $d_в$ – диаметр вала
Диаметр ступицы	$d_{ст} = d_в + 2b_{ст}$ ($b_{ст}$ – толщина ступицы: $b_{ст} = (0{,}8–2{,}5)t$)
Примечание. В таблице использованы данные d_1, h, $b_{вн}$, A (см. табл. 8.2)	

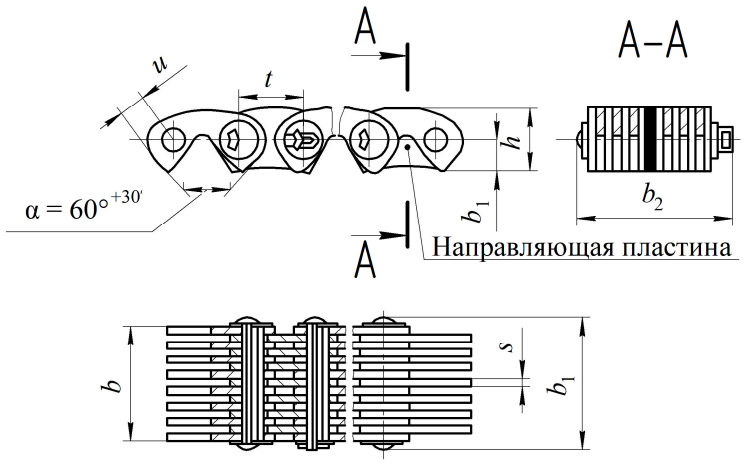
Особенности расчета передач с зубчатыми цепями

Основные параметры и размеры приводных зубчатых цепей с односторонним зацеплением (условное обозначение – ПЗ-1) приведены в табл. 8.8. Межосевое расстояние передачи рекомендуется выбирать по формуле (8.8).

Таблица 8.8

Зубчатые приводные цепи (ГОСТ 13552–81)

В миллиметрах



t	b, не более	b_1, не более	b_2, не более	h	h_1	s	u	Разрушающая нагрузка $F_р$, кН, не менее	Масса, 1 м цепи q, кг
12,7	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26,0	1,31
	28,5	34,5	37,5					31,0	1,60
	34,5	40,5	43,5					36,0	2,00
	40,5	46,5	49,5					42,0	2,31
	46,5	52,5	55,5					49,0	2,70
	52,5	58,5	61,5					56,0	3,00
15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41,0	2,21
	38,0	46,0	49,0					50,0	2,71
	46,0	54,0	57,0					58,0	3,30
	54,0	62,0	65,0					69,0	3,90
	62,0	70,0	73,0					80,0	4,41
	70,0	78,0	81,0					91,0	5,00

Окончание таблицы 8.8

t	b, не более	b_1, не более	b_2, не более	h	h_1	s	u	Разрушающая нагрузка $F_р$, кН, не менее	Масса, 1 м цепи q, кг
19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74,0	3,90
	57,0	66,0	68,0					89,0	4,90
	69,0	78,0	80,0					105,0	5,91
	81,0	90,0	92,0					124,0	7,00
	93,0	102,0	104,0					143,0	8,00
25,4	57,0	66,0	68,0	26,7	13,35	3,0	9,52	101,0	8,40
	75,0	84,0	86,0					132,0	10,80
	93,0	102,0	104,0					164,0	13,20
	111,0	120,0	122,0					196,0	15,40
31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3	11,91	166,0	14,35
	93,0	103,0	106,0					206,0	16,55
	111,0	121,0	124,0					246,0	18,80
	129,0	139.0	142,0					286,0	21,00

Профилирование звездочек для зубчатых цепей регламентировано ГОСТ 13576–81. Число зубьев меньшей звездочки z_1 по условию плавности работы должно быть не меньше 17. В зависимости от передаточного числа оптимальное значение $z_1 = 35 - 2u_{цеп}$. Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному изнашиванию шарниров цепи и звездочек.

Длину цепи W, выраженную числом звеньев, определяют по формуле (8.7).

Частоту вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$, по опытным данным рекомендуется ограничивать значением:

$$[n_1] \leq 17 \times 10^3 \times \sqrt[4]{\frac{z_1}{t}}. \qquad (8.11)$$

Число ударов v цепи (в секунду) при набегании ее на зубья звездочек и сбегании с них не должно превышать допускаемого значения $[v]$:

$$v = \frac{4z_1 n_1}{60W} \leq [v] = \frac{800}{t} - 0,2t. \qquad (8.12)$$

Для расчета зубчатой цепи предварительно определяют ее ширину, мм:

$$b \geq \frac{10PK_э}{[P_{10}]}, \qquad (8.13)$$

где P – передаваемая мощность, кВт;

$K_э$ – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации, определяемый по формуле (8.2);

$[P_{10}]$ – мощность, кВт, допускаемая для передачи цепью шириной 10 мм; ориентировочные значения $[P_{10}]$ приведены в табл. 8.9.

Т. к. в начале расчета шаг цепи и скорость ее не известны, то приходится решать такую задачу методом подбора, задаваясь величиной t и определяя $V = z_1 t n_1 / 60 \cdot 10^3$. Затем по найденной величине b (формула (8.12)) подбирают по табл. 8.8 соответствующую цепь и проверяют ее пригодность по формулам (8.11) и (8.12). Если она удовлетворяет указанным условиям, то заканчивают расчет проверкой коэффициента запаса прочности цепи по формуле (8.3), который должен быть не меньше допускаемой величины $[S]$, приведенной в табл. 8.10.

Таблица 8.9

Значения ширине $[P_{10}]$, кВт, для зубчатых цепей при условной ширине 10 мм

Шаг цепи, мм	Скорость цепи V, м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,70	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,62	1,9	2,5	3,0	3,5
25,40	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Таблица 8.10

Нормативный коэффициент запаса прочности $[S]$ приводных зубчатых цепей (при $z_1 > 17$)

Шаг цепи, мм	Частота вращения ведущей звездочки, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,70	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,40	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	26	30	32	35	40	–

Индивидуальные задания

Задание 1. Рассчитать цепную передачу (рис. 8.11) в системе привода от редуктора к ленточному конвейеру по следующим данным: $T_1 = 218$ Н·м; $n_1 = 451{,}9$ мин$^{-1}$; $n_2 = 225{,}9$ мин$^{-1}$; угол наклона передачи к горизонту $\Theta = 45°$; работа двухсменная; цепь роликовая и зубчатая. Осуществить выводы из рассмотрения результатов расчетов передач роликовой и зубчатой цепями, выполненным по одинаковым исходным данным.

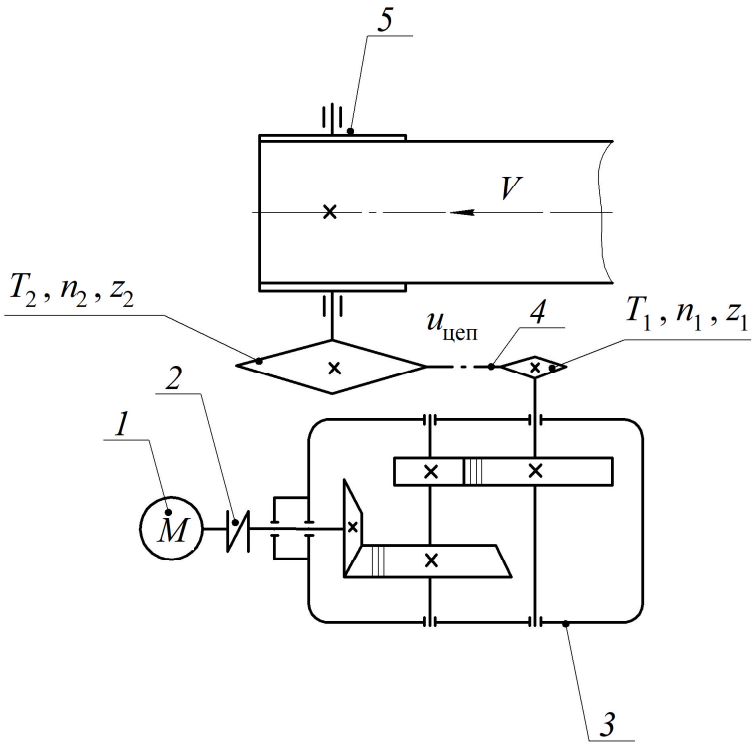


Рис. 8.11. Привод ленточного конвейера:
1 – электродвигатель; *2* – муфта соединительная упругая; *3* – редуктор коническо-цилиндрический; *4* – цепная передача; *5* – приводной барабан ленточного транспортера

Роликовая цепь

Определяем число зубьев малой звездочки (см. пояснение к формуле (8.1))
$z_1 = (29...31) - 2u_{цеп} = (29...31) - 2 \cdot 2 = 25...27.$

Устанавливаем $z_1 = 27$, где $u_{цеп} = \dfrac{n_1}{n_2} = \dfrac{451{,}9}{225{,}9} = 2{,}0$, тогда $z_2 = z_1 u_{цеп} = 27 \cdot 2 = 54.$

2. Находим ориентировочное значение шага цепи по формуле (8.1), принимая число рядов цепи $m_p = 1$, а также предварительно принимаем по

передаваемой мощности $P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{218 \cdot 451{,}9}{9550} = 10{,}32$ кВт из табл. 8.3 однорядную роликовую цепь ПР-19,05-31,8 с шагом t = 19,05 мм, а из табл. 8.1 – допускаемое среднее давление [p] = 25 МПа:

$$t \geq 2{,}8\sqrt[3]{\frac{10^3 T_1 K_э}{z_1 [p] m_р}} = 2{,}8 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 218 \cdot 1{,}563}{27 \cdot 25 \cdot 1}} = 22{,}29 \text{ мм},$$

где коэффициент эксплуатации определим по формуле (8.2).

Принимаем $K_д$ = 1 – нагрузка спокойная, $K_a = 1$ при оптимальном межосевом расстоянии a = (30–50)t, $K_с = 1$ при капельной смазке, K_Θ = 1 при $\Theta \leq 60°$, $K_{реж}$ = 1,25 при двухсменной работе, $K_{рег}$ = 1,25 при нерегулируемой передаче.

Тогда $K_э = K_д K_a K_\Theta K_{рег} K_с K_{реж} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}25 = 1{,}563$.

По табл. 8.2 принимаем ближайший больший стандартный шаг цепи $t = 25{,}4$ мм и выбираем по стандарту роликовую цепь ПР-25,4-60 с разрушающей нагрузкой $F_р$ = 60 кН, массой 1 м цепи 2,60 кг, а по табл. 8.6 принимаем площадь проекции опорной поверхности шарнира $A_{оп}$ = 180 мм^2.

3. Проверяем цепь:

– по частоте вращения (табл. 8.5) – для цепи с шагом 25,4 мм допускаемая частота вращения $[n_1] \approx 1050$ мин$^{-1}$, условие $n_1 < [n_1]$ выполняется;

– по давлению в шарнирах (табл. 8.1) – для данной цепи при $n_1 = 451{,}9$ мин$^{-1}$ значение $[p] = 25$ МПа.

Расчетное давление определяем по формуле (8.10):

$$p = F_t \frac{K_э}{S_{оп}} = \frac{1996{,}1 \cdot 1{,}563}{180{,}0} = 17{,}33 \text{ МПа},$$

где $F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{10\ 320}{5{,}17} = 1996{,}1$ Н – окружная сила на ведущей звездочке (скорость цепи:

$$V = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{27 \cdot 25{,}4 \cdot 451{,}9}{60 \cdot 10^3} = 5{,}17 \text{ м/с});$$

$$S_{\text{оп}} = m_{\text{р}} A_{\text{оп}} = 1 \cdot 180 = 180 \text{ мм}^2.$$

Условие $p \le [p]$ выполняется (17,33 < 25).

4. По формуле (8.6) определяем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a = (30...50)t = (30...50) \cdot 25,4 = 762...1270 \text{ мм}.$$

Принимаем $a = 800$ мм.

5. По формуле (8.7) определяем число звеньев цепи:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 = \frac{2 \cdot 800}{25,4} + 0,5 \cdot (27 + 54) +$$
$$+ \frac{25,4}{800} \cdot \left(\frac{54 - 27}{2\pi}\right)^2 = 104,1.$$

Принимаем четное число звеньев $W = 104$, тогда межосевое расстояние уточняем по формуле (8.8):

$$a = 0,25t\left[W - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(W - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}\right] =$$
$$= 0,25 \cdot 25,4 \cdot \left[104 - 0,5 \cdot 81 + \sqrt{(104 - 0,5 \cdot 81)^2 - 8 \cdot 4,3^2}\right] = 799 \text{ мм}.$$

Здесь $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 27 + 54 = 81$; $\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{54 - 27}{2\pi} = 4,3$.

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т. е. на $799 \cdot 0,004 = 3,2$ мм, следовательно $a_y = a - 3,2 = 799 - 3,2 = 795,8$ мм.

Назначаем $a = 795$ мм.

6. По формуле (8.9) определяем нагрузку на валы:

$$F_r = 1,15F_t = 1,15 \cdot 1996,1 = 2296 \text{ Н}.$$

7. По формуле (8.3) вычисляем коэффициент запаса прочности цепи:

$$S = \frac{F_{\text{р}}}{F_t K_{\text{д}} + F_{\text{ц}} + F_f} = \frac{60\ 000}{1996{,}1 \cdot 1 + 69{,}5 + 71{,}06} = 28{,}1,$$

где нагрузка от центробежных сил при массе 1 м цепи (шаг – 25,4 мм) $q = 2{,}6\ \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ (табл. 8.2):

$$F_{\text{ц}} = qV^2 = 2{,}6 \cdot 5{,}17^2 = 69{,}5\ \text{Н},$$

нагрузка от провисания цепи:

$$F_f = 9{,}81 K_f qa = 9{,}81 \cdot 3{,}5 \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}795 = 71{,}06\ \text{Н}.$$

где $K_f = 1 + 5 \cdot (90° - \Theta) / 90° = 1 + 5 \cdot (90° - 45°) / 90° = 3{,}5$.

По табл. 8.10 интерполированием находим значение нормативного коэффициента запаса прочности $[S] = 9{,}8$.

Следовательно, условие $S > [S]$ выполняется (28,1 > 9,8).

8. Диаметры делительных окружностей звездочек (табл. 8.7):

$$d_{\text{Д1}} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z_1}} = \frac{25{,}4}{\sin\frac{180°}{27}} = 218{,}79\ \text{мм};$$

$$d_{\text{Д2}} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z_2}} = \frac{25{,}4}{\sin\frac{180°}{54}} = 436{,}84\ \text{мм}.$$

Зубчатая цепь

1. Определяем передаточное число передачи:

$$u_{\text{цеп}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{451{,}9}{225{,}9} = 2{,}0.$$

2. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки:

$$z_1 = 35 - 2u_{\text{цеп}} = 35 - 2 \cdot 2 = 31.$$

Число зубьев большей (ведомой) звездочки:

$$z_2 = z_1 u_{\text{цеп}} = 31 \cdot 2 = 62.$$

Принимаем нечетное число зубьев z_2 = 63. При этом передаточное число передачи $u_{\text{цеп}} = \frac{z_2}{z_2} = \frac{63}{31} = 2,03$, отклонение от заданного значения:

$$\Delta u = \frac{2,03 - 2,00}{2,00} \times 100\ \% = 1,5\ \% < 4\ \%.$$

3. По табл. 8.8 предварительно назначаем шаг цепи t = 15,875 мм и определяем скорость цепи по формуле (8.4):

$$V = \frac{z_1 t n_1}{60 \times 1000} = \frac{31 \times 15,875 \times 451,9}{60 \times 1000} \approx 3,71 \text{ м/с}.$$

4. По табл. 8.9 интерполированием принимаем мощность $[P_{10}]$ = 1,51 кВт, допускаемую для передачи цепью шириной 10 мм.

5. По формуле (8.2) определяем коэффициент эксплуатации, принимая $K_{\text{д}}$ = 1 при спокойной нагрузке, K_a = 1 при оптимальном межосевом расстоянии a = (30–50)t, $K_{\text{с}}$ = 1 при капельной смазке, K_Θ = 1 при $\Theta \le 60°$, $K_{\text{реж}}$ = 1,25 при двухсменной работе, $K_{\text{рег}}$ = 1,25 при нерегулируемой передаче:

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} K_a K_\Theta K_{\text{рег}} K_{\text{с}} K_{\text{реж}} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 1,563.$$

6. По формуле (8.13) находим ширину цепи:

$$b \geq 10 \frac{P K_{\text{э}}}{[P_{10}]} = 10 \times \frac{10,316 \times 1,563}{1,51} = 106,8 \text{ мм},$$

где передаваемая мощность $P_1 = T_1 \omega_1 = 218 \cdot 47,32 = 10\ 316$ Вт $= 10,316$ кВт.

Для шага t = 15,875 мм не предусмотрена цепь шириной более 70 мм. Поэтому принимаем следующий шаг t = 19,05 мм и определяем скорость цепи:

$$V = \frac{z_1 t n_1}{60 \times 1000} = \frac{31 \times 19,05 \times 451,9}{60 \times 1000} = 4,45 \text{ м/с}.$$

Тогда мощность $[P_{10}]$ = 2,04 кВт, а ширина цепи:

$$b \geq 10\frac{PK_э}{[P_{10}]} = 10\frac{10,316 \times 1,563}{2,04} = 79,03 \text{ мм}.$$

По табл. 8.8 принимаем ближайшее стандартное значение b = 81 мм. По этой же таблице для данной цепи $F_р$ = 124 кН , q = 7 кг/м.

7. По формуле (8.6) определяем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a = (30...50)t = (30 \div 50) \times 19,05 = 571,5 \div 952,5 \text{ мм}.$$

С целью экономии металла и получения небольших габаритов передачи ориентируемся на меньшие значения межосевого расстояния и принимаем a = 600 мм.

8. По формуле (8.7) определяем число звеньев в цепи:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2,$$

отсюда

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 31 + 63 = 94;$$

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{63 - 31}{2\pi} = 5,093;$$

$$a_t = \frac{a}{t} = \frac{600}{19,05} = 31,496.$$

Тогда

$$W = 2 \cdot 31,496 + 0,5 \cdot 94 + \frac{5,093^2}{31,496} = 110,8;$$

Принимаем четное число звеньев W = 110.

При этом длина цепи $L_{цеп} = Wt = 110 \times 19,05 = 2095$ мм = 2,095 м, масса цепи $m = L_{цеп}q = 2,095 \times 7 = 14,665$ кг.

9. По формуле (8.8) уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,25t\left[W - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(W - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}\right] =$$

$$= 0,25 \times 19,05 \times \left[110 - 0,5 \times 94 + \sqrt{\left(110 - 0,5 \times 94\right)^2 - 8 \times 5,093^2}\right] = 592,2 \text{ мм}.$$

Для обеспечения свободного провисания цепи предусматриваем уменьшение a на 0,2 %–0,4 %, т. е. на 592,12 · (0,002–0,004) ≈ 1,2–2,4 мм.

Назначаем монтажное межосевое расстояние a = 590 мм.

10. По формуле (8.11) определяем допускаемую частоту вращения меньшей звездочки:

$$[n_1] \le 17 \times 10^3 \frac{\sqrt[4]{z_1}}{t} = 17 \times 10^3 \times \frac{\sqrt[4]{31}}{19,05} = 2106 \text{ мин}^{-1}.$$

Условие $n_1 < [n_1]$ выполняется.

11. Определяем число ударов v цепи в секунду и сравниваем его с допускаемым значением $[v]$ по формуле (8.12):

$$v = \frac{4z_1 n_1}{60W} = \frac{4 \times 31 \times 451,9}{60 \times 110} = 8,5 \le [v] = \frac{800}{t} - 0,2t =$$

$$= \frac{800}{19,05} - 0,2 \times 19,05 = 38,2.$$

Условие $v < [v]$ выполняется.

12. По формуле (8.3) определяем окружную силу на звездочке, равную тяговой силе на ведущей ветви:

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{10\ 320}{4,45} = 2319,2 \text{ Н};$$

по формуле (8.9) – нагрузку на валы и опоры:

$$F_r = 1,15F_t = 1,15 \cdot 2319,2 = 2666,9 \text{ Н}.$$

13. По формуле (8.3) вычисляем коэффициент запаса прочности цепи:

$$S = \frac{F_\text{р}}{F_t K_\text{д} + F_\text{ц} + F_f} = \frac{124\ 000}{2319,2 \cdot 1 + 138,6 + 141,8} = 47,7,$$

где нагрузка от центробежных сил:

$$F_{\text{ц}} = qV^2 = 7 \cdot 4,45^2 = 138,6 \text{ Н};$$

нагрузка от провисания цепи:

$$F_f = 9,81 K_f qa = 9,81 \cdot 3,5 \cdot 7 \cdot 0,59 = 141,8 \text{ Н},$$

здесь $K_f = 1 + 5 \cdot (90° - \Theta) / 90 = 1 + 5 \cdot (90 - 45) / 90 = 3,5$.

По табл. 8.10 интерполированием находим значение нормативного коэффициента запаса прочности $[S] = 27,0$.

Следовательно, условие $S > [S]$ выполнено.

14. Определяем делительный диаметр:

– для ведущей звездочки:

$$d_{\text{Д1}} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin\frac{180°}{31}} = 188,30 \text{ мм};$$

– для ведомой звездочки:

$$d_{\text{Д2}} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin\frac{180°}{63}} = 382,18 \text{ мм}.$$

Выводы из рассмотрения результатов расчетов передач роликовой и зубчатой цепями, выполненным по одинаковым исходным данным:

Сравниваемые величины	Роликовая	Зубчатая
Сила, действующая на валы F_r, Н	2296	2666,9
Межосевое расстояние a, мм	796	590
Шаг цепи t, мм	25,4	19,5
Диаметр делительной окружности: ведущей звездочки, мм; ведомой звездочки, мм	 218,79 436,84	 188,30 382,18
Скорость цепи V, м/с	5,17	4,45

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 8.11.

Таблица 8.11

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	1	2	3	4	5	6
Вращающий момент T_1, Н·м	117,4	177,5	168,2	217,2	99,2	187,2
Частота вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$	240,0	180,0	90,0	115,0	80,0	117,0
Частота вращения большой звездочки n_2, мин$^{-1}$	80,0	60,0	45,0	55,0	30,0	55,0
Угол наклона Θ	0	80,0	90,0	80,0	60,0	30,0
Режим работы (количество смен)	1,0	2,0	1,0	2,0	3,0	1,0
№ варианта	7	8	9	10	11	12
Вращающий момент T_1, Н·м	84,4	331,3	177,9	217,2	99,2	187,2
Частота вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$	270,0	120,0	110,0	115,0	80,0	117,0
Частота вращения большой звездочки n_2, мин$^{-1}$	90,0	48,0	36,0	55,0	30,0	55,0
Угол наклона Θ	0	50,0	35,0	40,0	50,0	60,0
Режим работы (количество смен)	3,0	3,0	2,0	1,0	1,0	2,0
№ варианта	13	14	15	16	17	18
Вращающий момент T_1, Н·м	111,4	134,4	227,5	187,2	188,3	110,2
Частота вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$	270,0	126,0	165м	180,0	210,0	178,0
Частота вращения большой звездочки n_2, мин$^{-1}$	90,0	46,0	55,0	60,0	90,0	55,0
Угол наклона Θ	0	70,0	40,0	0	90,0	55,0
Режим работы (количество смен)	2,0	2,0	2,0	2,0	1,0	2,0
№ варианта	19	20	21	22	23	24
Вращающий момент T_1, Н·м	301,7	222,2	155,5	167,8	145,6	176,9
Частота вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$	260,0	250,0	370,0	240,0	80,0	226,0
Частота вращения большой звездочки n_2, мин$^{-1}$	110,0	85,0	85,0	80,0	30,0	80,0
Угол наклона Θ	0	50,0	55,0	60,0	20,0	45,0
Режим работы (количество смен)	3,0	3,0	3,0	1,0	2,0	2,0
№ варианта	25	26	27	28	29	30
Вращающий момент T_1, Н·м	115,7	197,2	141,5	161,1	97,5	234,4
Частота вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$	350,0	270,0	240,0	115,0	210,0	126,0
Частота вращения большой звездочки n_2, мин$^{-1}$	150,0	90,0	80,0	55,0	90,0	46,0
Угол наклона Θ	60,0	45,0	20,0	30,0	45,0	45,0
Режим работы (количество смен)	2,0	1,0	1,0	1,0	2,0	2,0

Задание 2. Выбрать приводную зубчатую цепь для двухзвездной передачи в двигателе внутреннего сгорания по следующим исходным данным: передаваемая мощность P_1 = 15 кВт; частота вращения ведущей звездочки n_1 = 3300 мин$^{-1}$; передаточное число $u_ц$ = 2,5; межосевое расстояние a = 400 мм, диаметр D_{e1} ведущей звездочки должен быть больше 100 мм. Нагрузка равномерная, работа

односменная, наклон оси центров звездочек θ = 60°, регулирование натяжения цепи производится нажимным роликом с успокоителем, передача закрытая, способ смазывания выбрать самостоятельно.

Задание 3. Определить мощность, которую может передать приводная однорядная роликовая цепь с шагом t = 19,05 мм. Числа зубьев: z_1 = 23, z_2 = 74; частота вращения ведущей звездочки n_1 = 90 мин$^{-1}$; коэффициент эксплуатации $K_э$ = 1,25.

Задание 4. Рассчитать размеры ведущей звездочки роликовой однорядной цепи по следующим данным: передаваемая мощность P_1 = 8,7 кВт; частота вращения звездочек: n_1 = 280 мин$^{-1}$, n_2 = 200 мин$^{-1}$; коэффициент эксплуатации $K_э$ = 1,88; допускаемое давление в шарнирах [p] = 31 МПа.

Задание 5. Рассчитать передачу роликовой цепью от редуктора на барабан ленточного транспортера по следующим данным: передаваемая мощность P_1 = 6,0 кВт, частота вращения ведущей звездочки n_1 = 320 мин, частота вращения ведомой звездочки n_2 = 110 мин, работа – со слабыми толчками, смазка – капельная, работа – односменная, расстояние между осями принять 40t, натяжение цепи не регулируется, линия центров звездочек расположена горизонтально.

Рекомендуемая литература: [2; 6; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 16; 18].

Практическая работа № 9

РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА НА ПРОЧНОСТЬ

Цель работы: изучить методику расчета валов на прочность; выполнить проверочный (уточненный) расчет по коэффициенту запаса прочности S с учетом наличия и действия концентраторов напряжения.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Валы и оси, конструкции и расчет. Изгибные колебания».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Валы и оси являются неотъемлемыми деталями машин и относятся к наиболее ответственным силовым элементам передач. На них устанавливают зубчатые колеса, шкивы, звездочки, маслоудерживающие кольца, распорные втулки, элементы соединительных и предохранительных муфт, а также другие вращающиеся детали.

Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси и преобразования его за счет различных частей вращения по величине и по направлению. При работе вал подвергается изгибу и кручению, а в некоторых случаях – также растяжению и сжатию. Примером могут служить валы редуктора (рис. 9.1). Ось, в отличие от вала, не передает вращающего момента и поэтому не испытывает кручения.

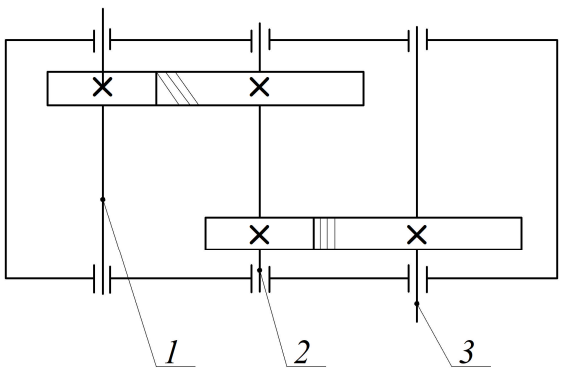


Рис. 9.1. Валы в двухступенчатом редукторе

Основными материалами для изготовления валов и осей служат углеродистые и легированные стали ввиду их прочности, большого модуля упругости, способности к упрочнению и легкости получения требуемых цилиндрических заготовок путем прокатки. Прямые валы и оси при средних нагрузках, размеры которых определяют из условия жесткости, изготавливаются без термообработки из сталей 20, 30, Ст3, Ст4, Ст5. Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали марок 45 и 40Х. Высоконагруженные валы и оси изготавливаются из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 30ХГТ и др. с последующей термообработкой: улучшением, закалкой с высоким отпуском или поверхностной закалкой с нагревом ТВЧ и низким отпуском (для шлицевых валов). При повышенных требованиях к твердости рабочих поверхностей (например, цапф или шлицев) применяют цементируемые стали 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ или азотируемые стали марки 38ХМЮА.

Критерии работоспособности валов. Этапы расчета валов

Основными критериями работоспособности валов являются: усталостная прочность, изгибная и крутильная жесткости, износостойкость сопряженных поверхностей (шеек под подшипники скольжения, шлицев и т. д.), а также виброустойчивость.

Прочность оценивают коэффициентами запаса $S_т$ при расчете валов и осей на статическую прочность и S – на сопротивление усталости, а жесткость – углами поворота (θ), закручивания (φ) и прогибами (y).

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин обычно происходит из-за усталости. Здесь основными расчетными силовыми факторами выступают вращающие (T) и изгибающие (M) моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил на прочность вала незначительно, поэтому их обычно не учитывают.

Валы рассчитываются в несколько этапов.

1 этап – выполнение предварительного (ориентировочного) расчета вала только на кручение; его конструктивная проработка с выбором способа исполнения (вал-шестерня или вал с отдельной шестерней).

2 этап – выполнение расчета вала по эквивалентному моменту с учетом совместного действия напряжений изгиба и кручения (проводится после эскизной проработки конструкции узла (редуктора) с валом, опорами и насаживаемыми деталями).

3 этап – выполнение окончательного проверочного (уточненного) расчета по запасу прочности с учетом наличия и действия концентраторов напряжений.

В дальнейшем возможна проверка вала на продольную и крутильную жесткости, а также на колебания для исключения резонансных режимов работы.

Ориентировочный расчет и предварительная разработка конструкции вала (1 этап расчета валов)

При расчете должны быть известны вращающий момент T (или мощность P и частота вращения n), характер нагрузки и размеры располагаемых на валу деталей. Поэтому на начальном этапе определяют диаметр вала d из расчета только на чистое кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Для выходных концов ведущих и ведомых валов, изготовленных из сталей Ст5, Ст6 и 45, принимают $[\tau]$ = 20–30 МПа и $[\tau]$ = 10–20 МПа для участка промежуточного вала в месте установки зубчатого колеса. Расчетное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного d (мм). Диаметральные размеры участков вала под уплотнения резиновыми армированными манжетами назначают по ГОСТ 8752–79*, а под подшипники качения из ряда цифр – 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 и т. д., кратных 5. Также для валов, соединяемых стандартной муфтой с валом электродвигателя $d_э$, выходной диаметр проектируемого вала можно принимать равным d = (0,8–1)$d_э$, согласовав с посадочным диаметром муфты соединительной. В других случаях значения диаметров выходных концов валов, полученных расчетным путем, согласовывают с посадочными диаметрами соединительных муфт или с данными по ГОСТ 12081–72 и ГОСТ 12080–66 на конические и цилиндрические концы валов.

Затем разрабатывают конструкцию вала с использованием следующих рекомендаций.

Размеры и конструкция отдельных участков вала определяются их назначением. Можно выделить следующие функциональные участки (рис. 9.2): концевые $d_м$ (для размещения полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес), под уплотнения $d_у$, опорные $d_п$ (под подшипники), для соединения с различными деталями $d_к$ (зубчатыми и червячными колесами, разбрызгивателями смазочного материала, элементами предохранительных муфт); для обеспечения расстояния между деталями $d_д$ и фиксирования их вдоль оси вала.

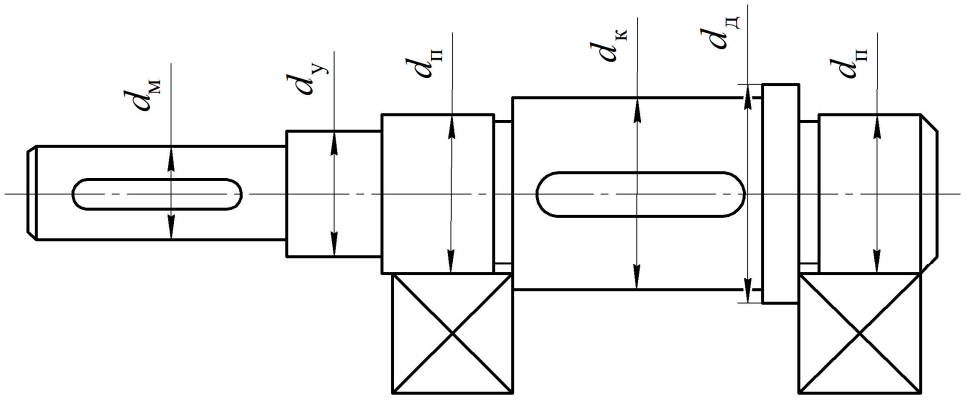


Рис. 9.2. Типовая конструкция ступенчатого вала

Каждый участок отличается своими особенностями конструктивного оформления.

Расчет валов по эквивалентному моменту (2 этап расчета валов)

После полного конструктивного оформления валов редуктора выполняют расчет его по эквивалентному моменту.

К этому этапу расчета вала должны быть полностью завершены расчеты механических передач (зубчатых, червячных, цепных и ременных) и подготовлена эскизная компоновка проектируемого изделия (редуктора).

Для расчета валов по эквивалентному моменту и в последующем на усталостную прочность, а также для подбора подшипников необходимо вычислить значения реакций опор и изгибающих моментов, действующих в расчетных сечениях вала. Для этого определяют расстояния между опорами валов, а также положение зубчатых колес, звездочек, шкивов и других нагружающих деталей относительно опор. Определение этих геометрических параметров осуществляется по расчетным схемам или на основании эскизной компоновки.

Расчет валов на сопротивление усталости (3 этап расчета валов)

Уточненный расчет выполняется по уже известной конструкции вала с его размерами, расположением и видами концентраторов напряжений, построенными эпюрами моментов, назначенным материалом, способом обработки и упрочнения поверхностей.

Расчет сводится к определению коэффициента запаса усталостной прочности:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \tag{9.1}$$

где S_σ и S_τ – коэффициенты запаса прочности по изгибу (при отсутствии кручения) и по напряжениям кручения (при отсутствии изгиба):

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \sigma_m}, \tag{9.2}$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов материала при симметричном цикле изгиба и кручения (табл. 9.1);

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (табл. 9.1).

Коэффициенты снижения пределов выносливости $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ определяют по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1\right)\frac{1}{K_\upsilon}; \quad K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1\right)\frac{1}{K_\upsilon}, \tag{9.3}$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала в зависимости от его формы (табл. 9.2–9.4);

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 9.5);

K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 9.6), при посадках с натягом принимают значение $K_F \approx 1$;

K_υ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 9.7), для неупрочненных поверхностей $K_\upsilon = 1$.

При расчетах вала в местах установки деталей с натягом используют отношения K_σ / K_d и K_τ / K_d (табл. 9.8).

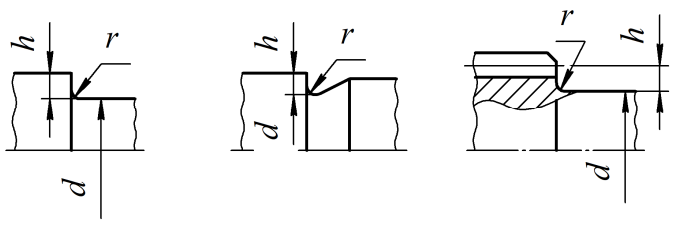
Таблица 9.1

Механические характеристики наиболее распространенных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость, НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа					Коэффициенты	
			$\sigma_в$	$\sigma_т$	$\tau_т$	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	0,10	0,05
	< 80	270	900	650	390	380	230	0,10	0,05
40Х	< 200	240	800	650	390	360	210	0,10	0,05
	< 120	270	900	750	450	410	240	0,15	0,08
40ХН	< 200	270	920	750	450	420	250	0,15	0,08
20Х	< 120	197	650	400	240	300	160	0,15	0,08

Таблица 9.2

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с галтелью



h / r	r / d	K_σ при $\sigma_в$, МПа				K_τ при $\sigma_в$, МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,70	1,40	1,40	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,15	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,05	1,75	1,90	2,00	2,20	1,55	1,60	1,65	1,75
3	0,01	1,90	2,00	2,10	2,20	1,55	1,60	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,10	2,20	2,40	1,60	1,70	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,10	2,25	2,45	1,65	1,70	1,75	1,90
5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,60
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,40

Таблица 9.3

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов на участках со шпоночными пазами

$\sigma_в$, МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,65	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

Таблица 9.4

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

$\sigma_в$, МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для шлицев		для резьбы
			прямобочных	эвольвентных	
500	1,45	1,80	2,25	1,43	1,40
700	1,60	2,20	2,45	1,49	1,70
900	1,70	2,45	2,65	1,55	2,05
1200	1,75	2,90	2,80	1,60	2,40

Таблица 9.5

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 9.6

Значения коэффициента K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra, мкм	$\sigma_в$, МПа			
	500	700	900	1200
0,1–0,4	1,00	1,00	1,00	1,00
0,8–3,2	1,05	1,10	1,15	1,25
6,3–25,0	1,20	1,25	1,35	1,50

Таблица 9.7

Значения коэффициента K_υ

Вид упрочнения	$\sigma_в$, МПа	Для гладких валов	При $K_\sigma \le 1,5$	При K_σ = 1,8–2,0
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	1,1–1,25	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 9.8

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 $\sigma_в$, МПа				K_τ / K_d при $\sigma_в$, МПа			
	600	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,50	3,00	3,50	4,25	1,90	2,20	2,50	3,00
50	3,05	3,65	4,30	5,20	2,25	2,60	3,10	3,60
100 и более	3,30	3,95	4,60	5,60	2,40	2,80	3,20	3,80

Нормальные σ_a и касательные τ_a напряжения в опасных сечениях определяют по следующим формулам:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_\Sigma}{W_{\text{ос}}}, \quad \sigma_m = 0; \tag{9.4}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_{\text{кр}}}{2W_p}, \tag{9.5}$$

где $M_\Sigma = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$ – результирующий (суммарный) изгибающий момент;

$T_{\text{кр}}$ – крутящий момент;

$W_{\text{ос}}$ и W_p – осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала (табл. 9.9).

Таблица 9.9

Формулы для определения осевого $W_{\text{ос}}$ и полярного W_p моментов сопротивления

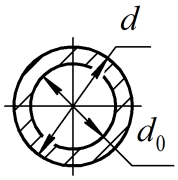
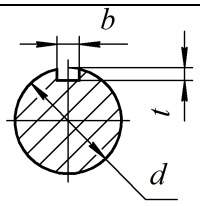
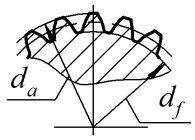
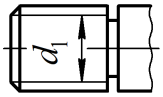
Сечение вала	$W_{\text{ос}}$, мм^3	W_p, мм^3
Круглое сплошное	$0{,}1d^3$	$0{,}2d^3$
	$0{,}1d^3(1-c^4)$	$0{,}2d^3(1-c^4)$
 см. b и t в табл. 9.10	$0{,}1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$0{,}2d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$
	$0{,}1\left(\frac{d_a + d_f}{2}\right)^3$	$0{,}2d_f^3$
	$0{,}1d_f^3$	$0{,}2d_f^3$
	$0{,}1d_1^3$	$0{,}2d_1^3$
Примечание. $c = d_0 / d$, где d_a – наружный диаметр вала		

Таблица 9.10

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360–78), размеры в мм

Диаметр вала, d		Сечение шпонки		Глубина паза		Длина, l
Свыше	До	b	h	Вала, t_1	Ступицы, t_2	
12	17	5	5	3,0	2,3	10–56
17	22	6	6	3,5	2,8	14–70
22	30	8	7	4,0	3,3	18–90
30	38	10	8	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	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

Прочность детали геометрией, состоянием поверхности и другими факторами обеспечивается, если $S \geq [S] = 1{,}5...3{,}0$. Если при уточненном расчете вала окажется, что $S < [S]$, то следует изменить конструкцию вала или технологически его упрочнить, при этом не исключается применение стали с более высоким пределом выносливости.

Пример проверочного (уточненного) расчета вала по запасу прочности

Пример. Выполнить уточненный расчет вала редуктора по заданным параметрам. Суммарный изгибающий момент в опасном сечении $M_\Sigma = 177{,}5 \cdot 10^3$ Н·мм, вращающий момент на валу $T_{кр} = 128{,}1 \cdot 10^3$ Н·мм, диаметр вала в опасном сечении $d_в = 34$ мм, источник концентрации напряжений – паз под шпонку. Материал вала – сталь 45. Принять, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по отнулевому (пульсирующему).

1. Т. к. в сечении вала имеется шпоночный паз, то моменты сопротивления (табл. 9.9) изгибу и кручению вала при $b = 10$ мм, $t_1 = 5$ мм для вала $d_в = 34$ мм (табл. 9.10) определяется по следующим формулам:

$$W_{ос} = 0{,}1 d_в^3 - \frac{b t_1 (d_в - t_1)^2}{2 d_в} = 0{,}1 \cdot 34^3 - \frac{10 \cdot 5 \cdot (34-5)^2}{2 \cdot 34} = 3312 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = 0{,}2 d_в^3 - \frac{b t_1 (d_в - t_1)^2}{2 d_в} = 0{,}2 \cdot 34^3 - \frac{10 \cdot 5 \cdot (34-5)^2}{2 \cdot 34} = 7242{,}4 \text{ мм}^3.$$

2. Рассчитываем напряжения изгиба и кручения в рассматриваемом сечении вала (на краю шпонки) (формулы (9.4)–(9.5)):

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{ос}}} = \frac{177,5 \cdot 10^3}{3312} = 53,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{128,1 \cdot 10^3}{7242,4} = 17,7 \text{ МПа}.$$

3. Изменение нормальных напряжений происходит по симметричному, а касательных – по отнулевому (нереверсивное вращение вала) циклам. Тогда переменные составляющие (амплитуды) и постоянные составляющие (средние напряжения) циклов равны (формулы (9.4)–(9.5)):

$$\sigma_a = \sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{ос}}} = 53,6 \text{ МПа}, \sigma_m = 0;$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\text{кр}}}{2} = \frac{17,7}{2} = 8,85 \text{ МПа}.$$

4. Выбираем:

– пределы выносливости при симметричном цикле изменения напряжений изгиба – $\sigma_{-1} = 350$ МПа и при отнулевом цикле изменения напряжений – $\tau_{-1} = 210$ МПа (табл. 9.1);

– коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжений: $\psi_\sigma = 0,1$ и $\psi_\tau = 0,05$ (табл. 9.1);

– эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала в зависимости от его формы: K_σ = 2,03 и K_τ =1,87 (табл. 9.3);

– коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения: K_d = 0,865 (табл. 9.5);

– коэффициент влияния шероховатости поверхности: K_F = 1,12 (табл. 9.6);

– коэффициент влияния поверхностного упрочнения: для неупрочненных поверхностей K_υ = 1.

5. Коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений (формула (9.3)):

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_\upsilon} = \left(\frac{2,03}{0,865} + 1,12 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,47;$$

$$K_{\tau D}=\left(\frac{K_\tau}{K_d}+K_F-1\right)\frac{1}{K_\upsilon}=\left(\frac{1{,}87}{0{,}865}+1{,}12-1\right)\cdot\frac{1}{1}=2{,}29.$$

6. Тогда коэффициенты запаса прочности по изгибу (при отсутствии кручения) и по напряжениям кручения (при отсутствии изгиба) (формула (9.2)):

$$S_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a+\psi_\sigma\sigma_m}=\frac{350}{2{,}47\cdot 53{,}6+0{,}1\cdot 0}=2{,}64;$$

$$S_\tau=\frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a+\psi_\tau\sigma_m}=\frac{210}{2{,}29\cdot 8{,}85+0{,}05\cdot 8{,}85}=10{,}14.$$

7. Находим результирующий коэффициент запаса усталостной прочности (формула (9.1)):

$$S=\frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2+S_\tau^2}}\geq[S].$$

Тогда $S=\dfrac{2{,}64\cdot 10{,}14}{\sqrt{2{,}64+10{,}14}}=2{,}55>[S]=1{,}5.$

Следовательно, коэффициент безопасности вала в сечении вала со шпоночным пазом достаточен для его работы.

8. Если не выполняется условие формулы (9.1), то необходимо изменить материал вала и провести повторный расчет.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Разработать конструкцию выходного вала двухступенчатого редуктора с цилиндрическими колесами. Вал передает крутящий момент T = 220 Н·м от колеса на ведущую звездочку (рис. 9.3).

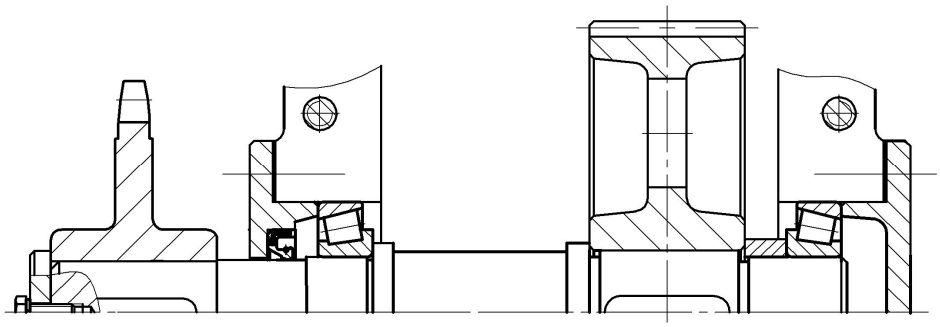


Рис. 9.3. Выходной вал с цилиндрическим зубчатым колесом и ведущей звездочкой

Задача 2. Определить опасное сечение и разработать конструкцию промежуточного вала. Вал передает крутящий момент T = 150 Н·м. Размеры шестерни с m_n = 4 мм и колеса с m = 5 мм показаны на рис. 9.4.

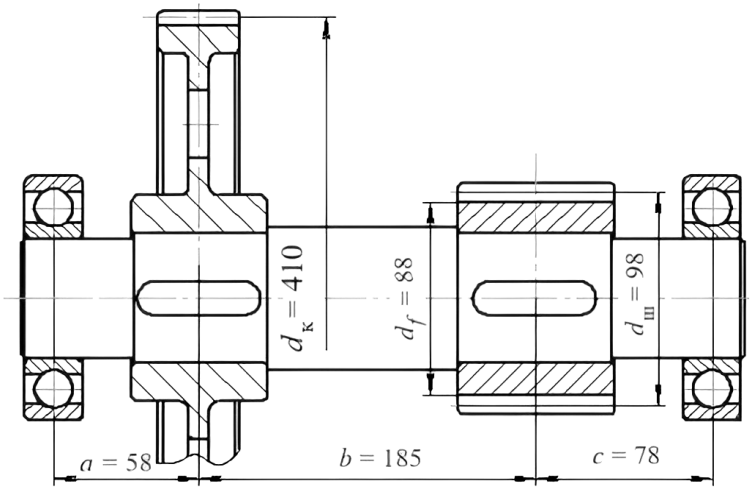


Рис. 9.4. Промежуточный вал с цилиндрическими зубчатыми колесами (размеры в мм)

Задача 3. Рассчитать вал (рис. 9.4) на усталостную прочность по данным задачи 2. Прямозубое зубчатое колесо и косозубая шестерня с β = 11,595° насажены на вал диаметром $d_в$ = 35 мм по напряженной посадке. Материал вала – сталь 40Х. Для этой стали $\sigma_в = 800$ МПа, $\sigma_т = 650$ МПа, $\sigma_{-1} = 350$ МПа, $\tau_{-1} = 210$ МПа, $\psi_\sigma = 0{,}1$, $\psi_\tau = 0{,}05$, $[S] = 1{,}8$.

Задача 4. Определить коэффициент запаса прочности S червячного вала (рис. 9.5), передающего крутящий момент T = 27,3 Н·м. Вал имеет размеры: делительный диаметр $d_ч = 25$ мм при m = 2,5 мм, расстояние между подшипниками l = 210 мм, диаметр вала под подшипником $d_п = 20$ мм. Силы в зацеплении: окружная F_t = 2184 Н; радиальная F_r = 1729 Н; осевая F_a = 4750 Н. Материал вала – сталь 45.

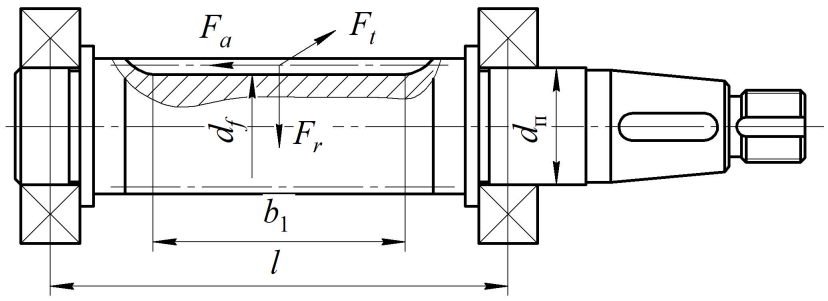


Рис. 9.5. Расчетная схема червячного вала

Рекомендуемая литература: [2; 6; 8; 9; 10; 11; 12; 15; 16].

Практическая работа № 10

ВЫБОР И РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

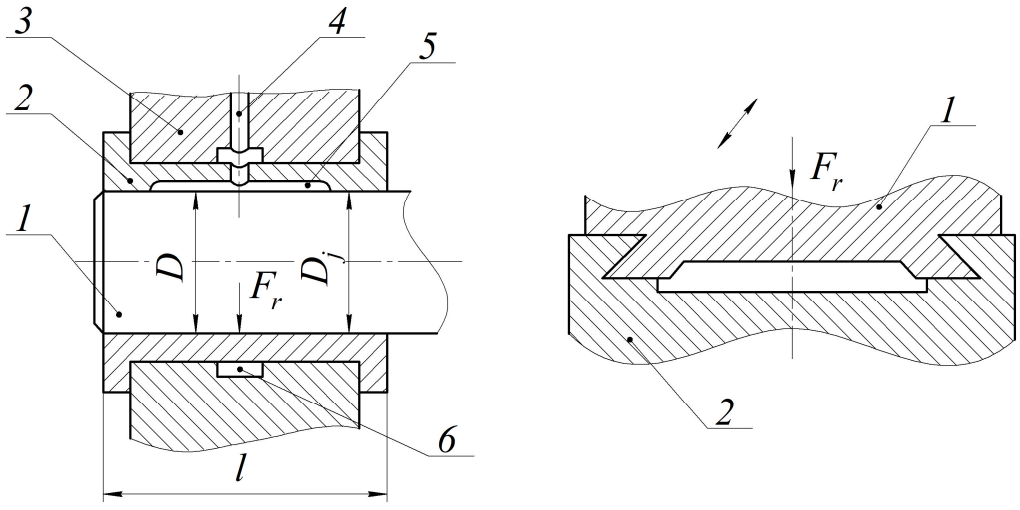
Цель работы: изучить стандартные конструкции подшипников скольжения и подпятников, работающих в условиях граничного трения, а также освоить методику их расчета на прочность.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Опоры. Применение и расчет подшипников скольжения».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Подшипники скольжения служат опорами валов осей или направляющих движущихся деталей элементов передач, частей узлов, перемещающихся относительно друг друга (рис. 10.1).



а *б*

Рис. 10.1. Подшипники скольжения:
а – радиальный: *1* – вал; *2* – подшипник; *3* – корпус; *4* – отверстие для подачи смазочного материала; *5* – смазочная канавка продольная; *6* – смазочная кольцевая канавка;
б – направляющий: *1* – движущаяся часть; *2* – станина (направляющая часть)

По воспринимаемой нагрузке различают:

– радиальные (опорные) подшипники для восприятия радиальной силы F_r (рис. 10.1);

– упорные (осевые) – предназначены для восприятия осевой силы F_a, их часто называют подпятниками (рис. 10.2, *а*);

– радиально-упорные – воспринимают радиальные F_r и осевые нагрузки F_a (рис. 10.2, *б* и *в*).

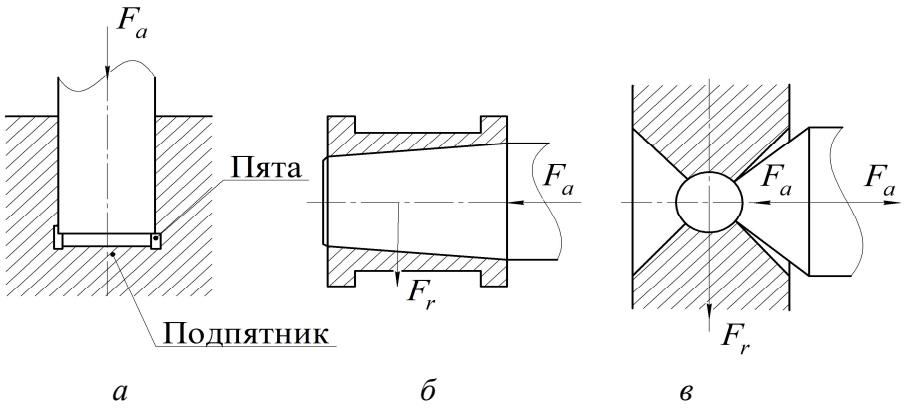


Рис. 10.2. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения применяют во многих отраслях машино- и приборостроения преимущественно в условиях, в которых применение подшипников качения невозможно или нецелесообразно:

– для валов изделий, работающих с ударными и вибрационными нагрузками (двигатели внутреннего сгорания, молоты и др.);

– для коленчатых валов, когда по условиям сборки необходимы разъемные подшипники;

– для валов больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения;

– для высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны вследствие малого ресурса (центрифуги и др.);

– при очень высоких требованиях к точности и равномерности вращения (шпиндели станков, опоры телескопов и др.);

– в тихоходных машинах, бытовой технике;

– при работе в воде и агрессивных средах, в которых подшипники качения непригодны.

К подшипниковым материалам предъявляют комплексные требования, обусловленные основными критериями работоспособности опор скольжения. Материалы должны обладать низким коэффициентом трения в паре со стальной шейкой вала, высокой износостойкостью и сопротивлением усталости. Надежность работы узла повышается с ростом твердости валов: для быстроходных механизмов их шейки изготавливают из цементуемых сталей с твердостью 55–60 HRC.

Вкладыши изготавливают из различных материалов исходя из назначения и условий эксплуатации. Выбор материала втулки (вкладыша) определяется нагрузкой, скоростью скольжения цапфы, типом смазки, серийностью производства и другими факторами. Исходя из этого, вкладыши и втулки подшипников скольжения бывают металлические, металлокерамические и неметаллические.

Конструкции подшипников скольжения и подпятников

Подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей, поддерживающих вал, смазывающих и защитных устройств.

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения, так же как и форма цапфы вала, может быть цилиндрической, плоской, конической или шаровой. Большинство радиальных подшипников может воспринимать также и небольшие осевые нагрузки и фиксировать вал в осевом направлении. Для этого вал изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипников закругляются. Подшипники с конической поверхностью применяются редко. Их используют при небольших нагрузках в тех случаях, когда необходимо систематически устранять зазор от износа подшипника. Также редко встречаются и шаровые подшипники. Они допускают перекос оси вала, т. е. обладают свойством самоустанавливаться.

Корпус подшипника может быть отдельной, литой или сварной деталью, выполненной цельной или разъемной. Подшипники бывают неразъемные и разъемные.

Неразъемные подшипники могут быть выполнены как одно целое со станиной (рис. 10.3) или в виде втулки *1*, установленной в корпус подшипника *2* (рис. 10.4).

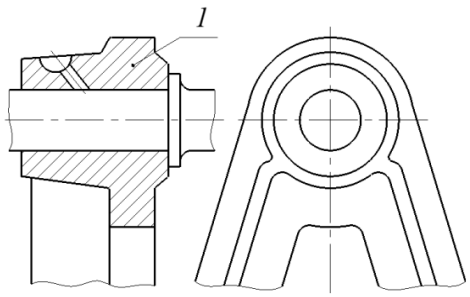


Рис. 10.3. Неразъемный подшипник скольжения:
1 – станина

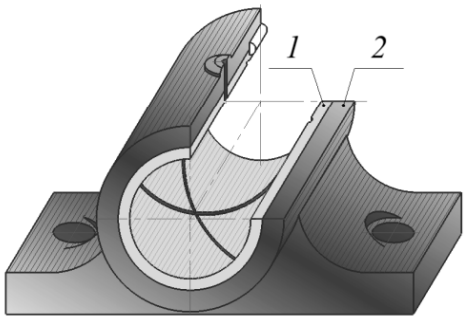


Рис. 10.4. Неразъемный подшипник скольжения:
1 – втулка; *2* – корпус

В первом случае (рис. 10.3) станину *1*, а во втором (рис. 10.4) – втулку *1* изготовляют из материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами: антифрикционного чугуна, бронзы оловянной, латуни, баббитов, алюминиевых сплавов, порошковых материалов, текстолита, капрона, специально обработанного дерева, резины (при смазывании водой), графита (в виде порошка, из которого прессуют вкладыши) и др.

Корпуса подшипников можно изготовлять из чугуна или стали литыми или сварными. Конструкции (конфигурации) корпусов подшипников могут быть самыми разнообразными (рис. 10.4 и 10.5).

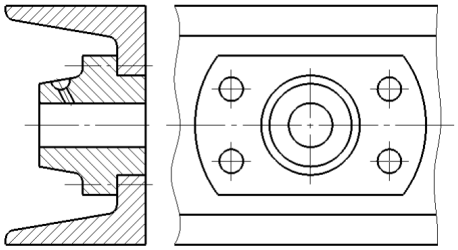


Рис. 10.5. Неразъемный подшипник скольжения

Неразъемные подшипники делятся по ГОСТ на узкие (рис. 10.6, *а*), широкие (рис. 10.6, *б*), фланцевые (рис. 10.6, *в*, *г*) и гнездовые (рис. 10.6, *д*).

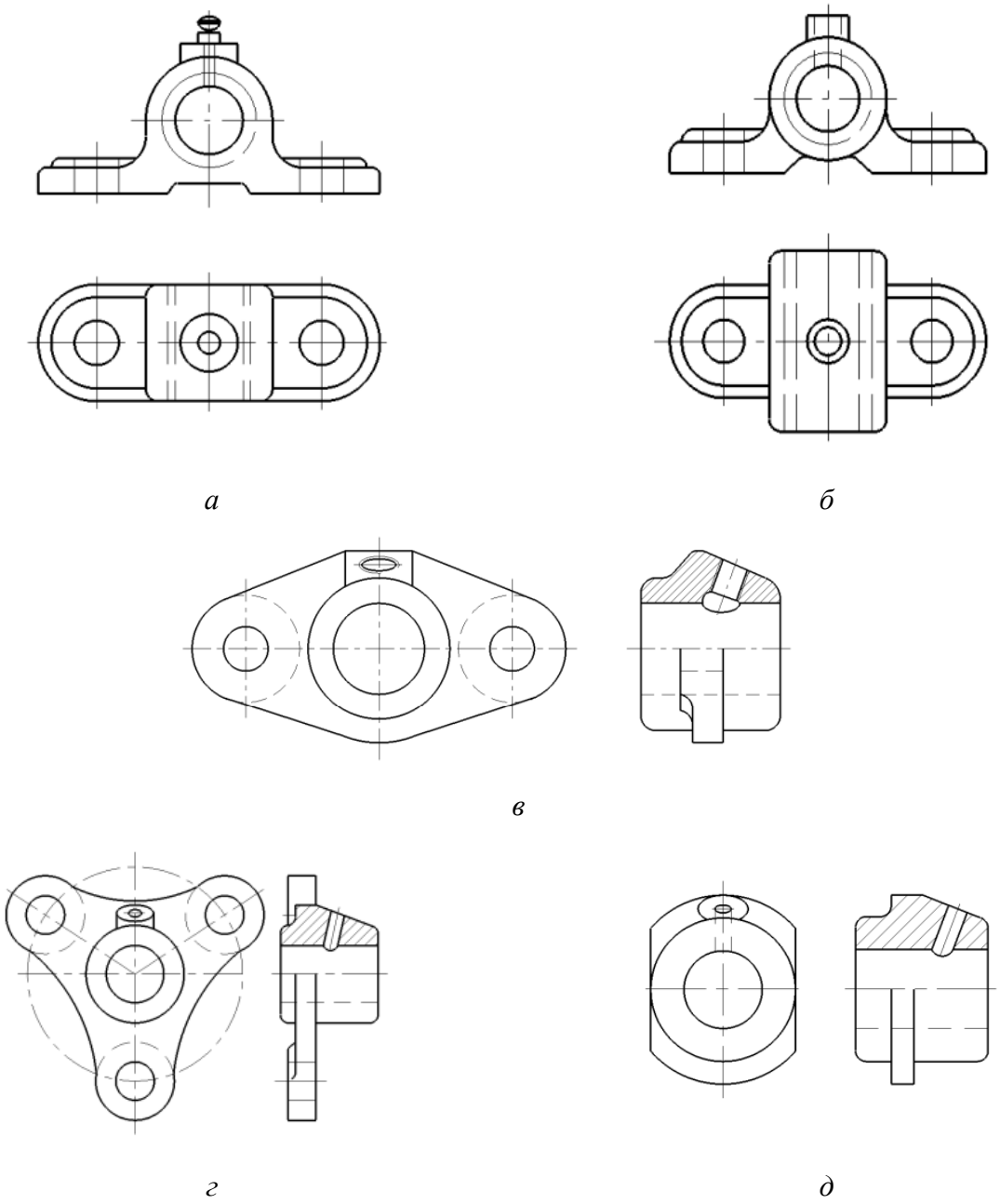


Рис. 10.6. Конструкции неразъемных подшипников:
а – узкие; *б* – широкие; *в*, *г* – фланцевые; *д* – гнездовые

Разъемный подшипник (рис. 10.7) отличается от неразъемного тем, что в нем втулка заменена вкладышами *2* и *3*, корпус подшипника разъемный и состоит из собственно корпуса *1* и крышки *4*, соединенных болтами или шпильками *5*. Вкладыши применяют для того, чтобы не выполнять весь корпус

подшипника из дорогого антифрикционного материала и для облегчения ремонта. Вкладыши устанавливаются в корпус с натягом и предохраняются от проворачивания установочными штифтами. Износ рабочей поверхности вкладыша компенсируется поджатием крышки к верхней половине вкладыша.

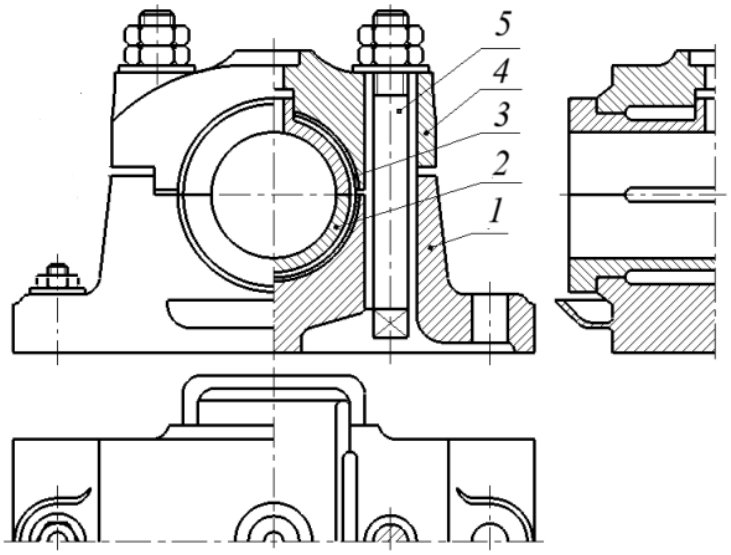


Рис. 10.7. Разъемный подшипник скольжения:
1 – корпус; *2, 3* – вкладыши (полукольца); *4* – крышка; *5* – болт

Вкладыши изготовляют из антифрикционных материалов или двух металлов (тело вкладыша из стали, а рабочую часть толщиной 1–3 мм заливают баббитом или свинцовой бронзой). Во внутренней полости вкладышей делают канавку *1* (рис. 10.8), в которую через отверстие *2* подводят смазочный материал.

При невысоких скоростях скольжения ($v \leq 5$ м/с) применяют чугуны. Чугун обладает хорошими антифрикционными свойствами благодаря включениям свободного графита, но прирабатывается хуже, чем бронзы, имеет высокую хрупкость и высокую стоимость.

При значительных нагрузках ($p < 15$ МПа) и средних скоростях скольжения ($v < 10$ м/с) широко используют бронзу. Бронзы оловянные, свинцовые, кремниевые, алюминиевые и прочие обладают достаточно высокими механическими характеристиками, но сравнительно плохо прирабатываются и способствуют окислению масла. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы.

Баббиты разных марок применяют для подшипников скольжения, работающих в тяжелых условиях; баббиты хорошо прирабатываются, стойки против

заедания, мало изнашивают вал, не окисляют масло, но имеют невысокую прочность и низкую температуру плавления, и поэтому их используют для заливки чугунных и бронзовых вкладышей. Лучшими являются высокооловянные баббиты Б88, Б83.

Металлокерамические вкладыши вследствие пористости пропитываются маслом и могут длительное время работать без подвода смазки. Из неметаллических материалов для вкладышей применяют текстолит, капрон, нейлон, резину, дерево и др. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать без смазки или с водяной смазкой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, пищевых машин и т. п.

В целях повышения прочности подшипников, в особенности при переменных и ударных нагрузках, применяют так называемые биметаллические вкладыши, у которых на стальную основу наплавляют тонкий слой антифрикционного материала – бронзы, серебра, сплава алюминия.

Смазочные канавки делают в верхнем вкладыше (в ненагруженной зоне подшипника), как показано на рис. 10.8. Для того чтобы вкладыши не имели осевых перемещений, их изготовляют с буртиками. Для удержания вкладышей от вращения вместе с валом предусматривают их закрепление с помощью штифтов и т. п. При укладке вкладышей в разъемный корпус между ними устанавливают регулировочные прокладки из тонколистовой стали или латуни.

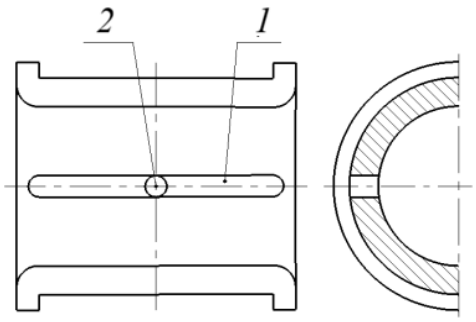


Рис. 10.8. Вкладыш:
1 – канавка; *2* – отверстие для подвода смазки

Осевые (упорные) подшипники воспринимают осевые силы. Плоские упорные подшипники или подпятники обычно выполняют кольцевыми. Подпятник *1* (рис. 10.9, *а*) для самоустановки сопрягается с корпусом *2* подпятника по сферической поверхности.

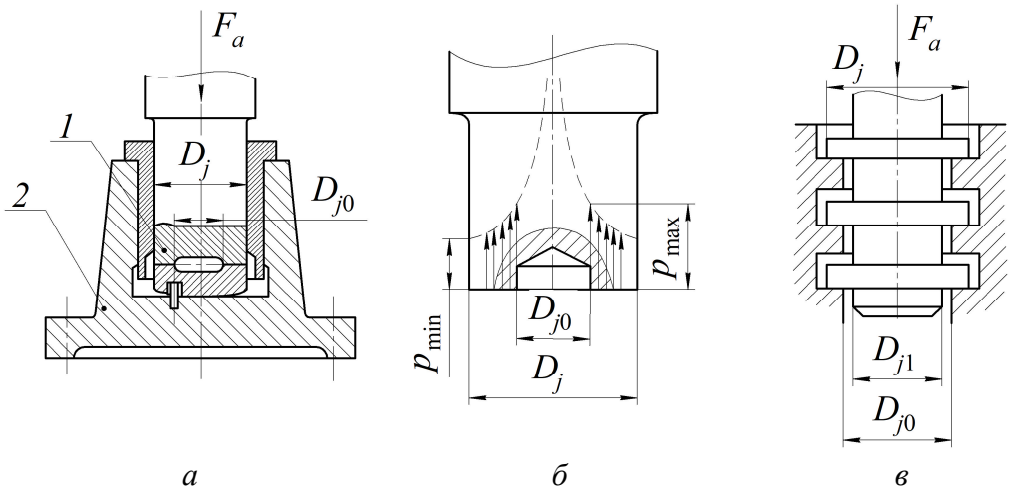


Рис. 10.9. Подшипники скольжения:
а – упорный; *б* – шейка вала; *в* – гребенчатый

Подпятник (рис. 10.10) состоит из стального или чугунного корпуса *1*, крышки *2* и опорного вкладыша *4*. Для возможности самоустановки опорный вкладыш *4* может опираться на сферическую поверхность. Опорные вкладыши изготовляют из тех же антифрикционных материалов, что и вкладыши радиальных подшипников. Деталь *3* – втулка радиального подшипника.

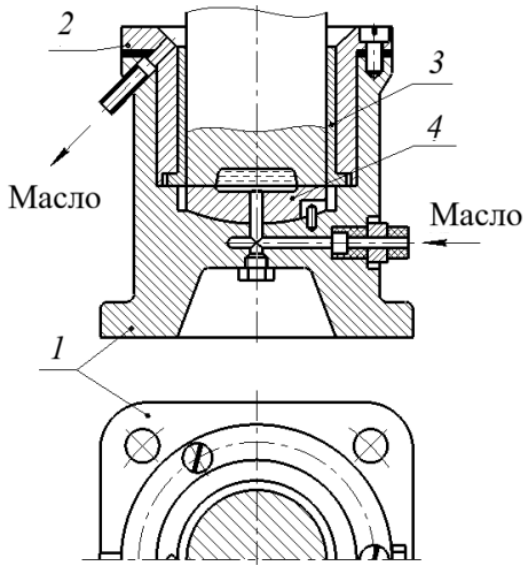


Рис. 10.10. Опора вала:
1 – корпус; *2* – крышка; *3* – втулка радиального подшипника; *4* – опорный вкладыш

Условный расчет подшипников скольжения и подпятников

Подшипники скольжения чаще всего выходят из строя вследствие **абразивного изнашивания** или **заедания**.

Абразивное изнашивание вкладышей происходит вследствие попадания со смазочным материалом на трущиеся поверхности абразивных частиц (пыли, грязи) и неизбежного трения при пуске и останове. Если износ превышает норму, вкладыш заменяют.

Заедание происходит при перегреве подшипника. Вследствие трения нагреваются цапфа, вкладыш и масло. С повышением температуры понижается смазочная способность масла, которая связана с прочностью тонкой масляной пленки на поверхностях трения. При повышении температуры в рабочей зоне подшипника до некоторого критического значения эта пленка разрушается. Возникает трение без смазки (металлический контакт), что влечет за собой дальнейшее повышение температуры и заедание (схватывание) поверхностей трения. Заедание приводит к выплавлению вкладыша. Подшипник выходит из строя.

В машинах, где подшипники воспринимают большие ударные и вибрационные нагрузки, возможно **усталостное разрушение** рабочего слоя вкладышей.

Условный расчет подшипников скольжения проводят для подшипников, работающих в **условиях граничного трения (режим полужидкостной смазки)**, когда трущиеся поверхности гарантированно не разделены слоем смазочного материала, а на рабочей поверхности вкладыша имеется лишь тонкая масляная пленка, которая может разрушиться. Этот расчет проводят для обеспечения износостойкости и отсутствия заедания. К таким подшипникам относятся подшипники грубых тихоходных механизмов, машин с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки, плохими условиями подвода смазки и т. д.

Расчет производится по условию триботехнической надежности (работе трения) (**обеспечивает нормальный тепловой режим и отсутствие заедания**) $pv \le [pv]$, где $[pv]$ – допускаемое произведение среднего давления p на рабочих поверхностях на окружную скорость поверхности цапфы v.

При небольших скоростях скольжения условие триботехнической надежности упрощается, считая, что $p \le [p]$ (**обеспечивает достаточную износостойкость**).

Режим работы подшипников скольжения при высоких скоростях скольжения и небольших удельных давлениях сопровождается повышением температуры на поверхности трения. В этом случае работоспособность подшипника ограничивают предельно допускаемой скоростью скольжения v, и условие надежности приобретает вид $v \le [v]$.

Параметры $[pv]$, $[p]$, $[v]$ позволяют в простейшей форме оценивать правильность выбора материала и размеров подшипников для конкретных условий работы на основе опыта конструирования и эксплуатации машин.

В табл. 10.1 приведены допускаемые значения $[p]$, $[v]$ и $[pv]$ для некоторых подшипниковых материалов, используемых при основных расчетах подшипников с полужидкостной смазкой.

Таблица 10.1

Допускаемые режимы работы подшипниковых материалов

Материал	$[p]$, МПа	$[v]$, м/с	$[pv]$, МПа · м/с
Чугун:			
АЧС-1	2,5	5,0	10,0
АЧС-1	9,0	0,2	1,8
АЧС-3	6,0	0,75	4,5
АЧС-5	20,0	1,0	20,0
АЧК-1	0,5	5,0	2,5
АЧК-2	0,05	2,0	0,1
Бронза:			
БрО10Ф1	15,0	10,0	15,0
БрО5Ц5С5	8,0	3,0	12,0
БрА9Ж4Л	15,0	4,0	12,0
БрС30	25,0	12,0	30,0
Латунь:			
ЛЦ14К3С3	12,0	2,0	10,0
ЛЦ40Мц1,5	10,0	1,0	10,0
Баббит:			
Б16	15,0	12,0	10,0
Б88	20,0	50,0	75,0
Сплав			
ЦАМ10-5	20,0	7,0	10,0
Полиамид			
АК-7	15,0–20,0	4,0	20,0
Капрон Б	2,0–2,5	5,0	20,0
Текстолит	15,0	8,0	25,0

Для шипов вала (оси) и втулок (вкладышей) радиальных подшипников скольжения расчет по условию требований триботехнической надежности выполняют по следующим формулам:

$$p = \frac{F_r}{lD_j} \le [p];\ \ v = \frac{\pi D_j n}{60 \cdot 1000} \le [v];\ \ pv \le [pv], \qquad (10.1)$$

где p – среднее условное давление в подшипнике, МПа;

F_r – радиальная нагрузки на подшипник (реакция опоры), Н, к площади lD_j проекции цапфы на плоскость, параллельную оси (здесь l и D_j – длина и диаметр участка вала или оси, опирающихся на радиальный подшипник);

v и n – окружная скорость, м/с, и частота вращения цапфы, мин$^{-1}$ соответственно.

Задавшись отношением l / D_j, из преобразованного выражения $p = \dfrac{F_r}{D_j{}^2 (l / D_j)} \le [p]$ получим зависимость для определения ориентировочного значения диаметра цапфы:

$$D_j \ge \sqrt{\frac{F_r}{[p](l / D_j)}}. \qquad (10.2)$$

При проектировании подшипников скольжения принимают l / D_j = = 0,5–1,1; в отечественных скоростных подшипниках l / D_j = 0,6–0,9; в редукторах l / D_j = 0,8–1,2.

Упорные подшипники со сплошной пятой рассчитывается по среднему давлению:

$$p = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4} D_j^2 \psi} \le [p]. \qquad (10.3)$$

Расчет кольцевого упорного подшипника также ведется по среднему давлению (рис. 10.9, *а* и *б*):

$$p = \frac{4F_a}{\pi\left(D_j^2 - D_{j0}^2\right)\psi} \le [p], \qquad (10.4)$$

где F_a – осевая нагрузка, Н;

D_j – наружный диаметр опорной части вала (цапфы);

D_{j0} – внутренний диаметр, принимаемый равным (0,6–0,8)D_j;

ψ – коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности смазочными канавками (ψ = 0,8–0,9).

После этого находят произведение давления и скорости подшипника скольжения $pv \le [pv]$.

Для упорного подшипника со сплошной пятой $v = \omega D_j / 3$, с кольцевой пятой $\upsilon = \omega R_c$, а

$$R_c = \frac{1}{3}\left(D_j^3 - D_{j0}^3\right) / \left(D_j^2 - D_{j0}^2\right), \qquad (10.5)$$

где ω – угловая скорость вала, рад/с.

Значения $[p]$ и $[pv]$ принимаются так же, как и для радиальных подшипников скольжения.

Гребенчатый упорный подшипник (рис. 10.9, *в*) рассчитывается также по условиям $p \le [p]$ и $pv \le [pv]$.

При этом с учетом z (число гребней):

$$p = \frac{4F_a}{\pi z\left(D_j^2 - D_{j0}^2\right)} \le [p]; \qquad (10.6)$$

$$v = \omega R_c,$$

где R_c – средний радиус гребней:

$$R_c = \left(D_j + D_{j1}\right) / 2.$$

Т. к. охлаждение гребней затруднено, то допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ следует снижать на 25 %–40 % по сравнению с $[p]$ и $[pv]$ для кольцевых пят или радиальных подшипников.

При эксплуатации подшипников скольжения $[p]$ = 2–5 МПа и $[pv]$ = = 2–10 МПа·м/с в большинстве стационарных машин; в автомобильных двигателях $[p]$ = 4–20 МПа и $[pv]$ = 25–35 МПа·м/с.

Примеры подбора и расчета подшипников скольжения и подпятников

Пример 1. Проверить на работоспособность подшипник скольжения, состоящий из вкладыша (материал БрО5Ц5С5), работающий в условиях граничного трения. Предусматривается, что диаметр стальной (сталь 45) цапфы D_j = 55 мм, длина опорной части цапфы l = 80 мм, радиальная сила F_r = 26,5 кН, скорость вращения вала ω = 30,5 $с^{-1}$.

1. Определяем окружную скорость по формуле (10.1):

$$v = \frac{\omega D_j \cdot 10^{-3}}{2} = \frac{30{,}5 \cdot 55 \cdot 10^{-3}}{2} = 0{,}84 \text{ м/с}.$$

По табл. 10.1 выбираем допускаемые режимы работы для бронзы БрО5Ц5С5:

$$[p] = 8 \text{ МПа}; \ [pv] = 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

2. Вычисляем среднее давление на цапфу p и произведение pv (формула (10.1):

$$p = \frac{F_r}{lD_j} = \frac{26{,}5 \cdot 10^3}{80 \cdot 55} = 6{,}0 \text{ МПа} < [p] = 8 \text{ МПа};$$

$$pv = 6 \cdot 0{,}84 = 5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с},$$

что также меньше [pv] = 12 МПа·м/с.

Следовательно, для данного режима работы размеры подшипника скольжения и материал вкладыша подходят.

Пример 2. Подобрать материал вкладыша для подшипников вала цилиндрического прямозубого колеса (рис. 10.11), имеющего число зубьев z = 40, модуль m = 5 мм. Колесо вращается со скоростью ω = 6 с$^{-1}$, передает мощность P = 42 кВт и расположено симметрично относительно подшипников. Диаметр цапф и длина их опорной поверхности указаны на рисунке 10.11.

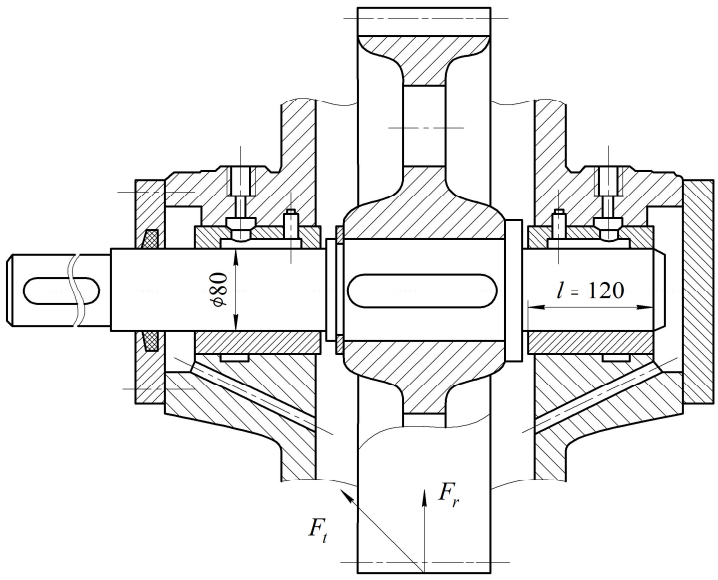


Рис. 10.11. Подшипниковые опоры скольжения вала цилиндрического колеса

1. Определяем крутящий момент на колесе:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{42 \cdot 10^3}{6} = 7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Силы в зацеплении зубьев колеса:
– окружная:

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{mz} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^6}{5 \cdot 40} = 7{,}0 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

– радиальная:

$$F_r = F_t \text{tg}\alpha = 7{,}0 \cdot 10^4 \cdot \text{tg}20^\circ = 2{,}55 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Реакции сил в опорах, учитывая симметричное расположение колеса относительно них, определяются следующим образом:

$$F_r = \sqrt{\left(F_t^2 + F_r^2\right)} = \sqrt{\left(7 \cdot 10^4\right)^2 + \left(2{,}55 \cdot 10^4\right)^2} = 7{,}45 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_r^| = \frac{F_r}{2} = 3{,}725 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

3. Определяем давление на единицу поверхности вкладыша (формула (10.1)):

$$p = \frac{F_r^|}{lD_j} = \frac{3{,}725 \cdot 10^4}{120 \cdot 80} = 3{,}88 \text{ МПа}.$$

4. Вычисляем окружную скорость цапфы и произведение pv (формула (10.1)):

$$v = \frac{\omega D_j \cdot 10^{-3}}{2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{2} = 0{,}24 \text{ м/с};$$

$$pv = 3{,}88 \cdot 0{,}24 = 0{,}93 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

5. По табл. 10.1 принимаем материал – антифрикционный чугун АЧС-3, для которого допускаемые режимы работы равны:

$$[p] = 6{,}0 \text{ МПа} > p = 3{,}88 \text{ МПа};$$

$$[v] = 0{,}75 \text{ м/с} > v = 0{,}24 \text{ м/с};$$

$$[pv] = 4{,}5 \text{ МПа·м/с} > pv = 0{,}93 \text{ МПа·м/с}.$$

Условия соблюдаются.

Пример 3. Рассчитать кольцевую пяту (рис. 10.12) из закаленной стали, опирающуюся на подпятник из бронзы БрА9Ж4Л с осевой нагружающей силой $F_a = 35 \cdot 10^3$ Н. Угловая скорость вращения пяты относительно опоры $\omega = 9$ с$^{-1}$. Коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности, $\psi = 0{,}85$.

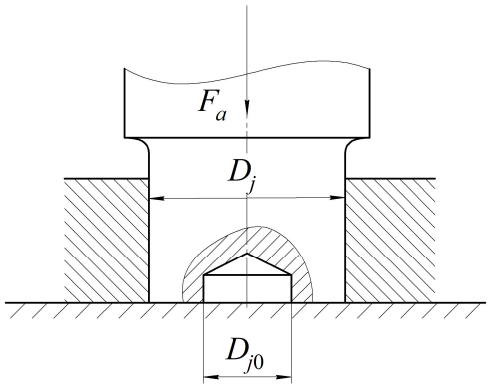


Рис. 10.12. Кольцевой упорный подшипник

1. Принимаем по табл. 10.1: [p] = 15 МПа; [pv] = 12 МПа·м/с.

2. Из $p = \dfrac{4F_a}{\pi\left(D_j^2 - D_{j0}^2\right)\psi} \le [p]$ (формула (10.4)) следует, что

$$D_j^2 - D_{j0}^2 \ge \frac{4F_a}{\pi[p_m]\psi} = \frac{4 \cdot 35 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15 \cdot 0{,}85} = 3{,}5 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

Приняв $D_{j0} = 0{,}7D_j$, получаем $D_j^2 - \left(0{,}7D_j\right)^2 = 3{,}5 \cdot 10^3$ мм^2.

$$0{,}51D_j^2 = 3{,}5 \cdot 10^3 \text{ мм}^2, \quad D_j = \sqrt{\frac{3{,}5 \cdot 10^3}{0{,}51}} = 82{,}84 \text{ мм},$$

принимаем $D_j = 85$ мм.

Тогда $D_{j0} = 0{,}7D_j = 0{,}7 \cdot 85 = 59{,}5$ мм. Принимаем $D_{j0} = 60$ мм.

3. Проверяем принятые размеры D_{j0} и D_j по $p\upsilon$:

– средний радиус кольца и средняя скорость скольжения (формула (10.5)):

$$R_c = \frac{1}{3}\frac{\left(D_j^3 - D_{j0}^3\right)}{\left(D_j^2 - D_{j0}^2\right)} = \frac{1}{3}\cdot\frac{\left(85^3 - 60^3\right)}{\left(85^2 - 60^2\right)} = 36{,}6 \text{ мм};$$

$$v = \omega R_c = 9 \cdot 36{,}6 \cdot 10^{-3} = 0{,}33 \text{ м/с};$$

– среднее давление в подшипнике (формула (10.4)):

$$p = \frac{4F_a}{\pi\left(D_j^2 - D_{j0}^2\right)\psi} = \frac{4 \cdot 35 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot \left(85^2 - 60^2\right) \cdot 0{,}85} = 14{,}5 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого значения $[p] = 15$ МПа.

Тогда $pv = 14{,}5 \cdot 0{,}33 = 4{,}8$ МПа·м/с $< [pv] = 12$ МПа·м/с.

Следовательно, определенные расчетом размеры кольцевого упорного подшипника при назначенных материалах обеспечивают его работоспособность.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Дать заключение о возможности применения бронзы БрО1Ф1 для вкладыша подшипника скольжения, работающего в режиме полужидкостной смазки, если диаметр $D_j = 60$ мм и длина $l = 45$ м цапфы, нагрузка $F_r = 16{,}5$ кН, частота вращения вала $n = 1450$ мин$^{-1}$.

Задача 2. Стальная ось установлена в подшипниках скольжения, радиальная нагрузка, приходящая на подшипник, $F_r = 11{,}4$ кН. Диаметр цапфы $D_j = 100$ мм. Выбрать материал для подшипников скольжения (вкладышей). Принять $l / D_j = 1{,}3$; $n = 850$ мин$^{-1}$ ($\omega = 89$ с$^{-1}$); $v = 4{,}45$ м/с.

Задача 3. Определить размеры подпятника для кольцевой пяты вала червяка ручной тали подъема груза. Скорость вращения вала – 0,4 м/с. Подпятник изготовлен из серого чугуна АСЧ-1 и воспринимает осевую нагрузку $F_a = 28$ кН. Принять $D_{j0} / D_j = 0{,}65$ (рис. 10.9, *а*).

Рекомендуемая литература: [2; 9; 15; 19].

Практическая работа № 11

РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: освоить методику подбора и определения долговечности подшипников качения.

Подготовка к проведению занятия

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекциям и учебным пособиям тему «Опоры. Устройство и подбор подшипников качения и скольжения».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Подшипники качения являются опорами валов и осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины.

Подшипники качения (рис. 11.1) представляют собой готовый узел, состоящий из следующих элементов: *1* – тела качения; *2*, *3* – наружное и внутреннее кольца; *4* – сепаратор – обойма, удерживающая тела качения на одинаковом расстоянии друг от друга.

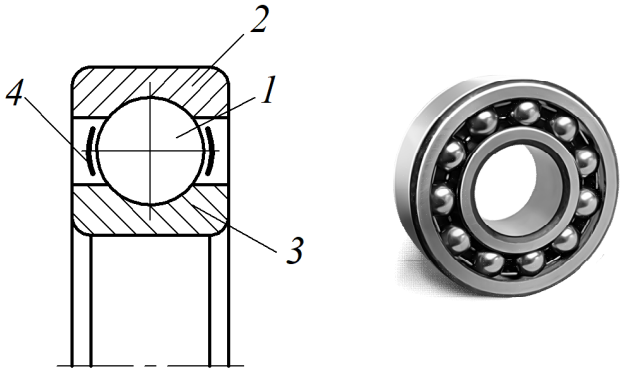


Рис. 11.1. Основные элементы подшипников качения

Основными причинами потери работоспособности подшипников качения являются:

– усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец;

– пластические деформации тел и дорожек качения;

– задиры рабочих поверхностей качения;

– абразивный износ вследствие плохой защиты от попадания пыли;

– разрушение сепараторов от действия центробежных сил;

– раскалывание колец и тел качения.

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются **долговечность по усталостному выкрашиванию** (динамическая грузоподъемность) и **статическая грузоподъемность по пластическим деформациям**.

Подбор подшипников качения

При проектировании машин подшипники качения не конструируют, а подбирают из числа стандартных. На основе анализа нагрузок конструктор намечает тип подшипника и его номер в соответствии с диаметром цапфы.

Подшипники подбирают:

– по статической грузоподъемности (ГОСТ 18854–2013), предупреждающей остаточные деформации (при частоте вращения одного из колец подшипника $n < 1$ мин$^{-1}$);

– по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855–2013), предупреждающей усталостные разрушения (при $n \geq 1$ мин$^{-1}$). При $n = 1$–10 мин$^{-1}$ расчет выполняют в предположении $n = 10$ мин$^{-1}$.

– по предельной частоте вращения (ГОСТ 20918–75).

Условие подбора по динамической грузоподъемности:

$$C_{\text{расч}} \leq C, \tag{11.1}$$

где $C_{\text{расч}}$ – расчетная динамическая грузоподъемность;

C – номинальная (паспортная, базовая) динамическая грузоподъемность, которая определяется при девяностопроцентном уровне надежности подшипников для обычных условий эксплуатации и применяемых материалов (смазка разбрызгиванием или консистентная смазка и обычные подшипниковые стали).

Требуемая (расчетная) динамическая грузоподъемность, Н, определяется по формуле:

$$C_{\text{расч}} = P\sqrt[p]{L}, \tag{11.2}$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

p – показатель степени, $p = 3$ для шариковых подшипников, $p = 3{,}33$ для роликовых;

L – ресурс подшипника, млн оборотов:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6}, \qquad (11.3)$$

где L_h – ресурс подшипника, ч;

n – частота вращения вала, мин$^{-1}$.

Если в формулу (11.2) вместо требуемой динамической грузоподъемности $C_{\text{расч}}$ подставить паспортную (каталожную) C, можно определить ресурс подшипника, млн оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p. \qquad (11.4)$$

Ресурс, ч:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}. \qquad (11.5)$$

Определение эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка P, Н, для радиальных и радиально-упорных подшипников определяется по формуле:

$$P = (XVF_R + YF_{a\Sigma})K_{\text{Б}}K_{\text{Т}}, \qquad (11.6)$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 11.1–11.2);

V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца V = 1, наружного V = 1,2);

F_R – радиальная нагрузка на подшипник (суммарная реакция в опоре), Н (например, $F_{R1} = \sqrt{R_{1z}^2 + R_{1y}^2}$);

$F_{a\Sigma}$ – суммарная осевая нагрузка, действующая на подшипник, Н;

$K_{\text{Б}}$ – коэффициент безопасности (нагружения), учитывающий характер внешней нагрузки (табл. 11.3);

$K_{\text{Т}}$ – температурный коэффициент, при рабочей температуре подшипника до 100 °С принимают $K_{\text{Т}}$ = 1 (рабочая температура подшипника, ºС: ≤ 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, соответственно коэффициент $K_{\text{Т}}$: 1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,25; 1,35; 1,40).

Для нахождения конкретных значений X и Y необходимо предварительно определить параметр осевого нагружения e, указанный в табл. 11.1 и 11.2. Этот параметр зависит от отношения $\frac{F_a}{C_0}$, где C_0 – статическая грузоподъемность, Н, указываемая в каталоге на подшипники (табл. 11.2, 11.4 и 11.5); F_a – осевая нагрузка на подшипник, Н (например, усилие в зацеплении). Далее сопоставляют величину отношения $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R}$ с найденным ранее параметром e $\left(\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} \le e \text{ или } \frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} > e\right)$ и в зависимости от этого находят конкретные значения X и Y.

Для радиальных подшипников осевая нагрузка на подшипник $F_{a\Sigma} = F_a$ (например, усилие в зацеплении), а для радиально-упорных подшипников это суммарная осевая нагрузка, которую определяют в зависимости от расположения подшипников (табл. 11.6).

У радиально-упорных подшипников за счет их конструкции возникают дополнительные (собственные) осевые составляющие S от реакций в подшипниках.

В случае установки шариковых радиально-упорных подшипников $S = eF_R$, а в случае установки роликовых $S = 0{,}83eF_R$.

Таблица 11.1

Значения коэффициентов X и Y подшипников

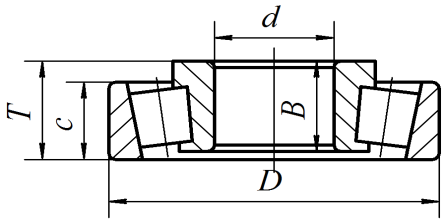
Тип подшипника	α, град	$\frac{F_a}{C_0}$	e	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные			
				$F_{a\Sigma}/VF_R > e$		$F_{a\Sigma}/VF_R \le e$		$F_{a\Sigma}/VF_R \le e$	
				X	Y	X	Y	X	Y
Радиальный	0	0,014	0,19	0,56	2,30	1,00	0	0,56	2,30
		0,028	0,22		1,99				1,99
		0,056	0,26		1,71				1,71
		0,084	0,28		1,55				1,55
		0,110	0,30		1,45				1,45
		0,170	0,34		1,31				1,31
		0,280	0,38		1,15				1,15
		0,420	0,42		1,04				1,04
		0,560	0,44		1,00				1,00

Окончание таблицы 11.1

Тип подшипника	α, град	$\frac{F_a}{C_0}$	e	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные			
				$F_{a\Sigma} / VF_R > e$		$F_{a\Sigma} / VF_R \le e$		$F_{a\Sigma} / VF_R \le e$	
				X	Y	X	Y	X	Y
Радиально-упорный шариковый	12	0,014	0,30	0,45	1,81	1,00	2,08	0,74	2,94
		0,029	0,34		1,62		1,84		2,63
		0,057	0,37		1,46		1,69		2,37
		0,086	0,41		1,34		1,52		2,18
	15	0,110	0,45	0,44	1,22	1,00	1,39	0,72	1,98
		0,170	0,48		1,13		1,30		1,84
		0,290	0,52		1,04		1,20		1,69
		0,430	0,54		1,01		1,16		1,64
		0,570	0,54		1,00		1,16		1,62
		0,015	0,38		1,47		1,65		2,39
		0,029	0,40		1,40		1,57		2,28
		0,058	0,43		1,30		1,46		2,11
		0,087	0,46		1,23		1,38		2,00
		0,114	0,47		1,19		1,34		1,93
		0,176	0,50		1,12		1,26		1,82
		0,290	0,55		1,02		1,14		1,66
		0,440	0,56		1,00		1,12		1,63
		0,580	0,56		1,00		1,12		1,63
	26	–	0,68	0,41	0,87	1,00	0,92	0,67	1,41
	36	–	0,95	0,37	0,66	1,00	0,66	0,60	1,07
	40	–	1,14	0,35	0,57	1,00	0,55	0,57	0,93
Роликовые конические радиально-упорные	10–18	–	1,5tgα	0,40	0,4ctgα	1,00	0,45	0,67	0,67
Упорно-радиальный шариковый	45	–	1,25	0,66	1,00	1,18	0,59	0,66	1,00
	60	–	2,17	0,92	1,00	1,90	0,54	0,92	1,00
	75	–	4,67	1,66	1,00	3,89	0,52	1,66	1,00
Упорно-радиальный роликовый	–	–	1,5tgα	tgα	1,00	1,5tgα	0,17	tgα	1,00
Примечание. При $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} \le e$ – $X = 1$, $Y = 0$									

Таблица 11.2

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365–87)



Условное обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, Н, не менее		*e*	*Y*
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*C*, Н	C_0, Н		
Легкая серия, α = 12°–17°									
7204	20	47	15,25	14	12	26 000	16 600	0,34	1,74
7205	25	52	16,25	15	13	29 200	21 000	0,38	1,60
7206	30	62	17,25	16	14	38 000	25 500	0,38	1,60
7207	35	72	18,25	17	15	48 400	32 500	0,38	1,60
7208	40	80	19,75	18	16	58 300	40 000	0,38	1,60
7209	45	85	20,75	19	16	62 700	50 000	0,41	1,48
7210	50	90	21,75	20	17	70 400	55 000	0,42	1,43
7211	55	100	22,75	21	18	84 200	61 000	0,41	1,48
7212	60	110	23,75	22	19	91 300	70 000	0,41	1,48
Легкая широкая серия, α = 13°–16°									
7505	25	52	19,25	18	16	34 100	25 000	0,35	1,73
7506	30	62	21,25	20	17	47 300	37 000	0,38	1,60
7507	35	72	24,25	23	19	61 600	45 000	0,38	1,60
7508	40	80	24,75	23	19	70 400	50 000	0,38	1,60
7509	45	85	24,75	23	19	74 800	60 000	0,41	1,48
7510	50	90	24,75	23	19	76 500	64 000	0,42	1,48
7511	55	100	26,75	25	21	99 000	80 000	0,41	1,48
7512	60	110	29,75	28	24	120 000	100 000	0,41	1,48
Средняя серия, α = 10°–13°									
7304	20	52	16,25	15	13	31 900	20 000	0,30	2,00
7305	25	62	18,25	17	15	41 800	28 000	0,30	2,00
7306	30	72	20,75	19	16	52 800	39 000	0,32	1,90
7307	35	80	22,75	21	18	68 200	50 000	0,32	1,90
7308	40	90	25,25	23	20	80 900	56 000	0,34	1,74
7309	45	100	27,25	25	22	101 000	72 000	0,34	1,74
7310	50	110	29,25	27	23	117 000	90 000	0,34	1,74
7311	55	120	31,50	29	25	134 000	110 000	0,34	1,74
7312	60	130	33,50	31	26	161 000	120 000	0,34	1,74
Средняя широкая серия, α = 10°–13°									
7604	20	52	22,25	21	18	41 300	28 000	0,31	2,00
7605	25	62	25,25	24	20	56 100	39 000	0,31	2,00
7606	30	72	28,75	27	23	72 100	55 000	0,32	1,90
7607	35	80	32,75	31	25	88 000	73 000	0,32	1,90
7608	40	90	35,25	33	27	110 000	85 000	0,34	1,74
7609	45	100	38,25	36	30	132 000	113 000	0,34	1,74

Окончание таблицы 11.2

Условное обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, Н, не менее		e	Y
	d	D	T	B	c	C, Н	C_0, Н		
7610	50	110	42,25	40	33	161 000	135 000	0,34	1,74
7611	55	120	45,50	43	35	187 000	153 000	0,34	1,74
7612	60	130	48,50	46	37	216 000	178 000	0,34	1,74
Примечание. При $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} \le e$ – $X = 1$, $Y = 0$; при $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} > e$ – $X = 0{,}4$, Y – см. настоящую таблицу									

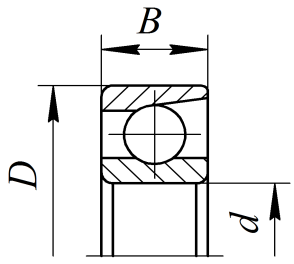
Таблица 11.3

Значения коэффициента безопасности $K_Б$ в зависимости от характера нагрузки

Характер нагрузки	Значение $K_Б$	Примеры
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от расчетной нагрузки	1,1–1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы, воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150 % от расчетной нагрузки	1,3–1,5	Редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,6–1,8	Центрифуги и сепараторы, энергетическое оборудование
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200 % от расчетной нагрузки	1,9–2,4	Валики среднесортных прокатных станов, дробилки, ковочные машины
Сильные удары и кратковременные перегрузки, достигающие 300 % от расчетной нагрузки	2,5–3,0	Тяжелые ковочные машины, валки крупносортных прокатных станов, лесопильные рамы

Таблица 11.4

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831–75)



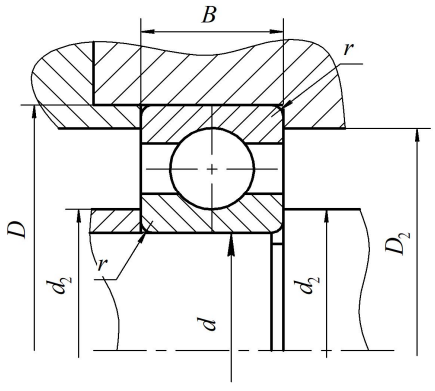
Обозначение подшипника типа		Размеры, мм			Грузоподъемность, Н, не менее			
36000, α = 12°	46000, α = 26°	d	D	B	при α = 12°		при α = 26°	
					C	C_0	C	C_0
Особо легкая серия								
36104	–	20	42	12	10 600	5320	–	–
36105	–	25	47	12	11 800	6290	–	–

Окончание таблицы 11.4

Обозначение подшипника типа		Размеры, мм			Грузоподъемность, Н, не менее			
36000, α = 12°	46000, α = 26°	*d*	*D*	*B*	при α = 12°		при α = 26°	
					C	C_0	*C*	C_0
36106	46 106	30	55	13	15 300	8570	14 500	7880
36107	–	35	62	14	19 100	11 300	–	–
–	46108	40	68	15	–		18 900	11 100
–	46109	45	75	16	–	–	22 500	13 400
–	46111	55	90	18	–	–	32 600	21 100
–	46112	60	95	18	–	–	37 400	24 500
Легкая узкая серия								
36205	46205	25	52	15	16 700	9100	15 700	8340
36206	46206	30	62	16	22 000	12 000	21 900	12 000
36207	46207	35	72	17	30 800	17 800	29 000	16 400
36208	46208	40	80	18	38 900	23 200	36 800	21 400
36209	46209	45	85	19	41 200	25 100	38 700	23 100
36210	46210	50	90	20	43 200	27 000	40 600	24 900
36211	46211	55	100	21	58 400	34 200	50 300	31 500
36212	46212	60	110	22	61 500	32 300	60 800	38 800
Средняя узкая серия								
–	46305	25	62	17	–	–	26 900	14 600
–	46306	30	72	19	–	–	32 600	18 300
–	46307	35	80	21	–	–	42 600	24 700
36308	46308	40	90	23	53 900	32 800	50 800	30 100
–	46309	45	100	25	–	–	61 400	37 000
–	46310	50	110	27	–	–	71 800	44 000

Таблица 11.5

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338–75)



Обозначение подшипника	Размеры, мм						Грузоподъемность, Н, не менее	
	d	*D*	*B*	*r*	d_2	D_2	*C*	C_0
Легкая серия								
204	20	47	14	1,5	26	41	12 700	6200
205	25	52	15	1,5	31	46	14 000	6950

Продолжение таблицы 11.5

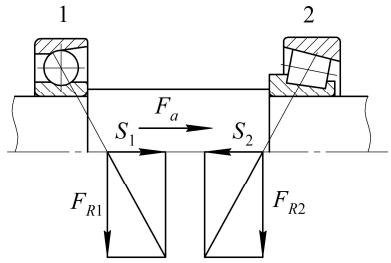
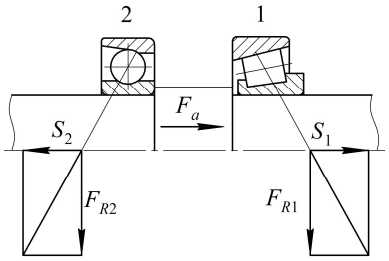
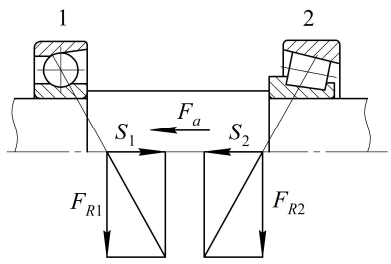
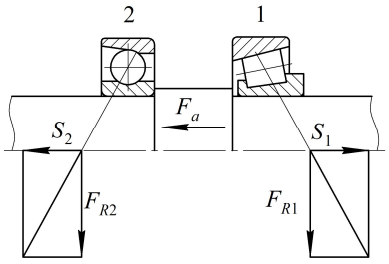
Обозначение подшипника	Размеры, мм						Грузоподъемность, Н, не менее	
	d	D	B	r	d_2	D_2	C	C_0
206	30	62	16	1,5	36	56	19 500	10 000
207	35	72	17	2,0	42	65	25 500	13 700
208	40	80	18	2,0	47	73	32 000	17 800
209	45	85	19	2,0	52	78	33 200	18 600
210	50	90	20	2,0	57	83	35 100	19 800
211	55	100	21	2,5	64	91	43 600	25 000
212	60	110	22	2,5	69	101	52 000	31 000
213	65	120	23	2,5	74	111	56 000	34 000
214	70	125	24	2,5	79	116	61 800	37 500
215	75	130	25	2,5	84	122	66 300	41 000
216	80	140	26	3,0	90	130	70 200	45 000
217	85	150	28	3,0	96	140	83 200	53 000
218	90	160	30	3,0	100	150	95 600	62 000
219	95	170	32	3,5	108	158	108 000	69 500
220	100	180	34	3,5	114	168	124 000	79 000
Средняя серия								
304	20	52	15	2,0	27	45	15 900	7800
305	25	62	17	2,0	32	55	22 500	11 400
306	30	72	19	2,0	37	65	28 100	14 600
307	35	80	21	2,5	44	70	33 200	18 000
308	40	90	23	2,5	49	80	41 000	22 400
309	45	100	25	2,5	54	90	52 700	30 000
310	50	110	27	3,0	62	100	61 800	36 000
311	55	120	29	3,0	66	110	71 500	41 500
312	60	130	31	3,5	73	118	81 900	48 000
313	65	140	33	3,5	78	128	92 300	56 000
314	70	150	35	3,5	84	138	104 000	63 000
315	75	160	37	3,5	90	148	112 000	72 500
316	80	170	39	3,5	93	158	124 000	80 000
317	85	180	41	4,0	102	165	133 000	90 000
318	90	190	43	4,0	106	175	143 000	99 000
319	95	200	45	4,0	112	185	153 000	110 000
320	100	215	47	4,0	118	200	174 000	132 000
Тяжелая серия								
405	25	80	21	2,5	36	70	36 400	20 400
406	30	90	23	2,5	40	80	47 000	26 700
407	35	100	25	2,5	46	90	55 300	31 000

Окончание таблицы 11.5

Обозначение подшипника	Размеры, мм						Грузоподъемность, Н, не менее	
	d	D	B	r	d_2	D_2	C	C_0
408	40	110	27	3,0	50	100	63 700	36 500
409	45	120	29	3,0	58	108	76 100	45 500
410	50	130	31	3,5	64	116	87 100	52 000
411	55	140	33	3,5	68	126	100 000	63 000
412	60	150	35	3,5	74	136	108 000	70 000
413	65	160	37	3,5	78	146	119 000	78 000
414	70	180	42	4,0	86	164	143 000	105 000
416	80	200	48	4,0	99	184	163 000	125 000
417	85	210	52	5,0	108	188	174 000	135 000

Таблица 11.6

Суммарные осевые нагрузки $F_{a\Sigma}$,
воспринимаемые радиально-упорными подшипниками

Схема нагружения		Соотношение сил	Общие осевые нагрузки
Враспор	Врастяжку		
		$S_1 > S_2$; $F_a \geq 0$	$F_{a\Sigma1} = S_1$; $F_{a\Sigma2} = S_1 + F_a$
		$S_1 < S_2$; $F_a \geq S_2 - S_1$	
		$S_1 < S_2$; $F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{a\Sigma1} = S_2 - F_a$; $F_{a\Sigma2} = S_2$
		$S_1 < S_2$; $F_a \geq 0$	$F_{a\Sigma1} = S_2 + F_a$; $F_{a\Sigma2} = S_2$
		$S_1 > S_2$; $F_a \geq S_1 - S_2$	
		$S_1 > S_2$; $F_a \leq S_1 - S_2$	$F_{a\Sigma1} = S_1$; $F_{a\Sigma2} = S_1 - F_a$

При выборе шарико- или роликоподшипников необходимо руководствоваться рекомендациями, приведенными в табл. 11.7 с учетом отношения действующей на подшипник внешней осевой нагрузки F_a к радиальной F_R. Здесь F_R – суммарная реакция опоры, в направлении которой действует осевая сила зубчатого или червячного зацепления F_a.

Таблица 11.7

Рекомендации по выбору типа подшипника

Отношение $\frac{F_a}{F_R}$	Подшипник с углом контакта α	Осевая составляющая S в долях от F_R	Примечание
< 0,35	Радиальные шариковые и роликовые	–	Роликовым отдается предпочтение для коротких жестких валов. Грузоподъемность ≈ 1,5 раза выше шарикоподшипников
от 0,35 до 0,7	Радиально-упорные шариковые (тип 36 000, α = 12°)	$\frac{S}{F_R} \approx 0,3$	Допускается применение особо легкой и легкой серии
от 0,71 до 1,0	Радиально-упорные шариковые (тип 46 000, α = 26°)	$\frac{S}{F_R} \approx 0,6$	При высоких скоростях легкая серия предпочтительнее
свыше 1,0	Радиально-упорные шариковые (тип 66 000, α = 36°)	$\frac{S}{F_R} \approx 0,9$	Не рекомендуется для высоких скоростей
≥1,5	Радиально-упорный роликовый или спаренные радиально-упорные шариковые	–	–

Примеры подбора и расчета подшипников качения

Пример 1. Найти суммарные реакции опор ведущего вала редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами и подобрать подшипники качения. Диаметр вала в месте посадки подшипников $d_{\text{подш}}$ = 30 мм. При расчете вала от действия окружной силы F_t, радиальной силы F_r и силы от ременной передачи $F_{\text{рем}}$ получены значения реакций опор (рис. 11.2) в горизонтальной плоскости $R_{1z} = 919$ Н, $R_{2z} = 941$ Н и вертикальной плоскости $R_{1y} = R_{2y} = 821$ Н. Частота вращения вала n = 1000 мин$^{-1}$. Требуемый ресурс работы редуктора L_h = 7000 ч. Ожидаемая температура работы подшипниковых узлов равна 80 °С.

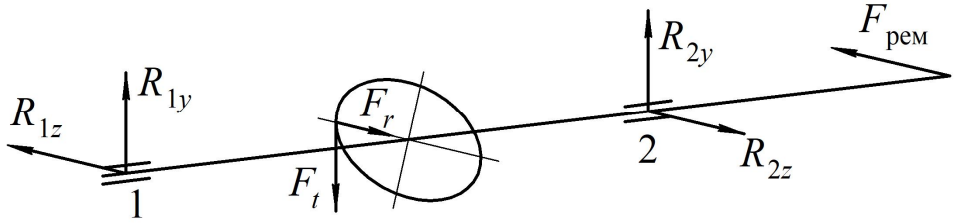


Рис. 11.2. Расчетная схема вала

1. Суммарные реакции подшипников от сил, действующих на вал, на опорах «1» и «2» соответственно:

$$F_{R1} = \sqrt{\left(R_{1y}\right)^2 + \left(R_{1z}\right)^2} = \sqrt{821^2 + 919^2} = 1232 \text{ Н};$$

$$F_{R2} = \sqrt{\left(R_{2y}\right)^2 + \left(R_{2z}\right)^2} = \sqrt{821^2 + 941^2} = 1249 \text{ Н}.$$

2. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка (осевая сила отсутствует) более нагруженного подшипника опоры «2»:

$$P_{\max} = (XVF_{R2})K_{\text{Б}}K_{\text{Т}},$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки (X = 1 при отсутствии осевого нагружения подшипника);

V – коэффициент вращения (V = 1, т. к. вращается внутреннее кольцо подшипника совместно с валом);

$K_{\text{Б}}$ – коэффициент безопасности ($K_{\text{Б}}$ = 1,3 для редукторов, табл. 11.3);

$K_{\text{Т}}$ – температурный коэффициент ($K_{\text{Т}}$ = 1 при $t \le 100$ °С).

$$P_{\max} = 1 \cdot 1 \cdot 1249 \cdot 1{,}3 \cdot 1 = 1624 \text{ Н}.$$

3. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность:

$$C_{\text{расч}} = P_{\max} \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}} = 1624 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1000 \cdot 7000}{10^6}} = 12\,162 \text{ Н}.$$

4. Т. к. осевое нагружение опор отсутствует, то по табл. 11.5 согласно условию $C_{\text{расч}} \le C$ и диаметру вала $d_{\text{подш}}$ = 30 мм выбираем шариковый радиальный однорядный подшипник 206, для которого C = 19 500 Н, что удовлетворяет условию $C_{\text{расч}}$ = 12 162 Н < C = 19 500 Н.

Пример 2. При расчете выходного вала редуктора с цилиндрическим косозубым колесом и звездочкой цепной передачи (рис. 11.3) получены суммарные реакции опор F_{R1} = 5520 Н; F_{R2} = 12 975 Н. Частота вращения вала n = 90 мин$^{-1}$, осевая сила в зацеплении колеса F_a = 1384 Н; диаметр вала в местах посадки

подшипников $d_{\text{подш}}$ = 65 мм. Подобрать подшипники качения с требуемой долговечностью L_h = 3600 ч, ожидаемой рабочей температурой t = 95 °С ($K_\text{Т}$ = 1) и значением коэффициента безопасности $K_\text{Б}$ = 1,5.

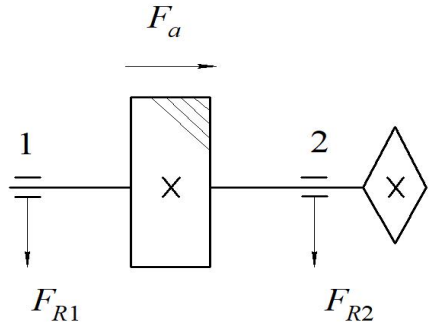


Рис. 11.3. Схема для расчета подшипников выходного вала редуктора

1. Тип подшипника определяем по отношению $\frac{F_a}{F_{R2}} = \frac{1384}{12\ 975} = 0{,}107$, поскольку 0,107 < 0,35, то согласно рекомендациям табл. 11.7 используем шариковые радиальные однорядные подшипники. Исходя из $d_{\text{подш}}$ = 65 мм, предварительно выбираем шарикоподшипник 213 с грузоподъемностями: динамической C = 56 000 Н; статической C_0 = 34 000 Н (табл. 11.5).

2. По отношению F_a / C_0 = 1384 / 34 000 = 0,041 (табл. 11.1) коэффициент осевого нагружения e = 0,24 (значение получено интерполированием).

3. Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок.

Для левой опоры соотношение F_a / F_{R1} = 1384 / 5520 = 0,251 > e = 0,24, тогда коэффициент радиальной нагрузки X_1 = 0,56 и осевой нагрузки Y_1 = 1,85 (в соответствии с данными табл. 11.1).

Для правой опоры соотношение F_a / F_{R2} = 0,107 < e = 0,24, тогда коэффициенты X_2 = 1, Y_2 = 0.

4. Эквивалентная динамическая радиальная сила при вращающемся внутреннем кольце (V = 1):

– для левой опоры «1»:

$$P_1 = (X_1 V F_{R1} + Y_1 F_{a\Sigma 1}) K_\text{Б} K_\text{Т} = \left(0{,}56 \cdot 5520 + 1{,}85 \cdot 1384\right) \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 8477 \text{ Н};$$

– для правой опоры «2»:

$$P_2 = (X_2 V F_{R2} + Y_2 F_{a\Sigma 2}) K_\text{Б} K_\text{Т} = \left(1 \cdot 1 \cdot 12975 + 0 \cdot 1384\right) \cdot 1{,}5 \cdot 1 = 19\,463 \text{ Н}.$$

5. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность для более нагруженного правого подшипника:

$$C_{\text{расч}} = P_{\max}\sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}} = 19\,463\cdot\sqrt[3]{\frac{60\cdot 90\cdot 3600}{10^6}} = 52\,333\ \text{Н}.$$

что меньше C = 56 000 Н, выбранного предварительно подшипника 213, следовательно, оставляем его для оснащения вала.

6. В данном случае расчетная долговечность подшипника составляет:

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P_{\max}}\right)^p = \frac{10^6}{60\cdot 90}\cdot\left(\frac{56\,000}{19\,463}\right)^3 = 4424\ \text{ч}.$$

Пример 3. Подобрать подшипники качения к промежуточному валу редуктора. На валу установлены червячное колесо с осевой силой $F_{a\text{б}}$ = 192 Н и цилиндрическая косозубая шестерня, в зацеплении которой осевая сила $F_{a\text{т}}$ = 552,4 Н (рис. 11.4). При расчете вала с учетом других сил червячного и цилиндрического зацеплений получены суммарные реакции в опорах F_{R1} = 502,1 Н и F_{R2} = 1943 Н, диаметр вала в месте посадки подшипников $d_{\text{подш}}$ = 30 мм. Вал вращается с частотой n = 265,5 мин$^{-1}$, срок службы редуктора $L_h = 8\cdot 10^3$ ч.

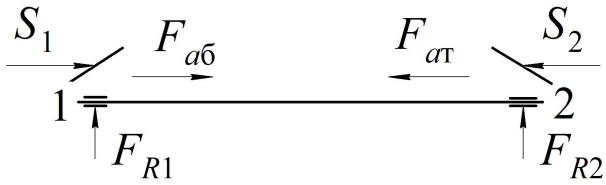


Рис. 11.4. Схема нагружения промежуточного вала редуктора

1. Определяем тип подшипника.

При внешнем осевом нагружении справа налево

$$F_a' = F_{a\text{т}} - F_{a\text{б}} = 552,4 - 192 = 360,4\ \text{Н},$$

отношение

$$\frac{F_a'}{F_{R1}} = \frac{360,4}{502,1} = 0,72 > 0,35,$$

следовательно (табл. 11.7), на вал устанавливаем шариковые радиально-упорные однорядные подшипники (ГОСТ 831–75). Предварительно по табл. 11.4 выбираем по $d_{\text{подш}}$ = 30 мм подшипник 46306, для которого α = 26°, C = 32 600 Н, C_0 = 18 300 Н и коэффициент осевого нагружения e = 0,68 (табл. 11.1). Подшипники устанавливаем враспор.

2. Дополнительные (внутренние) осевые силы подшипников:

$$S_1 = eF_{R1} = 0,68 \cdot 502,1 = 341,4 \text{ Н};$$

$$S_2 = eF_{R2} = 0,68 \cdot 1943 = 1321,2 \text{ Н}.$$

3. Результирующие осевые силы, нагружающие подшипники.

Т. к. $S_1 < S_2$, а $F_a' > 0$, то $F_{a\Sigma 1} = S_2 + F_a' = 1321,2 + 360,4 = 1682,0$ Н, $F_{a\Sigma 2} = S_2 = 1321,2$ Н.

4. Значения коэффициентов радиальной (X) и осевой (Y) нагрузок на опоры (табл. 11.1):

– для опоры «1»:

$$\frac{F_{a\Sigma 1}}{F_{R1}} = \frac{1682,0}{502,1} = 3,3 > e, \text{ то } X_1 = 0,41; \; Y_1 = 0,87;$$

– для опоры «2»:

$$\frac{F_{a\Sigma 2}}{F_{R2}} = \frac{1321,2}{1943} = 0,68 = e, \text{ то } X_2 = 1; \; Y_2 = 0.$$

5. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка подшипника, приняв V = 1 (вращается внутреннее кольцо), $K_{\text{Б}}$ = 1,4 (табл. 11.3) и $K_{\text{Т}}$ = 1 (рабочая температура $t < 100$ °С):

– опора «1»:

$$P_1 = \left(X_1 V \cdot F_{R1} + Y_1 F_{a\Sigma 1}\right) K_{\text{Б}} K_{\text{Т}} = \left(0,41 \cdot 1 \cdot 502,1 + 0,87 \cdot 1682,0\right) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2337 \text{ Н};$$

– опора «2»:

$$P_2 = \left(X_2 V F_{R2} + Y_2 F_{a\Sigma 2}\right) K_{\text{Б}} K_{\text{Т}} = \left(1 \cdot 1 \cdot 1943 + 0 \cdot 1321,2\right) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2720,2 \text{ Н}.$$

6. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность для более нагруженного подшипника опоры «2»:

$$C_{\text{расч}} = P_{\max}\sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}} = 2720{,}2 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 265{,}5 \cdot 8 \cdot 10^3}{10^6}} = 13\,689 \text{ Н}.$$

Следовательно, предварительно выбранный подшипник 46306, у которого C = 32 600 Н, имеет большой запас по динамической грузоподъемности. В данном случае рациональнее использовать радиально-упорный шариковый однорядный подшипник качения 36206, у которого C = 22 000 Н, C_0 = 12 000 Н (табл. 11.4).

Пример 4. При расчете вала червяка (рис. 11.5) получены суммарные реакции опор F_{R1} = 1473 Н и F_{R2} = 572 Н при значении осевой силы на червяке F_a = 4277 Н. Частота вращения вала n = 1442 мин$^{-1}$, диаметр посадочных мест под подшипниками $d_{\text{подш}}$ = 35 мм, требуемый ресурс L_h = 3000 ч, ожидаемая температура работы $t \le 85°$, $K_{\text{Б}}$ = 1,3. Рассчитать и подобрать подшипники качения.

1. Определение типа подшипника и его предварительный выбор. Отношение F_a / F_{R1} = 4277 / 1473 = 2,9, что больше 1,5, следовательно, в качестве опор используем радиально-упорные роликовые подшипники (табл. 11.7) конструктивной разновидности 7000. По $d_{\text{подш}}$ = 35 мм предварительно из табл. 11.2 назначаем подшипник 7307 средней серии. Для данного подшипника: C = 68 200 Н; C_0 = 50 000 Н; e = 0,32; Y = 1,9. Подшипники устанавливаем враспор.

2. Дополнительные (внутренние) осевые силы и результирующие осевые нагрузки подшипников (рис. 11.6):

$$S_1 = 0{,}83eF_{R1} = 0{,}83 \cdot 0{,}32 \cdot 1473 = 391 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0{,}83eF_{R2} = 0{,}83 \cdot 0{,}32 \cdot 572 = 152 \text{ Н}.$$

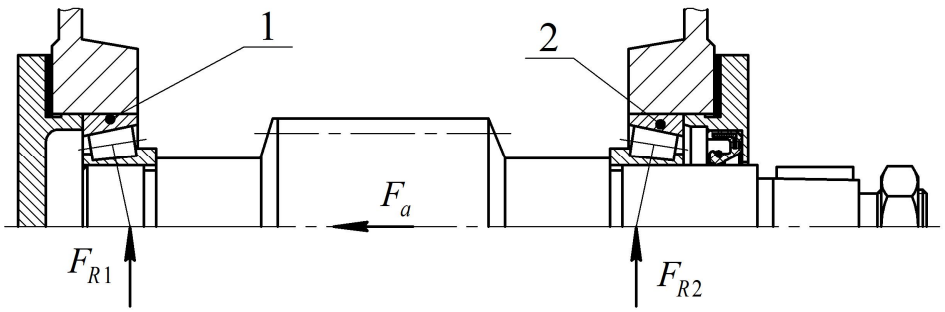


Рис. 11.5. Схема нагружения вала червяка

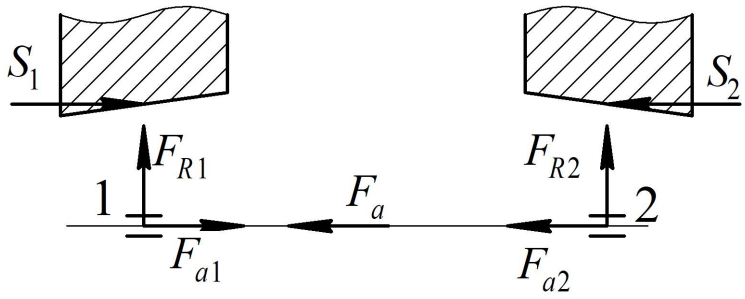


Рис. 11.6. Схема осевого нагружения опор

Согласно табл. 11.6, для рассматриваемого примера следует, что $S_1 > S_2$, F_a = 4277 Н > $S_1 - S_2$ = 391 – 152 = 239 Н, вал червяка стремится сдвинуться справа налево. Следовательно, результирующие осевые нагрузки на опоры равны: $F_{a\Sigma 1} = S_2 + F_a$ = 152 + 4277 = 4429 Н; $F_{a\Sigma 2} = S_2$ = 152 Н.

3. Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок.

Т. к. $F_{a\Sigma 1} / VF_{R1}$ = 4429 / 1473 = 3,01 > e = 0,32, то X_1 = 0,4 и Y_1 = 1,9 (табл. 11.2), а $F_{a\Sigma 2} / VF_{R2}$ = 152 / 572 = 0,27 < e = 0,32, то X_2 = 1 и Y_2 = 0.

4. Эквивалентные динамические радиальные нагрузки подшипников (V = 1 – вращается внутреннее кольцо и $K_\text{Т}$ = 1, т. к. t < 100 °С):

– с правой стороны:

$$P_1 = \left(X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{a\Sigma 1}\right) K_\text{Б} K_\text{Т} = \left(0,4 \cdot 1 \cdot 1473 + 1,9 \cdot 4429\right) \cdot 1,3 \cdot 1 = 11\,706 \text{ Н};$$

– с левой стороны:

$$P_2 = \left(X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{a\Sigma 2}\right) K_\text{Б} K_\text{Т} = \left(1 \cdot 1 \cdot 572 + 0 \cdot 152\right) \cdot 1,3 \cdot 1 = 744 \text{ Н}.$$

5. Расчетная динамическая грузоподъемность для более нагруженного подшипника левой стороны вала:

$$C_\text{расч} = P_\text{max} \sqrt[10/3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 11\,706 \cdot \sqrt[10/3]{\frac{60 \cdot 1442 \cdot 3 \cdot 10^3}{10^6}} = 62\,042 \text{ Н}.$$

Предварительно выбранный подшипник 7307 пригоден, т. к. условие $C_\text{расч} < C$ выполняется (62 042 < 68 000).

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Определить частоту вращения вала, установленного в подшипниках 310 (C = 61,8 кН), если реакция в опорах F_r = 4,5 кН; V = 1; $K_б$ = 1,2; $K_т$= 1,0; L_h = 8000 ч.

Задача 2. Выбрать типоразмер подшипников качения для вала при следующих исходных данных: диаметр цапфы вала $d_{подш}$ = 60 мм; частота вращения вала n = 35 мин$^{-1}$; ресурс L_h = 10 000 ч; характер нагрузки – легкие толчки; температура работы $t \leq 100°$; суммарные реакции – 6 кН и 10 кН левого и правого подшипников соответственно.

Задача 3. Определить возможность установки конических роликоподшипников однорядных 7308 или 7608 на валу цилиндрического косозубого колеса, нагруженного, как указано на рис. 11.7. Вал установлен в приводе плющилок зерна, рабочая температура – до 85 °С, ресурс $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч, частота вращения вала n = 1250 мин$^{-1}$.

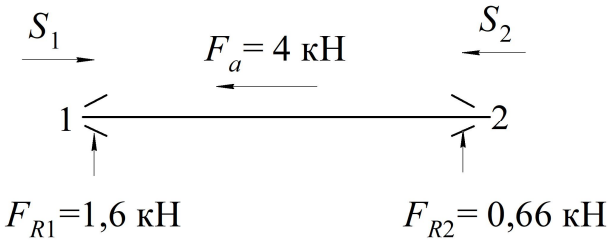


Рис. 11.7. Схема к расчету конических роликоподшипников

Рекомендуемая литература: [1; 2; 9; 15].

Практическая работа № 12

ПОДБОР И ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ УПРУГИХ МУФТ

Цель работы: изучить назначение и области применения упругих компенсирующих муфт; освоить методику их подбора и выполнить проверочный расчет на прочность их слабых элементов.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Муфты механических приводов. Устройство и подбор».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Муфта – устройство, предназначенное для соединения концов валов или для соединения валов с расположенными на них деталями (рис. 12.1).

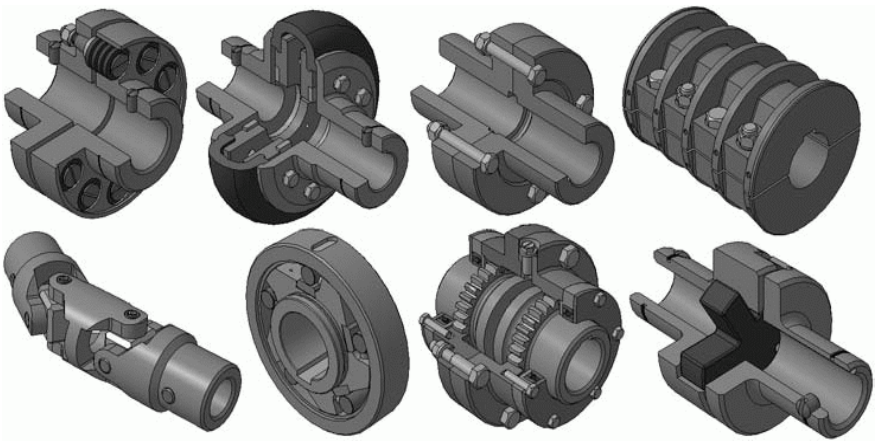


Рис. 12.1. Муфты различных типов

Основное назначение муфт – передача вращательного движения (без изменения их величины и направлений) с одного вала на другой. Нередко муфты используют для включения и выключения исполнительных узлов машин (управляемые муфты); для предохранения частей машин от поломок вследствие перегрузок (предохранительные муфты); для компенсации вредного влияния несоосности и перекоса валов (компенсирующие муфты); для уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д.

Большинство муфт **стандартизировано**, и основной их паспортной характеристикой является **передаваемый вращающий момент** [T], на передачу которого она рассчитана.

Муфты подбирают по стандартам, ведомственным нормалям, каталогам или проектируют по расчетному моменту:

$$T_{\text{р}} = TK < [T], \tag{12.1}$$

где T – номинальный длительно действующий момент на соединяемых валах, Н·м;

K – коэффициент динамичности нагрузки (привода) (табл. 12.1).

Таблица 12.1

Коэффициент режима работы для привода от электродвигателя

Тип машины	K
Ленточные транспортеры	1,25–1,50
Цепные, винтовые, скребковые транспортеры	1,50–2,00
Воздуходувки и вентиляторы	1,25–1,50
Насосы центробежные	1,50–2,00
Насосы и компрессоры поршневые	2,00–3,00
Станки металлорежущие: с непрерывным движением (токарные, фрезерные и т. д.); с возвратно-поступательным движением (строгальные)	 1,25–1,50 1,50–2,50
Краны, подъемники, элеваторы	3,00–4,00

При подборе стандартных муфт учитывают также диаметры концов валов, которые муфта должна соединять. На цилиндрические или конические концы валов устанавливают полумуфты. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau_{\text{кр}} \approx 15$ 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 ($\tau_{\text{кр}} \geq 15$ МПа) применяют посадки с натягом.

Характеристика некоторых видов упругих компенсирующих муфт

Упругие компенсирующие муфты предназначены для снижения динамических нагрузок, защиты валопроводов от резонансных колебаний и компенсации их несоосности. Ключевыми характеристиками таких муфт являются податливость и демпфирующая способность, которые обеспечиваются за счет

встроенных упругих элементов. По материалу их изготовления муфты классифицируют на две группы: с неметаллическими и металлическими упругими элементами. Основной материал неметаллических элементов – резина, а металлических – различные стальные пружины.

Из различных видов упругих компенсирующих муфт рассмотрим втулочно-пальцевые, со звездочкой и торообразной оболочкой.

Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфты упругие втулочно-пальцевые получили широкое распространение благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Данная муфта состоит из двух полумуфт *1* и *2*, насаженных на концы валов *3* и *4* со шпонками *5* и *6*, стальных пальцев *7*, закрепленных в одной из полумуфт с посадкой на конус гайками *8*, упругих резиновых втулок *9* (рис. 12.2).

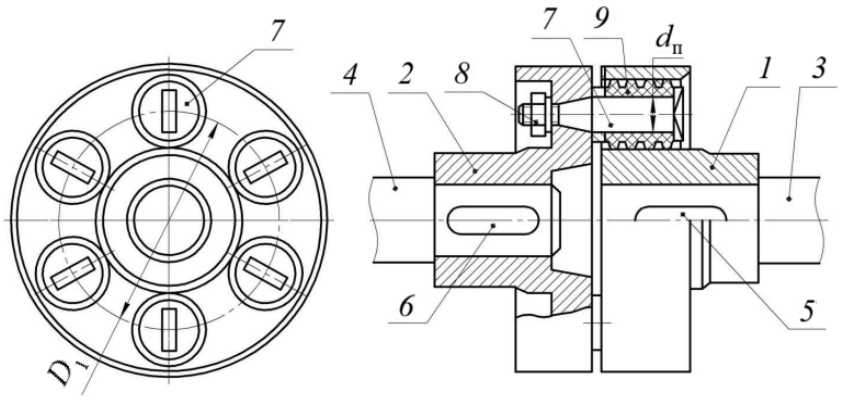


Рис. 12.2. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

К достоинствам муфты, в зависимости от типоразмера, относят допуск по радиальному смещению осей валов на 0,2–0,6 мм, продольному смещению валов на 1–2 мм и угловому смещению до 1°. К недостаткам муфты относится низкая долговечность втулок даже при небольших смещениях валов.

Полумуфты изготавливаются из чугуна СЧ40, стали 30 или стального литья 35Л. Материал пальцев – сталь 45, втулок – резина.

Широко применяются в машиностроении для соединения валов диаметром d = 10–160 мм и стандартизованы в диапазоне моментов T = 32–15 000 Н·м.

Муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью и их целесообразно применять при установке соединяемых изделий на

плитах (рамах) большой жесткости. Сборку соединяемых изделий необходимо производить с высокой точностью и применением подкладок для обеспечения соосности соединяемых валов.

Радиальную силу (Н), действующую в середине посадочной поверхности конца вала, вследствие несоосности соединяемых валов определяют по эмпирической формуле:

$$F_{\text{м}} = 125\sqrt{T_{\text{р}}}. \qquad (12.2)$$

Расчет выбранной стандартной муфты по вращающему моменту с учетом диаметров валов состоит из проверочного расчета пальцев *7* на изгиб и упругих элементов *9* на смятие.

Проверочный расчет упругих элементов на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_{\text{р}}}{zD_1 l_{\text{вт}} d_{\text{п}}} \le [\sigma_{\text{см}}], \qquad (12.3)$$

где z – число пальцев, мм;

D_1 – диаметр окружности расположения центров пальцев, мм;

$l_{\text{вт}}$ – длина втулки, мм;

$d_{\text{п}}$ – диаметр пальца под резиновыми кольцами или втулкой, мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия для резины, $[\sigma_{\text{см}}] = 1$–2 МПа.

Проверочный расчет пальцев на изгиб:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{T_{\text{р}} l_{\text{п}}}{0{,}1 d_{\text{п}}^3 z D_1} \le [\sigma_{\text{изг}}], \qquad (12.4)$$

где $l_{\text{п}}$ – длина пальца, мм;

$[\sigma_{\text{изг}}]$ – допускаемое напряжение на изгиб пальцев, $[\sigma_{\text{изг}}] = 1$–$2$ МПа.

Муфты изготовляют в следующих исполнениях:

– с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66;

– цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66;

– с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081–72;

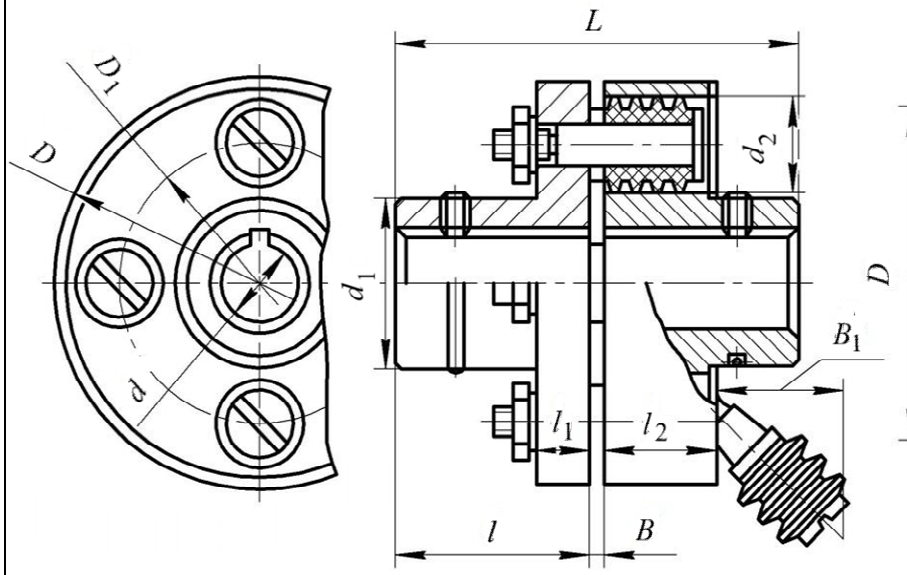
– с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081–72.

Втулочно-пальцевые муфты стандартизованы ГОСТ 21424–93 (табл. 12.2):

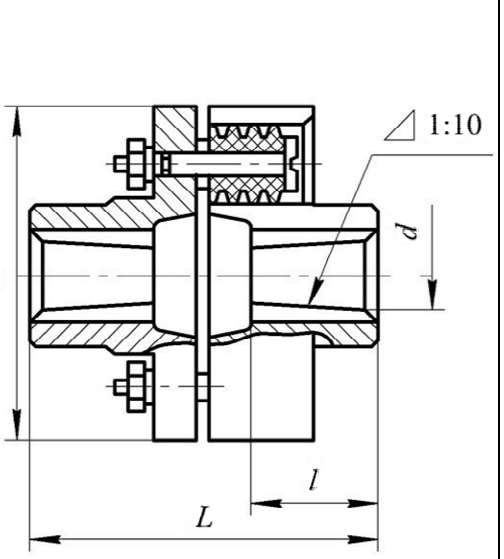
Таблица 12.2

Муфты упругие втулочно-пальцевые (по ГОСТ 21424–93)

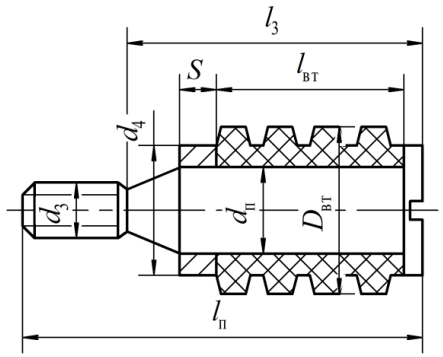
Исполнения 1, 2



Исполнения 3, 4



Палец со втулкой (основные размеры)



Номинальный вращающий момент [T], 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																	
31,5	16	90	84	60	40	28	30	18	62	4	28	12	20	32	20	106	4	10	42	M8	28	19	15	4	14
	18																								
	19																								
63	20	100	104	76	50	36	38	24	72	4	28	16	20	40	20	95	6	10	42	M8	28	19	15	4	14
	22																								
	24																								
125	25	120	125	89	60	42	44	26	84	5	42	18	332	50	28	77	4	14	63	M10	45	27	28	5	20

Окончание таблицы 12.2

Номинальный вращающий момент [T], 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		225	169	110	82	85	56						72											
	42																								
	45																								
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		286	216	140	105	107	72						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 для длинных и коротких концов соответственно, исполнений 3 и 4 – с коническими отверстиями для длинных и коротких концов соответственно

Муфта упругая со звездочкой

Муфты упругие со звездочкой применяют для валов d = 12–48 мм в диапазоне T = 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. Муфта упругая со звездочкой состоит из двух полумуфт *1* и *2* с торцовыми кулачками трапецеидального сечения каждая (рис. 12.3). Кулачки входят в соответствующие промежуточной впадины между полумуфтами упругой звездочки *3* из технической резины.

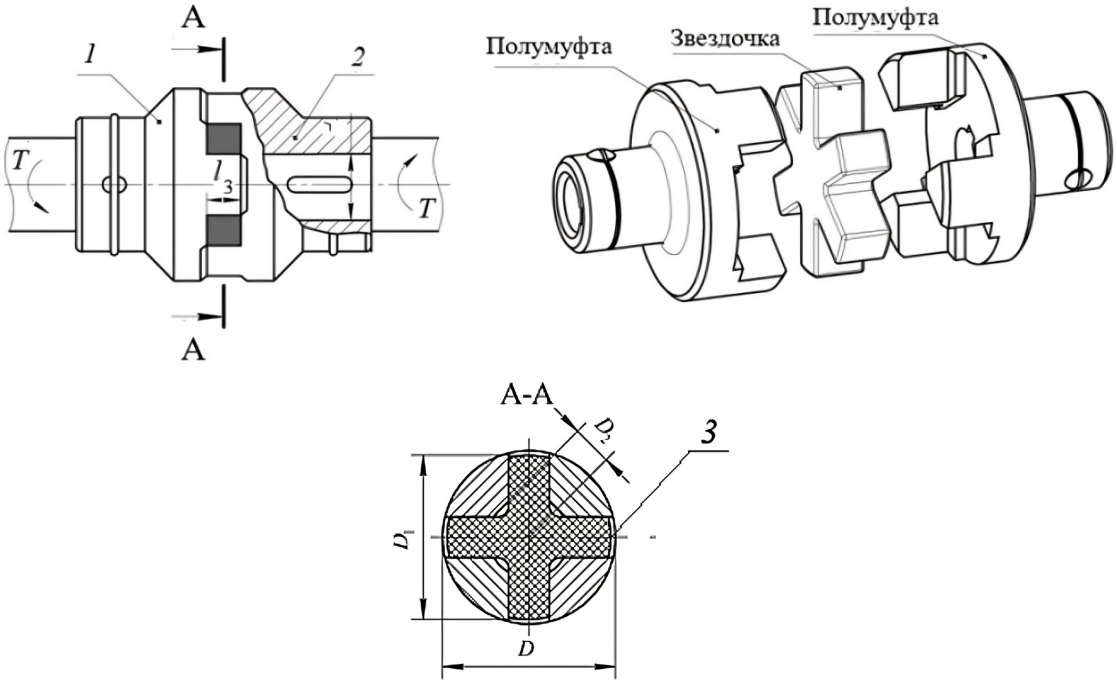


Рис. 12.3. Муфта упругая со звездочкой

Достоинства муфты являются легкость сборки и разборки и надежность работы при эксплуатации.

Недостатки данных муфт – небольшие диаметры валов, небольшой передаваемый момент и необходимость сдвига валов или полумуфт при монтаже.

Их упругие и компенсирующие свойства близки к свойствам упругой втулочно-пальцевой муфты. Допускают радиальное смещение до 2 мм, перекос до 1,5°. Муфты с резиновой звездочкой обладают большой радиальной, угловой и осевой жесткостью, поэтому (как и упругие втулочно-пальцевые муфты) их можно применять при установке соединяемых изделий на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку соединяемых изделий необходимо производить с высокой точностью.

Полумуфты изготавливаются из стали 45 или чугуна СЧ20. Упругий элемент (звездочка) выполняется из резины с пределом прочности при разрыве не менее 10 МПа или литьевого полиуретана.

Усилие, действующее на вал от муфты:

$$F_{\text{м}} = 0{,}25F_t, \tag{12.5}$$

где $F_t = \dfrac{2T_{\text{р}}}{d_m}$ – окружное усилие, Н;

$d_m \approx 0{,}75D$ – средний диаметр кулачков звездочки, мм;

D – наружный диаметр выбранной муфты, мм.

Проверочный расчет заключается в определении работоспособности муфты по напряжениям смятия упругого элемента:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{24T_{\text{р}}D_1}{zl_3\left(D_1^3 - D_2^3\right)} \le \left[\sigma_{\text{см}}\right], \tag{12.6}$$

где D_1 – наружный диаметр резиновой звездочки, мм;

z – число лепестков (пластин) звездочки (в формуле учтено, что вращающий момент передаст только половину 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;

$\left[\sigma_{\text{см}}\right]$ – допускаемое напряжение смятия для резины; $\left[\sigma_{\text{см}}\right] = 2$ МПа при высоких частотах вращения; $\left[\sigma_{\text{см}}\right] = 7$ МПа при $n = 100$ мин$^{-1}$.

При расчете $T_{\text{р}} = TK$ в условиях переменной нагрузки значения номинального вращающего момента увеличивают в 1,4 раза, а при реверсивном вращении и переменной нагрузке – в 2 раза.

Стандарт предусматривает муфты двух исполнений:

1 – на длинные концы валов;

2 – на короткие концы валов.

Упругие муфты со звездочкой стандартизованы ГОСТ 14084–93 (табл. 12.3).

Таблица 12.3

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 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

Муфта с торообразной оболочкой

Упругие муфты с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884–93) имеют два исполнения, различающиеся формой упругого элемента. Муфты с упругим элементом в виде внутренней части тора допускают большие частоты вращения и создают существенно меньшие осевые силы на валы и опоры, обусловленные центробежными силами. Муфта состоит из двух полумуфт *1* и *2*, торообразной оболочки *3*, двух колец *4*, которые с помощью винтов *5* закрепляют оболочку на полумуфтах (рис. 12.4).

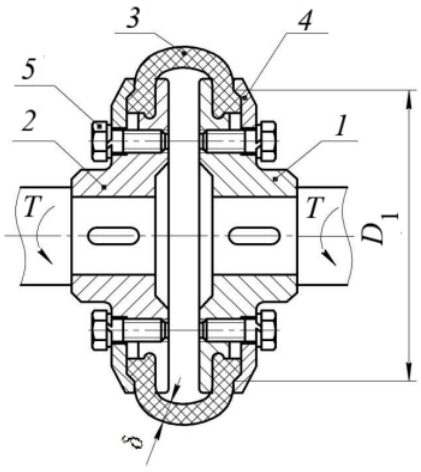


Рис. 12.4. Муфта с торообразной оболочкой

Достоинством являются высокая компенсирующая способность, а недостатком – сравнительно большие габариты муфты.

Муфты допускают соединение валов с угловым перекосом до 2º, радиальным смещением до 2 мм и осевым смещением до 4 мм.

Материал полумуфт Ст3 или чугун СЧ40, оболочка – резина. Диаметры валов d = 14–240 мм, а момент в диапазоне T = 20–40 000 Н·м.

Торообразная оболочка выполняется из резины, армированной нитями корда. Касательные напряжения крутильного сдвига для таких оболочек $[\tau_{кр}]$ = 0,70–0,75 МПа. Торообразные оболочки диаметром $D \le 300$ мм выполняют из резины (без корда), для них $[\tau_{кр}]$ = 0,4–0,5 МПа. В соответствии с ГОСТ 20884–93 и ГОСТ Р 50892–96 муфты изготавливают с оболочкой выпуклого профиля и вогнутого профиля.

Проверочный расчет производят на сдвиг оболочки у зажима:

$$\tau_{кр} = \frac{2T_р}{\pi D_1^2 \delta} \le \left[\tau_{кр}\right], \qquad (12.7)$$

где D_1 – диаметр окружности в сечении около зажима, мм;

δ – толщина оболочки, мм;

$\left[\tau_{кр}\right]$ – допускаемое напряжение на срез, $\left[\tau_{кр}\right] = 0,4...0,5$ МПа.

Радиальную силу (Н), действующую на вал, определяют по формуле:

$$F_м \approx \frac{0,45T_р 10^3}{D_{ср}}, \qquad (12.8)$$

где $T_р$ – расчетный момент на соединяемых муфтой валах, Н·мм;

$D_{ср} = \frac{D_1 + D}{2}$ – средний диаметр по диаметрам D_1 и D (табл. 12.3).

Муфты с торообразной оболочкой стандартизованы ГОСТ 20884–93 (табл. 12.4).

Стандарт предусматривает упругие муфты двух типов:

1 – с оболочкой выпуклого профиля;

2 – с оболочкой вогнутого профиля.

Полумуфты каждого типа изготовляют в двух исполнениях:

1 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080–66;

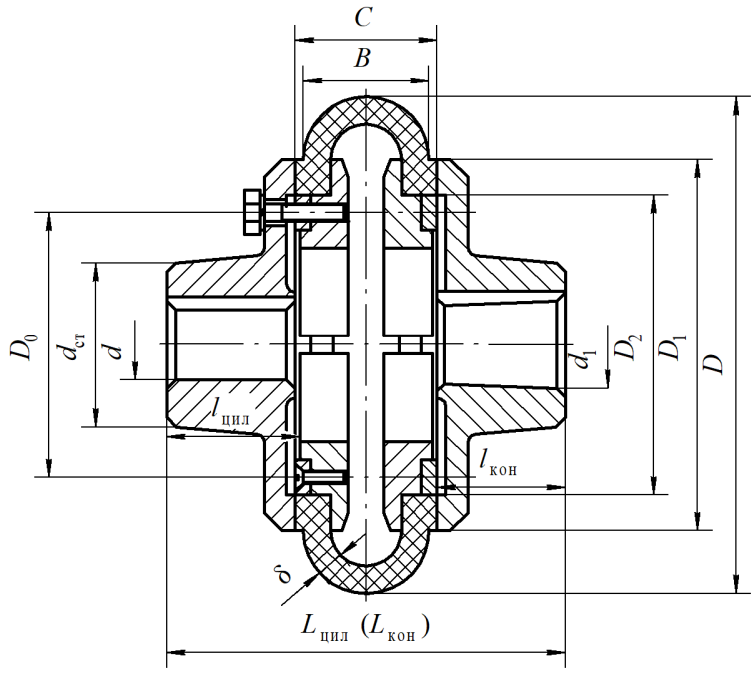
2 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081–72.

Допускается изготовлять полумуфты для длинных концов валов по ГОСТ 12080–66 и ГОСТ 12081–72, а также применять другие виды соединений полумуфт с валами.

Таблица 12.4

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

Окончание таблицы 12.4

[T], Н·м	d	D	D_1	D_0	d_1	L		l		B	δ	n, мин$^{-1}$
						1	2	1	2			
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

Пример расчета упругой втулочно-пальцевой муфты

Пример. Подобрать упругую втулочно-пальцевую муфту для соединения вала электродвигателя марки 4А112М4У3 мощностью $P_{эд}$ = 5,5 кВт, при частоте вращения вала $n_{эд}$ = 1445 мин$^{-1}$ с валом редуктора для привода винтового транспортера. Диаметр вала электродвигателя $d_{эд}$ = 32 мм.

1. Определяем номинальный вращающий момент $T_{эд}$, передаваемый муфтой:

$$T_{эд} = \frac{P_{эд}}{\omega_{эд}},$$

где $P_{эд}$ – мощность электродвигателя, Вт;

$\omega_{эд}$ – угловая скорость вращения вала электродвигателя, с$^{-1}$.

Тогда

$$\omega_{эд} = \frac{\pi n_{эд}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 1445}{30} = 151{,}3 \text{ с}^{-1};$$

$$T_{эд} = \frac{P_{эд}}{\omega_{эд}} = \frac{5{,}5 \cdot 10^3}{151{,}3} = 36{,}5 \text{ Н·м}.$$

2. Определяем расчетный вращающий момент:

$$T_{\text{р}} = T_{\text{эд}} K = 36{,}5 \cdot 2 = 73 \text{ Н·м},$$

где K – коэффициент режима работы, $K = 2$ (табл. 12.1);

3. Принимаем по ГОСТ 21424–93 с учетом диаметра вала электродвигателя $d_{\text{эд}} = 32$ мм муфту с допустимым вращающим моментом (табл. 12.2). Размеры выбранной муфты следующие: максимальный момент $T = 250$ Н·м, длина втулки $l_{\text{вт}} = 28$ мм, количество пальцев $z = 6$, диаметр расположения отверстий втулок $D_0 = 105$ мм, диаметр пальца $d_{\text{п}} = 14$ мм (табл. 12.2).

Условное обозначение муфты: МУВП-250-32-1-32-2 ГОСТ 21424–93.

4. Проверяем резиновые втулки на смятие поверхностей их соприкосновения с пальцами (формула (12.3)):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_{\text{р}}}{zD_1 l_{\text{вт}} d_{\text{п}}} = \frac{2 \cdot 73 \cdot 10^3}{6 \cdot 105 \cdot 28 \cdot 14} = 0{,}59 \text{ МПа} \le [\sigma_{\text{см}}] = 1{,}8...2{,}0 \text{ МПа}.$$

Работоспособность резиновых втулок обеспечивается.

5. Проверяем пальцы муфты на изгиб (формула (12.4)):

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{T_{\text{р}} l_{\text{вт}}}{0{,}1 d_{\text{п}}^3 z D_1} = \frac{73 \cdot 10^3 \cdot 28}{0{,}1 \cdot 14^3 \cdot 6 \cdot 105} = 11{,}8 \text{ МПа} \le [\sigma_{\text{изг}}] = 80...90 \text{ МПа}.$$

Работоспособность пальцев муфты обеспечивается.

6. Радиальную силу, возникающую вследствие несоосности соединяемых валов, определяют по эмпирической формуле (12.2):

$$F_{\text{м}} = 125\sqrt{T_{\text{р}}} = 125 \cdot \sqrt{73} = 1068 \text{ Н}.$$

Задачи для самостоятельной работы

1. Определить основные размеры втулочно-пальцевой муфты и проверить прочность пальцев и втулок, если известно, что она соединяет вал

электродвигателя с частотой вращения $n_{эд}$ = 1450 мин$^{-1}$ с валом редуктора. Требуемая мощность $P_{эд}$ = 10,2 кВт.

2. Определить максимальный вращающий момент, который способна передать муфта с торообразной оболочкой, соединяющая валы диаметром d = 20 мм. Диаметр шайбы крепления D_1 = 95 мм, толщина оболочки δ = 6 мм, допускаемое напряжение на сдвиг материала оболочки [τ] = 0,4 МПа. Коэффициент режима работы K = 3. Подобрать стандартную маркировку муфты с торообразной оболочкой по ГОСТ 20884–93.

3. По исходным данным задачи 1 выполнить оценку и возможность замены втулочно-пальцевой муфты на муфту с упругой звездочкой при заданных режимах работы.

Рекомендуемая литература: [2; 4; 6; 7; 11].

Практическая работа № 13

РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СЛУЧАЯХ НАГРУЖЕНИЯ

Цель работы: изучить основные виды сварных соединений и выполнить расчеты на прочность при различных случаях нагружения.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспекту лекций и учебным пособиям тему «Неразъемные соединения. Расчет на прочность».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Сварка – процесс соединения двух деталей и более, в результате которого получают неразъемное соединение материала(ов) заготовок, с помощью нагрева и (или) давления с применением или без применения присадочного материала. Сваркой соединяют однородные и разнородные металлы и их сплавы, металлы с некоторыми неметаллическими материалами (керамикой, графитом, стеклом и др.), а также пластмассы.

К сварке плавлением относятся: электродуговая, электрошлаковая, газовая, электронно-лучевая, плазменная. К сварке давлением – газопрессовая, термитная, контактная, ультразвуковая, диффузионная, трением и др. Чаще всего применяется электродуговая сварка: ручная; механизированная; автоматическая.

При создании сварных соединений из металлических изделий главным требованием, предъявляемым к материалу соединяемых элементов, является **свариваемость**. Свариваемость – свойство металла или сочетания металлов образовывать при установленной технологии сварки соединение, отвечающее требованиям, обусловленным конструкцией и эксплуатацией изделия.

Стали подразделяют по свариваемости на четыре группы (табл. 13.1).

Таблица 13.1

Классификация сталей по свариваемости

Группа свариваемости	Сталь	
	углеродистая	легированная
I – хорошая	Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, сталь 08, 10, 15, 20, 25, 12кп, 16кп, 18кп, 20кп	15Г, 20Г, 15Х, 15ХА, 20Х, 15ХМ, 14ХГС, 10ХСНД, 10ХГСНД, 15ХСНД
II – удовлетворительная	Ст5, сталь 30, 35	12ХН2, 12ХН3А, 14Х2МР, 10Г2МР, 20ХН3А, 20ХН, 20ХГСА, 30Х, 30ХМ
III – ограниченная	Ст6, сталь 40, 45, 50	35Г, 40Г, 45Г, 40Г2, 35Х, 40Х, 45Х, 40ХН, 40ХМФА, 30ХГС, 30ХГСА, 35ХМ
IV – плохая	Сталь 65, 70, 75, 80, 85, У7, У8, У9, У10, У11, У12	50Г, 50Г2, 50Х, 50ХН, 45ХН3МФА, 6ХГС, 7Х3, 9ХС, 8Х3, 5ХНТ

Сварное соединение – неразъемное соединение, выполненное сваркой.

В процессе сварки образуется **сварной шов** – участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации расплавленного металла сварочной ванны, обеспечивающий прочность конструкции.

Сварное соединение (рис. 13.1) включает три образующиеся в результате сварки характерные зоны металла в изделии: зону сварного шва *1*, зону сплавления *2*, зону термического влияния *3*, а также часть основного металла *4*, прилегающую к зоне термического влияния.

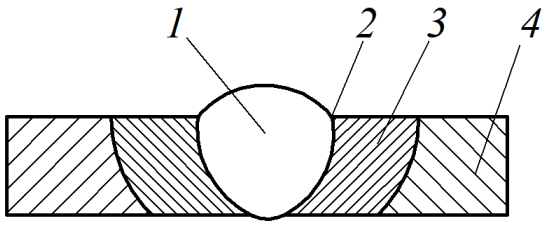


Рис. 13.1. Сварное соединение

Металл шва – сплав, образованный расплавленным основным и наплавленным металлами или только переплавленным основным металлом.

Зона сплавления – зона, где находятся частично оплавленные зерна металла на границе основного металла и металла шва. Эта зона нагрева ниже температуры плавления. Нерасплавленные зерна в этой зоне разъединяются жидкими прослойками, связанными с жидким металлом сварочной ванны, и в эти прослойки способны проникать элементы, введенные в ванну с дополнительным металлом или сварочными материалами. Поэтому химический состав этой зоны отличен от химического состава основного металла.

Зона термического влияния – участок основного металла, не подвергшийся расплавлению, структура и свойства которого изменились в результате нагрева при сварке, наплавке или резке.

Основной металл – металл подвергающихся сварке соединяемых частей.

Сварочная ванна – это часть металла сварного шва, находящаяся в момент сварки в расплавленном состоянии. Углубление, образующееся в шве по окончании сварки, называют кратером.

Металл, предназначенный для введения в сварочную ванну в дополнение к расплавленному основному, называют присадочным металлом.

Переплавленный присадочный металл, введенный в сварочную ванну или наплавленный на основной металл, называют наплавленным металлом.

Различают следующие основные виды сварных соединений:

С – стыковые (рис. 13.2, *а*) – наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных воздействию переменных нагрузок;

Н – нахлесточные (рис. 13.2, *б*), среди которых по расположению шва различают лобовые, фланговые и комбинированные. Разновидностью соединений внахлестку являются соединения с накладками. Накладки (одна или две) служат для усиления стыка между частями изделия или для соединения частей изделия;

Т – тавровые (рис. 13.2, *в*), в которых свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях; при этом соединение может быть выполнено угловыми или стыковыми швами;

У – угловые (рис. 13.2, *г*) – соединения двух элементов, расположенных под прямым или произвольным углом и сваренных в месте примыкания их краев;

Ц – торцовые (рис. 13.2, *д*).

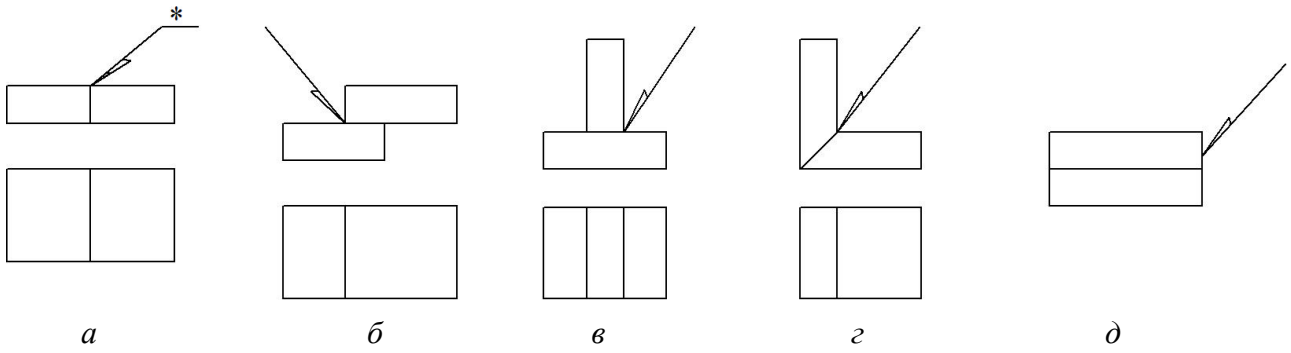


Рис. 13.2. Виды сварных соединений:
а – стыковое; *б* – нахлесточное; *в* – тавровое; *г* – угловое; *д* – торцовое

Стыковые швы (рис. 13.3, *а*) выполняют в сварных стыковых соединениях, **угловые** швы (рис. 13.3, *б*) используют в угловых, тавровых и нахлесточных соединениях.

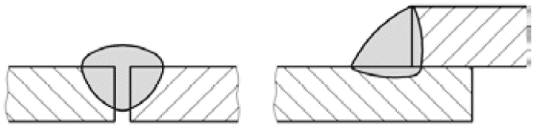


Рис. 13.3. Вид сварных швов по форме поперечного сечения:
а – стыковой; *б* – угловой

Особой разновидностью швов являются **проплавные** швы, которые используют в тавровых (рис. 13.4, *а*) и в нахлесточных (рис. 13.4, *б*) соединениях.

Применение проплавных швов обычно ограничивается деталями толщиной до 10 мм. Проплавные швы получаются в результате полного проплавления верхнего, а иногда и последующих листов, и частичного проплавления нижнего листа (детали).

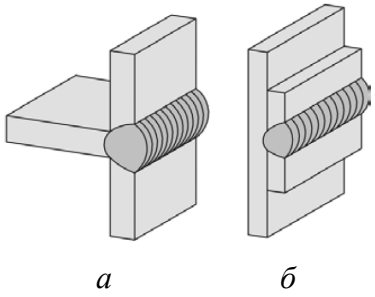


Рис. 13.4. Виды проплавных швов:
а – тавровое соединение; *б* – нахлесточное соединение

По внешнему виду сварные швы разделяют на **выпуклые** (усиленные), **нормальные** и **вогнутые** (рис. 13.5 и 13.6).

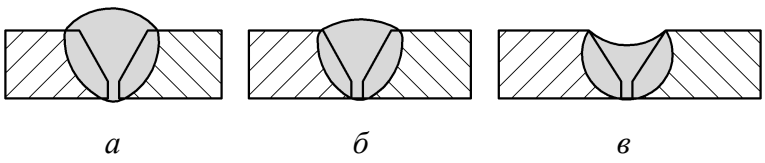


Рис. 13.5. Форма сварных стыковых швов:
а – выпуклый сварной шов; *б* – нормальный шов; *в* – вогнутый

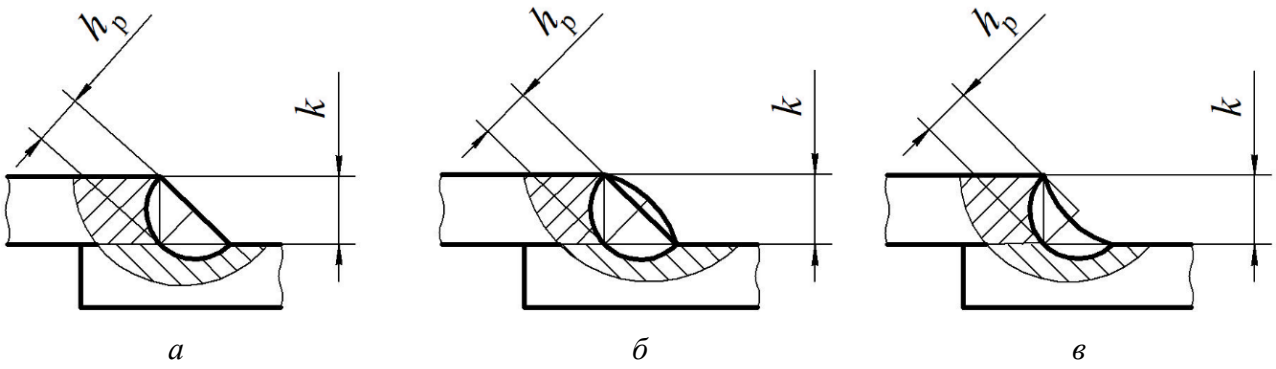


Рис. 13.6. Форма угловых сварных швов:
а – нормальный шов; *б* – выпуклый; *в* – вогнутый; $h_р$ – расчетная высота шва; k – катет шва

Обычно при ручной сварке применяют выпуклые (усиленные) швы.

Выпуклые сварные швы лучше работают при статических (постоянных) нагрузках, однако они неэкономичны. Нормальные и вогнутые швы лучше подходят при динамических и знакопеременных нагрузках, поскольку за счет более плавного перехода от основного металла к сварному шву снижается вероятность возникновения концентрации напряжений, приводящих к разрушению шва. Вогнутость достигается регулировкой режима сварки или специальной механической обработкой. Стыковые швы вогнутыми не делают; вогнутость в стыковых швах является браковочным признаком.

По направлению действующего усилия различают стыковые и угловые швы.

Стыковые швы:

– прямые (рис. 13.7, *а*);

– косые (рис. 13.7, *б*).

Угловые швы:

– поперечные (лобовые) – направление действующего усилия перпендикулярно оси сварного шва (рис. 13.8, *а*);

– продольные (фланговые) – направление действующего усилия параллельно оси сварного шва (рис. 13.8, *б*);

– косые – направление действующего усилия размещено под углом к оси сварного шва (рис. 13.8, *в*);

– комбинированные – сочетание продольного и поперечного швов (рис. 13.8, *г*).

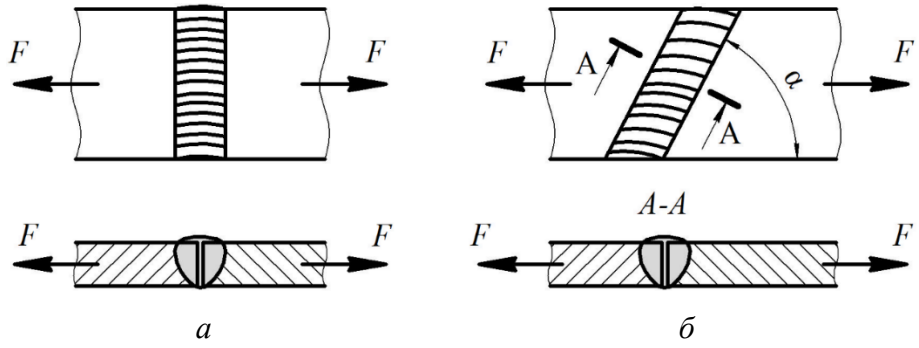


Рис. 13.7. Типы стыковых швов по расположению:
а – прямой стыковой шов; *б* – косой стыковой шов, α = 45°–60°;
F – действующее на соединение усилие

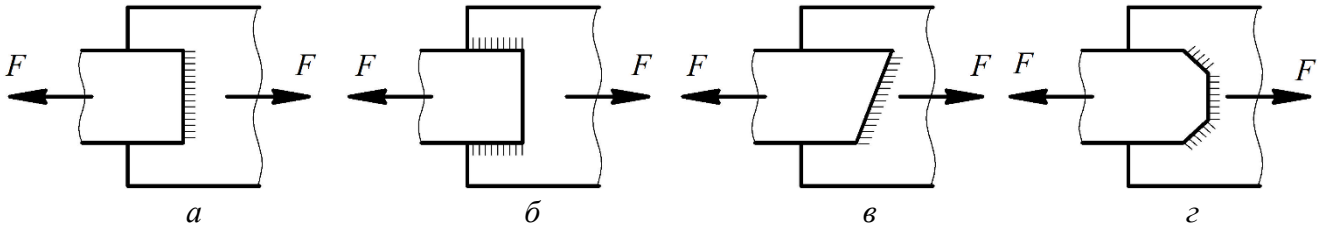


Рис. 13.8. Типы угловых швов по расположению:
а – лобовой шов; *б* – фланговые швы; *в* – косой шов; *г* – комбинированный шов;
F – действующее на соединение усилие

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является прочность. При этом расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределены равномерно как по длине, так и по сечению.

При проектировании конструкций важен правильный подход к оценке прочности сварных соединений. Различают два расчетных вида оценки:

– при статической нагрузке;

– при циклической и динамической нагрузках.

Полученное равнопрочное соединение для статической нагрузки еще не гарантирует его равнопрочности при циклических нагрузках. Это связано с возникновением локальных пластических деформаций в местах концентрации напряжений в прерывистых связях под действием переменных нагрузок.

Прочностные характеристики сварного шва, кроме всего прочего, будут существенно зависеть от выбора электрода. Электроды в соответствии с ГОСТ 9467–75 подразделяют на типы, обозначают буквой Э и цифрой, которая указывает временное сопротивление разрыву металла шва в кг/мм^2. Например, Э50 – электрод, у которого шов имеет $\sigma_в$ = 50 кг/мм^2 = 492 МПа. Буква А ставится последней в обозначении, если шов отличается повышенной пластичностью, например, Э50А.

Расчеты сварных швов при статических нагрузках

Расчет швов стыковых сварных соединений выполняют на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета возвышения шва (рис. 13.9).

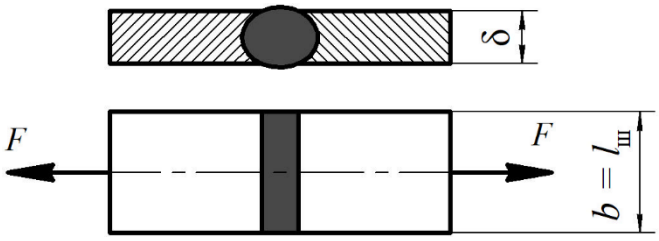


Рис. 13.9. Расчет стыкового сварного соединения

Условие прочности шва на растяжение имеет вид:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta l_{\text{ш}}} \le [\sigma]', \qquad (13.1)$$

где $\sigma_{\text{р}}$ – расчетное напряжение для шва, МПа;

F – растягивающие сила, Н;

δ – толщина шва, принимается равной толщине детали, мм;

$l_{\text{ш}}$ – длина шва, мм;

$[\sigma]'$ – допускаемое напряжение для шва, МПа (табл. 13.2).

Соединение встык косым швом (рис. 13.7, *б*) применяется для повышения прочности соединения (увеличивается длина сварного шва) и рассчитывается по нормальным и касательным напряжениям:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F\sin\alpha}{A} = \frac{F\sin\alpha}{\delta l_{\text{ш}}} \le [\sigma]'; \qquad (13.2)$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F\cos\alpha}{A} = \frac{F\cos\alpha}{\delta l_{\text{ш}}} \le [\tau]', \qquad (13.3)$$

где α – угол между образующей косого шва и линией действия силы.

Напряжения в сварном стыковом шве от действия момента (рис. 13.10) распределяются неравномерно по сечению шва (аналогично случаю изгиба). Расчет соединения на прочность при действии только момента производят по формуле:

$$\sigma_{изг} = \frac{M}{W_{ос}} \le [\sigma]', \qquad (13.4)$$

где M – нагружающий момент, Н·мм;

$W_{ос}$ – осевой момент сопротивления сечения шва, мм^3:

$W_{ос} = \frac{\delta^2 l}{6}$ (рис. 13.10, *а*);

$W_{ос} = \frac{\delta l^2}{6}$ (рис. 13.10, *б*);

$W_{ос} = 0{,}1d^3$ для круглого сечения.

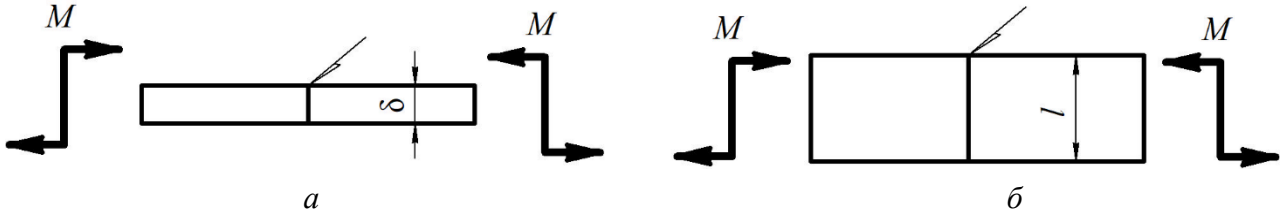


Рис. 13.10. Варианты нагружения сварных стыковых соединений изгибающим моментом

Нахлесточные соединения угловыми швами рассчитываются на срез по опасному сечению I-I (рис. 13.11, *б*) совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота h опасного сечения шва составляет: для ручной сварки $h = 0{,}7k$, где k – катет шва, в большинстве случаев принимаемый равным толщине δ свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

Условие прочности шва на срез при действии растягивающей или сжимающей силы F:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{F}{hl_{ш}} \le [\tau]', \qquad (13.5)$$

где $\tau_{ср}$ и $[\tau]'$ – расчетное и допускаемое напряжения для шва соответственно, МПа (табл. 13.2);

$l_{ш}$ – расчетная длина шва, мм; в соединении с лобовыми швами $l_{ш} = l_{л}$ (рис. 13.11, *а*), фланговыми швами $l_{ш} = 2l_{фл}$ (рис. 13.11, *б*), в комбинированных швах $l_{ш} = l_{л} + 2l_{фл}$ (рис. 13.11, *в*).

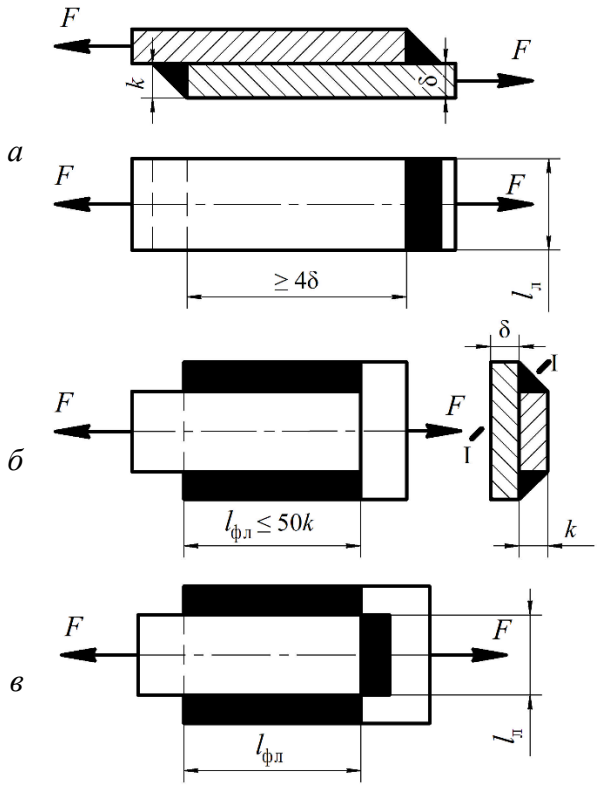


Рис. 13.11. Расчет нахлесточного сварного соединения угловыми швами:
а – лобовыми; *б* – фланговыми; *в* – комбинированными

Угловые швы, независимо от их вида, рассчитывают на срез по наименьшему (опасному) сечению шва, проходящему через биссектрису прямого угла (рис. 13.6).

Площадь опасного (расчетного) сечения:

$$A = k \sin 45° L = 0,7kL, \qquad (13.6)$$

где k – катет треугольника поперечного сечения шва;

L – общая длина (периметр) сварного шва.

Размер катета шва k, как правило, равен толщине свариваемых деталей, но может быть и меньше.

Основными напряжениями флангового шва (рис. 13.12, *а*) являются касательные напряжения в биссекторном сечении, которые распределены неравномерно по длине шва. Неравномерность распределения напряжений возрастает с увеличением длины шва и разности податливостей деталей. На практике применяют фланговые швы длиной не более (50–60)k.

Расчет таких швов (рис. 13.12, *а*) производят по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{0,7kL} \le [\tau]', \qquad (13.7)$$

где $[\tau_{ср}]'$ – допускаемое напряжение в шве при срезе, МПа;

$L = 2l$ – общая длина двух швов, мм.

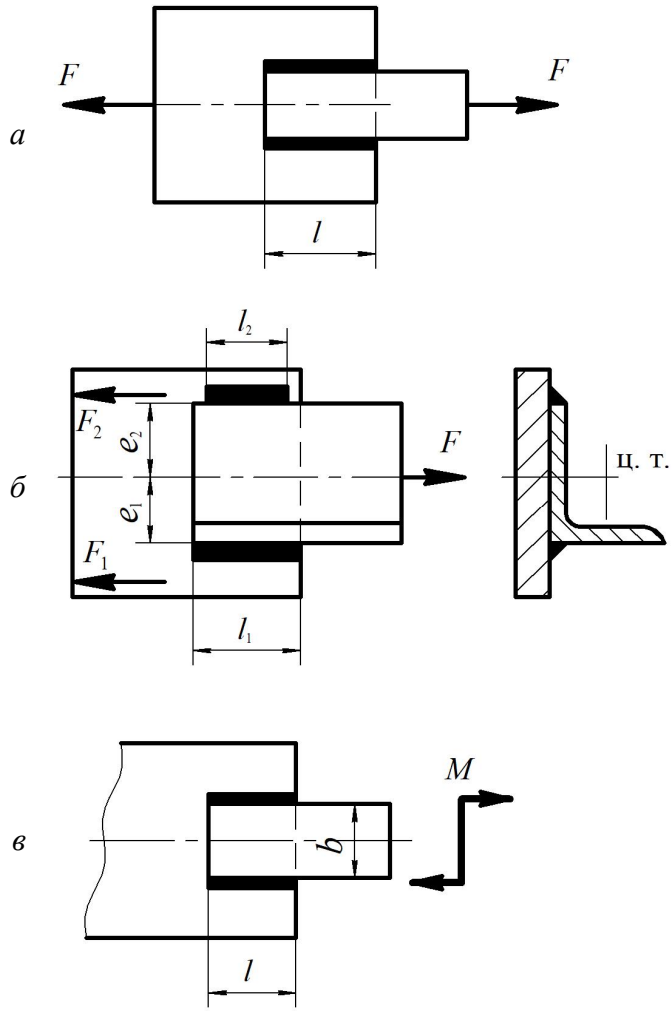


Рис. 13.12. Варианты нагружений угловых швов:
а, б – растягивающей силой; *в* – изгибающим моментом

При конструировании сварных соединений швы целесообразно располагать таким образом, чтобы они были нагружены равномерно. Поэтому приварку симметричного элемента следует производить симметрично расположенными швами. Если вышеуказанный элемент присоединить к конструкции односторонним фланговым швом, то шов и приваренный элемент будут нагружены дополнительным моментом. При сварке элементов несимметричных профилей,

например, уголков, предполагается, что основные напряжения растяжения (сжатия) распределяются по сечению равномерно и, следовательно, их равнодействующая проходит через центр тяжести поперечного сечения (рис. 13.12, *б*).

В таком случае нагрузка на каждый фланговый шов определяется по закону рычага:

$$F_1 = F\frac{e_2}{e_1 + e_2};\ \ F_2 = F\frac{e_1}{e_1 + e_2}.$$

где F_1 и F_2 – усилия, передаваемые швами;

e_1 и e_2 – расстояния от швов до центра тяжести сечения.

Для соблюдения условия равнопрочности швы выполняются с различной длиной l_1 и l_2, причем $\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}$.

Если соединение фланговыми швами нагружено моментом (рис. 13.12, *в*), то распределение напряжений по длине шва неравномерно. Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше отношение длины швов к расстоянию между ними (l / b).

Максимальные напряжения определяются по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{M}{W_p}, \qquad (13.8)$$

где M – действующий момент, Н·мм;

W_p – полярный момент сопротивления сечения швов в плоскости разрушения, мм^3.

Для коротких швов ($l < b$), предполагая, что напряжения направлены вдоль швов и распределены равномерно, условие прочности записывается следующим образом:

$$\tau_{ср} = \frac{M}{0,7kbl} \le [\tau]'. \qquad (13.9)$$

Расчеты сварных швов при действии сложных нагружений

При любых сложных схемах нагружения напряжения в сварных швах от действия нескольких силовых факторов суммируются геометрически.

Для стыкового таврового соединения, нагруженного растягивающей силой и изгибающим моментом (рис. 13.13, *а*), суммарное напряжение находится по формуле:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{изг} + \sigma_{р} = \frac{M}{W} + \frac{F}{A} \le [\sigma]'. \qquad (13.10)$$

При расчете на срез от действия перерезывающей силы Q, действующей в плоскости шва (рис. 13.13, *б*), условие прочности имеет вид:

$$\tau_{ср} = \frac{QS_{ш}}{I_{ш}\delta} \le [\tau]', \qquad (13.11)$$

где $\tau_{ср}$ и $[\tau]'$ – напряжение в шве и допустимое напряжение при срезе материала шва, МПа (табл. 13.2);

Q – перерезывающая расчетная нагрузка, Н;

$S_{ш} = \frac{\delta l^2}{8}$ – статический момент относительно оси сечения сварного шва, расположенного выше (ниже) уровня рассматриваемых волокон, мм^3;

$I_{ш} = \frac{\delta l^3}{12}$ – момент инерции сечения сварного шва, мм^4.

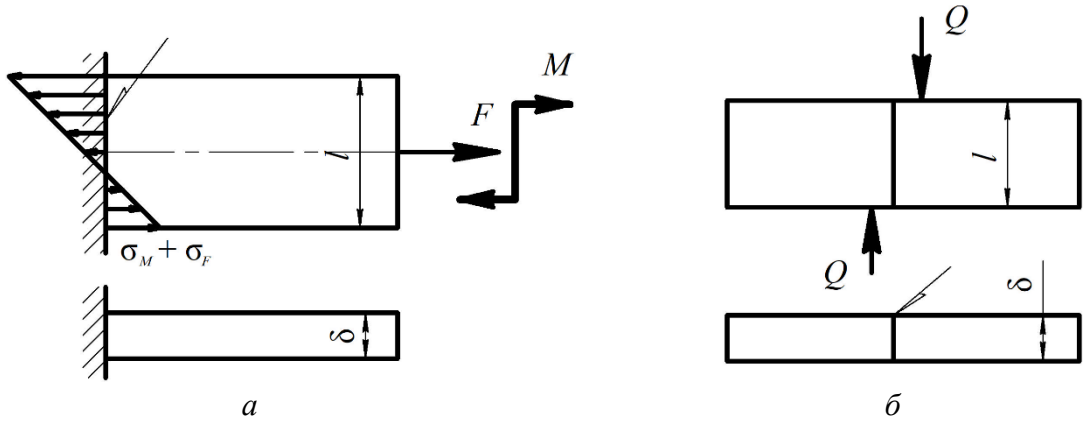


Рис. 13.13. Варианты нагружения сварных стыковых соединений:
а – растягивающей силой и изгибающим моментом; *б* – перерезывающей силой

При одновременном действии на угловой шов силы и момента (рис. 13.14, *а*, *б*) касательные напряжения от обоих факторов суммируются геометрически. В приближенных расчетах суммарное максимальное напряжение для комбинированного сварного шва (рис. 13.14, *а*) можно находить по формуле:

$$\tau_\Sigma = \tau_M + \tau_F = \frac{M}{W} + \frac{F}{A} = \frac{6M}{6l_ф \cdot 0,7kb + 0,7kb^2} + \frac{F}{l_л \cdot 0,7k} \le [\tau]'. \qquad (13.12)$$

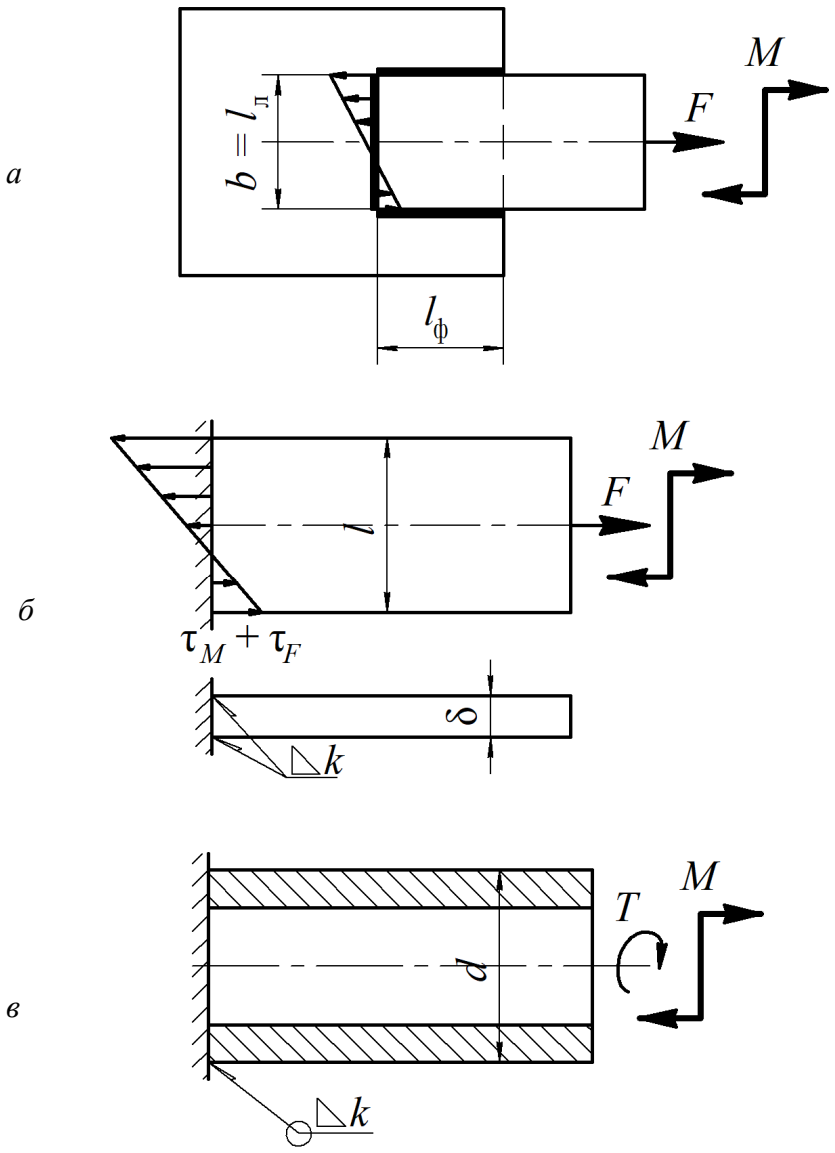


Рис. 13.14. Варианты нагружений угловых швов:
а, *б* – силой и моментом; *в* – изгибающим и крутящим моментами

Для угловых тавровых (рис. 13.14, *б*) суммарное напряжение определяется по формуле:

$$\tau_\Sigma = \tau_M + \tau_F = \frac{M}{2W} + \frac{F}{2A} = \frac{6M}{2l^2 0,7k} + \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \le [\tau]'. \qquad (13.13)$$

Для таврового соединения трубы, нагруженной крутящим и изгибающим моментом (рис. 13.14, *в*), и с учетом того, что векторы возникающих касательных напряжений расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях, условие прочности имеет вид:

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{(\tau_M)^2 + (\tau_T)^2} \le [\tau]', \qquad (13.14)$$

где $\tau_M = \dfrac{4M}{0,7k\pi d^2}$ – напряжение в шве от изгибающего момента, МПа;

$\tau_T = \dfrac{21}{0,7k\pi d^2}$ – напряжение в шве от крутящего момента, МПа;

Если на кольцевой шов действует осевая растягивающая сила *F*, то возникающие касательные напряжения находят по формуле:

$$\tau_F = \frac{F}{0,7k\pi d}, \qquad (13.15)$$

где d – наружный диаметр трубы, мм.

Выбор допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения для сварных швов из мало- и среднеуглеродистых сталей, а также из низколегированных сталей при статической нагрузке в зависимости от вида сварки следует выбирать по таблице 13.2.

Таблица 13.2

Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низкоуглеродистых и низколегированных сталей

Вид деформации и напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная дуговая сварка электродами		
		Э42А, Э50А	Э42, Э50	Э34
Растяжение [σ]'	$[\sigma_р]$	$[\sigma_р]$	$0,9[\sigma_р]$	$0,6[\sigma_р]$
Сжатие [σ]'	$[\sigma_р]$	$[\sigma_р]$	$[\sigma_р]$	$0,75[\sigma_р]$
Срез [τ]'	$0,8[\sigma_р]$	$0,65[\sigma_р]$	$0,6[\sigma_р]$	$0,5[\sigma_р]$
Примечание. $[\sigma_р]$ – допускаемое напряжение на растяжение основного металла				

Допускаемое напряжение на растяжение основного металла $[\sigma_р]$ определяется по формуле:

$$\left[\sigma_{р}\right]=\frac{\sigma_{т}}{S}, \qquad (13.16)$$

где $\sigma_т$ – предел текучести основного металла, МПа (табл. 13.3);

S – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Для низкоуглеродистых сталей S = 1,35–1,6.

Для низколегированных сталей S = 1,5–1,7.

Таблица 13.3

Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Углеродистые										Низколегированные		
	Ст3	Ст4	Ст5	Ст6	20	25	30	35	25Л	35Л	15ХА	15Г	20Г
Предел текучести свариваемого материала $\sigma_т$, МПа	220	265	285	316	240	260	290	310	250	280	500	250	280
Примечание. Список легирующих элементов и их обозначение: Х – хром, Н – никель, К – кобальт, М – молибден, В – вольфрам, Т – титан, Д – медь, Г – марганец, С – кремний, Ф – ванадий, Р – бор, А – азот, Б – ниобий, Е – селен, Ц – цирконий, Ю – алюминий, Ч – показывает о наличии редкоземельных металлов													

В случае, если **сваривают детали с различными механическими свойствами, то расчет допускаемых напряжений ведется для материала, обладающего наименьшим значением предела текучести**.

Примеры расчета сварных швов

Пример 1. Рассчитать сварное соединение для двух полос (рис. 13.9) толщиной δ = 8 мм, шириной b = 10 см, на которое действует растягивающая сила F = 320 кН. Материал полос – сталь Ст3. Сварка ручная, электрод – Э42.

1. По таблице 13.3 определяем предел текучести основного металла $\sigma_т$ = 220 МПа.

2. Допускаемый коэффициент запаса прочности для низкоуглеродистых сталей S = 1,35–1,6. Примем S = 1,4.

Допускаемое напряжение на растяжение для основного металла (формула (13.16)):

$$\sigma_р = \frac{\sigma_т}{S} = \frac{220}{1,4} = 157,1 \text{ МПа}.$$

3. Допускаемое напряжение для сварных швов при статической нагрузке по табл. 13.2 при ручной сварке электродом Э42 $[\sigma]' = 0,9[\sigma_р] = 0,9 \cdot 157,1 = 141,4$ МПа.

4. Проверяем условие прочности шва (формула (13.1)):

$$\sigma_р = \frac{320 \cdot 10^3}{8 \cdot 100} = 400 \text{ МПа} > [\sigma]' = 141,4 \text{ МПа}.$$

Шов заданную нагрузку не выдержит.

Пример 2. Рассчитать сварное стыковое соединение (рис. 13.10, *а*) двух горячекатаных полос толщиной 14 мм из стали Ст3, испытывающее действие изгибающего момента M = 0,2 кН·м. Допускаемое напряжение для материала шва $[\sigma]'$ = 160 МПа.

1. Толщину сварного шва примем равной толщине свариваемых деталей $k = \delta$ = 14 мм. Шов выполнен с предварительной разделкой кромок.

2. Из условия прочности сварного стыкового шва при действии момента $\sigma_{изг} = \frac{M}{W_{ос}} \le [\sigma]'$ (формула (13.4)) и значения осевого момента сопротивления $W_{ос} = \frac{\delta^2 l}{6}$ определим необходимую длину шва:

$$l = \frac{6W}{\delta^2} = \frac{6M}{\delta^2 [\sigma]'} = \frac{6 \cdot 0,2 \cdot 10^6}{14^2 \cdot 160} = 38,27 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения l = 40 мм (ГОСТ 103–2006).

Пример 3. Рассчитать двойной лобовой шов (рис. 13.11, *а*), соединяющий два листа толщиной δ = 8 мм, и определить ширину листа b (длину сварного шва). Растягивающее усилие F = 80 кН. Марка стали – Ст5. Метод сварки – ручная, марка электрода – Э50.

1. По табл. 13.3 определяем предел текучести основного металла $\sigma_т$ = 285 МПа.

2. Допускаемый коэффициент запаса прочности для низкоуглеродистых сталей S = 1,35–1,6. Примем S = 1,5.

3. Допускаемое напряжение на растяжение для основного металла (формула (13.16)):

$$\left[\sigma_{\text{р}}\right]=\frac{\sigma_{\text{т}}}{S}=\frac{285}{1{,}5}=190\text{ МПа}.$$

4. Допускаемое напряжение для сварных швов при статической нагрузке по табл. 13.2 при ручной сварке электродом Э50 $\left[\tau\right]'=0{,}65[\sigma_{\text{р}}]=0{,}65\cdot 190=123{,}5$ МПа.

5. В нахлесточных соединениях угловыми швами катет шва принимают равным толщине свариваемых деталей $k = \delta = 8$ мм.

Для ручной сварки высота углового шва $h = 0{,}7k = 0{,}7 \cdot 8 = 5{,}6$ мм.

6. Суммарная длина лобового шва:

$$l_{\text{л}}=l_{\text{л1}}+l_{\text{л2}}=\frac{F}{h\left[\tau\right]'}=\frac{80\cdot 10^3}{5{,}6\cdot 123{,}5}=115{,}7\text{ мм}.$$

7. Ширина листов $b=\frac{l_{\text{л}}}{2}=\frac{115{,}7}{2}=57{,}85$ мм. Принимаем $b = 60$ мм.

Пример 4. Консольная балка с габаритами $l\times h\times\delta = 600\times 60\times 10$ мм соединена с колонной в тавр двумя сварными швами (рис. 13.15). Определить допускаемую величину силы F, исходя из условия, что угловые швы с катетами $k = 6$ мм выполнены вручную электродами Э42А, допускаемое напряжение при растяжении для материала балки $[\sigma_{\text{р}}] = 160$ МПа.

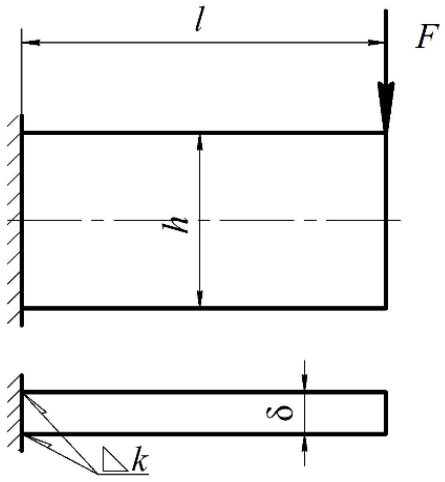


Рис. 13.15. Консольная балка закрепленная в тавр

1. Допускаемое напряжение среза для угловых швов (табл. 13.2) $[\tau]' = 0{,}65[\sigma_р] = 0{,}65 \cdot 160 = 104$ МПа.

2. В сварных швах возникают касательные напряжения от поперечной силы F и изгибающего момента M, который создается силой. Т. к. векторы τ_F и τ_M взаимно перпендикулярны, то величину суммарного напряжения можно определить по формуле:

$$\tau_\Sigma = \sqrt{(\tau_F)^2 + (\tau_M)^2}.$$

Пользуясь формулой (13.13), определяем τ_F и τ_M:

$$\tau_F = \frac{F}{2A_{шв}} = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7kh};$$

$$\tau_M = \frac{M}{2W_{шв}} = \frac{6M}{2 \cdot 0{,}7kh^2},$$

где $A_{шв} = 0{,}7kh$ – площадь опасного сечения одного углового шва, мм^2;

$W_{шв} = \dfrac{0{,}7kh^2}{6}$ – момент сопротивления опасного сечения углового шва, мм^3.

Отсюда

$$\tau_F = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7kh} = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7 \cdot 6 \cdot 60} = \frac{F}{504} \text{ МПа},$$

$$\tau_M = \frac{M}{2W_{шв}} = \frac{6Fl}{2 \cdot 0{,}7kh^2} = \frac{6F \cdot 600}{2 \cdot 0{,}7 \cdot 6 \cdot 60^2} = \frac{60F}{504} \text{ МПа}.$$

Тогда

$$\tau_\Sigma = \sqrt{\left(\frac{F}{504}\right)^2 + \left(\frac{60F}{504}\right)^2} = \sqrt{\frac{F^2}{504^2}\left(1 + 60^2\right)} = \sqrt{\frac{3601F^2}{504^2}} = \frac{60{,}01F}{504} \text{ МПа}.$$

3. Из условия прочности $\tau_\Sigma \le [\tau]'$: $\dfrac{60{,}01F}{504} \le 104$.

Откуда $[F] = 873{,}5$ Н ≈ 874 Н.

Пример 5. Определить силу F, которую способно выдержать сварное соединение (рис. 13.16), крепящее консольный швеллер № 20 к стальной плите. Сварка – ручная электродуговая, марка электрода – Э42. Длина лобового шва $l_л$ = 210 мм, длина плеча силы l = 1200 мм. Материал свариваемых деталей сталь Ст3.

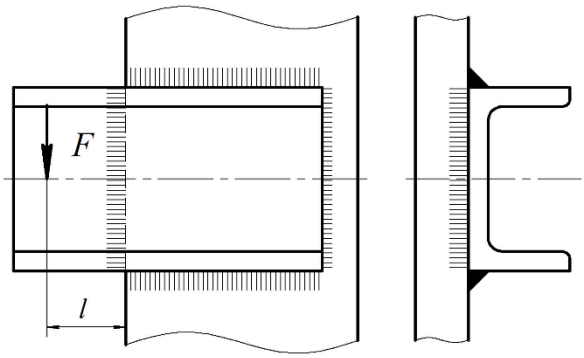


Рис. 13.16. Соединение плиты с консольным швеллером

1. В данном случае имеем комбинированное сварное соединение с двумя лобовыми и двумя фланговыми швами. Катет сварного соединения обычно принимается равным толщине свариваемых деталей. Толщина стенки швеллера № 20 s = 5,2 мм, толщина полки t = 9 мм. Принимаем катет фланговых швов $k_ф$ = 5 мм, катет лобовых швов $k_л$ = 8 мм, длину флангового шва равной высоте швеллера $l_ф = h$ = 200 мм.

2. По табл. 13.3 определяем предел текучести основного металла $\sigma_т$ = 220 МПа.

3. Допускаемый коэффициент запаса прочности для низкоуглеродистых сталей S = 1,35–1,6. Примем S = 1,4.

4. Допускаемое напряжение на растяжение для основного металла (формула (13.16)):

$$[\sigma_р] = \frac{\sigma_т}{S} = \frac{220}{1,4} = 157 \text{ МПа}.$$

5. Допускаемое напряжение для сварных швов при статической нагрузке принимаем по табл. 13.2. При ручной сварке электродом Э42 $[\tau]' = 0,6[\sigma_р] = 0,6 \cdot 157 = 94,2$ МПа.

6. Перенесем силу F в центр тяжести стыка (рис. 13.17). В таком случае на соединение будут действовать сдвигающая сила F и сдвигающий момент M:

$$M = F(l + 0{,}5l_{л}) = F(1200 + 0{,}5 \cdot 210) \; = \; 1305F.$$

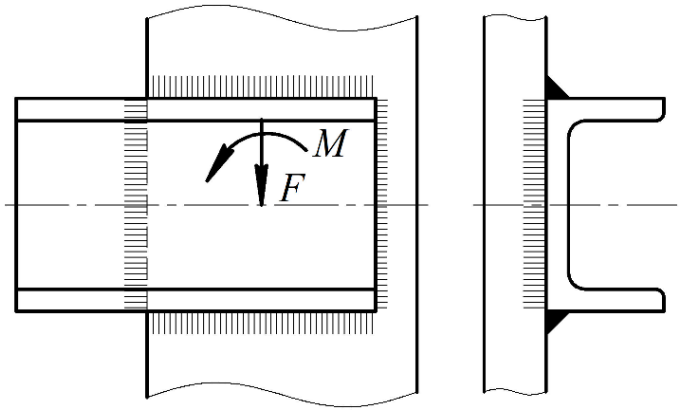


Рис. 13.17. Схема к расчету напряжений

Напряжения, возникающие в сварном соединении от действия силы F, определяем по формуле:

$$\tau_F = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7(k_{ф}l_{ф} + k_{л}l_{л})} = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7 \cdot (5 \cdot 200 + 8 \cdot 210)} = \frac{F}{3752}.$$

Напряжение, возникающее в сварном соединении от действия момента M, рассчитываем по формуле:

$$\tau_M = \frac{M}{0{,}7(k_{ф}l_{ф}l_{л} + 2k_{л}\frac{l_{л}^2}{6})} = \frac{1305F}{0{,}7 \cdot (5 \cdot 200 \cdot 210 + 2 \cdot 8 \cdot \frac{210^2}{6})} = \frac{F}{176}.$$

Результирующее действие напряжений:

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{(\tau_F)^2 + (\tau_M)^2} \le [\tau]',$$

или

$$\sqrt{\left(\frac{F}{3752}\right)^2 + \left(\frac{F}{176}\right)^2} \le [\tau]'.$$

Откуда $[F]$ = 16 561 Н.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Рассчитать стыковой шов, соединяющий два листа из стали и определить ширину свариваемых листов b, если растягивающее усилие F = 20 кН, толщина свариваемых листов δ = 12 мм. Материал листов – Ст4, метод сварки – ручная, марка электрода – Э52. Допускаемый коэффициент запаса прочности S = 1,5.

Для исключения дефектов на концах сварочного шва принять ширину свариваемых листов на 5–10 мм больше расчетного значения $b_р$.

Задача 2. Из расчета на прочность сварного шва определить допускаемую нагрузку на соединение (рис. 13.18), электрод – Э50; допускаемое напряжение для металла 140 МПа, нагрузка постоянная. b×δ = 220×14 мм, α = 45°.

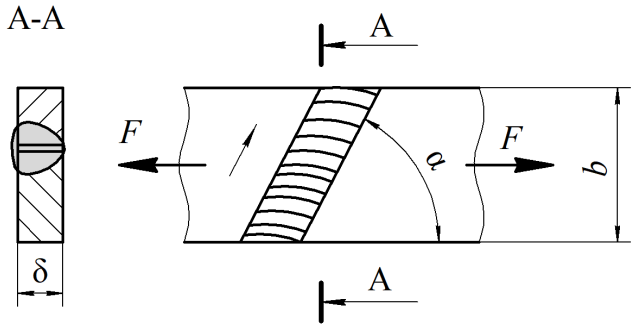


Рис. 13.18. Стыковое соединение

Задача 3. Рассчитать на равнопрочность швы сварного соединения косынки с растяжками (рис. 13.19) в виде двух уголков, подобрав при этом номер уголков. На соединение действует сила F = 110 кН. Нагрузка статическая. Сварка ручная. Электрод Э34.

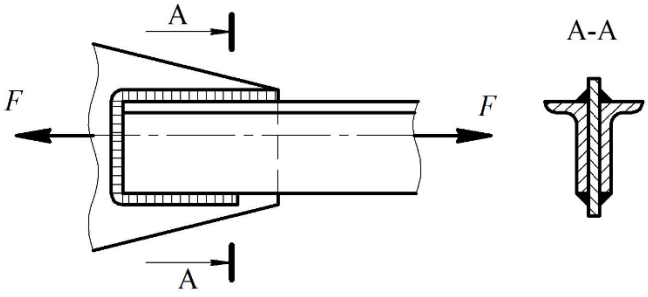


Рис. 13.19. Сварка косынки с растяжками

Задача 4. Проверить прочность швов сварного зубчатого колеса (рис. 13.20), соединяющего диск с ободом D_1 = 580 мм и со ступицей $d_{ст}$ = 140 мм. Материал

диска – сталь Ст3, а ступицы и обода – сталь 35. Передаваемая валом мощность P = 25 кВт при угловой скорости ω = 0,785 с$^{-1}$, диаметр делительной окружности d_w = 650 мм, катеты швов k_1 = 10 мм, k_2 = 8 мм. Нагрузка постоянная. Сварка ручная. Электрод Э42.

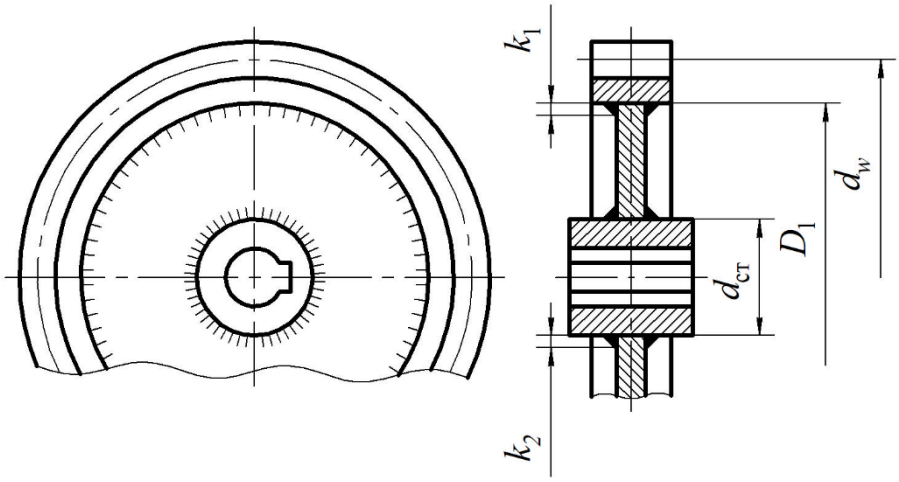


Рис. 13.20. Сварное зубчатое колесо

Задача 5. Проверить прочность сварного соединения крепления трубы к неподвижной плите *A* (рис. 13.21) путем обварки по контуру сварным швом с катетом k, если наружный диаметр трубы D = 70 мм, толщина стенки δ = 10 мм. Растягивающая сила F = 90 кН. Материал трубы – сталь Ст3. Сварка автоматическая электродами Э50А.

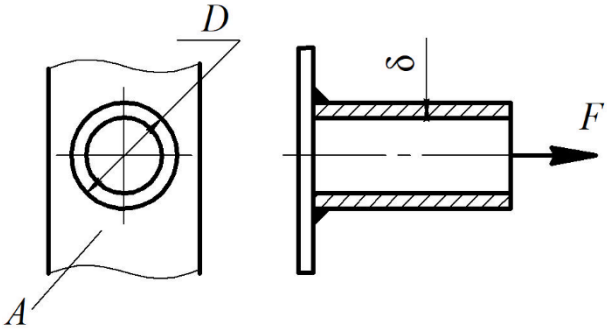


Рис. 13.21. Крепление трубы к плите

Рекомендуемая литература: [1; 6; 7; 8; 9; 14; 17].

Практическая работа № 14

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СЛУЧАЯХ НАГРУЖЕНИЯ

Цель работы: изучение элементов метрической резьбы и проведение расчетов на прочность при различных случаях нагружения.

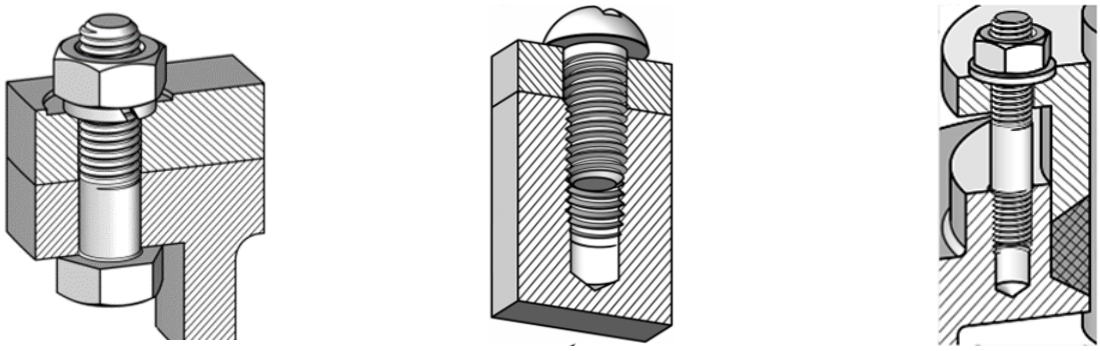
Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Разъемные соединения. Расчет на прочность».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения. Элементы метрической резьбы

Резьбовое соединение – это разъемное соединение деталей с помощью крепежных элементов (болтов, винтов, шпилек, гаек) или резьбы, нарезанной непосредственно на деталях.

Основные резьбовые соединения: болтовое, винтовое, шпилечное (рис. 14.1). Их создают болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Основным элементом резьбовых соединений является резьба. Резьбу имеют более 60 % деталей, применяемых в конструкциях. Резьба получается путем прорезания на поверхности деталей канавок по винтовой линии.



а *б* *в*

Рис. 14.1. Резьбовые соединения:
а – болтовое; *б* – винтовое; *в* – шпилечное

Винтовую линию резьбы образует гипотенуза огибаемого вокруг прямого кругового цилиндра прямоугольного треугольника, один катет которого равен πd_2, второй – p_h, где d_2 – средний диаметр резьбы, p_h – ход резьбы.

ГОСТ 11708–82 устанавливает термины и определения в области цилиндрической и конической резьб.

На рис. 14.2 показаны все основные геометрические параметры резьбы применительно к цилиндрической метрической резьбе – наиболее распространенной и типичной для инженерной практики.

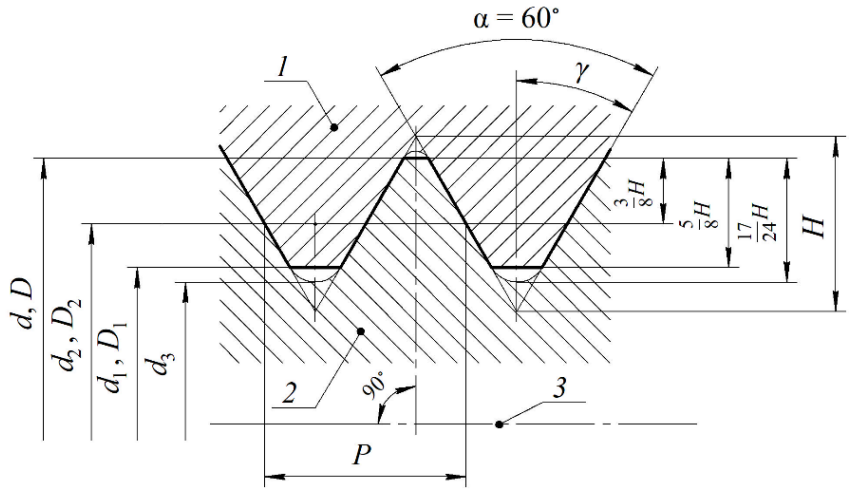


Рис. 14.2. Основные параметры цилиндрической резьбы:
1 – внутренняя резьба (гайка); *2* – наружная резьба (винт); *3* – ось резьбы

Основные измеряемые геометрические параметры резьбы:

d (D) – номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр для болта, винта или шпильки, внутренний – для гайки);

d_1 (D_1) – внутренний диаметр резьбы; номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, а зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров;

d_2 (D_2) – средний диаметр резьбы – диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка равна ширине впадины;

P – шаг резьбы – расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

α – угол профиля резьбы (для каждого типа резьбы свое значение);

γ – угол наклона боковой стороны профиля к перпендикуляру, проведенному к оси резьбы;

H – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны профилей винта и гайки.

Резьбу характеризуют также вычисляемые геометрические параметры:
p_h – ход резьбы при числе заходов i:

$$p_h = iP, \tag{14.1}$$

ψ – угол подъема резьбы (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру):

$$\psi = \operatorname{arctg}\frac{p_h}{\pi d_2} = \operatorname{arctg}\frac{iP}{\pi d_2}. \tag{14.2}$$

Метрическая резьба наиболее распространенная из крепежных резьб. Профиль – равносторонний треугольник с углом при вершине 60°. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что уменьшает концентрацию напряжений, предохраняет резьбу от повреждений, а также удовлетворяет нормам техники безопасности. Заданный зазор делает ее негерметичной.

По стандарту метрические резьбы делятся на резьбы с крупным и мелким шагом (табл. 14.1). В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом, т. к. она менее чувствительна к износу и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и характеризуются повышенным самоторможением, т. к. при малом шаге угол подъема винтовой линии сравнительно мал. Мелкие резьбы применяются в резьбовых соединениях, подверженным переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях.

Таблица 14.1

Диаметры и шаги метрической резьбы крепежных изделий (по ГОСТ 8724–2002), мм

Диаметр резьбы d	Шаг резьбы P		Диаметр резьбы d	Шаг резьбы P	
	крупный	мелкий		крупный	мелкий
3,0	0,5	–	(18,0)	2,5	1,5
(3,5)	0,6	–	20,0	2,5	1,5
4,0	0,74	–	(22,0)	2,5	1,5
5,0	0,8	–	24,0	3,0	2,0
6,0	1,0	–	(27,0)	3,0	2,0
8,0	1,25	1,0	30,0	3,5	2,0
10,0	1,5	1,25	36,0	4,0	2,0
12,0	1,75	1,25	(39,0)	4,0	2,0
(14,0)	2,0	1,5	42,0	4,5	2,0
16,0	2,0	1,5	48,0	5,0	2,0
Примечание. Диаметры резьб, указанные в скобках, применять не рекомендуется					

В условное обозначение однозаходной цилиндрической метрической резьбы должны входить: буква М (метрическая), номинальный диаметр d резьбы в миллиметрах, значение шага P (только для резьбы с мелким шагом), буквы LH – для левой резьбы, обозначение поля допуска диаметра резьбы. Пример обозначения только геометрических параметров резьбы номинальным диаметром d = 24 мм с крупным шагом – М24; то же с мелким шагом P = 2 мм – М24×2, с левой резьбой – М24×2LH.

Многозаходные резьбы должны обозначаться буквой М, номинальным диаметром d, числовым значением хода p_h и в скобках буквой P с числовым значением шага P, например: трехзаходная левая резьба с шагом 1 мм и величиной хода 3 мм – М24×3(P1)LH. Полное обозначение этой же наружной резьбы с полем допуска 6g: М24×3(P1)LH-6g.

Основные механические характеристики (предел прочности $\sigma_в$, предел текучести $\sigma_т$, относительное удлинение и др.) материалов болтов (винтов), шпилек и гаек нормированы ГОСТ 1759–87. В зависимости от них крепежные детали подразделяются на классы прочности. Для гаек установлены семь классов прочности: 4; 5; 6; 8; 9; 10; 12; для болтов – одиннадцать классов прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 8.8; 9.8; 10.9; 12.9. Первое число в обозначении класса прочности болта, умноженное на 100, указывает номинальное значение временного сопротивления (предела прочности) $\sigma_в$, МПа, а произведение двух чисел, умноженное на 10, определяет предел текучести $\sigma_т$, МПа (для класса прочности 3.6 значения приблизительные) (табл. 14.2).

Например, для болта класса прочности 5.8 номинальный предел прочности составляет $\sigma_в = 5 \cdot 100 = 500$ МПа, а предел текучести $\sigma_т = 5 \cdot 80 = 400$ МПа.

Рекомендуемые классы прочности для болтов и гаек для различных марок сталей приведены в таблице 14.2.

Класс прочности гайки обозначают числом, указывающим наибольший класс прочности болта, с которым она может свинчиваться в соединении.

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность. Под действием осевой силы (силы затяжки резьбового соединения) в стержне болта, винта или шпильки возникают напряжения растяжения, в теле гайки – сжатия, в витках резьбы – смятия, среза.

Таблица 14.2

Классы прочности и механические свойства болтов, винтов, шпилек и гаек из углеродистых и легированных сталей (выборка)

Болты, винты и шпильки по ГОСТ 1759.4–87 (ИСО 898-1:87)				Гайки по ГОСТ 1759.5–87 (ИСО 898-2:87)				Марка стали	
Класс прочности	Механические свойства			Класс прочности	Диаметр резьбы d, мм		Тип	болта	гайки
	предел прочности		предел текучести $\sigma_т$, МПа		наим.	наиб.			
	номин.	min							
3.6	300	330 300	180	4 5	18 6	48 16	1 1	Ст3 Сталь 10	Ст3
4.6	400	400	240					20	Ст3
4.8	400	420	320					20	15, 35, Ст5
5.6	500	500	300	5	3	48	1	30, 35	15, 35, Ст5
5.8	500	520	400					20	15, 35, Ст5
6.6	600	600	360	6				30, 35, 40Г	15, 35, Ст5
6.8	600	600	480	6				20	15, 35, Ст5
8.8	800	800	640	8	3 18	48 48	1 2	35, 35Х, 38ХА	20, 35, 45
9.8	900	900	720	9	3	16	2	40Х, 30ХГСА	335Х, 38ХГСА
10.9	1000	1040	900	10	3	48	1	35ХГСА	40Х, 30ХГСА
12.9	1200	1220	1080	12	3	48	2	40ХН2МА	35ХГСА, 40ХМ2МА

Примечания.
1. Номинальный размер высоты гайки типа 1 составляет $m \geq 0{,}8d$, высоты гайки типа 2 – $m \geq 0{,}93d$.
2. В резьбовых соединениях допускается заменять гайки низших классов прочности на гайки более высоких классов прочности

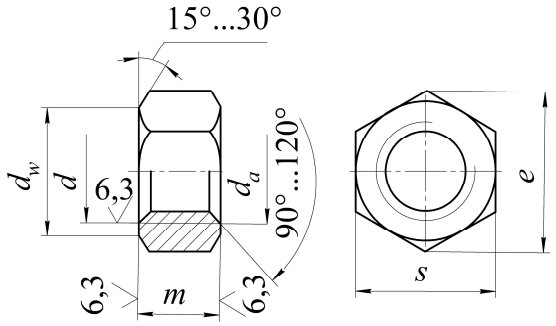
Расчет на прочность резьбовых соединений проводят только в тех случаях, когда они испытывают значительные внешние нагрузки, в результате которых может произойти их разрушение. Характерные виды разрушений: разрыв стержня болта, срез или смятие витков резьбы, отрыв головки болта. Чаще всего происходит разрушение винта, болта или шпильки по первому или второму витку, считая от опорного торца гайки, реже – в области сбега резьбы и в подголовочном сечении; для резьб с мелким шагом возможен срез витков.

Анализ прочности резьбовых изделий различных размеров на сопротивление срыву резьбы показал, что следует отказаться от твердо установленных относительных высот гаек, например, $m / d = 0{,}8$. Имеются два типа таких гаек.

Шестигранные гайки типа 1 (табл. 14.3) применяются для классов прочности 4, 5, 6, 8, 10 и 12 (до М16). Высокие гайки типа 2 (ИСО 4033:1999) примерно на 10 % выше, чем обычные гайки типа 1; они предназначены для классов прочности 9 и 12 (свыше М16) (табл. 14.3).

Таблица 14.3

Гайки шестигранные класса точности В исполнение 1 (ГОСТ 5915–70)



Размеры, мм

Диаметр резьбы d	Шаг резьбы		Размер «под ключ» s	Диаметр описанной окружности e	Высота m
	крупный	мелкий			
3,0	0,5	–	5,5	5,9	2,4
(3,5)	0,6	–	6,0	6,4	2,8
4,0	0,7	–	7,0	7,5	3,2
5,0	0,8	–	8,0	8,6	4,7
6,0	1,0	1,0	10,0	10,9	5,2
8,0	1,25	1,25	13,0	14,2	6,8
10,0	1,5	1,25	16,0	17,6	8,4
12,0	1,75	1,5	18,0	19,9	10,8
(14,0)	2,0	1,5	21,0	22,8	12,8
16,0	2,0	1,5	24,0	26,2	14,8
(18,0)	2,5	1,5	27,0	29,6	16,4
20,0	2,5	1,5	30,0	33,0	18,0
(22,0)	2,5	2,0	34,0	37,3	19,8
24,0	3,0	2,0	36,0	39,6	21,5
(27,0)	3,0	2,0	41,0	45,2	23,6
30,0	3,5	3,0	46,0	50,9	25,6
36,0	4,0	3,0	55,0	60,8	31,0
42,0	4,5	3,0	65,0	71,3	34,0
48,0	5,0		75,0	82,6	38,0

Примечание. Размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется. Пример условного обозначения гайки с диаметром резьбы d = 12 мм, крупным шагом и полем допуска резьбы 6*H*, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12–6Н.5 ГОСТ 5915–70.

То же, с мелким шагом резьбы:

Гайка М12×1,25–6Н.5 ГОСТ 5915–70

Стандартные болты, винты и шпильки с крупными шагами обладают равнопрочностью стержня на растяжение и резьбы на срез и смятие, поэтому расчет на прочность резьбового соединения выполняют только по одному основному критерию – прочности нарезанной части стержня на растяжение. Расчетный диаметр резьбы определяется по формуле:

$$d_{\text{р}} = d - 0{,}938P, \tag{14.3}$$

где d и P – номинальный диаметр и шаг резьбы соответственно.

Длину болта, винта или шпильки выбирают из так называемых конструктивных соображений в зависимости от толщины соединяемых деталей.

Класс прочности и высоту гаек выбирают в зависимости от класса прочности болтов, с которыми они свинчиваются (табл. 14.2).

Разработку конструкции резьбового соединения следует выполнять одновременно с его расчетом, т. к. многие размеры, необходимые для расчета, можно определить только из чертежа (рис. 14.3).

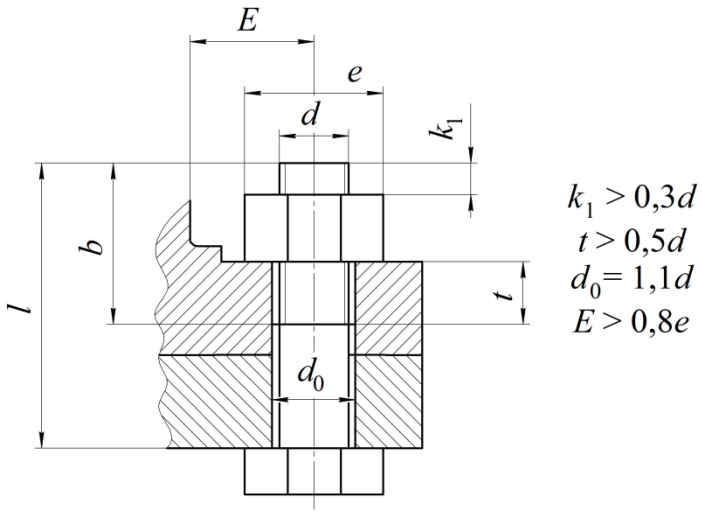


Рис. 14.3. Установка болта

К тому же поэтапное вычерчивание в масштабе 1:1 конструкции в процессе расчета служит проверкой этого расчета. При вычерчивании резьбового соединения обязательно следует показывать зазоры между стержнем болта и отверстиями деталей, запасы резьбы и запасы глубины сверления. Длину болта l и длину резьбы b определяют по месту соединения и округляют

по ГОСТ 7798–70, обеспечив необходимый выход конца болта из гайки k_1 и запас резьбы t (рис. 14.3). Размер E для размещения гайки (или головки болта) выбирают с учетом возможности поворота ее гаечным ключом.

По характеру нагружения резьбовые соединения могут быть:

– **ненапряженными** (стержень болта воспринимает только внешнюю растягивающую нагрузку). Например, нарезанный участок крюка для подъема груза, рым-болт, грузовая скоба, винтовая стяжка;

– **напряженными** (болт затянут, но внешняя нагрузка отсутствует) – крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов;

– **напряженными с внешней осевой нагрузкой** – крепление герметичных резервуаров, в которых находятся газ или жидкость под давлением, превышающим атмосферное;

– **напряженными с поперечной внешней нагрузкой** – соединение растянутых пластин, балок, стержней, рычагов.

Ненапряженное резьбовое соединение (гайка не затянута)

Примером служит резьбовой участок крюка, рым-болта или грузовой скобы для подвешивания груза (рис. 14.4).

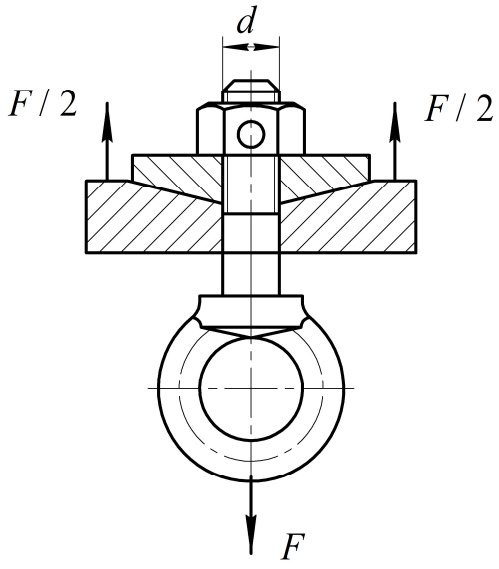


Рис. 14.4. Расчетная схема ненапряженного резьбового соединения

Опасным сечением является сечение, ослабленное резьбой. Площадь A, мм^2, этого сечения для метрической резьбы оценивается по расчетному диаметру:

$$A = \frac{\pi d_{\text{р}}^2}{4}, \qquad (14.4)$$

где $d_{\text{р}} \approx d - 0{,}938P = d_1$ – внутренний диаметр резьбы, мм.

Тогда условие прочности по напряжениям растяжения в стержне с резьбой имеет вид:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \le \left[\sigma_{\text{р}}\right], \qquad (14.5)$$

где F – растягивающая нагрузка, Н;

$[\sigma_{\text{р}}]$ – допускаемое напряжение, МПа. Для болтов крепления подвесных деталей типа грузовая скоба $[\sigma_{\text{р}}] = 0{,}6\sigma_{\text{т}}$ (в специальных случаях резьбовая часть крюка грузоподъемного устройства – $\sigma_{\text{р}} \le \left[\sigma_{\text{р}}\right] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{S}$, где S – допускаемый коэффициент запаса прочности), где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала (табл. 14.2).

S = 1,5–4,0 – коэффициент запаса прочности в зависимости от контролируемой и неконтролируемой затяжки:

– статическая нагрузка: S = 1,5–2,5 – контролируемая затяжка; неконтролируемая затяжка – табл. 14.4;

– переменная нагрузка: S = 1,5–2,5 – контролируемая затяжка; S = 2,5–4,0 – неконтролируемая затяжка.

Таблица 14.4

Значение коэффициента запаса прочности S
при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

Сталь	Значение коэффициента S при d, мм		
	6,0–16,0	16,0–30,0	30,0–60,0
Углеродистая	5,0–4,0	4,0–2,5	2,5–1,6
Легированная	6,0–5,0	5,0–3,3	3,3–3,0

Формулой (14.5) пользуются при проверочном расчете болта. Из нее вытекает зависимость для проектировочного расчета болта:

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi\left[\sigma_{\text{р}}\right]}} \text{ или } d_1 \ge 1{,}13\sqrt{\frac{F}{\left[\sigma_{\text{р}}\right]}}. \qquad (14.6)$$

По найденному значению внутреннего диаметра резьбы d_1 по каталогу стандарта на метрическую резьбу подбирают номинальный диаметр d и шаг P резьбы соединения (табл. 14.5).

Таблица 14.5

Некоторые значения сочетаний наружного диаметра d,
внутреннего диаметра d_1, шага P (мм) для метрической резьбы

Шаг P	Наружный диаметр резьбы d														
	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	35
	Внутренний диаметр d_1														
3,50	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	26,211	29,211	–
3,00	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	20,752	23,752	26,752	29,752	–
2,50	–	–	–	–	–	–	–	15,294	17,294	19,294	–	–	–	–	–
2,00	–	–	–	–	–	11,835	13,835	15,835	17,835	19,835	21,835	24,835	27,835	30,835	–
1,75	–	–	–	–	10,106	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1,50	–	–	–	8,376	10,376	12,376	14,376	16,376	18,376	2,376	22,376	25,376	28,376	31,376	33,376
1,25	–	–	6,647	8,647	10,647	12,647	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1,00	–	4,917	9,917	8,197	10,917	12,917	14,917	16,917	18,917	20,917	22,917	25,917	28,917	31,917	–
0,80	4,134	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,75	–	5,188	7,188	9,188	11,188	13,188	15,188	17,188	19,188	21,188	23,188	26,188	29,188	32,188	–
0,50	4,459	5,459	7,459	9,459	11,459	13,459	15,459	17,459	19,459	21,459	–	–	–	–	–

Напряженное резьбовое соединение с поперечной внешней нагрузкой

Чаще всего в таком соединении болт ставят с зазором в отверстия деталей (рис. 14.5). При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается.

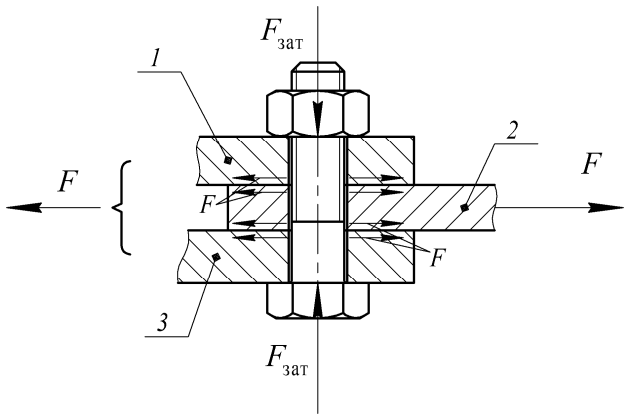


Рис. 14.5. Схема для расчета болтового соединения, нагруженного сдвигающей поперечной силой

Расчет болта производят по силе затяжки $F_{зат}$:

$$F_{зат} = \frac{kF}{fi}, \qquad (14.7)$$

где k – коэффициент запаса от взаимного сдвига (k = 1,3–1,5 при статической нагрузке, k = 1,8–2,0 при переменной нагрузке);

f – коэффициент трения между поверхностями соединенных деталей (f = 0,15–0,20 – для стальных и чугунных поверхностей);

i – число стыков ($i = m - 1$, где m – число соединяемых деталей).

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно, расчетная сила $F_{расч} = 1{,}3F_{зат}$.

В случае установки болтов под развертку их рассчитывают на срез.

Необходимая сила затяжки болта:

$$F_{расч} \le \frac{\pi d_1^2}{4} i\left[\tau_{ср}\right], \qquad (14.8)$$

где d_1 – диаметр стержня;

$[\tau_{ср}] = 0{,}25\sigma_т$ – допустимое напряжение среза.

Расчетный диаметр стержня болта определяют по формуле:

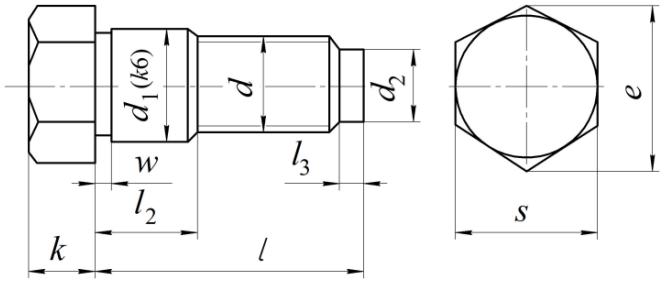
$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi\left[\tau_{ср}\right]z}}, \qquad (14.9)$$

где z – количество болтов.

По найденному значению диаметра стержня d_1 по каталогу стандарта на метрическую резьбу подбирают номинальный диаметр d и шаг P резьбы соединения (табл. 14.6 и 14.7).

Таблица 14.6

Болты с шестигранной уменьшенной головкой
класса точности А для отверстий из-под развертки, исполнение 2*а* (по ГОСТ 7817–80)



Размеры, мм									
Диаметр резьбы d	Шаг резьбы P		Размеры стержня болта				Размеры головки болта		
	крупный	мелкий	d_1	d_2	w	l_3	s	e	k
6,0	1,0	–	7,0	4,0	1,0	1,5	10,0	11,0	4,0
8,0	1,25	1,0	9,0	5,5	1,6	2,0	12,0	13,2	5,5
10,0	1,5	1,25	11,0	7,0	2,0	2,5	14,0	15,5	7,0
12,0	1,75	1,25	13,0	8,5	3,0	3,0	17,0	18,9	8,0
(14,0)	2,0	1,5	15,0	10,0	3,0	3,5	19,0	21,2	9,0
16,0	2,0	1,5	17,0	12,0	3,0	4,0	22,0	24,5	10,0
(18,0)	2,5	1,5	19,0	13,0	3,0	4,5	24,0	26,8	12,0
20,0	2,5	1,5	21,0	15,0	3,0	5,0	27,0	30,1	13,0
(22,0)	2,5	1,5	23,0	17,0	3,0	5,5	30,0	33,5	14,0
24,0	3,0	2,0	25,0	18,0	3,0	6,0	32,0	35,8	15,0
(27,0)	3,0	2,0	28,0	21,0	3,0	6,7	36,0	40,3	17,0
30,0	3,5	2,0	32,0	23,0	3,0	7,5	41,0	45,9	19,0
36,0	4,0	3,0	38,0	28,0	3,0	9,0	50,0	56,1	23,0
42,0	4,5	3,0	44,0	33,0	3,0	10,5	60,0	67,4	26,0
48,0	4,5	3,0	50,0	38,0	3,0	12,0	70,0	78,6	30,0

Таблица 14.7

Длины болтов с шестигранной уменьшенной головкой
класса точности А для отверстий из-под развертки, исполнение 2а (по ГОСТ 7817–80)

Размеры, мм															
Длина болта l	Длина гладкой части l_2 при диаметре резьбы d														
	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
(18)	6	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
20	8	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(22)	10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
25	13	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
28	16	13	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
30	18	15	12	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Окончание таблицы 14.7

Размеры, мм															
Длина болта l	Длина гладкой части l_2 при диаметре резьбы d														
	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
(32)	20	17	14	10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
35	23	20	17	13	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(38)	23	20	18	16	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
40	25	22	20	18	15	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(42)	27	24	22	20	17	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
45	30	27	25	23	20	17	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(48)	33	30	28	26	23	20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
50	35	32	30	28	25	22	–	–	–	–	–	–	–	–	–
55	40	37	35	33	30	27	26	23	20	–	–	–	–	–	–
60	45	42	40	38	35	32	30	28	25	22	–	–	–	–	–
65	50	47	45	43	40	37	35	33	30	27	–	–	–	–	–
70	55	52	50	48	45	42	40	38	35	32	28	–	–	–	–
75	60	57	55	53	50	47	45	43	37	37	33	25	–	–	–
80	–	62	60	58	55	52	50	48	45	42	38	30	–	–	–
85	–	–	65	63	60	57	55	53	50	47	43	35	–	–	–
90	–	–	70	68	65	62	60	58	55	52	48	40	35	–	–
(95)	–	–	75	73	70	67	65	63	60	57	53	45	40	–	–
100	–	–	80	78	75	72	70	68	65	62	58	50	45	–	–
(105)	–	–	85	83	80	77	75	73	70	67	63	55	50	–	–
110	–	–	85	82	80	78	75	72	70	65	62	60	55	45	–
(115)	–	–	90	87	85	83	80	77	75	70	67	65	60	50	–
120	–	–	95	92	90	88	85	82	80	75	72	70	65	55	50
130	–	–	–	102	100	98	95	92	90	85	82	80	75	65	60
140	–	–	–	112	110	108	105	102	100	95	92	90	85	75	70
150	–	–	–	122	120	118	115	112	110	105	102	100	95	85	80
160	–	–	–	132	130	128	125	122	120	115	112	110	105	95	90
170	–	–	–	142	140	138	135	132	130	125	122	120	115	105	100
180	–	–	–	152	150	148	145	142	140	135	132	130	125	115	110
190	–	–	–	–	160	158	155	152	150	145	142	140	135	125	120
200	–	–	–	–	170	168	165	162	160	155	152	150	145	135	130

Примечания.

1. Размеры длин болтов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

2. Пример условного обозначения болта исполнения 2*а*, с диаметром резьбы d = 12 мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 6g, длиной l = 35 мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт 2а М12-6g×35.58 ГОСТ 7817–80.

То же, с мелким шагом резьбы:

Болт 2а М12×1,25-6g×35.58 ГОСТ 7817–80

Напряженное резьбовое соединение с внешней осевой нагрузкой

Данный случай соединения часто встречается в машиностроении для крепежных крышек цилиндров, находящихся под давлением, головок блоков цилиндров ДВС, крышек подшипниковых узлов и т. п. (рис. 14.6).

Предварительная затяжка болта при сборке должна обеспечить плотность соединения и отсутствие раскрытия стыка после приложения внешней силы F.

При действии на затянутое соединение внешней осевой растягивающей силы F детали соединения работают совместно: часть внешней силы χF дополнительно нагружают болт, остальная часть $(1–\chi)F$ – разгружает стык. Здесь χ – коэффициент основной (внешней) нагрузки.

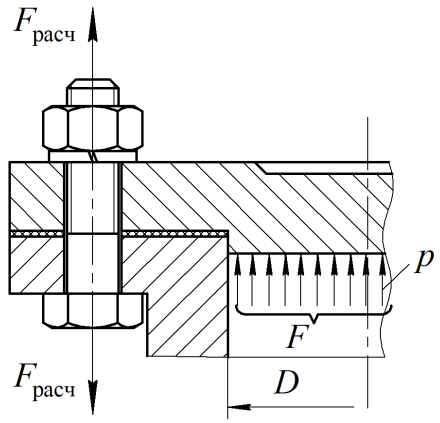


Рис. 14.6. Схема для расчета болтового соединения с предварительной затяжкой болта, нагруженного внешней осевой растягивающей силой

Суммарная сила, действующая на болт:

$$F_{\Sigma} = F_{зат} + \chi F. \qquad (14.10)$$

При приближенных расчетах принимают:

– для соединения стальных и чугунных деталей без упругих прокладок χ = 0,2–0,3;

– для соединения стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (паронит, резина, картон и др.) χ = 0,4–0,5.

Предварительная затяжка болта определяется из условия нераскрытия стыка соединяемых деталей:

$$F_{зат} = k_{зат}\left(1-\chi\right)F, \qquad (14.11)$$

где $k_{зат}$ – коэффициент запаса предварительной затяжки: $k_{зат}$ = 1,25–2,0 при статической нагрузке; $k_{зат}$ = 2,5–4,0 при переменной нагрузке.

Расчетная сила болта с учетом влияния кручения при затяжке:

$$F_{\text{расч}} = 1{,}3F_{\text{зат}} + \chi F. \qquad (14.12)$$

Расчетный диаметр резьбы болта подсчитывают по формуле (14.9). Допускаемое напряжение на растяжение болта подсчитывают по формуле $\left[\sigma_{\text{р}}\right] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{S}$, назначая коэффициент запаса прочности S в зависимости от контролируемой и неконтролируемой затяжки.

Напряженное резьбовое соединение (болт затянут, но внешняя нагрузка отсутствует) – крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов

Примером являются болты для крепления герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов. В момент затягивания болт испытывает растяжение и кручение.

Напряжение растяжения от силы $F_{\text{зат}}$:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_{\text{р}}^2}. \qquad (14.13)$$

Напряжение от момента сопротивления при кручении в резьбе:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T}{W_r} = \frac{0{,}5F_{\text{зат}}d_2\,\text{tg}\left(\psi + \varphi'\right)}{\pi\frac{d_{\text{р}}^3}{16}}. \qquad (14.14)$$

Эквивалентное напряжение в стержне по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{р}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} = \sigma_{\text{р}}\sqrt{1 + 3\left(\frac{\tau_{\text{кр}}}{\sigma_{\text{р}}}\right)^2}. \qquad (14.15)$$

Приняв для метрической резьбы с крупным шагом средние значения $d_2 = 1{,}1d_{\text{р}}$, $\psi = 2°30'$, а также $f = 0{,}2$ (при $\gamma = 30°$, $\varphi' = 9°45'$), получим $\tau_{\text{кр}} / \sigma_{\text{р}} = 0{,}5$.

Тогда $\sigma_{\Sigma} \approx 1{,}3\sigma_{\text{р}}$.

Расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета не силу затяжки $F_{зат}$, а увеличенную с учетом кручения силу $F_{расч}$.

Для метрической резьбы расчетная сила:

$$F_{расч} = 1{,}3F_{зат}. \qquad (14.16)$$

Расчетный диаметр резьбы болта определяют из условия прочности:

$$\sigma_б = \frac{4F_{зат}}{\pi d_р^2} \le [\sigma_р].$$

Откуда

$$d_р = \sqrt{\frac{4F_{зат}}{\pi[\sigma_р]}}. \qquad (14.17)$$

Допускаемое напряжение на растяжение болта определяют по формуле $[\sigma_р] = \frac{\sigma_т}{S}$, назначая коэффициент запаса прочности S в зависимости от контролируемой и неконтролируемой затяжки.

Для силовых соединений не применяют болты диаметром d < 8 мм, т. к. болты малых диаметров легко разрушить при неконтролируемой затяжке.

Напряженное резьбовое соединение с поперечной внешней нагрузкой (болт поставлен в отверстие без зазора)

В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта $d_0 = d$ + (3–5) мм выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку (рис. 14.7). Такая установка болта в отверстие соединяемых деталей обеспечивает восприятие внешней нагрузки только стержнем болта. При расчете прочности соединения не учитывают, как правило, силы трения в стыках деталей, т. к. затяжка болта в принципе не обязательна, и само резьбовое соединение оказывается также ненапряженным. В общем случае такое резьбовое соединение можно заменить штифтовым или заклепочным соединениями. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. При соединении тонкостенных деталей необходим дополнительный расчет на смятие стержня

болта и стенок отверстий деталей, аналогичный расчету заклепочных соединений. Допускаемые напряжения смятия определяют по более слабому материалу болта или детали, обычно принимают $[\sigma_{см}] = 0{,}8\ \sigma_т$ для стали и $[\sigma_{см}] = (0{,}4–0{,}5)\sigma_в$ для чугуна.

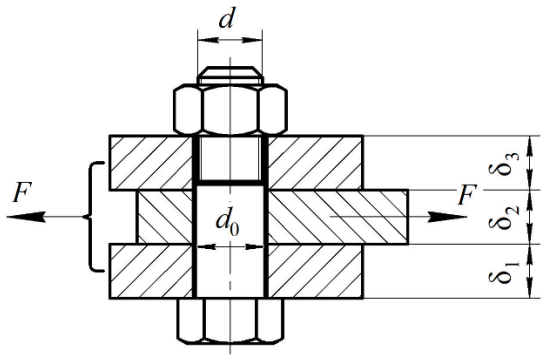


Рис. 14.7. Расчетная схема резьбового соединения с поперечной нагрузкой (болт поставлен в отверстие без зазора)

Условие прочности по напряжениям среза $\tau_{ср}$ имеет вид:

$$\tau_{ср} = \frac{4F}{\pi d_0^2 zi} \le \left[\tau_{ср}\right], \qquad (14.18)$$

где z – число болтов, соединяющих детали;

i – число плоскостей среза ($i = m - 1$, где m – число соединяемых деталей);

$[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза, МПа ($[\tau_{ср}] = 0{,}4\sigma_т$ при статической нагрузке; $[\tau_{ср}] = (0{,}2–0{,}3)\sigma_т$ при переменной нагрузке).

Отсюда получаем формулу для проектировочного расчета:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi zi\left[\tau_{ср}\right]}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{F}{zi\left[\tau_{ср}\right]}}. \qquad (14.19)$$

Искомый номинальный диаметр резьбы находят по каталогу на резьбы:

$$d = d_0 - (3...5)\ \text{мм}.$$

В случае если болты резьбового соединения и соединяемые детали изготовлены из разных материалов, а также при существенной разнице между

диаметром стержня болта и толщиной соединяемых деталей необходимо выполнение условия прочности по напряжениям смятия самого слабого элемента конструкции:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{z d_0 \delta_i} \le [\sigma_{см}], \qquad (14.20)$$

где δ_i – толщина рассчитываемой детали, мм; при двух соединяемых деталях (n = 2) из одинакового материала – наименьшая толщина; при трех соединяемых деталях $\delta_i = \delta_1$, $\delta_i = \delta_2$ или $\delta_i = \delta_3$ – в зависимости от того, какая из деталей рассчитывается на смятие;

$[\sigma_{см}]$ – наименьшее из значений допускаемых напряжений на смятие материала болта и соединяемых деталей, МПа; для стальных элементов конструкции можно принимать $[\sigma_{см}] \approx 0{,}8\sigma_т$, для чугунных – $[\sigma_{см}] \approx (0{,}4–0{,}5)\sigma_в$.

Из условия (14.20) нетрудно вывести формулу для проектировочного расчета по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{z d_0 \delta_i} \le [\sigma_{см}]. \qquad (14.21)$$

Окончательно принимается больший из двух расчетных размеров болта резьбового соединения.

Примеры расчета резьбовых соединений

Расчет ненапряженного резьбового соединения (гайка не затянута)

Пример 1. Подобрать метрическую резьбу для хвостовика рым-болта (рис. 14.4) грузоподъемностью F = 4 кН. Материал болта/гайки – Ст3.

1. Выполняем проектировочный расчет.

Внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_р]}} \text{ или } d_1 \ge 1{,}13\sqrt{\frac{F}{[\sigma_р]}},$$

где F – растягивающая нагрузка, Н (формула (14.6)).

Допускаемое напряжение на растяжение:

$$[\sigma_р] = \frac{\sigma_т}{S},$$

где S = 3–4 – допускаемый коэффициент запаса прочности;

$\sigma_т$ – предел текучести для материала болт/гайка.

Для Ст3 по табл. 14.2 $\sigma_т$ = 200 МПа, $[\sigma_р]$ = 200 / 4 = 50 МПа.

Тогда $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4000}{\pi \cdot 50}} = 10,095$ мм.

По табл. 14.5 по рассчитанному значению внутреннего диаметра d_1 выбираем метрическую резьбу М12 для хвостовика болта с шагом P = 1,5 мм и d_1 = 10,376 мм.

2. Выполняем проверочный расчет по формуле (14.5):

$$\sigma_р = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 10,376^2} = 47,33 \text{ МПа} < 50 \text{ МПа}.$$

3. Определяем максимальную нагрузку на болт:

$$F_{max} \leq 0,25\pi d_1^2 [\sigma_р] = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 10,376^2 \cdot 50 = 4225,71 \text{ Н}.$$

Заданная грузоподъемность болта F = 4000 Н < 4225,71 Н.

Расчет напряженного резьбового соединения с поперечной внешней нагрузкой (с зазором)

Пример 2. Подобрать диаметр болтов для соединения трех стальных полос (m = 3). Внешняя нагрузка F = 5 кН перпендикулярна оси болтов (рис. 14.5). Количество болтов z = 2, класс прочности болтов 3.6.

1. Выбираем для болтового соединения с контролируемой затяжкой допускаемый коэффициент запаса прочности S = 2,5. По табл. 14.2 предел текучести $\sigma_т$ = 200 МПа. Допускаемое напряжение на растяжение:

$$[\sigma_р] = \sigma_т / S = 200 / 2,5 = 80 \text{ МПа}.$$

2. Принимаем коэффициент запаса по сдвигу листов k = 1,5 и коэффициент трения f = 0,16, число стыков $i = m - 1 = 3 - 1 = 2$ (пояснение к формуле (14.7)).

Необходимая сила затяжки болта (формула (14.7)):

$$F_{\text{зат}} = \frac{kF}{fi} = \frac{1{,}5 \cdot 5000}{0{,}16 \cdot 2} = 23\ 437{,}5 \text{ Н}.$$

3. Расчетная сила $F_{\text{расч}} = 1{,}3F_{\text{зат}} = 1{,}3 \cdot 23\ 437{,}5 = 30\ 469$ Н.

4. Расчетный внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_{\text{р}}]z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30\ 469}{3{,}14 \cdot 80 \cdot 2}} = 15{,}575 \text{ мм}.$$

По табл. 14.5 по рассчитанному значению внутреннего диаметра d_1 выбираем метрическую резьбу М18 для болта с шагом P = 2 мм и d_1 = 15,835 мм.

5. Выполняем проверочный расчет:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{A} = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi d_1^2 z} \leq [\sigma_{\text{р}}].$$

Тогда $\sigma_{\text{р}} = \dfrac{4 \cdot 30\ 469}{3{,}14 \cdot 15{,}835^2 \cdot 2} = 77{,}4 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа}$.

Расчет напряженного резьбового соединения с внешней осевой нагрузкой

Пример 3. Определить диаметр резьбы болтов, крепящих крышку газового резервуара (рис. 14.6), если сила давления газа на крышку $F_{\text{кр}}$ = 55 кН, число болтов z = 8. Нагрузка постоянная. Материал болтов – сталь 35, класс прочности 5.6. Материал прокладок – паронит. Затяжка болтов динамометрическим ключом.

1. Выбираем для резьбового соединения с контролируемой затяжкой S = 2. Согласно табл. 14.2 $\sigma_{\text{т}}$ = 300 МПа.

Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_{\text{р}}] = \sigma_{\text{т}} / S = 300 / 2 = 150$ МПа.

2. Нагрузка на один болт: $F = F_{\text{к}} / z = 55 / 8 = 6{,}875$ кН.

3. Для обеспечения герметичности соединения устанавливают паронитовую прокладку, а болты затягивают с силой, обеспечивающей нераскрытие стыка. Принимаем $k_{\text{зат}}$ = 1,75, χ = 0,45.

Определяем силу предварительной затяжки по формуле (14.11):

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}}(1-\chi)F = 1{,}75\cdot(1-0{,}45)\cdot 6{,}875 = 6{,}62 \text{ кН}.$$

4. Тогда расчетную силу определяем по формуле (14.12):

$$F_{\text{расч}} = 1{,}3F_{\text{зат}} + \chi F = 1{,}3\cdot 6{,}62 + 0{,}45\cdot 6{,}875 = 11{,}7 \text{ кН}.$$

5. Определяем расчетный диаметр резьбы болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_{\text{р}}]}} = \sqrt{\frac{4\cdot 11{,}7\cdot 10^3}{3{,}14\cdot 150}} = 9{,}97 \text{ мм}.$$

По табл. 14.5 принимаем резьбу М12 с шагом P = 1,5 мм, d_1 = 10,376 мм.

Расчет напряженного резьбового соединения

Пример 4. Определить диаметр резьбы болтов, крепления крышки (рис. 14.8), если на один болт действует осевая сила $F_{\text{зат}}$ = 20 кН. Материал болтов – сталь 20, класс прочности 4.6. Затяжка неконтролируемая.

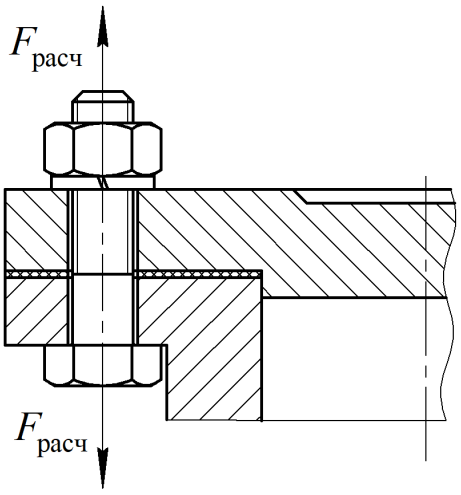


Рис. 14.8. Схема для расчета болтового напряженного резьбового соединения без внешней нагрузки

1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой принимаем S = 3, согласно табл. 14.2 $\sigma_{\text{т}}$ = 240 МПа.

Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_р] = \sigma_т / S = 240 / 3 = 80$ МПа.

2. Расчетная сила по формуле (14.16) составляет $F_{расч} = 1{,}3F_{зат} = 1{,}3 \cdot 20 = 26$ кН.

3. Определяем расчетный диаметр резьбы болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma_р]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26\,000}{3{,}14 \cdot 80}} = 20{,}3 \text{ мм}.$$

По табл. 14.5 принимаем резьбу М24 с шагом $P = 2$ мм, $d_1 = 21{,}835$ мм.

Пример 5. Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом ($z = 1$) диаметром $d = 12$ мм, поставленным без зазора (рис. 14.9). Материал болта – сталь 35. Толщина средней пластины $\delta_2 = 10$ мм, верхней и нижней $\delta_1 = \delta_3 = 5$ мм. Нагрузка статическая.

1. Определяем для стали 35 согласно табл. 14.2 предел текучести $\sigma_т = 300$ МПа.

2. Допускаемые напряжения при установке болта без зазора:

$$[\tau_{ср}] = 0{,}4\sigma_т = 0{,}4 \cdot 300 = 120 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{см}] = 0{,}8\sigma_т = 0{,}8 \cdot 300 = 240 \text{ МПа}.$$

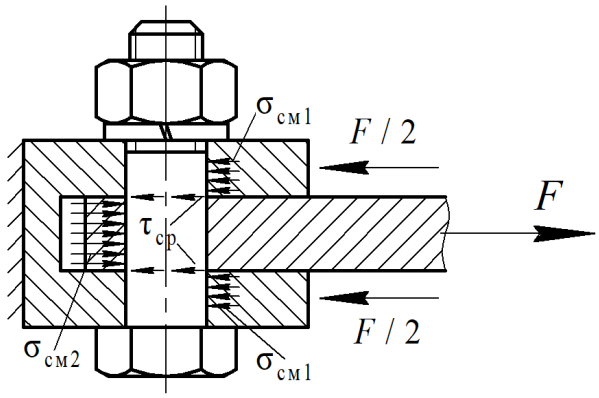


Рис. 14.9. Расчетная схема болтового соединения установленного без зазора

3. Исходя из расчетной схемы на рис. 14.9 число плоскостей среза примем $i = 2$.

4. Внешняя нагрузка исходя из условия прочности на срез (по формуле (14.18)) при $d_0 = d + (3–5) = 12 + 3 = 15$ мм:

$$F_{ср} = \frac{\pi d_0^2 zi[\tau_{ср}]}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 15^2 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 120}{4} = 42\,390 \text{ Н}.$$

5. Определяем внешнюю нагрузку исходя из условия прочности на смятие:

– для средней детали:

$$F_{вн2} = [\sigma_{см}] d_0 \delta_2 = 240 \cdot 15 \cdot 10 = 36\ 000 \text{ Н}.$$

– для верхней и нижней деталей (учитывая, что верхняя и нижняя детали воспринимают только половину внешней нагрузки):

$$F_{вн1} = F_{вн3} = 2[\sigma_{см}] d_0 \delta_1 = 2 \cdot 240 \cdot 15 \cdot 5 = 36\ 000 \text{ Н}.$$

Окончательно за допускаемое значение нагрузки [F] принимаем наименьшее из расчетных значений: [F] = 36 000 Н.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Стальные косынка и полоса, изготовленные из стали Ст3, соединены двумя болтами (рис. 14.10), которые установлены в отверстиях без зазора. Требуется определить размеры и классы прочности болтов и гаек. Исходные данные: F = 11 кН, δ_1 = 9 мм, δ_2 = 9 мм, число болтов z = 2.

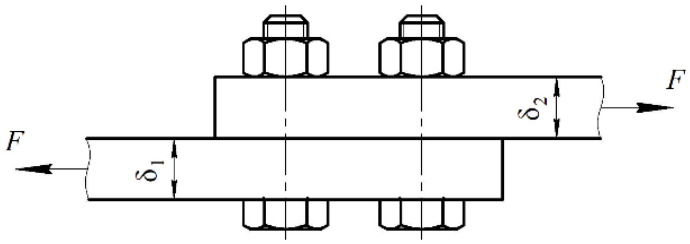


Рис. 14.10. Расчетная схема установки болтов

Задача 2. Косынка и полоса, изготовленные из стали марки Ст3, соединены болтами (рис. 14.11), которые установлены в отверстиях с зазором. Требуется определить размеры и классы прочности болтов и гаек. Исходные данные: Q = 11 кН, δ_1 = 9 мм, δ_2 = δ мм, число болтов z = 2.

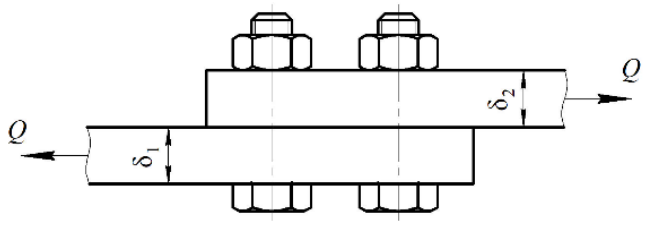


Рис. 14.11. Расчетная схема установки болтов

Задача 3. Определить допускаемую силу затяжки для болта М12, крепящего крышку подшипника (рис. 14.12), если материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_т$ = 300 МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.

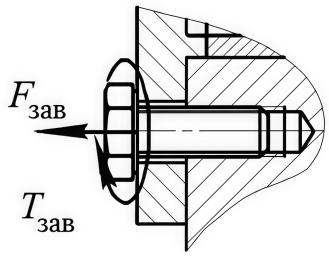


Рис. 14.12. Соединение крышки подшипника с корпусом

Задача 4. Резьбовая часть грузовой скобы (рис. 14.13) имеет резьбу М30. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_т$ = 360 МПа.

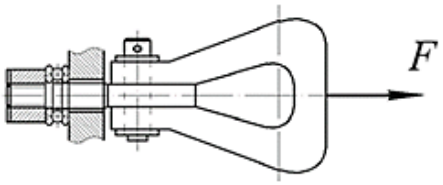


Рис. 14.13. Грузовая скоба

Рекомендуемая литература: [1; 6; 7; 8; 9; 14; 17].

Практическая работа № 15

РАСЧЕТ ЗАКЛЕПОЧНЫХ, ПАЯНЫХ И КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ

Цель работы: приобрести навыки по расчету на прочность заклепочных, паяных и клеевых соединений.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Неразъемные соединения. Расчет на прочность».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения о заклепочных соединениях

Заклепочные соединения незаменимы в узлах с высокими вибрационными нагрузками, а также для крепления ответственных термообработанных или сменных деталей (сегментов косилок, фрикционных накладок) и тонколистовых конструкций, где применение сварки ограничено риском коробления металла или невозможностью соединения разнородных материалов.

Заклепка – крепежное изделие в форме гладкого цилиндрического стержня с головками на концах. Одну из них, называемую закладной, выполняют на заготовке заранее, а вторую (замыкающую) формируют при клепке путем пластического деформирования.

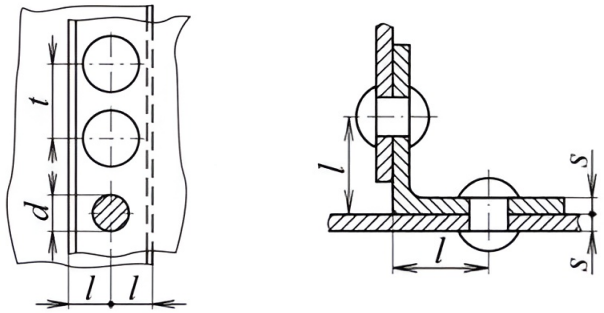
Наиболее распространены сплошные стержневые заклепки общемашиностроительного применения с закладной головкой различной формы. Чаще всего используют заклепки с полукруглой головкой как наиболее технологичные.

Различают холодный и горячий способы клепки. Клепку стальными заклепками диаметром до 10 мм, а также деталями из латуни, меди и легких сплавов всех диаметров выполняют холодным способом; стальными заклепками диаметром свыше 10 мм – горячим способом с нагревом заклепки до 1000 °С–1100 °С.

По назначению различают прочные швы, используемые в силовых конструкциях, и прочноплотные, обеспечивающие наряду с восприятием нагрузок герметичность соединения (применяются при изготовлении изделий резервуарного типа).

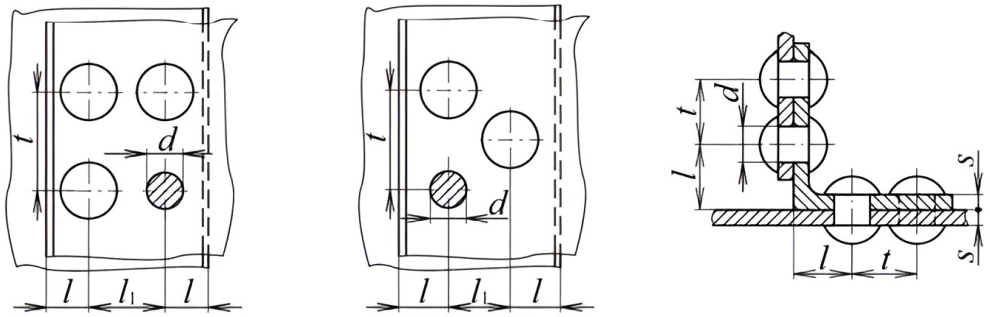
По конструкции заклепочные соединения делят на соединения внахлест (рис. 15.1 и 15.2) и встык с одной (рис. 15.3, *а*, *б*) или двумя (рис. 15.3, *в*)

накладками. Также их классифицируют на однорядные (рис. 15.1 и 15.3, *а*) и многорядные с параллельным (рис. 15.2, *а*) или шахматным (рис. 15.2, *б* и 15.3, *б*) расположением заклепок в рядах.



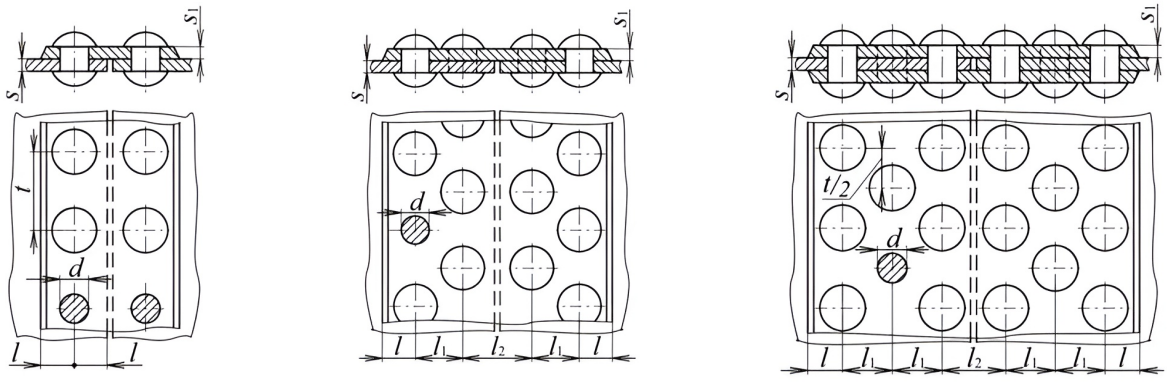
а *б*

Рис. 15.1. Заклепочные соединения внахлест однорядным швом:
$d = s + 8$ мм; $t = 2d + 8$ мм; $l = 1{,}35d$; s – толщина соединяемых деталей;
t – шаг заклепочного шва; l – расстояние от центра заклепки до края (кромки) листа



а *б* *в*

Рис. 15.2. Заклепочные соединения внахлест многорядным швом с расположением заклепок в рядах:
а – параллельным; *б* – шахматным; $d = s + 8$ мм; $t = 2{,}6d + 15$ мм; $l = 1{,}35d$; $l_1 = 0{,}8t$



а *б* *в*

Рис. 15.3. Заклепочные стыковые соединения:
а – с одной накладкой однорядные; *б* – с одной накладкой многорядные; *в* – с двумя накладками;
$d = s + (5–8)$ мм, $t = (2–3)d + 8$ мм; $l = (1{,}35–1{,}7)d$; $s_1 = (0{,}8–1{,}25)s$; s_1 – толщина накладки:
меньшие значения принимают для соединения с двумя накладками

Диаметр отверстия d_o под заклепки выполняют больше диаметра стержня заклепки, который в процессе клепки осаживается и плотно заполняет отверстие (табл. 15.1).

Таблица 15.1

Диаметры заклепок с полукруглой и потайной головкой

Диаметр заклепки d, мм	Диаметр отверстия d_o (мм) при сборке	
	точной	грубой
4, 5, 6, 7, 8, 10	+ 0,5	+ 0,7
12, (14), 16, (18)	+ 0,5	+ 1,0
20, (22), 24, 30, 36	+ 1,0	+ 2,0
Примечание. Диаметры заклепок в скобках применять не рекомендуется		

При склепывании материалов разной толщины исходят из суммарной толщины s_Σ. Диаметр заклепки определяют по формуле (при s_Σ = 5–60 мм):

$$d = (3...3,5)\sqrt{s_\Sigma}. \qquad (15.1)$$

Также диаметр заклепок выбирают согласно рекомендациям, приведенным в табл. 15.2.

Таблица 15.2

Рекомендуемые диаметры заклепок d из стали
в зависимости от толщины соединяемых листов s, мм

s	≤ 1,5	1,5–2	2,5–3	3,5–4,5	5–6	7–9	10–12	13–22	23–31	≥ 32
d	4	6	8	10	12	16	20	24	30	36

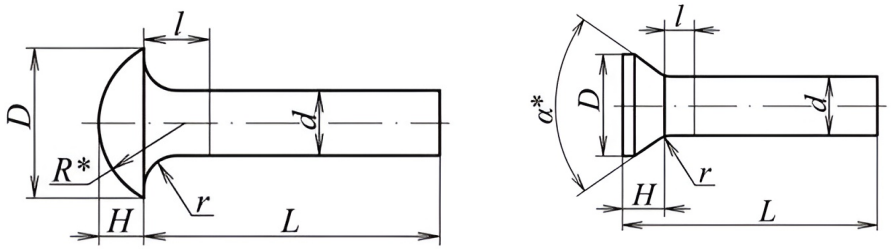
Длину стержня заклепки L выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей, прибавляя длину выступающей части стержня, необходимую для образования замыкающей головки: (1,25–1,5)d для полукруглой головки; (0,5–1,0)d заклепки на образование потайной головки.

Материалы для заклепок общемашиностроительного применения классов точности В и С, предназначенных для работы при температуре от +300 °С до –60 °С, должны соответствовать ГОСТ 10304–80. Также ГОСТ 10304–80 устанавливает технические требования на форму, размеры и предельные отклонения размеров. Класс точности С обычно применяется в более ответственных соединениях, где требуется повышенная точность, в то время как класс В используется в стандартных соединениях.

Заклепки с полукруглой головкой классов точности В и С выполняют по ГОСТ 10299–80 (рис. 15.4, *а* и табл. 15.3). Заклепки с потайной головкой классов

точности В и С по ГОСТ 10300–80 (рис. 15.4, *б* и табл. 15.4). Заклепки повышенной точности предназначены для ответственных соединений с повышенными требованиями к надежности (ГОСТ 14803–85).

Изготавливают заклепки из низкоуглеродистых сталей (Ст2, Ст3, сталь 20, сталь 30), меди, алюминия и их сплавов (например, латунь Л62). В ответственных соединениях применяют заклепки из сталей 15Х и 20Х.



а *б*

Рис. 15.4. Размеры заклепок с полукруглой и потайной головкой:
d – диаметр стержня; *D* – диаметр головки; *H* – высота головки; α* – угол конуса головки;
l – расстояние от основания головки до места измерения диаметра;
r – радиус скругления под головкой; *R** – радиус сферы головки; *L* – длина заклепки

Длина заклепок должна выбираться из следующего ряда: 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 58, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180 мм.

Таблица 15.3

Рекомендуемые размеры заклепок по ГОСТ 10299–80

d	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0	24,0	30,	36,0
D	1,8	2,1	2,9	3,5	4,4	5,3	7,1	8,8	11,0	14,0	16,0	19,0	25,0	30,0	37,0	45,0	55,0
H	0,6	0,7	1,	1,2	1,5	1,8	2,4	3,0	3,6	4,8	6,0	7,2	9,5	12,0	16,0	20,0	24,0
r, не более	0,2								0,5		0,6	0,8	1,0		1,2		1,6
R	1,0	1,2	1,6	1,9	2,4	2,9	3,8	4,7	6,0	7,5	8,3	9,8	13,0	15,4	18,7	22,7	27,8
l	1,5				3,0			4,0			6,0					10,0	

Таблица 15.4

Рекомендуемые размеры заклепок по ГОСТ 10300–80

d	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0	24,0	30,	36,0
D	1,8	2,3	2,9	3,9	5,0	5,2	7,0	8,8	10,3	13,9	17,0	20,0	24,0	30,0	36,0	41,0	49,0
H	0,5	0,6	0,7	1,0	1,1	1,2	1,6	2,0	2,4	3,2	4,8	5,6	7,2	9,0	11,0	14,0	16,0
α	90°										75°		60°			45°	
r, не более	0,1						0,2		0,25		0,3	0,4	0,5		0,6		0,8
l	1,5				3,0			4,0			6,0			8,0		10,0	

Схема построения условного обозначения заклепок

Заклепка X XX x XXX XX X...X XX X ГОСТ...

1 2 3 4 5 6 7 8

1 – класс точности (класс точности В не указывается);

2 – диаметр стержня;

3 – длина;

4 – условное обозначение марки (группы) материала;

5 – марка материала;

6 – условное обозначение вида покрытия (при отсутствии покрытия не указывается);

7 – толщина покрытия;

8 – обозначение стандарта на конкретный вид заклепок.

Пример условного обозначения заклепки класса точности С, диаметром d = 8 мм, длиной L = 20 мм, из материала группы 38, марки меди М3, с никелевым покрытием толщиной 6 мкм: Заклепка С8×20.38.М3.136 ГОСТ… .

Расчет на прочность швов заклепочных соединений

Из условия равнопрочности заклепок и склепываемых деталей прочность заклепки проверяют на срез и смятие (рис. 15.5), а плоскости отверстий соединяемых деталей на разрыв по ослабленным сечениям, а их краев – на срез (выкалывание).

При расчетах заклепочных соединений, нагруженных силой в плоскости стыка, допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми заклепками шва, а силы трения в стыке не учитывают.

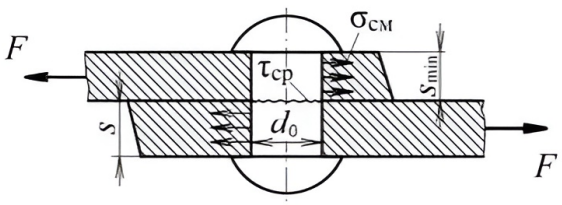


Рис. 15.5. Сечение заклепочного соединения

Условие прочности заклепки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} \le [\sigma_{см}], \qquad (15.2)$$

где F – усилие, действующее в заклепочном соединении, Н;

$A = zd_{о}s_{min}$ – площадь смятия в заклепочном соединении, мм^2;

z – число заклепок в соединении;

$d_{о}$ – диаметр отверстия под заклепку, мм;

s_{min} – наименьшая толщина соединяемых деталей, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа (табл. 15.5).

Условие прочности заклепки на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} \le [\tau_{ср}], \qquad (15.3)$$

где $A = zi\frac{\pi d_{о}^2}{4}$ – площадь среза в заклепочном соединении, мм^2;

i – число стыков деталей (плоскостей среза);

$[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза, МПа (табл. 15.5).

Таблица 15.5

Допускаемые напряжения для заклепок и в соединяемых деталях при статических нагрузках

Вид напряжения	Способ изготовления отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
		для конструкций и заклепок из низкоуглеродистых сталей	для соединений из цветных сплавов
Срез $[\tau_{ср}]$	Сверление, продавливание	140 100	$(0{,}25–0{,}30)\sigma_{т}$ (см. табл. 15.6)
Смятие $[\sigma_{см}]$	Сверление, продавливание	320 280	$(0{,}60–1{,}00)\sigma_{т}$
Элементов конструкций $[\sigma_{р}]$	–	160	$(0{,}40–0{,}50)\sigma_{т}$
Примечание. При пульсирующей нагрузке значения допускаемых напряжений снижают на 10 %–20 %, при знакопеременной – на 30 %–50 %			

Таблица 15.6

Пределы текучести для соединений из цветных сплавов

Сплавы	Предел текучести $\sigma_{т}$, МПа
Латунь Л62	110
Дюралюмин Д18П	170
Алюминиевый сплав В65	220

Соединяемые детали проверяют также на прочность в сечениях, ослабленных отверстиями под заклепки.

Расчет склепываемых деталей на растяжение:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{(b - d_{\text{о}} z')s_{\min}} \le \left[\sigma_{\text{р}}\right], \tag{15.4}$$

где b – ширина склепываемой детали, мм;

z' – число заклепок в ряду;

Срез (скалывание) края склепываемой детали:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{2z(l - \frac{d_{\text{о}}}{2})s_{\min}} \le \left[\tau_{\text{ср}}\right], \tag{15.5}$$

где l – расстояние от центра заклепки до края (кромки) листа, мм;

$\left[\tau_{\text{ср}}\right]$ – допускаемые напряжения, МПа, на срез (обычно принимают $\left[\tau_{\text{ср}}\right] \approx 0,2\sigma_{\text{в}}$).

При действии сдвигающих сил и пары сил с моментом M определяют суммарную нагрузку для наиболее нагруженной заклепки, а затем по ней производят расчеты по ранее приведенным формулам.

Момент, передаваемый заклепками (рис. 15.6):

$$M = 2n(F_1 l_1 + F_2 l_2 + ... + F_i l_i), \tag{15.6}$$

где n – число вертикальных рядов заклепок;

$$F_2 = \frac{F_1 l_2}{l_1};\ F_3 = \frac{F_1 l_3}{l_1} \text{ и т. д.}$$

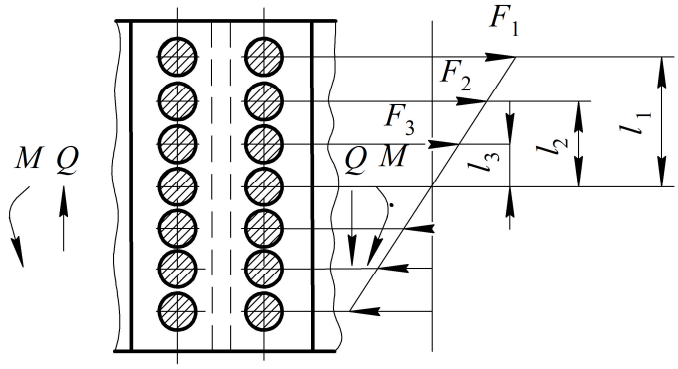


Рис. 15.6. Заклепочное соединение, нагруженное сдвигающей силой и изгибающим моментом

Тогда максимальная сила, действующая на наиболее удаленную от нейтральной линии заклепок:

$$F_{\max} = \frac{Ml_1}{2n(l_1^2 + l_2^2 + ... + l_i^2)}. \qquad (15.7)$$

Сдвигающая сила, приходящаяся на одну заклепку:

$$F_Q = \frac{Q}{z}, \qquad (15.8)$$

где Q – сдвигающая сила, действующая на соединение, Н;

z – число заклепок в накладке.

Суммарная сила на наиболее нагруженную заклепку:

$$F_\Sigma = \sqrt{F_{\max}^2 + F_Q^2}. \qquad (15.9)$$

По правилам статики (рис. 15.7) силу F, действующую в плоскости стыка, приводим к центру тяжести площадей поперечных сечений заклепок – к точке O, получаем нейтрально приложенную силу F и пару сил с моментом $M = Fl$.

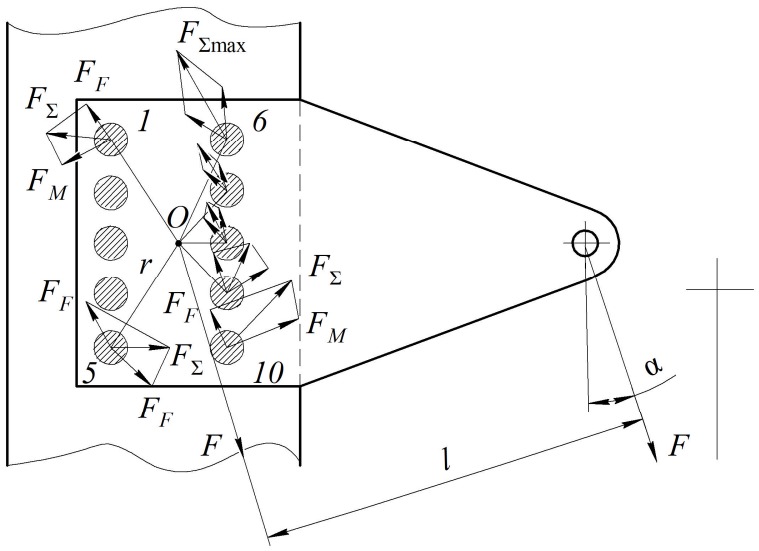


Рис. 15.7. Заклепочное соединение, нагруженное силой в плоскости стыка

Предполагая равномерное распределение силы F между всеми заклепками, определяем силу на одну заклепку направленную параллельно силе F:

$$F_F = \frac{F}{z}. \qquad (15.10)$$

Наибольшее усилие, приходящееся на заклепку от момента:

$$F_{M\max} = \frac{Mr_{\max}}{\sum_{i=1}^{z} r_i^2}. \qquad (15.11)$$

В соединении, изображенном на рис. 15.7, наибольшие усилия от момента действуют на заклепки *1*, *5*, *6*, *10*. Суммарное усилие F_Σ, действующее на каждую из заклепок, равно геометрической сумме усилий F_F и F_M. Наиболее нагруженной заклепкой по рис. 15.7 является заклепка *6*.

По определенным максимальным усилиям на заклепки (рис. 15.6 и рис. 15.7) в дальнейшем осуществляют проверочные расчеты на срез и смятие.

Общие сведения о паяных соединениях. Расчет на прочность

Пайка – способ соединения элементов конструкций путем их нагрева ниже температуры плавления материалов деталей, смачивания поверхностей расплавленным припоем, затекания припоя в зазор и его последующей кристаллизации при охлаждении.

Паяные соединения конструктивно подобны сварным. Главное отличие пайки от сварки – отсутствие расплавления или критического нагрева соединяемых деталей, т. к. припои имеют более низкую температуру плавления, чем основной материал.

Паяные соединения в сельском хозяйстве применяются для создания герметичных стыков в радиаторах, топливных трубках и баках из цветных металлов, а также для крепления твердосплавных пластин на режущих инструментах. Их использование обусловлено необходимостью соединения разнородных или тонкостенных материалов без теплового повреждения деталей и коррозии шва.

Припой – материал для пайки с температурой плавления ниже температуры плавления паяемых материалов. С его помощью соединяют как однородные, так и разнородные материалы: черные и цветные металлы, стекло, керамику, графит. При этом применяют оловянно-свинцовые, серебряные, медные, медно-цинковые и другие припои.

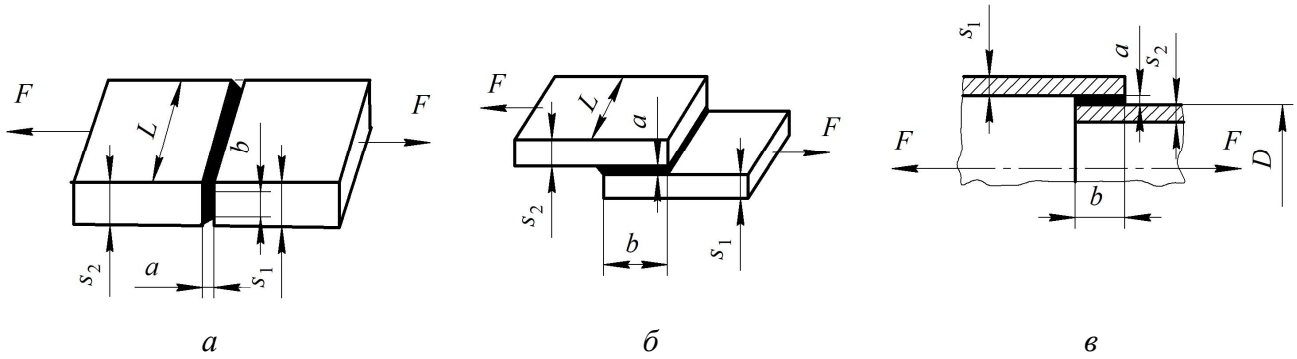
Некоторые сведения о наиболее широко применяемых припоях приведены в табл. 15.7.

Таблица 15.7

Области применения и некоторые механические характеристики распространенных припоев

Припой	Основной металл припоя	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Относительное удлинение, %	Назначение
ПСр 40 ПСр 45	серебро медь	380–440 370–440	18–37 16–35	пайка трубопроводов, патрубков и других деталей и узлов из конструкционных сталей, работающих при температуре 350 °С–450 °С
ПОС 61 ПОС 40 ПОС 10 ПОССу 61-0,5	олово свинец	43 38 32 45	46 52 44 35	пайка электроаппаратуры, приборов, реле, оцинкованных радиодеталей при жестких требованиях к температуре
ПОССу 18-2 ПОССу 4-4	олово свинец сурьма	36 65	35 15	пайка в автомобилестроении
ПОССу 40-2	олово свинец сурьма	45	48	пайка холодильных устройств, тонколистовой упаковки, припой широкого назначения
ПМЦ 54	медь цинк	350	21	пайка меди, томпака и стали
Примечание. Буквы в обозначении марок припоев: П – припой; О – олово; С – свинец; Ср – серебро; Су – сурьма; М – медь; Ц – цинк (цифры после буквенного обозначения указывают содержание этих элементов в процентах)				

Некоторые типовые конструкции паяных соединений показаны на рис. 15.8.



а *б* *в*

Рис. 15.8. Паяные соединения:
а – стыковое (ПВ-1); *б* – нахлесточное (ПН1); *в* – телескопическое (ПН-4);
a – толщина шва; L – длина слоя припоя; b – ширина шва; s_1, s_2 – толщина основного металла

При пайке поверхности деталей очищают от окислов и обезжиривают с целью получения хорошей смачиваемости припоем и качественного заполнения им зазоров. Нагрев припоя и деталей в зависимости от их размеров осуществляют паяльником, газовой горелкой, электронагревом, в термических печах и др. Для уменьшения вредного влияния окисления поверхностей деталей при пайке применяют флюсы, а также паяют в вакууме или в среде нейтральных газов. Расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей и при охлаждении затвердевает, прочно соединяя их. Размер зазора принимают 0,02–0,30 мм в зависимости от припоя (легкоплавкий или тугоплавкий) и материала деталей.

Допускаемые напряжения в паяных соединениях зависят от многих факторов: свойств основного материала, припоев, шва соединения, толщины шва, рода силовых нагрузок, температурного режима эксплуатации и др.

При расчете паяных соединений допускаемые напряжения определяются по формулам:

$$\left[\sigma_{р}\right]=\frac{\sigma_{в}}{S};\ \left[\tau_{ср}\right]=\frac{\tau_{в}}{S}, \qquad (15.12)$$

где $\left[\sigma_{р}\right]$ и $\left[\tau_{ср}\right]$ – допускаемые напряжения на растяжение и срез, МПа;

$\sigma_{в}$ и $\tau_{в}$ – разрушающие напряжения при растяжении и срезе соответственно, МПа;

S – коэффициент запаса прочности; при статических нагрузках принимают S = 2,5–3,0, а при переменных нагрузках – S = 4,0–5,0.

Значения разрушающего напряжения на растяжение $\sigma_{в}$ приведены в табл. 15.6.

Примеры предела прочности на срез паяных соединений металлов приведены в табл. 15.8 и 15.9.

Таблица 15.8

Значения $\tau_{в}$ соединений оловянно-свинцовым припоем ПОС 40

Основной металл	Предел прочности, МПа, при температуре, °С					
	–196	–183	–96	–60	+20	+85
Сталь 20	60	55	55	51	28	22
12Х18Н9Т	30	34	30	50	32	20
Медь М3	35	33	34	35	27	16
Латунь Л63	29	29	31	27	22	22

Таблица 15.9

Значения $\tau_в$ соединений серебряными припоями

Основной металл	Предел прочности, МПа		
	ПСр 40	ПСр 45	ПСр 25
Сталь 20	240–290	180–260	190–240
12Х18Н9Т	330–460	–	–
Медь М3	350–460	350–410	350–430
Латунь Л63	250	250	–

Условие прочности при работе слоя припоя на растяжение имеет вид (рис. 15.8, *а*):

$$\sigma_р = \frac{F}{A} = \frac{F}{bl} \le \left[\sigma_р\right], \qquad (15.13)$$

где F – нагрузка на соединение, Н;

A – площадь слоя припоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки, мм^2;

b – ширина шва, равная минимальной толщине соединяемых деталей без радиуса галтели (утяжки) шва (условно принимают $b = (s_{min} - 0{,}5)$ мм);

l – длина слоя припоя, мм.

Стыковые соединения в паяных изделиях стараются применять реже из-за невысокой прочности. Если в паяном соединении планируется косой стык, то следует выполнять под углом не более 30°.

Наиболее распространены при пайке нахлесточные соединения, т. к. позволяют изменением величины нахлестки достигать равнопрочности паяного соединения. Испытания последнего типа соединения проводятся на образцах, имеющих длину нахлестки (ширину шва) $b = 2{,}5s$.

Тогда условие прочности при работе слоя припоя на срез (рис. 15.8, *б*) запишется в виде:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{F}{2{,}5sL} \le \left[\tau_{ср}\right], \qquad (15.14)$$

где A – площадь нахлестки соединяемых элементов, мм^2;

s – толщина образца, мм;

L – длина слоя нахлестки (равна ширине соединяемых плоских деталей или длине окружности по диаметру стыка трубчатых деталей).

Телескопическое паяное соединение испытывается на образцах аналогичных конструкций, поэтому разрушающее напряжение $\tau_{ср}$ вычисляется по формуле (15.14), где $L = \pi D$, мм.

Общие сведения о клеевых соединениях. Расчет на прочность

Клеевые соединения – это соединения деталей неметаллическим веществом посредством поверхностного схватывания и межмолекулярной связи в клеящем слое. Клеевые соединения применяют для деталей из металла и неметаллических материалов, преимущественно для соединения слабонагруженных деталей, деталей из листового материала, труб и т. п. (рис. 15.9).

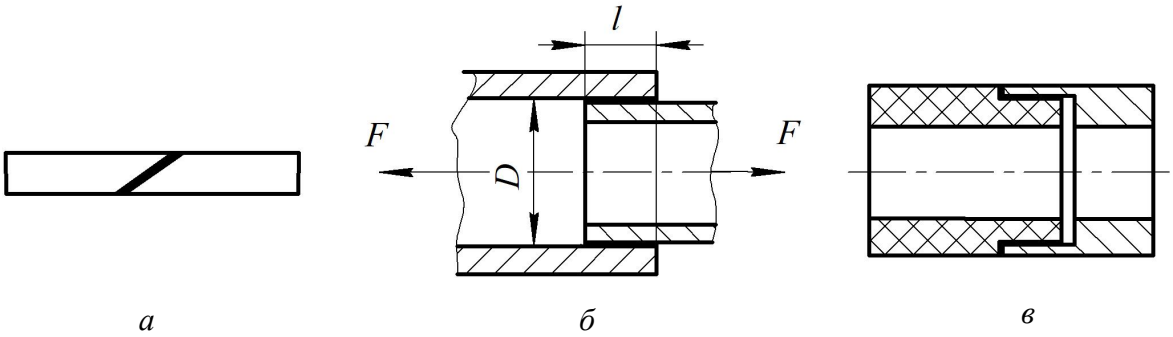


Рис. 15.9. Клеевые соединения:
а – стыковое «в ус»;
б – нахлесточное соединение из труб алюминиевого сплава по замкнутой линии;
в – стыковое ступенчатым швом из разнородных материалов

Конструкция клеевых соединений подобна конструкции паяных, только в данном случае припой заменен клеем, а при образовании соединения необходимо сжатие соединяемых частей и только для некоторых сортов клея производят незначительный нагрев деталей (чаще нагрев не требуется). Силы сцепления (адгезии) возникают при затвердевании жидкого клея.

В сельском хозяйстве клеевые соединения используются для восстановления посадочных мест подшипников, герметизации трещин в корпусах двигателей и ремонта пластиковых баков.

На прочность клеевых соединений влияют характер нагрузки, конструкция соединения, тип и толщина слоя клея, технология и время склеивания.

Перед склеиванием соединяемые поверхности подвергаются механической и химической подготовке. Механическая подготовка за счет создания шероховатости способствует увеличению площади поверхности склеивания.

Для этого металлические детали обрабатывают на металлорежущих станках или напильником, сложные поверхности подвергают пескоструйной обработке. Резиновые детали зачищают наждачной шкуркой. Пластмассовые детали обрабатывают резанием или зачищают шкуркой. Детали из стекла и фарфора не подвергают механической обработке перед склеиванием. Химическая подготовка заключается в обезжиривании склеиваемых поверхностей ацетоном, спиртом, бензином или бензолом. Прочность клеевых соединений в большей степени зависит от толщины клеевого слоя, оптимальные значения которой находятся в пределах от 0,05–0,15 мм. С применением швов толщиной более 0,5 мм прочность клеевого соединения значительно снижается.

Клеевые соединения лучше работают на сдвиг, хуже на отрыв. Поэтому предпочтительны нахлесточные соединения.

Расчеты на прочность производят по тем же формулам, что и для паяных соединений. Часто для повышения прочности применяют комбинацию клеевого соединения с резьбой, сварным и заклепочным.

Для определения допускаемых напряжений при статическом нагружении коэффициент запаса прочности следует принимать равным S = 1,5–3,0.

В табл. 15.10 приведены значения допускаемых напряжений для некоторых видов клея.

Таблица 15.10

Предел прочности клеевых соединений при отрыве и сдвиге (статическое нагружение)

Клей	$\sigma_в \approx \tau_в$, МПа, при температуре, °С		
	20	60	100
БФ-4, БФ-2	15	9	5
ПЭФ-2/10	20	16	10
Карбинольный	20	13	–

Индивидуальные задания

Задание 1. В соединении листов толщиной s_1 = 8 мм и s_2 = 10 мм (рис. 15.10, *а*) определить, какое количество заклепок диаметром d = 16 мм необходимо установить для передачи нагрузки F = 180 кН. Материал листов – Ст3, материал заклепок – Ст2. Заклепки в соединении расположены в один ряд. Осуществить проверку прочности соединяемых листов на разрыв.

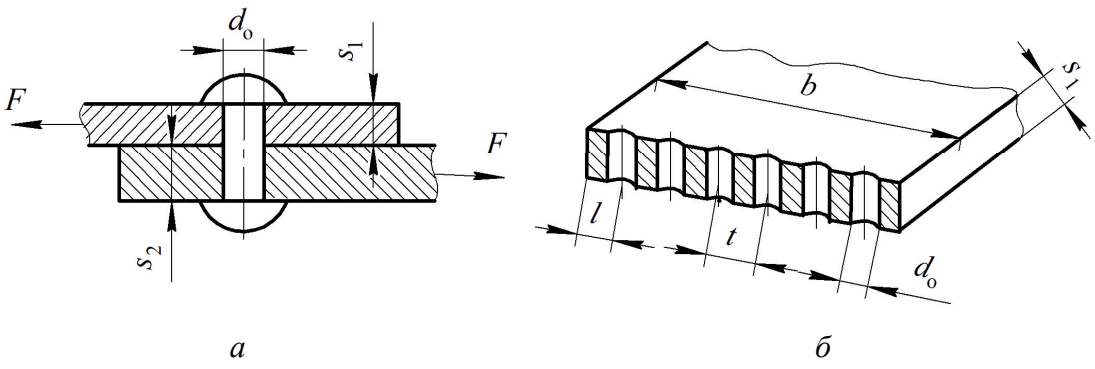


Рис. 15.10. Расчетная схема заклепочного соединения (пример)

1. Диаметр отверстия d_o под заклепку выполняем больше диаметра стержня заклепки (табл. 15.1). Для диаметра заклепки d = 16 мм диаметр отверстия при грубой сборке составит 17 мм.

2. Допускаемые напряжения выбираем по табл. 15.5 (низкоуглеродистая сталь – материал изготовления листов и заклепок). Способ изготовления отверстий под заклепки примем сверление. Тогда $[\tau_{ср}]$ = 140 МПа, $[\sigma_{см}]$ = 320 МПа, $[\sigma_р]$ = 160 МПа.

3. Определяем количество заклепок из расчета на срез (число плоскостей среза i = 1):

$$z_{ср} = \frac{4F}{\pi d_0^2 i\left[\tau_{ср}\right]} = \frac{4 \cdot 180 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 17^2 \cdot 1 \cdot 140} = 5{,}67 \approx 6.$$

4. Определяем количество заклепок из расчета на смятие:

$$z_{см} = \frac{F}{d_o s_{\min}\left[\sigma_{см}\right]} = \frac{180 \cdot 10^3}{17 \cdot 8 \cdot 320} = 4{,}13 \approx 5\ .$$

5. Из соображений надежности соединения принимаем большее значение – z = 6 заклепок.

6. Для удобства установки заклепок расстояние между ними и от края листа примем:

– шаг в ряду (расстояние между центрами заклепок) $t = 3d$;

– расстояние до кромки $l = 1{,}5d$ (рис. 15.10, *б*).

Следовательно, для расположения шести заклепок заданного диаметра d = 16 мм необходима ширина листа $b = 18d$ = 288 мм.

Принимаем b = 300 мм.

7. Проверяем прочность листов на разрыв. Проверку выполняем по листу меньшей толщины. Отверстия под заклепки ослабляют сечение, вследствие чего площадь ослабленного сечения:

$$A=(b-d_{\text{o}}z')s_{\min}=(300-17\cdot 6)\cdot 8=1584\ \text{мм}^2.$$

Тогда $\sigma_{\text{р}}=\dfrac{F}{A}=\dfrac{180\cdot 10^3}{1584}=113{,}7\ \text{МПа}\le\left[\sigma_{\text{р}}\right]=160\ \text{МПа}.$

Следовательно, прочность листа на разрыв обеспечена.

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 15.11.

Таблица 15.11

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	1	2	3	4	5
Нагрузка F, кН	150	160	180	170	100
Толщина листа s_1, мм	8	7	8	7	8
Толщина листа s_2, мм	12	9	12	9	12
Диаметр заклепок d, мм	16	18	20	14	18
Примечание. Материал листов – Ст3, материал заклепок – Ст2. Заклепки в соединении расположены в один ряд					

Задание 2. Определить максимальную знакопеременную нагрузку на заклепочное соединение внахлестку (рис. 15.11). Материал заклепок – сталь Ст3, диаметр заклепок – d = 20 мм, отверстия просверлены. Проверить прочность полосы.

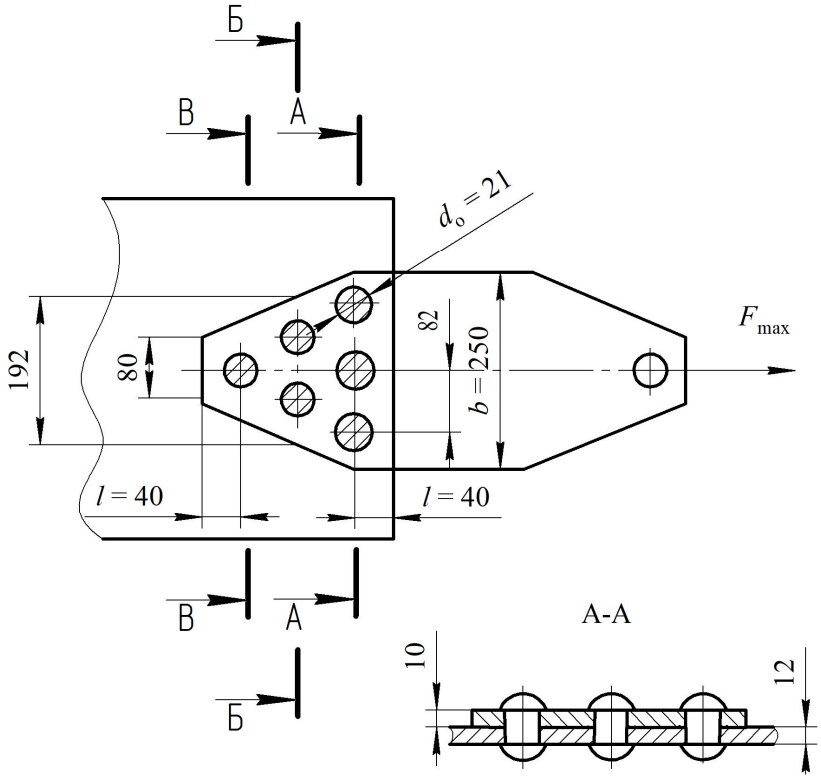


Рис. 15.11. Расчетная схема соединения (пример)

1. По табл. 15.5 принимаем допускаемые напряжения при знакопеременной нагрузке $[\tau_{ср}] = 70$ МПа; $[\sigma_{см}] = 160$ МПа; $\left[\sigma_р\right] = 80$ МПа.

2. Максимальная нагрузка из условия среза заклепки при $d_0 = 21$ мм (табл. 15.1) составит:

$$\left[F_{ср}\right] = \frac{\pi d_о^2}{4zi[\tau_{ср}]} = \frac{3{,}14 \cdot 21^2}{4 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 70} = 145{,}4 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Максимальная нагрузка из условия смятия заклепки составит:

$$\left[F_{см}\right] = d_о s_{min} z[\sigma_{см}] = 21 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 160 = 201{,}6 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Следовательно, $F_{max} = 145{,}4 \cdot 10^3$ Н.

3. Нормальные напряжения растяжения в сечениях полосы:

– сечение А-А:

$$\sigma_р = \frac{F_{max}}{(b - d_о z')s_{min}} = \frac{145{,}4 \cdot 10^3}{(250 - 21 \cdot 3) \cdot 10} = 77{,}6 \text{ МПа} \le \left[\sigma_р\right] = 80 \text{ МПа};$$

– сечение Б-Б:

$$\sigma_р = \frac{F_{max} - \frac{3}{6}F_{max}}{(b - d_о z')s_{min}} = \frac{145{,}4 \cdot 10^3 - \frac{3}{6} \cdot 145{,}4 \cdot 10^3}{(192 - 21 \cdot 2) \cdot 10} = 48{,}5 \text{ МПа} \le \left[\sigma_р\right] = 80 \text{ МПа};$$

– сечение В-В:

$$\sigma_р = \frac{F_{max} - \frac{5}{6}F_{max}}{(b - d_о z')s_{min}} = \frac{145{,}4 \cdot 10^3 - \frac{5}{6} \cdot 145{,}4 \cdot 10^3}{(80 - 21 \cdot 1) \cdot 10} = 41{,}1 \text{ МПа} \le \left[\sigma_р\right] = 80 \text{ МПа}.$$

Прочность полосы обеспечена.

4. Проверяем на срез (скалывание) края полосы:

$$\tau_{ср} = \frac{\frac{1}{6}F_{max}}{2z(l - \frac{d}{2})s_{min}} = \frac{\frac{1}{6} \cdot 145{,}4 \cdot 10^3}{2 \cdot 1 \cdot (40 - \frac{21}{2}) \cdot 10} = 40{,}9 \text{ МПа} \le \left[\tau_{ср}\right] = 50 \text{ МПа}.$$

5. Косынку на растяжение не проверяем, т. к. она заведомо прочнее полосы (размеры сечений больше).

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 15.12.

Таблица 15.12

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	6	7	8	9	10
Материал заклепок	Ст2	Сталь 20	Сталь 30	Ст3	Л62
Диаметр заклепок, мм	12	14	24	18	16

Задание 3. Рассчитать заклепочное соединение согласно рис. 15.12. Определить число и диаметр заклепок, соединяющих косынку *1* со швеллерной балкой *2*, и высоту косынки *h*, если сила F = 40 кН. Проверить наиболее нагруженную заклепку на смятие и на срез.

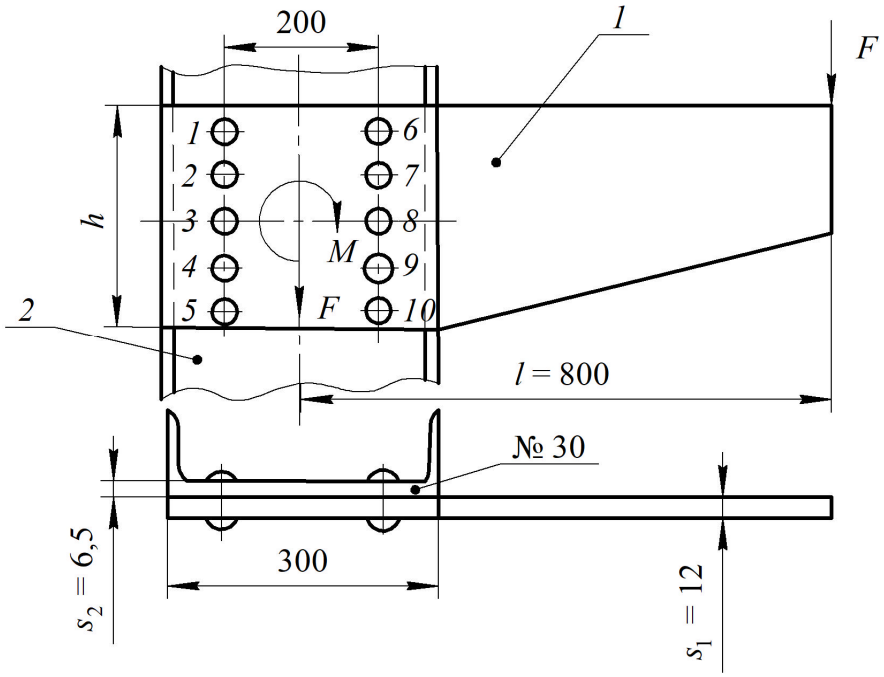


Рис. 15.12. Заклепочное соединение косынки со швеллером (пример)

1. Считаем, что отверстия под заклепку просверлены.

2. На заклепочное соединение действуют изгибающий момент M и сила сдвига Q.

$$M = Fl = 40 \cdot 10^3 \cdot 0{,}8 = 32 \cdot 10^3 \text{ Н·м}.$$

3. Из условия прочности пластин на изгиб определяем величину ослабленного сечения косынки *1*.

Тогда

$$W_{\text{кос}} = \frac{M}{[\sigma_{\text{изг}}]} = \frac{32 \cdot 10^6}{160} = 2 \cdot 10^5 \text{ мм}^3,$$

где $[\sigma_{\text{изг}}] \approx [\sigma_{\text{р}}] = 160$ МПа (табл. 15.5).

Момент сопротивления сечения косынки:

$$W_{\text{кос}} = \frac{h_{\text{кос}}^2 S_{\text{кос}}}{6} \Rightarrow h_{\text{кос}} = \sqrt{\frac{6W_{\text{кос}}}{S_{\text{кос}}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2 \cdot 10^5}{12}} = 316{,}3 \text{ мм}.$$

Учитывая, что сечение ослаблено отверстиями под заклепки, ориентировочно полученное значение высоты косынки $h_{\text{кос}}$ увеличиваем на 10 %.

Принимаем $h_{\text{кос брутто}} = 345$ мм.

4. Определяем диаметр заклепки, учитывая толщины сечения косынки и швеллера, по формуле (15.1):

$$d = (3...3{,}5)\sqrt{s_\Sigma} = (3...3{,}5) \cdot \sqrt{6{,}5 + 12} = 12{,}9...15{,}1 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 16$ мм, $d_{\text{о}} = 16{,}5$ мм (табл. 15.1).

5. Заклепки установлены по контуру соединения внахлестку, шаг соединения примем $t = 4{,}5d = 4{,}5 \cdot 16 = 72$ мм.

Число заклепок $z = 10$ (рис. 15.13).

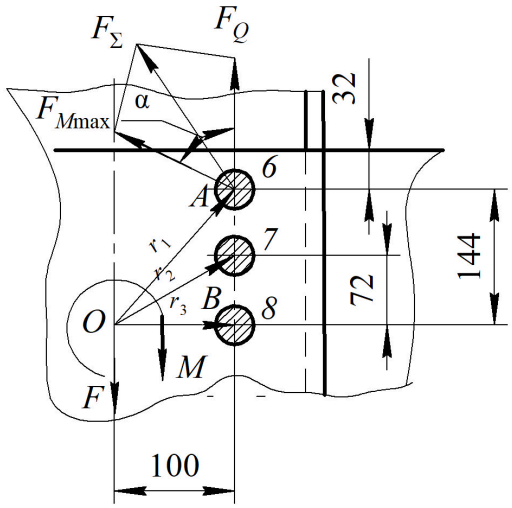


Рис. 15.13. Элемент чертежа заклепочного соединения косынки со швеллером (пример)

6. Усилие, приходящееся на одну заклепку от сдвигающей силы при условии равномерного распределения ее действия между всеми заклепками (формула (15.10)):

$$F_Q = \frac{Q}{z} = \frac{40 \cdot 10^3}{10} = 4000 \text{ Н}.$$

7. Наибольшее усилие, приходящееся на заклепку от момента M (формула (15.11)):

$$F_{M\max} = \frac{Mr_{\max}}{\sum\limits_{i=1}^{z} r_i^2} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 175}{4 \cdot 175^2 + 4 \cdot 123^2 + 2 \cdot 100^2} = 27\ 584 \text{ Н}.$$

8. Суммарное усилие, действующее на наиболее нагруженные заклепки *6* и *10*, равно геометрической сумме сил F_Q и $F_{M\max}$:

$$F_\Sigma = \sqrt{F_F^2 + F_{M\max}^2 + 2F_F F_{M\max} \cos\alpha},$$

где $r_1 = r_{\max} = \sqrt{100^2 + 144^2} = 175{,}3$ мм;

$r_2 = \sqrt{100^2 + 72^2} = 123{,}2$ мм;

$r_3 = 100$ мм;

$\cos\alpha = \dfrac{100}{175{,}3} = 0{,}5704$ (из треугольника AOB).

Тогда

$$F_\Sigma = \sqrt{F_{F6}^2 + F_{M\max 6}^2 + 2F_{F6}F_{M\max 6}\cos\alpha} =$$

$$= \sqrt{4000^2 + 27\ 584^2 + 2 \cdot 4000 \cdot 27\ 584 \cdot 0{,}5704} = 30\ 045{,}8 \text{ Н}.$$

9. По усилию F_Σ проверяем заклепку на срез и смятие ($z = 1$):

$$\tau_{ср} = \frac{4F_\Sigma}{\pi d_0^2 i} = \frac{4 \cdot 30\ 045{,}8}{3{,}14 \cdot 16{,}5^2 \cdot 1} = 140{,}6 \text{ МПа} \approx [\tau_{ср}] = 140 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} = \frac{F_\Sigma}{d_o s_{\min}} = \frac{30\ 045{,}8}{16{,}5 \cdot 6{,}5} = 280{,}1 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 320 \text{ МПа}.$$

Условия прочности под наиболее нагруженную заклепку выполняются.

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 15.13.

Таблица 15.13

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	11	12	13	14	15
Нагрузка *F*, кН	15	50	30	60	25

Задание 4. Рассчитать паяное нахлесточное соединение (рис. 15.14), если действующая на соединение нагрузка F = 20 кН, размеры соединения: толщина пластин $s_1 = s_2$ = 4 мм; длина слоя нахлестки L = 50 мм. Припой – ПОС 40. Температура 20 °С. Материал соединяемых деталей – сталь 20.

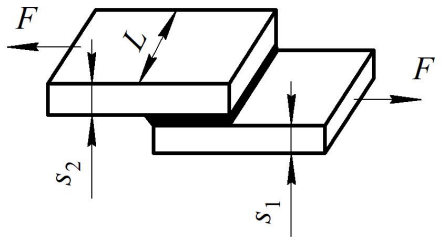


Рис. 15.14. Схема паяного нахлесточного соединения

1. Допускаемое напряжение среза для припоя ПОС 40 при соединении элементов из стали 20:

$$\left[\tau_{ср}\right] = \frac{\tau_в}{S},$$

где $\tau_в$ = 28 МПа – разрушающее напряжение при срезе, МПа (табл. 15.8);

S = 3 – коэффициент запаса прочности при действии статической нагрузки.

Тогда $\left[\tau_{ср}\right] = \frac{28}{3} = 9{,}33$ МПа.

2. Расчетное напряжение соединения составляет (принимаем $b = 2{,}5s$):

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{F}{2{,}5sL} = \frac{20 \cdot 10^3}{2{,}5 \cdot 4 \cdot 50} = 40 \text{ МПа} > \left[\tau_{ср}\right] = 9{,}33 \text{ МПа}.$$

Условие прочности не выполняется. Следует по возможности заменить пайку сваркой.

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 15.14.

Таблица 15.14

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	16	17	18	19	20
Нагрузка F, кН	40	50	35	70	10
Толщина пластин s_1 и s_2, мм	5	6	7	12	13
Длина слоя нахлестки L, мм	40	30	40	60	30
Припой	ПОС 40	ПОС 61	ПОС 40	ПОС 10	ПОС 40
Температура, °С	20	30	20	30	20
Примечание. Материал соединяемых деталей – Ст3					

Задание 5. Рассчитать паяное телескопическое соединение (рис. 15.15), если действующая на соединение нагрузка F = 20 кН, а размеры соединения: диаметр потрубка D = 30 мм; толщина труб $s_1 = s_2$ = 2 мм. Материал соединяемых деталей – медь М2. Припой – ПСр 45.

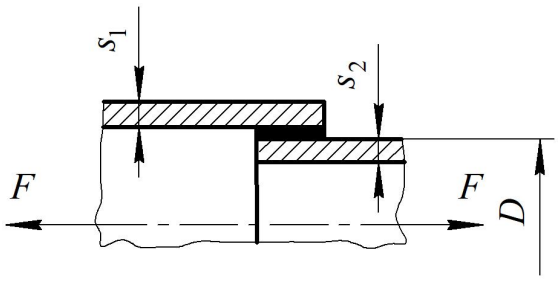


Рис. 15.15. Схема паяного телескопического соединения

1. Допускаемое напряжение среза для припоя ПСр 45 при соединении элементов из меди:

$$\left[\tau_{ср}\right] = \frac{\tau_в}{S},$$

где $\tau_в$ = 250 МПа – разрушающее напряжение при срезе, МПа (табл. 15.9);

S = 3 – коэффициент запаса прочности при статических нагрузках.

Тогда $\left[\tau_{ср}\right] = \frac{250}{3} = 83{,}3$ МПа.

2. Расчетное напряжение соединения составляет (принимаем b = 2,5s):

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{F}{2{,}5s\pi D} = \frac{20 \cdot 10^3}{2{,}5 \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 30} = 42{,}8 \text{ МПа} < \left[\tau_{ср}\right] = 83{,}3 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 15.15.

Таблица 15.15

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	21	22	23	24	25
Нагрузка F, кН	40	10	30	25	35
Диаметр потрубка D, мм	60	40	40	50	40
Толщина труб s_1 и s_2, мм	4	3	3	4	4
Материал соединяемых деталей	Сталь 20	Л63	М3	Сталь 20	12Х18Н9Т
Припой	ПСр 40	ПСр 25	ПСр 45	ПСр 40	ПСр 25

Задание 6. Проверить прочность стыкового соединения труб, изображенного на рис. 15.16, при температуре до 60 °С, выполненного клеем БФ-2 при нагрузке F = 2 кН; средний диаметр труб $D_{ср}$ = 42 мм; толщина труб $s = s_1$ = 4 мм; ширина шва $b = s$ – 0,5 мм (за счет усадки). Принять коэффициент запаса прочности S = 2.

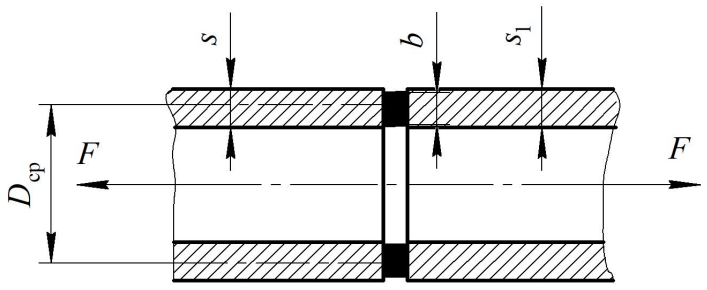


Рис. 15.16. Схема клеевого стыкового соединения

1. Допускаемое напряжение на растяжение при соединении двух труб:

$$\left[\sigma_р\right] = \frac{\sigma_в}{S},$$

где $\sigma_в$ = 9 МПа – предел прочности при отрыве, МПа (табл. 15.10);

S = 2 – коэффициент запаса прочности.

Тогда допускаемое напряжение при растяжении $\left[\sigma_{\text{р}}\right]=\frac{9}{2}=4,5$ МПа.

2. Условие прочности соединения при растяжении:

$$\sigma_{\text{р}}=\frac{F}{A}=\frac{F}{bl}\ \le\left[\sigma_{\text{р}}\right],$$

где F – нагрузка, действующая на соединение, Н;

$A = bl$ – площадь клеевого слоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки, мм^2;

$l=\pi D_{\text{ср}}$ – длина клеевого слоя, мм;

Из этого следует, что действующее (расчетное) напряжение растяжения составляет:

$$\sigma_{\text{р}}=\frac{2\cdot10^3}{3,5\cdot131,9}=4,33<\left[\sigma_{\text{р}}\right]=4,5\ \text{МПа},$$

где $b = s – 0,5 = 4 – 0,5 = 3,5$ мм.

$l=3,14\cdot42=131,9$ мм.

Условие прочности выполняется.

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 15.16.

Таблица 15.16

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	26	27	28	29	30
Нагрузка F, кН	1,5	2,5	3,0	3,3	1,2
Клей	БФ-4	БФ-2	ПЭФ-2/10	БФ-4	БФ-2
Температура, °С	20	40	30	80	100
Средний диаметр труб $D_{\text{ср}}$, мм	50	60	70	56	36
Толщина труб s и s_1, мм	6	6	6	5	3
Коэффициент запаса прочности	2,2	2,4	2,6	2,5	3,0

Задание 7. Определить, в каком элементе и при каком усилии F произойдет разрушение соединения (рис. 15.17). Материал полосы и накладок – сталь Ст3; материал заклепок – сталь Ст2; отверстия под заклепки сверленые, диаметром d = 16,5 мм; расстояние до кромки $l = 2d$; нагрузка статическая.

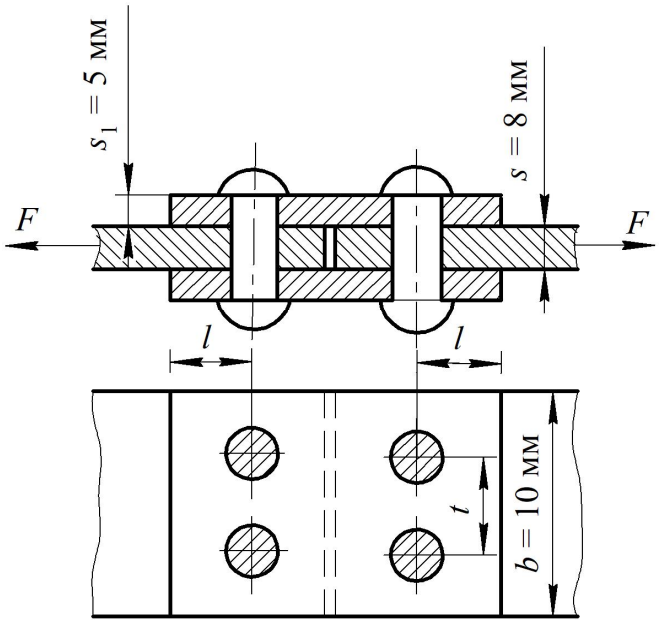


Рис. 15.17. Схема заклепоченого соединения

Задание 8. Определить ширину шва b паяного соединения латунного сильфона с патрубком вакуумной камеры (рис. 15.18) припоем ПОС 40. Максимальная нагрузка, действующая на сильфон в рабочем режиме, F = 1,3 кН. Рабочая температура 20 °С. Диаметр патрубка D = 36 мм.

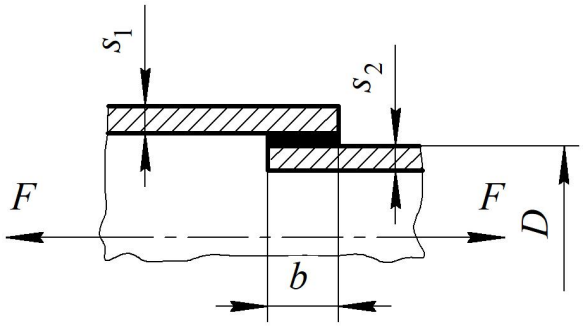


Рис. 15.18. Схема паяного соединения

Задание 9. Проверить прочность клеевого соединения стекла фонарного маслоуказателя с корпусом (рис. 15.19). Размеры поликарбонатного стекла:

диаметр D = 50 мм; толщина h = 8 мм. Давление среды в корпусе p = 0,25 МПа, температура $t \leq 120$ °С. Клей ПФ 2/10. Допускаемые напряжения среза для данного клея при температуре 120 °С составляет 8 МПа.

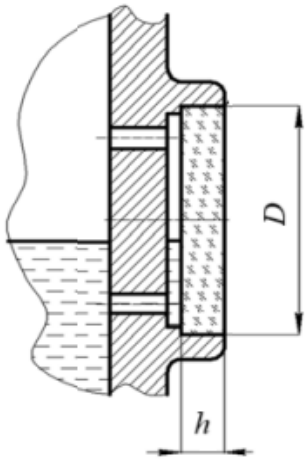


Рис. 15.19. Схема соединения стекла фонарного маслоуказателя

Рекомендуемая литература: [6; 7; 14; 17].

Практическая работа № 16

ПОДБОР И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: изучить назначение и типы соединений стандартными шпонками, их обозначения и порядок расчета призматических и сегментных шпоночных соединений.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Конструкция, применение и расчет соединений с натягом, шпоночных, шлицевых и штифтовых».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения

Шпоночные соединения (рис. 16.1) предназначаются для передачи вращающего момента с вала на деталь и наоборот. С помощью шпонок на валах и осях фиксируются зубчатые колеса, шкивы, звездочки, полумуфты и другие детали.

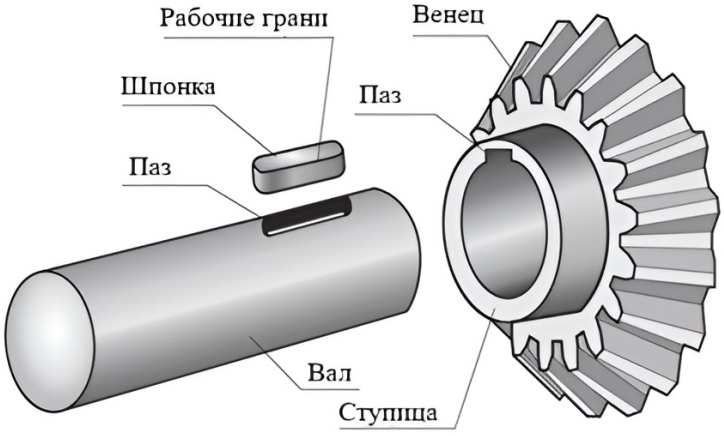


Рис. 16.1. Детали шпоночного соединения

Достоинства шпоночных соединений – простота конструкции, сравнительно низкая стоимость изготовления, легкость монтажа и демонтажа, благодаря чему их применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостатки – ограниченная нагрузочная способность, концентрация напряжений в валу и ступице у шпоночного паза, а в ряде случаев – необходимость ручной подгонки (при использовании клиновых шпонок).

По форме стандартные шпонки делятся на призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные. Наибольшее распространение получили соединения с призматическими и сегментными шпонками.

Например, для призматической шпонки стандарты предусматривают для каждого размера вала определенные размеры поперечного сечения нормальной (ГОСТ 23360–78), высокой (ГОСТ 10748–79) и направляющей (ГОСТ 8790–79) шпонок.

Работоспособность неподвижного шпоночного соединения зависит от посадки ступицы на вал. Как правило, в сопряжении «вал–ступица» назначают переходную посадку *H*7/*k*6. При больших нагрузках на соединение могут применяться посадки с натягом H7/r6 и *H*7/*s*6.

Расчет шпоночных соединений на прочность

Размеры поперечного сечения нормальной призматической шпонки и размеры пазов в ступице и валу стандартизированы и соответствуют ГОСТ 23360–78 (рис. 16.2).

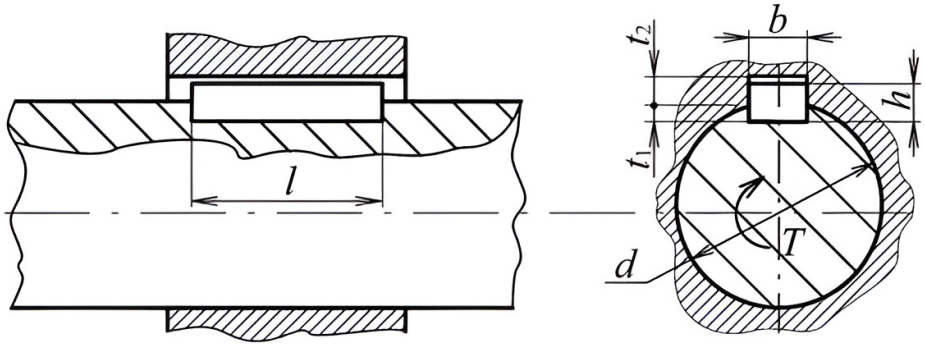


Рис. 16.2. Размеры шпоночного соединения с призматической шпонкой

При известной ширине ступицы длину шпонки *l* принимают на 5–10 мм меньше длины ступицы из стандартного ряда (табл. 16.1) и затем проверяют на прочность. При проектном расчете шпоночного соединения длину шпонки *l* рассчитывают из условия прочности шпоночного соединения.

Размеры призматических шпонок и сечений пазов под шпонку по ГОСТ 23360–78 приведены в табл. 16.1.

Таблица 16.1

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360–78)

В миллиметрах

Диаметр вала, d		Сечение шпонки		Фаска $S_1 \times 45°$ или радиус r	Глубина паза		Длина, l
Свыше	До	b	h		Вала, t_1	Ступицы, t_2	
12	17	5	5	0,16–0,25	3,0	2,3	10–56
17	22	6	6		3,5	2,8	14–70
22	30	8	7		4,0	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

Примечания.

1. Длины шпонок l 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.
2. Таблица дана с сокращениями: в ГОСТ 23360–78 диапазон диаметров вала d = 6–500 мм, длина шпонок до 500 мм.
3. Пример обозначения шпонки с размерами b = 16, h = 10, l = 63 исполнения *А*:

Шпонка 16×10×63 ГОСТ 23360–78.

То же, исполнения В:

Шпонка В 16×10×63 ГОСТ 23360–78

Расчетная длина шпонки в мм определяется расчетным путем:

$$l_{\text{р}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d\left(h - t_1\right)\left[\sigma_{\text{см}}\right]}, \qquad (16.1)$$

где T – наибольший вращающий момент с учетом динамических нагрузок, Н·м;

d – диаметр вала, мм;

$(h - t_1)$ – размер грани шпонки в ступице, работающей на смятие, мм (h и t_1 – значения высоты шпонки и глубины врезания ее в паз вала принимаются по табл. 16.1);

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа.

Шпонки изготавливаются из среднеуглеродистых сталей с пределом прочности $\sigma_в \geq 590$ МПа (например, сталь Ст6, стали 45, 50). В качестве сортамента обычно используют чистотянутую сталь (ГОСТ 8787–68).

Допускаемые напряжения смятия назначают с учетом типа посадки ступицы на вал, материала ступицы и характера нагрузки. Меньшие значения следует принимать при чугунных ступицах и при резких изменениях нагрузки на соединение (табл. 16.2).

Таблица 16.2

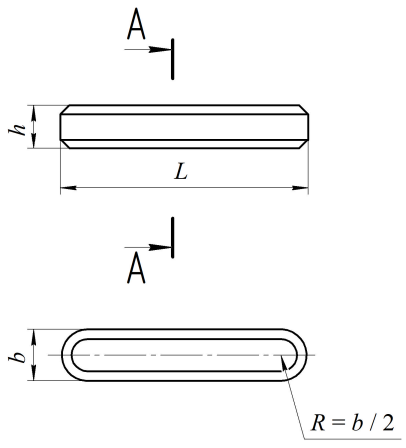
Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$, МПа

Характер нагрузки	Посадка ступицы на вал			
	С натягом *H*7/*r*6 и *H*7/*s*6		Переходная *H*7/*k*6	
	Материал ступицы			
	Сталь	Чугун	Сталь	Чугун
Постоянная	200	120	150	80
Переменная	130	60	80	60

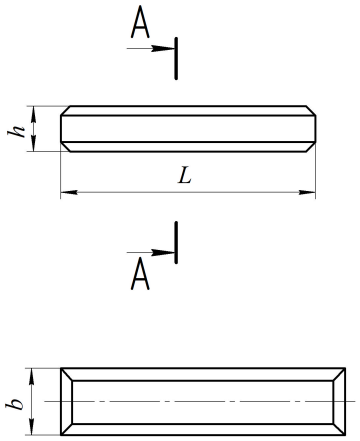
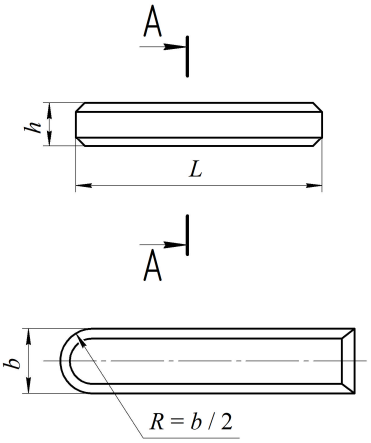
Стандарт ГОСТ 23360–78 предусматривает три варианта исполнения шпонок (табл. 16.3): с двумя закругленными торцами (исполнение А), с двумя прямыми торцами (исполнение Б) и с одним закругленным торцом и одним прямым торцом (исполнение В).

Таблица 16.3

Длина шпонок различных исполнений

Исполнение шпонки	Эскиз шпонки	Зависимость для расчета полной длины шпонки	
		полной	рабочей
А		$l \geq l_р + b$	В качестве сортамента обычно используют чистотянутую сталь (ГОСТ 8787–68)

Окончание таблицы 16.3

Исполнение шпонки	Эскиз шпонки	Зависимость для расчета полной длины шпонки	
		полной	рабочей
Б		$l \geq l_{\text{р}}$	$l_{\text{рб}} = l$
В		$l \geq l_{\text{р}} + 0,5b$	$l_{\text{рб}} \geq l - 0,5b$

Нагрузку передают только боковые грани шпонок длиной $l_{\text{рб}}$, скругленные торцы в передаче вращающего момента не участвуют. Полная длина шпонки l определяется с учетом ее исполнения (табл. 16.3).

Окончательно длину шпонки принимают из интервала длин, установленных для каждого типоразмера в ГОСТ 23360–78 (табл. 16.1).

При стандартных размерах сечений, принятых в зависимости от диаметра вала, прочность на изгиб и срез обеспечивается при условии прочности на смятие рабочих граней шпонки, выступающих из вала. Поэтому призматические шпонки достаточно проверять на смятие боковых граней, выступающих из вала:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d\left(h - t_1\right) l_{\text{р}}} \leq \left[\sigma_{\text{см}}\right]. \qquad (16.2)$$

Наряду с призматическими шпонками в массовом и крупносерийном производствах широко применяют сегментные шпонки. Их получают, отрезая от

круглого прутка (сталь чистотянутая для шпонок сегментных, сортамент по ГОСТ 8786–68) диаметром D диск толщиной b, который затем разрезают на два равных сегмента. При этом высота шпонки $h \approx 0{,}4D$, длина $l \approx D$ (рис. 16.3).

Конструкция соединения с помощью сегментной шпонки показана на рис. 16.4.

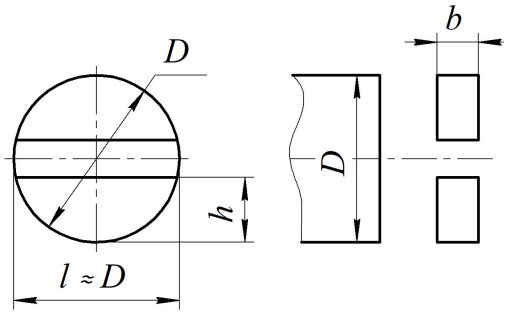


Рис. 16.3. Получение из круглого прутка 2-х сегментных шпонок

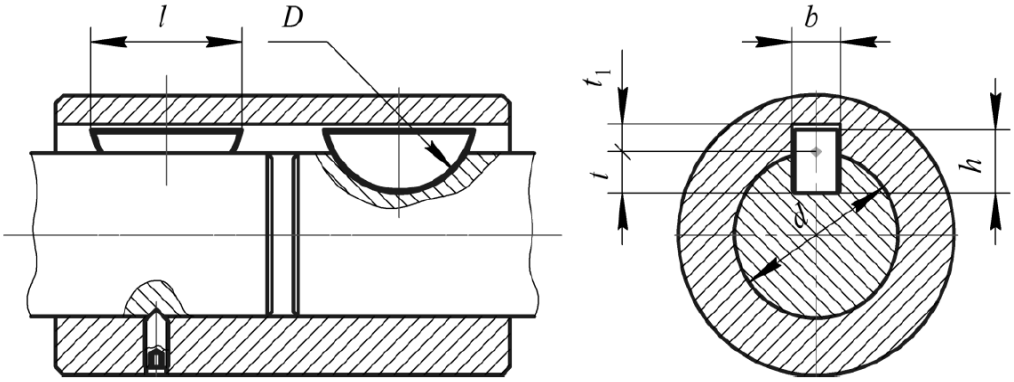


Рис. 16.4. Соединение сегментной шпонкой

Сегментные шпонки имеют более глубокую посадку в паз и не перекашиваются под нагрузкой. При короткой ступице устанавливают по одной, при длинных – по две на длине ступицы. Паз на валу выполняют специальной дисковой фрезой, соответствующей размеру шпонки по D и b. В ступице сквозные пазы получают протяжкой, глухие выполняют долблением. Ручная подгонка обычно не требуется.

Недостатком соединения является ослабление сечения вала глубоким пазом, снижающим сопротивление усталости конструкции. Поэтому сегментные шпонки применяют при установке деталей на малонагруженных участках вала, на их концах. Размер шпонки: ширина b, высота h, диаметр D, глубина пазов t и t_1 стандартизованы (ГОСТ 24071–97) и выбираются в зависимости от значений диаметра вала. В стандарте предусмотрен диапазон диаметров вала d от 8 до 38 мм. Размеры соединений сегментной шпонкой приведены в табл. 16.4.

Таблица 16.4

Шпонки сегментные (по ГОСТ 24071–97, ИСО 3912–77).
Размеры шпонки и пазов (в мм)

Диаметр вала d для шпонки		Нормативные размеры шпонки				Глубина паза		Фаска S_1×45° или радиус r_1
передающей вращающий момент	фиксирующей элементы на валу (оси)	b	h	D	l	t (вал)	t_1 (втулка)	–
Св. 8 до 10	Св. 12 до 15	3	5,0	13	12,6	3,8	1,4	0,08–0,16
» 10 » 12	» 15 » 18	3	6,5	16	15,7	5,3	1,4	
» 12 » 14	» 18 » 20	4	6,5	16	15,7	5,0	1,8	
» 14 » 16	» 20 » 22	4	7,5	19	18,6	6,0	1,8	0,16–0,25
» 16 » 18	» 22 » 25	5	6,5	16	18,6	4,5	2,3	
» 18 » 20	» 25 » 28	5	7,5	19	18,6	5,5	2,3	
» 20 » 22	» 28 » 32	5	9,0	22	21,6	7,0	2,3	
» 22 » 25	» 32 » 36	6	9,0	22	21,6	6,5	2,8	
» 25 » 28	» 36 » 40	6	10,0	25	24,5	7,5	2,8	
» 28 » 32	Свыше 40	8	11,0	28	27,3	8,0	3,3	0,25–0,40
» 32 » 38	Свыше 40	10	13,0	32	31,4	10,0	3,3	
Примечание. Условное обозначение сегментной шпонки сечением b×h = 5×6,5 мм: *Шпонка 5×6,5 ГОСТ 24071–97*								

Сегментные шпонки проверяют на прочность по напряжениям смятия $\sigma_{см}$ и среза $\tau_{ср}$, принимая $l_р \approx l$, $k = h - t$ с размерностью в мм:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dkl_р} \le [\sigma_{см}]; \qquad (16.3)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dbl_р} \le [\tau_{ср}], \qquad (16.4)$$

где b – ширина шпонки, мм;

$[\sigma_{см}]$ и $[\tau_{ср}]$ – допускаемые напряжения смятия и среза, МПа.

Значения $[\sigma_{см}]$ принимаются так же, как и для призматических шпонок, а $[\tau_{ср}]$ = 70–100 МПа.

Пример подбора и расчета шпоночных соединений с призматической и сегментными шпонками

Пример 1. Определить размеры шпоночного соединения по ГОСТ 23360–78 и проверить его на прочность при диаметре вала d = 80 мм, материале ступицы – сталь 45 и вращающем моменте T = 1700 Н·м. Характер нагрузки – постоянный, посадка ступицы на вал – $H7/k6$, исполнение – А.

1. Применяем стандартное неподвижное шпоночное соединение по ГОСТ 23360–78 с обыкновенной призматической шпонкой исполнения *А* со скругленными торцами. Определяем размеры поперечного сечения шпонки и пазов под шпонку на валу для стандартного шпоночного соединения с диаметром вала d = 80 мм (табл. 16.5).

Принятые основные размеры соединения с призматическими шпонками по ГОСТ 23360–78.

Таблица 16.5

Основные размеры соединения с призматическими шпонками для d = 80 мм (по ГОСТ 23360–78)

В миллиметрах

Диаметр вала, d		Сечение шпонки		Фаска $S_1 \times 45°$ или радиус r	Глубина паза		Длина, l
Свыше	До	b	h		Вала, t_1	Ступицы, t_2	
75	85	22	14	0,4–0,6	9,0	5,4	63–250

2. Для неподвижного шпоночного соединения при постоянной нагрузке, переходной посадке $H7/k6$ по табл. 16.2 выбираем значение допускаемого напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ = 150 МПа.

3. Определяем расчетную длину шпонки (формула (16.1)):

$$l_р = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1)[\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 1700 \cdot 10^3}{80 \cdot (14 - 9) \cdot 150} = 56{,}6 \text{ мм}.$$

Для шпонки с двумя закругленными торцами (исполнение А) и шириной b = 22 мм рассчитываем минимальное значение полной длины шпонки по табл. 16.1:

$$l \geq l_р + b = 56{,}6 + 22 = 78{,}6 \text{ мм}.$$

4. Для данного типоразмера шпонки рекомендуется выбирать длину из диапазона 63–250 мм. Полная длина l должна соответствовать стандартному ряду (табл. 16.1) и быть не менее расчетной. Принимаем l = 80 мм.

Условное обозначение принятой шпонки исполнения А:

Шпонка 22×14×80 ГОСТ 23360–78.

5. Рабочая длина принятой шпонки будет равна (табл. 16.2):

$$l_{\text{рб}} \geq l - b = 80 - 22 = 58 \text{ мм}.$$

6. Определяем длину шпонки по размерам ступицы соединяемой детали с валом, проверяем по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d\left(h - t_1\right) l_{\text{рб}}} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1700}{80 \cdot \left(14 - 9\right) \cdot 58} = 146,6 \leq \left[\sigma_{\text{см}}\right] = 150 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Пример 2. Валы диаметром d = 30 мм соединяются втулочной муфтой (рис. 16.5). Для соединения деталей используются сегментные шпонки, которые следует подобрать и проверить на прочность. Передаваемая мощность при среднем режиме работы соединения P = 10 кВт, частота вращения валов n = 1440 мин$^{-1}$. Материал валов и муфты – сталь 45, шпонок – сталь Ст6.

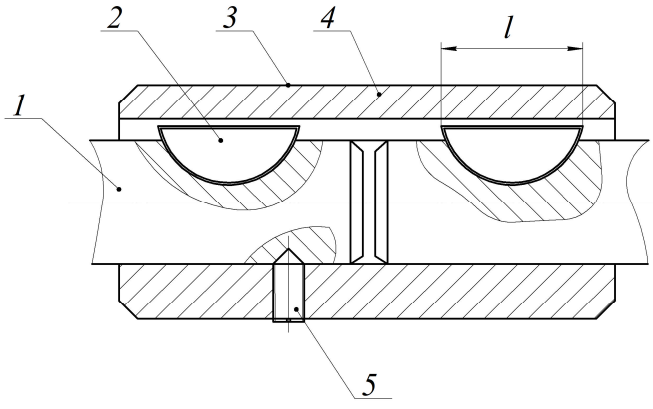


Рис. 16.5. Соединение валов втулочной муфтой:
1 – вал; *2* – шпонка сегментная (ГОСТ 24071–97);
3 – пружинное кольцо стопорное (ГОСТ 2833–77);
4 – муфта втулочная (ГОСТ 24246–96); *5* – винт установочный (ГОСТ 1476–93)

1. По табл. 16.4 для размера валов диаметрами 30 мм выбираем две сегментные шпонки с размерами, мм: b = 8,0; h = 11,0; d_1 = 28,0; t = 8,0; t_1 = 3,3; l = 27,3 (рис. к табл. 16.4).

2. Передаваемый муфтой момент:

$$T = 9550\frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{10}{1440} = 66{,}3 \text{ Н·м}.$$

3. Напряжение (формула (16.3)) при рабочей длине и высоте площадки смятия шпонки:

$$l_{\text{р}} \approx l = 27{,}3 \text{ мм}, \quad k = h - t = 11 - 8 = 3 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{dkl_{\text{р}}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 66{,}3}{30 \cdot 3 \cdot 27{,}3} = 54 \text{ МПа},$$

что больше $[\sigma_{\text{см}}]$ = 80–150 МПа (табл. 16.2).

4. Определяем по формуле (16.4) расчетное напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{dbl_{\text{р}}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 66{,}3}{30 \cdot 8 \cdot 27{,}3} = 20{,}2 \text{ МПа},$$

что меньше, чем $[\tau_{\text{ср}}]$ = 70–100 МПа.

Выбранные шпонки работают с большим запасом прочности.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Подобрать по стандарту призматическую шпонку, соблюдая условие, что соединение передает мощность P = 12,4 кВт при частоте вращения n = 720 мин$^{-1}$, диаметр вала d = 35 мм, нагрузка – плавная, без толчков. Материал вала и насаживаемой детали – сталь 35, для которой $\sigma_{\text{в}}$ = 600 МПа, $\sigma_{\text{т}}$ = 380 МПа, коэффициент безопасности S = 2,5. Проверить прочность соединения, принимая длину шпонки l = 1,5d. Задача

Задача 2. На промежуточном валу редуктора шестерня и колесо имеют одинаковые по сечению и длине призматические шпонки. Диаметр вала под колесом принять на 10 % меньше, чем под шестерней. Определить, для какого из указанных шпоночных соединений напряжение смятия меньше и на сколько (в процентах).

Задача 3. Зубчатое колесо с делительной окружностью диаметром d_2 = 120 мм (рис. 16.6) передает окружное усилие F_t = 3,6 кН. Определить необходимую длину шпонки, если диаметр вала d = 35 мм. Материал колеса и вала – сталь 45Х, шпонки – сталь Ст6, нагрузка – со слабыми толчками.

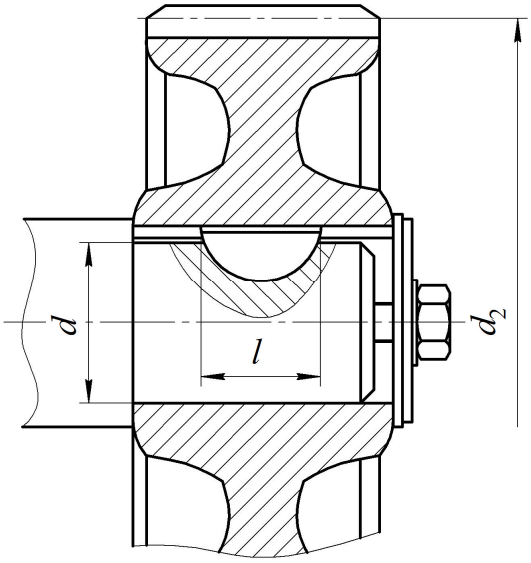


Рис. 16.6. Шпоночное соединение зубчатого колеса с валом

Задача 4. Для вала диаметром d = 30 мм, передающего вращающий момент, необходимо подобрать рациональный тип соединения призматической или сегментной шпонками и определить предельный момент, который эти шпонки могут передать. Принять рабочую длину шпонок l = 50 мм, допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ = 150 МПа. Расчетный момент определить при $[\tau_{ср}]$ = 25 МПа.

Задача 5. Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку для крепления на валу червячного колеса, передающего момент T = 1,5 кН·м. Колесо установлено на валу диаметром d = 70 мм; длина ступицы колеса $l_{ст}$ = 90 мм. Материал шпонки – сталь 45, материал ступицы колеса – сталь Ст5. Допускаемое напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ = 150 МПа.

Задача 6. От электродвигателя к редуктору передается мощность $P_{эд}$ = 7,2 кВт при частоте вращения $n_{эд}$ = 1455 мин$^{-1}$ клиноременной передачей. Подобрать и проверить на смятие и срез призматическую шпонку на ведущем валу редуктора, если диаметр вала $d_в$ = 30 мм. Длину ступицы $l_{ст}$ шкива принимаем конструктивно в зависимости от диаметра вала по стандартному соотношению для шкивов.

Рекомендуемая литература: [2; 6; 7; 8–12; 14; 17].

Практическая работа № 17

РАСЧЕТЫ ПРОЧНОСТИ ШЛИЦЕВЫХ И ШТИФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: изучить методику подбора и проверочного расчета на прочность шлицевых и штифтовых соединений.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Конструкция, применение и расчет соединений с натягом, шпоночных, шлицевых и штифтовых».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Общие сведения о шлицевых соединениях

Многошпоночные соединения, в которых шпонки-зубья изготовляют совместно с валом, называют **шлицевыми** (зубчатыми) (рис. 17.1).

В технологическом исполнении зубья на валах получают фрезерованием, строганием или накатыванием в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Впадины в отверстиях ступиц образуют протягиванием или долблением.

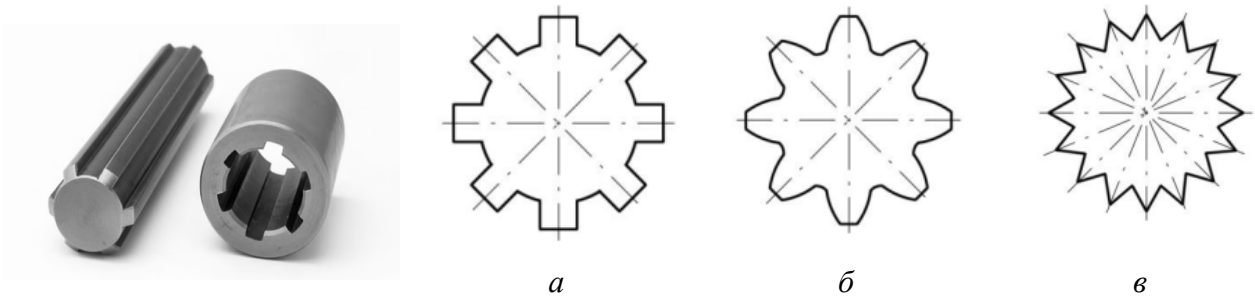
По форме поперечного сечения различают три типа шлицевых соединений:

– прямобочные (ГОСТ 1139–80);

– эвольвентные (ГОСТ 6033–80);

– треугольные (изготавливаются по отраслевым стандартам).

Соединения выполняют подвижными и неподвижными (вдоль оси вала).



а *б* *в*

Рис. 17.1. Шлицевые соединения:
а – прямобочная; *б* – эвольвентная; *в* – треугольная

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:

– способность точно центрировать соединяемые детали или точно выдерживать направление при их относительном осевом перемещении;

– меньшее число деталей соединения (шлицевое соединение образует две детали, шпоночное – три);

– большая несущая способность вследствие большей суммарной площади контакта;

– взаимозаменяемость (нет необходимости в ручной пригонке);

– большее сопротивление усталости вследствие меньшей глубины впадины и, следовательно, меньшей концентрации напряжений, особенно для эвольвентных шлицев.

Недостаток – более сложная технология изготовления, что приводит к более высокой стоимости.

Шлицевые соединения по характеру соединения могут быть неподвижными для закрепления детали на валу и подвижными, допускающие перемещение вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач, шпинделя сверлильного станка).

Наиболее распространены в общем машиностроении (более 80 %) прямобочные шлицевые (зубчатые) соединения. Они стандартизированы согласно ГОСТ 1139–80 и делятся на три серии: легкую, среднюю и тяжелую (табл. 17.1). Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных (например, в коробках передач), а тяжелая – для передачи значительных вращающих моментов.

Таблица 17.1

Размеры соединений прямобочными шлицами (ГОСТ 1139–80)

$Z\times d\times D$	b	d_1	c	$z\times d\times D$	b	d_1	c	$z\times d\times D$	b	d_1	c
Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
6×23×26	6,0	22,1	0,2	6×11×14	3,0	9,9	0,2	10×16×20	2,5	14,1	0,2
6×26×30	6,0	24,6	0,2	6×13×16	3,5	12,0	0,2	10×18×23	3,0	15,6	0,2
6×28×32	7,0	26,7	0,2	6×16×20	4,0	14,5	0,2	10×21×26	3,0	18,5	0,2
8×32×36	6,0	30,4	0,3	6×18×22	5,0	16,7	0,2	10×23×29	4,0	20,3	0,2
8×36×40	7,0	34,5	0,3	6×21×25	5,0	19,5	0,2	10×26×32	4,0	23,0	0,3
8×42×46	8,0	40,4	0,3	6×23×28	6,0	21,3	0,2	10×28×35	4,0	24,4	0,3
8×46×50	9,0	44,6	0,3	6×26×32	6,0	23,4	0,3	10×32×40	5,0	28,0	0,3
8×52×58	10,0	49,7	0,5	6×28×34	7,0	25,9	0,3	10×36×45	5,0	31,3	0,3

Окончание таблицы 17.1

$Z\times d\times D$	b	d_1	c	$z\times d\times D$	b	d_1	c	$z\times d\times D$	b	d_1	c
Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
8×56×62	10,0	53,6	0,5	8×32×38	6,0	29,4	0,3	10×42×52	6,0	36,9	0,3
8×62×68	12,0	59,8	0,5	8×36×42	7,0	33,5	0,3	10×46×56	7,0	40,9	0,5
10×72×78	12,0	69.6	0,5	8×42×48	8,0	39,5	0,3	16×52×60	6,0	47,0	0,5
10×82×88	12,0	79,3	0,5	8×46×54	9,0	42,7	0,5	16×56×65	5,0	50,6	0,5
10×92×98	14,0	89,4	0,5	8×52×60	10,0	48,7	0,5	16×62×72	6,0	56,1	0,5
10×102×108	16,0	99,9	0,5	8×56×65	10,0	52,2	0.5	16×72×82	7,0	65,9	0,5
10×112×120	18,0	108,8	0,5	8×62×72	12,0	57,8	0,5	20×82×92	6,0	75,6	0,5
–	–	–	–	10×72×82	12,0	67,4	0,5	20×92×102	7,0	85,5	0,5
–	–	–	–	10×82×92	12,0	77,1	0,5	20×102×115	8,0	94,0	0,5
–	–	–	–	10×92×102	14,0	87,3	0,5	20×112×125	9,0	104,0	0,5
–	–	–	–	10×102×112	16,0	97,7	0,5	–	–	–	–
–	–	–	–	10×112×125	18,0	106,3	0,5	–	–	–	–
Примечание. Размер c соответствует максимальному значению											

Способы центрирования шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба

Для сопряжения втулки и вала прямобочных соединений следует выбрать один из трех возможных способов их центрирования:

– по наружному диаметру D (рис. 17.2, *а*);

– по внутреннему диаметру d (рис. 17.2, *б*);

– по боковым сторонам шлицов b (рис. 17.2, *в*).

Центрирование по одному из диаметров (D или d) применяют в тех случаях, когда необходима повышенная точность совпадения геометрических осей сопрягаемых деталей.

Центрирование по D применяют наиболее часто, когда твердость ступицы (менее 350 НВ) допускает обработку отверстия протяжкой; при этом вал обрабатывают круглым шлифованием

При твердости материала ступицы более 350 НВ применяют центрирование по внутреннему диаметру d. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала шлифуют, что удорожает изготовление соединения. Центрирование по d обычно используют в подвижных соединениях при высокой твердости ступицы или большой длине валов.

Центрирование по боковым сторонам зубьев b эффективно в тех случаях, когда точность соосности деталей не является критичной, но требуется высокая прочность соединения (например, в карданных валах автомобилей) или

минимальные боковые зазоры при знакопеременных нагрузках. Этот способ не обеспечивает высокой точности центрирования и применяется редко.

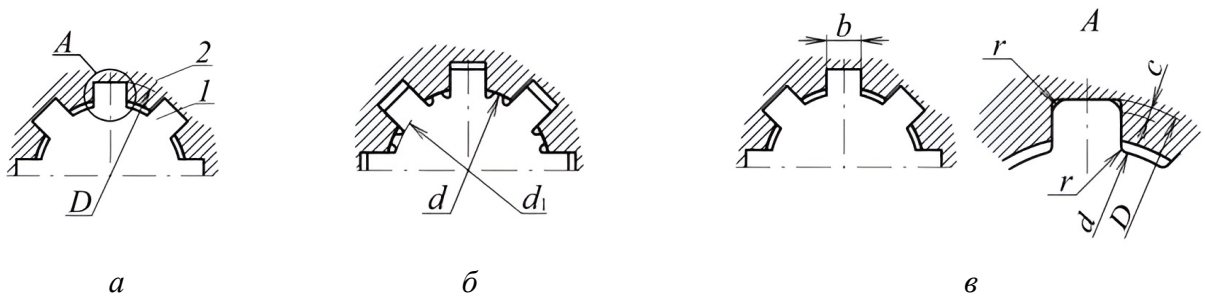


Рис. 17.2. Центрирование прямобочных шлицевых соединений:
а – по наружному диаметру; *б* – по внутреннему диаметру; *в* – по боковым поверхностям;
1 – вал; *2* – ступица; d – диаметр впадины; d_1 – наименьший диаметр впадины;
D – диаметр вершины; b – ширина зуба; r – скругление; c – фаска

Выбор типа шлицевых соединений обусловлен их конструктивными и технологическими особенностями. Для высокоточных соединений, предназначенных для передачи значительных вращающих моментов при реверсивном движении, целесообразно применять эвольвентный профиль с центрированием по боковым сторонам зубьев.

Посадки и условные обозначения прямобочных шлицевых соединений

Условное обозначение шлицевого соединения включает букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев, номинальные размеры d, D, b, обозначение посадок (указываются после соответствующих размеров) (рис. 17.2).

Структура условного обозначения шлицевого прямобочного соединения должна иметь следующий вид (ГОСТ 1139–80):

$$1 - 2 \times 3\frac{4}{5} \times 6\frac{7}{8} \times 9\frac{10}{11},$$

где 1 – обозначение поверхности центрирования;

2 – число шлицев соединения;

3, 6, 9 – номинальные размеры d, D и b;

4, 7, 10, 5, 8, 11 – обозначения полей допусков отверстий и валов по диаметрам d, D и по боковым сторонам шлицев b.

Пример условного обозначения шлицевого соединения легкой серии с числом зубьев z = 8, внутренним диаметром d = 36 мм, наружным диаметром D = 40 мм, шириной зуба b = 7 мм, с центрированием по наружному диаметру D, с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H7}{f7}$ и по размеру $b - \frac{F8}{f7}$: $D - 8 \times 36H11 \times$ $\times 40\frac{H7}{f7} \times 7\frac{F8}{f7}$.

Втулка этого соединения имеет вид: $D - 8 \times 36H11 \times 40H7 \times 7F8$, а вал $D - 8 \times 36b12 \times 40f7 \times 7f7$.

Пример условного обозначения неподвижного шлицевого соединения средней серии с центрированием по внутреннему диаметру d с числом шлицев 6 (табл. 17.2): $d - 6 \times 28\frac{H7}{js6} \times 34H12 \times 7\frac{D9}{k7}$.

Пример условного обозначения подвижного шлицевого соединения тяжелой серии с центрированием по боковой поверхности b шлицев с числом шлицев 10, работающего в условиях реверса: $b - 10 \times 28\ H11 \times 35\ H12 \times 4\frac{D9}{e8}$.

По нецентрирующим диаметрам предусматриваются зазоры при любом виде центрирования. Поля допусков нецентрирующих диаметров: d – у вала $b12$, у втулки – $H11$; D – у вала $a11$, у втулки – $H12$.

Таблица 17.2

Рекомендуемые посадки элементов прямобочных шлицевых соединений при различных способах центрирования

Поверхность центрирования	Элемент соединения	Посадки	
		Подвижное соединение	Неподвижное соединение
D	D	$\left[\frac{H7}{f7}\right]; \frac{H7}{g6}; \frac{H8}{e8}$	$\left[\frac{H7}{js6}\right]; \frac{H7}{n6}; \frac{H11}{b12}$
	d	Втулка по $H11$; вал не менее d_1	
	b	$\left[\frac{F8}{f7}\right]; \frac{F8}{f8}; \frac{D9}{h9}$	$\left[\frac{F8}{js7}\right]; \frac{H8}{js7}; \frac{D9}{js7}$
d	D	$\frac{H12}{a11}$	
	d	$\left[\frac{F7}{f7}\right]; \left[\frac{H7}{g6}\right]; \frac{H8}{e8}$	$\left[\frac{H7}{js6}\right]; \frac{H7}{js7}; \frac{H7}{n6}$
	b	$\left[\frac{F8}{f7}\right]; \frac{F10}{f9}; \frac{F10}{h9}; \left[\frac{D9}{h9}\right]$	$\left[\frac{D9}{js7}\right]; \left[\frac{F10}{js7}\right]; \left[\frac{D9}{k7}\right]$

Окончание таблицы 17.2

Поверхность центрирования	Элемент соединения	Посадки	
		Подвижное соединение	Неподвижное соединение
b	D	$\frac{H12}{a11}$	
	d	Втулка по $H11$; вал не менее d_1; $\frac{H11}{b12}$	
	b	$\left[\frac{D9}{f8}\right]$; $\left[\frac{D9}{e8}\right]$; $\left[\frac{F10}{d9}\right]$	$\left[\frac{F8}{js7}\right]$; $\frac{F8}{h9}$; $\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{k9}$
Примечание. Кроме указанных посадок допускаются и другие (см. ГОСТ 1139–80). Посадки, заключенные в скобки, являются предпочтительными			

Расчет на прочность шлицевых прямобочных соединений

Шлицевые соединения выходят из строя по причине износа и смятия поверхностей зубьев, заедание их из-за поломок шлицевых валов и зубьев. Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – напряжением $\sigma_{см}$. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ, если допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$ назначать на основе опыта эксплуатации подобных конструкций. Такой расчет называется **упрощенным расчетом по обобщенному критерию**. Попытка раздельного расчета на смятие и износ с учетом срока службы режима нагрузки и т. п. основывается на результатах экспериментальных исследований и представлена в ГОСТ 21425–75. Учитывая сложность разработки точного расчета, ГОСТ допускает выполнять упрощенные расчеты на основе этих данных для машин массового производства, особо напряженных машин или машин, работающих в специфических условиях, при наличии специальных исследований или достаточного опыта эксплуатации.

Расчет шлицевых соединений в **упрощенной расчетной модели** на смятие производится по следующей формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2TK_з}{zhl_р d_m} \le [\sigma_{см}], \qquad (17.1)$$

где T – номинальный вращающий момент, Н·м;

$K_з$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между выступами (зависит от точности изготовления: погрешностей угловых шагов выступов и сопряженных впадин, величины радиального зазора); $K_З$ = 1,1–1,5;

z – число зубьев;

h – размер высоты площадки контакта с учетом размера фаски c, мм, $h = 0{,}5(D - d) - 2c$, где $c = 0{,}2–0{,}5$ мм;

$l_р$ – длина зубьев шлицевых соединений, мм;

d_m – средний диаметр соединения, мм, $d_m = 0{,}5(D + d)$;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение из расчета на смятие (табл. 17.3), МПа.

При проектировочном расчете выбирают размеры сечения по ГОСТ 1139–80 и определяют длину зубьев $l_р$ по формуле:

$$l_р \geq \frac{2TK_з}{zhd_m[\sigma_{см}]}. \qquad (17.2)$$

Если получают $l_р > 1{,}5d$, то изменяют размеры, термообработку или выбирают другой вид соединения.

Длину ступицы принимают $l_{ст} = l_р + 4–6$ мм и более в зависимости от конструкции соединения, но не менее ширины венца зубчатой шестерни или колеса.

В табл. 17.3 приведены рекомендуемые величины $[\sigma_{см}]$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных механизмов, рассчитанных на длительный срок службы. В специальных отраслях машиностроения рекомендуют другие величины $[\sigma_{см}]$ с учетом специфики эксплуатации (срок службы, режим нагрузки и пр.), качества изготовления, прочности материалов и др. Например, в станкостроении $[\sigma_{см}] = 12–20$ МПа для неподвижных соединений и $[\sigma_{см}] = 4–7$ МПа для подвижных без нагрузки – здесь учитывается влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют $[\sigma_{см}] = 30–50$ МПа – стремление получить более легкие конструкции.

Таблица 17.3

Рекомендуемые величины $[\sigma_{см}]$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных механизмов

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma_{см}]$, МПа	
		менее НВ 350	более HRC 40
Неподвижное	*а*	35–50	40–80
	б	60–100	100–140
	в	80–120	120–200

Окончание таблицы 17.3

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma_{см}]$, МПа	
		менее НВ 350	более HRC 40
Подвижное без нагрузки (например, блок шестерен коробки скоростей)	*а* *б* *в*	15–20 20–30 25–40	20–35 30–60 40–70
Подвижное под нагрузкой (например, соединение карданного вала)	*а* *б* *в*	– – –	3–10 5–15 10–20
Примечание. *а* – тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; высокая точность изготовление; *б* – условия эксплуатации средние; *в* – условия эксплуатации хорошие. Меньшие величины – для легких режимов нагрузки			

Общие сведения о штифтовых соединениях. Расчет на прочность

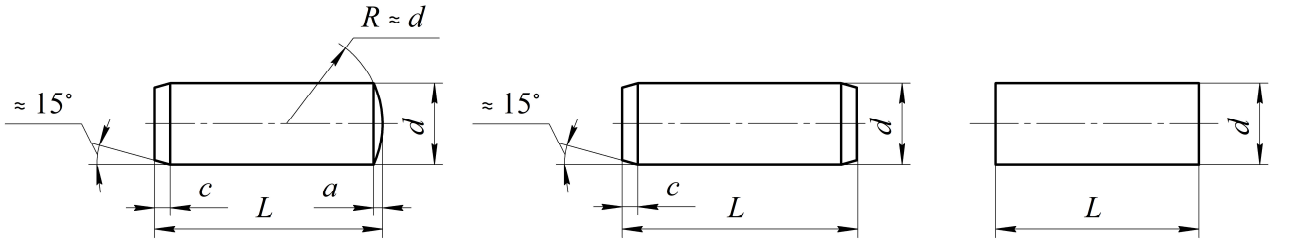
Соединения штифтами предназначаются для точной фиксации деталей, передачи незначительных нагрузок, а также используются в качестве предохранительных элементов, работающих на срез в муфтах предохранительных.

По форме штифты изготавливаются с цилиндрической и конической поверхностями, гладкими и разрезными.

Цилиндрические штифты стандартизированы согласно ГОСТ 3128–70 (табл. 17.4) и устанавливают их в отверстия с натягом (рис. 17.3, *а*) или с расклепыванием (рис. 17.3, *б*). Конические штифты (ГОСТ 3129–70) выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение и центрирование деталей. Основные виды из них показаны на рис. 17.3: простые (*в*), забиваемые в отверстия; с резьбой (*г*) – для извлечения при разборке, с резьбой (*д*) – для предохранения от ослабления натяга и в соединениях, подверженных толчкам и ударам.

Таблица 17.4

Штифты цилиндрические незакаленные (ГОСТ 3128–70)



d	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0	25,0	30,0
c	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,63	0,8	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
a	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Длину L штифтов выбирают в зависимости от выбранного диаметра d (см. ГОСТ 3128–70).

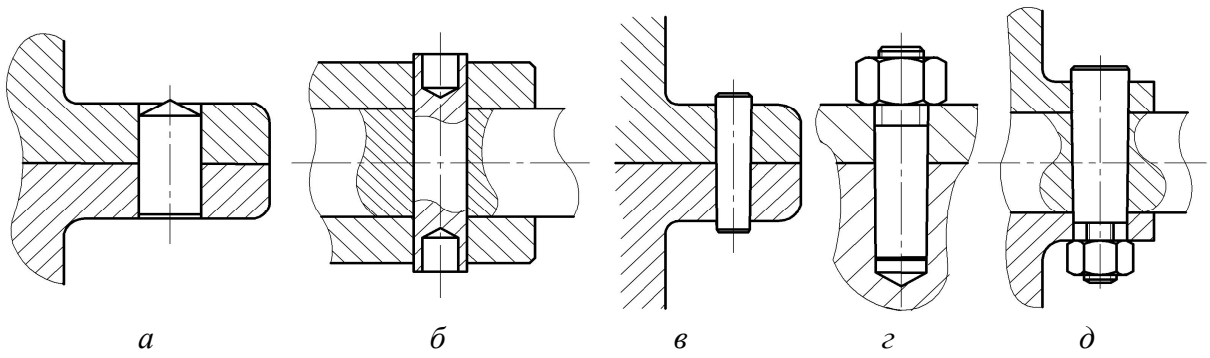


Рис. 17.3. Соединения с цилиндрическими и коническими штифтами

Штифты изготавливают из сталей 45 и А12 с допускаемым напряжением на срез $[\tau_{ср}]$ = 35–75 МПа. Эти детали в соединениях рассчитывают на срез при передаче вращающего момента T (Н·м) (рис. 17.4, *а*).

Средний диаметр штифта:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4F}{\pi i \left[\tau_{ср}\right]}}, \qquad (17.3)$$

где F – окружное усилие, действующее в соединении, Н;

i – число плоскостей среза (на рис. 17.4, *а* i = 2).

При восприятии штифтом поперечного усилия (рис. 17.4, *б*) условие прочности штифта:

$$\tau_{ср} = \frac{4F}{\pi d_{ш}^2} \le \left[\tau_{ср}\right]. \qquad (17.4)$$

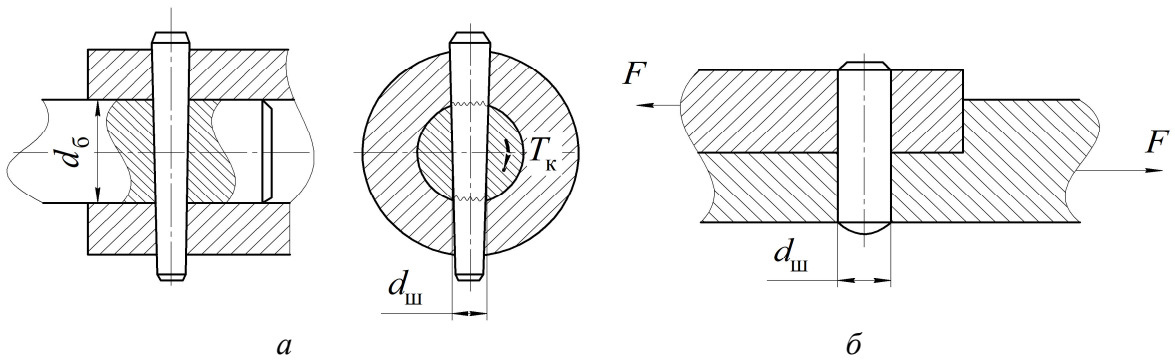


Рис. 17.4. Штифтовые соединения:
а – для передачи момента; *б* – для восприятия срезающей силы в стыке

Примеры расчета шлицевого прямобочного и штифтового соединений

Пример 1. Выполнить проверку на прочность подвижного соединения прямозубой шестерни на валу в коробке передач (рис. 17.5) по данным, представленным в табл. 17.5, а также определить посадки элементов прямобочных шлицевых соединений для подобранного способа центрирования.

Таблица 17.5

Исходные данные к расчету шлицевого соединения

Вращающий момент T, Н·м	Тип соединения	Диаметр вала d, мм	Материал вала и шестерни	Условия эксплуатации
300	Подвижное	42	Сталь 45	Хорошие

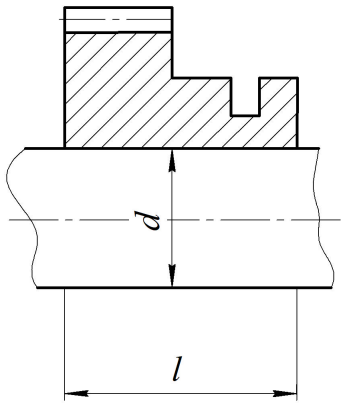


Рис. 17.5. Прямобочное зубчатое соединение

1. Согласно ГОСТ 1139–80, в зависимости от заданного диаметра вала выбираются шлицевые соединения одной из трех серий: легкой, средней или тяжелой. Они различаются высотой и количеством зубьев. Основное применение находят соединения легкой и средней серий. Соединения тяжелой серии используют преимущественно в условиях повышенного износа.

Центрирование осуществляется по наружному диаметру D, т. к. твердость ступицы НВ < 350.

Размеры соединения назначаются в соответствии с номинальным диаметром вала d = 42 мм по табл. 17.1 (ГОСТ 1139–80). Выбираем среднюю серию со следующими параметрами: $z \times d \times D = 8 \times 36 \times 42$.

Длину соединения конструктивно принимают не менее $l \geq 1{,}5d$, l = 65 мм. Допускаемое напряжение для хороших условий эксплуатации $[\sigma_{см}]$ = = 25–40 МПа (табл. 17.3).

2. Рассчитываем напряжение смятия (формула (17.1)):

$$\sigma_{см} = \frac{2TK_з}{zhl_р d_m} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{8 \cdot 2,4 \cdot 65 \cdot 39} = 15,4 < [\sigma_{см}] = 40 \text{ МПа},$$

где $K_з$ =1,25;

$h = 0,5(D - d) - 2c = 0,5 \cdot (42 - 36) - 2 \cdot 0,3 = 2,4$ мм;

$d_m = 0,5(D + d) = 0,5 \cdot (42 + 36) = 39$ мм.

Полученные значения $\sigma_{см}$ и $[\sigma_{см}]$ подтверждают работоспособность шлицевого соединения, т. к. размеры, его материал удовлетворяют условию прочности.

4. Условное обозначение шлицевого соединения (табл. 17.2) средней серии с числом зубьев z = 8, внутренним диаметром d = 36 мм, наружным диаметром D = 42 мм, шириной зуба b = 7 мм, с центрированием по наружному диаметру D, с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H7}{f7}$ и по размеру $b - \frac{F8}{f7}$:

$$D - 8 \times 36 H11 \times 42 \frac{H7}{f7} \times 7 \frac{F8}{f7}.$$

Пример 2. Подобрать шлицевое соединение зубчатого колеса с валом (рис. 17.6) по данным, представленным в табл. 17.6.

Таблица 17.6

Исходные данные к расчету шлицевого соединения

Вращающий момент T, Н·м	Диаметр вала d, мм	Материал	Условия эксплуатации	Серия соединения
225	50	Сталь 45	Средние	Легкая

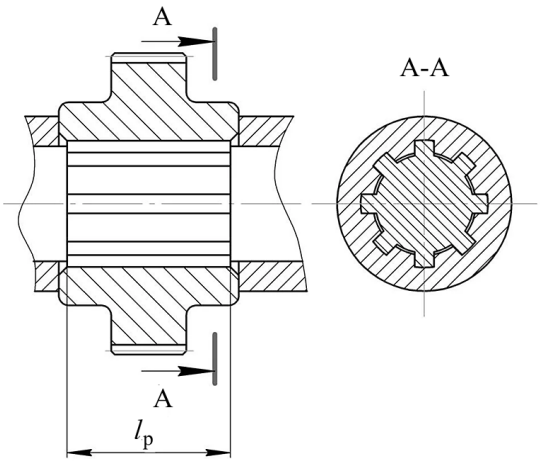


Рис. 17.6. Шлицевое соединение зубчатого колеса с валом

1. Подбираем размеры соединения. Принимаем прямобочное с центрированием по наружному диаметру *D*. Размеры соединения назначаем в зависимости от номинального диаметра вала d = 50 мм по табл. 17.1 (ГОСТ 1139–80).

Подбор размеров соединения. Принимаем прямобочное шлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру *D*. Размеры соединения назначаем по табл. 17.1 (ГОСТ 1139–80) в зависимости от номинального диаметра вала d = 50 мм. Для легкой серии выбираем $z \times d \times D = 8 \times 46 \times 50$.

Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}]$ для неподвижного соединения при средних условиях эксплуатации и твердости принимаем равным 60 МПа (согласно табл. 17.3).

2. Рассчитываем расчетную длину зубьев при $K_з$ = 1,25 из условия прочности на смятие (формула (17.1)):

$$\sigma_{см} = \frac{2TK_з}{zhl_р d_m} \le [\sigma_{см}],$$

где $d_m = 0{,}5(D + d) = 0{,}5 \cdot (50 + 46) = 48$ мм;

$h = 0{,}5(D - d) - 2f = 0{,}5 \cdot (50 - 46) - 2 \cdot 0{,}4 = 1{,}2$ мм.

Отсюда имеем, что $l_р \ge \frac{2TK_з}{zhd_m[\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 225 \cdot 10^3 \cdot 1{,}25}{8 \cdot 1{,}2 \cdot 48 \cdot 60} = 20{,}4$ мм.

3. Определяем длину ступицы колеса:

$$l_{ст} = l_р + (4\ldots6) = 20{,}4 + 6 = 26{,}4 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее значение по *Ra*40 $l_{ст}$ = 28 мм (ГОСТ 6636–69). Однако при конструировании узла для обеспечения устойчивости детали на валу рекомендуется придерживаться условия $l \ge 1{,}5d$.

Пример 3. Рассчитать штифтовое соединение конца вала и ступицы муфты в условиях постоянного нагружения при величине передаваемого момента T = 140 Н·м, диаметре вала d = 32 мм, диаметре ступицы D_1 = 48 мм.

1. Определяем диаметр штифта из условия прочности на срез (формула (17.3)):

$$d_ш \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi i[\tau]}},$$

где $F = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d} = \frac{2000 \cdot 140}{32} = 8750$ Н – окружное усилие, действующее в соединении;

i = 2 – число плоскостей среза;

$[\tau_{ср}]$ = 75 МПа – допускаемое напряжение среза (согласно рекомендации).

Вычисляем минимально допустимый диаметр штифта:

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 8750}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 75}} = 8{,}62 \text{ мм}.$$

2. Выбирают длину по ГОСТ 3128–70 (табл. 17.4) в зависимости от диаметра ступицы D_1 и расчетного диаметра штифта. Выбираем штифт диаметром $d_{ш}$ = 10 мм, длиной L = 50 мм, с обозначением: Штифт 10×50 ГОСТ 3128–70.

Задачи для самостоятельной работы

Задача 1. Подобрать и проверить работоспособность неподвижного прямобочного шлицевого соединения средней серии выходного конца вала (внутренний диаметр шлицев d = 28 мм) коробки передач с зубчатой полумуфтой. Соединение нагружено постоянным моментом T = 210 Н·м, материал контактирующих поверхностей – сталь 45 (улучшение, 280 НВ, $\sigma_т$ = 580 МПа).

Задача 2. Зубчатое колесо коробки передач токарного станка установлено на шлицевом валу с диаметров D = 78 мм неподвижно. Длина ступицы колеса $l_{ст}$ = 80 мм. Нагрузка переменная. Материал – сталь 45Х, термообработка – улучшение. Определить допускаемую величину момента для соединения, если шлицы выполнены прямобочными легкой серии.

Задача 3. Определить наибольший вращающий момент, который может передать колесо без среза штифта (рис. 17.7), если d = 10 мм, d_1 = 40 мм, $[\tau_{ср}]$ = 80 МПа.

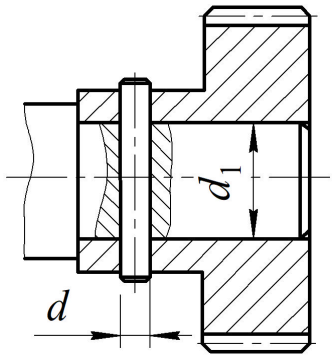


Рис. 17.7. Крепление шестерни на валу радиальным штифтом

Рекомендуемая литература: [2; 6; 7; 8–12; 14; 17].

Практическая работа № 18

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Цель работы: освоить методику расчета и выбора посадок с натягом для типовых соединений деталей машин с проверкой их прочности.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить методические указания к практической работе.
2. Проработать по конспектам лекций и учебным пособиям тему «Конструкция, применение и расчет соединений с натягом, шпоночных, шлицевых и штифтовых».
3. Подготовить бланк протокола для проведения практической работы.

Введение в систему допусков и посадок

Две детали, элементы которых входят друг в друга, образуют соединения. Такие детали называются сопрягаемыми деталями, а поверхности сопрягаемых элементов – сопрягаемыми поверхностями. Определяющим размером в цилиндрических соединениях является диаметр, а в плоских – нормальное расстояние между параллельными плоскостями.

На чертеже детали учитывают номинальные размеры, полученные в результате расчета по одному из критериев работоспособности ($\tau_{кр}$, $\sigma_{сж}$, $\sigma_{р}$, $\sigma_{изг}$ и др.) или принятому конструктивно.

На рис. 18.1 показан номинальный диаметр вала 45 мм.

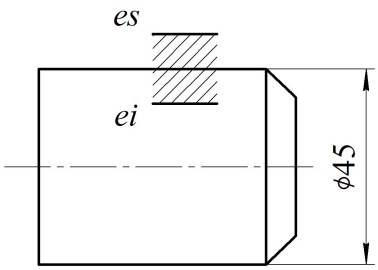


Рис. 18.1. Схема вала с номинальным диаметром 45 мм

При изготовлении деталей или сборке изделий из них неизбежны отклонения от номинального размера, возникающие из-за погрешностей станка, инструмента (их износа), упругих деформаций в системе «станок–приспособление–инструмент–деталь» и других причин.

В проектировании заранее назначаются границы этого отклонения: нижняя *ei* и верхняя *es*, определяя тем самым допуск размера $t = es - ei$.

Отклонения могут быть как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения номинального размера.

Например, можно регламентировать отклонения диаметра вала следующим образом:

$$ø45^{+0,015}_{-0,010}, \text{ или } ø45^{+0,045}_{+0,034}, \text{ или } ø45^{-0,025}_{-0,050}.$$

Тогда для первого из приведенных примеров:

– наибольший максимальный предельный диаметр вала:

$$d_{\max} = d_{\text{н}} + es = 45 + 0,015 = 45,015 \text{ мм};$$

– наименьший (минимальный):

$$d_{\min} = d_{\text{н}} + ei = 45 + (-0,01) = 44,99 \text{ мм};$$

– допуск вала:

$$t = d_{\max} - d_{\min} = 45,015 - 44,99 = 0,025 \text{ мм } (25 \text{ мкм}).$$

Детали разного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования уровня точности установлены квалитеты – совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Для размеров до 500 мм в системе ЕСДП установлены 19 квалитетов, обозначаемых порядковыми номерами, возрастающими с увеличением допуска: 01; 0; 1; 2; 3–16; 17. Квалитеты перечислены в порядке понижения точности. Чем выше точность, тем меньше допуск *t* размера. На практике чаще всего используют допуски соответствующие 6, 7, 8 и 9 квалитетам.

Допуски размеров деталей обычно изображают схематично в виде полей допусков, не приводя эскизов самих деталей. Для этого поле допуска условно показывают в виде прямоугольника, верхняя и нижняя стороны которого соответствуют верхнему и нижнему предельным отклонениям. Поле допуска определяет значение допуска и его расположение относительно нулевой линии, соответствующей номинальному размеру.

При проектировании назначаются предельные отклонения. Этим регламентируется характер сопряжения деталей. Если размер отверстия больше

размера вала, то в сопряжении проявляется зазор; если размер вала больше размера отверстия, то детали соединяются с натягом. В соответствии с этим разделяют посадки: с натягом, переходные, с зазором. К переходным относятся посадки, при осуществлении которых в сопряженной паре деталей могут быть получены как натяги, так и зазоры.

Мировая практика проектирования использует две системы допусков и посадок: систему отверстия, предпочтительную для применения, и систему вала.

В первой системе поле допуска отверстия одинаково для всех посадок, а различные посадки получают изменением предельных отклонений валов. На чертежах соединений деталей и схемах деталей поле допуска основного отверстия обозначают заглавной латинской буквой, например, *H* с цифрой соответствующего квалитета (*H*7, *H*5). Поле допуска вала обозначают одной из строчных латинских букв и цифрой соответствующего квалитета: *s*6, *e*8.

На рис. 18.2 показано относительное расположение в системе отверстия полей допусков отверстия и вала из чисел, предпочтительных для номинальных диаметров d = 53–65 мм.

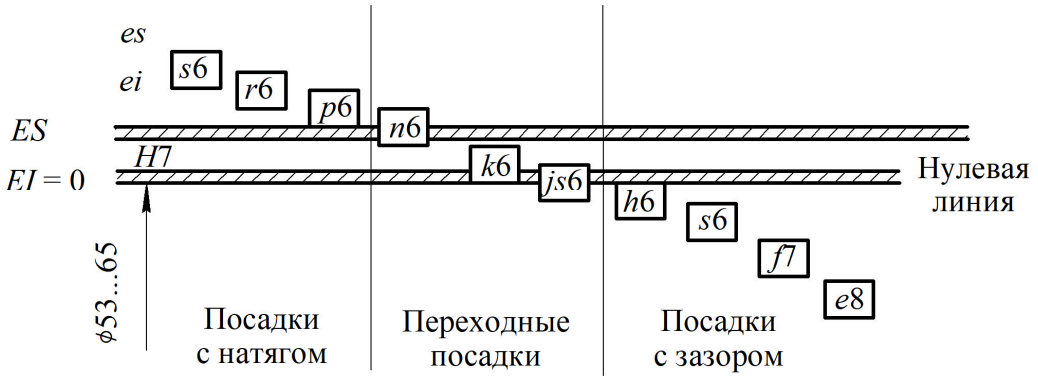


Рис. 18.2. Расположение полей допусков вала относительно номинальных размеров отверстия ø(53–65)*H7*

Соединение с натягом получают в том случае, когда нижнее отклонение ei вала больше верхнего отклонения ES отверстия.

На рис. 18.3 изображены обозначение посадки с натягом на сборочном чертеже соединения $\text{ø}48\frac{H7}{r6}$, а также обозначения размеров отдельно вала и отверстия деталей и расположения полей допусков.

Верхние (буквенно-цифровые) обозначения соответствуют контролю размеров калибром (пробкой – для отверстия, скобой – для вала), нижние (цифровые) – универсальным мерительным инструментом (микрометром, нутромером).

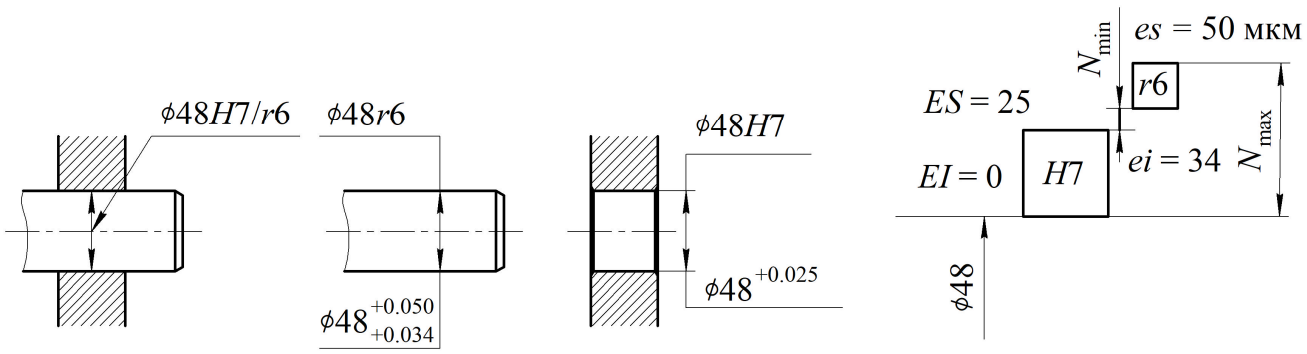


Рис. 18.3. Обозначение посадок на сборочном чертеже отдельно вала и отверстия детали, а также схема расположения полей допусков

В соответствии с цифровыми значениями предельных отклонений, мкм, принятыми по таблицам стандарта, имеем: наибольшие предельные диаметры вала и отверстия d_{max} = 48,05 мм, D_{max} = 48,025 мм и наименьшие предельные диаметры вала и отверстия d_{min} = 48,034 мм, D_{min} = 48,0 мм.

Вычислим для рассматриваемой посадки максимальный N_{max} и минимальный N_{min} возможные натяги:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 48,05 - 48,0 = 0,05;$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 48,034 - 48,025 = 0,009.$$

Поскольку цифровые значения предельных отклонений выбраны по таблицам стандарта, то и вычисленные натяги называют табличными.

Предельное рассеяние натяга $t_N = N_{max} - N_{min} = 0,05 - 0,009 = 0,041$ мм.

В табл. 18.1 приведены значения предельных натягов наиболее распространенных посадок с натягом в системе отверстия для диапазона размеров от 6 до 400 мм. Для других интервалов размеров и посадок значения натягов приведены в таблицах ГОСТ 25347–82.

Общие сведения о расчете соединений с натягом

Соединения деталей с гарантированным натягом – это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров вала и втулки. Использование посадки с натягом позволяет получить неразъемные соединения (разбираемые лишь в отдельных случаях при ремонте), как правило, без дополнительных креплений винтами, штифтами, шпонками и т. п.

Таблица 18.1

Значения предельных натягов $N_{ст\ max}$ (числитель) и $N_{ст\ min}$ (знаменатель) в распространенных посадках с натягом в системе отверстия

Посадка в системе отверстия	Номинальные размеры, мм (свыше и до)																	
	6–10	10–18	18–30	30–50	50–65	65–80	80–100	100–120	120–140	140–160	160–180	180–200	200–225	225–250	250–280	280–315	315–355	355–400
	Предельные натяги, мкм																	
*H*7/*p*6	24/0	29/0	35/1	42/1	51/2	51/2	59/2	59/2	68/3	68/3	68/3	79/4	79/4	79/4	88/4	88/4	98/5	98/5
*H*6/*r*5	25/10	31/12	37/15	45/18	54/22	56/24	66/29	69/32	81/38	83/40	86/43	97/48	100/51	104/55	117/62	121/66	133/72	139/78
*H*7/*r*6	28/4	34/5	41/7	50/9	60/11	62/13	73/16	76/19	88/23	90/25	93/28	106/31	109/34	113/38	126/42	130/46	144/51	150/57
*H*7/*s*6	32/8	39/10	48/14	59/18	72/23	78/29	93/36	101/44	117/52	125/60	133/68	151/76	159/84	169/94	190/106	202/118	226/137	244/151
Посадка в системе отверстия	Номинальные размеры, мм (свыше и до)																	
	6–10	10–14	14–18	18–24	24–30	30–40	40–50	50–65	65–80	80–100	100–120	120–140	140–160	160–180	180–200	200–225	225–250	250–280
	Предельные натяги, мкм																	
*H*7/*t*6	–	–	–	–	54/20	64/23	70/29	85/36	94/45	113/56	126/69	147/82	159/94	171/106	195/120	209/134	225/150	250/166
*H*7/*u*7	43/13	51/15	51/15	62/20	69/27	85/35	95/45	117/57	132/72	159/89	179/109	210/130	230/150	250/170	282/190	304/212	330/238	367/263
*H*8/*s*7	38/1	46/1	46/1	56/2	56/2	68/4	68/4	83/7	89/13	106/17	114/25	132/29	140/37	148/45	168/50	176/58	186/68	210/77

Натягом называют положительную разность размера вала d и отверстия D до сборки (рис. 18.4):

$$N = d - D > 0.$$

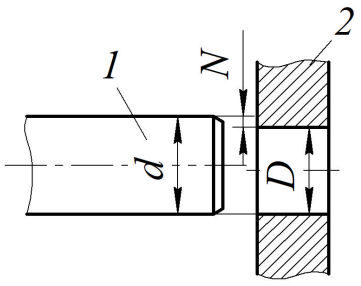


Рис. 18.4. Соединение с натягом:
1 – охватываемая деталь; *2* – охватывающая деталь

Их применяют для соединения с валом (осью) зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, внутренних колец подшипников качения, роторов электродвигателей, колес вагонов, а также для соединения с диском венцов зубчатых и червячных колес и в сборке деталей звеньев приводных и тяговых цепей.

Преимущественное распространение имеют соединения по цилиндрическим поверхностям.

Сущность соединения заключается в том, что вал соединяется с втулкой, диаметр отверстия в которой несколько меньше диаметра вала. Относительная неподвижность деталей при этом достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие действующих деформаций их контактирующих поверхностей. На поверхности контакта возникают нормально направленные давления p, которые вызывают появление в сопряжении сил трения, способных воспринимать внешние осевые и окружные силы.

В отличие от других способов обеспечения неподвижности деталей в соединении при передаче нагрузок, посадки с натягом позволяют упростить конструкцию и сборку деталей и обеспечивают высокую степень их центрирования.

Цилиндрические соединения с натягом по способу получения разделяют на собираемые запрессовкой и температурным деформированием. Соединения запрессовкой собирают на гидравлических, винтовых или рычажных прессах за счет осевого усилия при нормальной температуре. Сборку температурным деформированием производят с предварительным разогревом охватывающей (втулки) или с охлаждением охватываемой (валы) детали до определенной температуры.

Расчет посадок с натягом (посадок с упругой связью) должен обеспечить получение на посадочной поверхности соединяемых деталей давления такого значения, при котором величина силы трения оказалась бы больше величины внешних осевых сил и соблюдалось отсутствие:

– относительного сдвига деталей при действии осевой (продольной) силы F_a (рис. 18.5, *а*);

– относительного поворота деталей при действии вращающего момента T (рис. 18.5, *б*);

– относительного сдвига и поворота деталей при одновременном действии F_a и T (рис. 18.5, *в*).

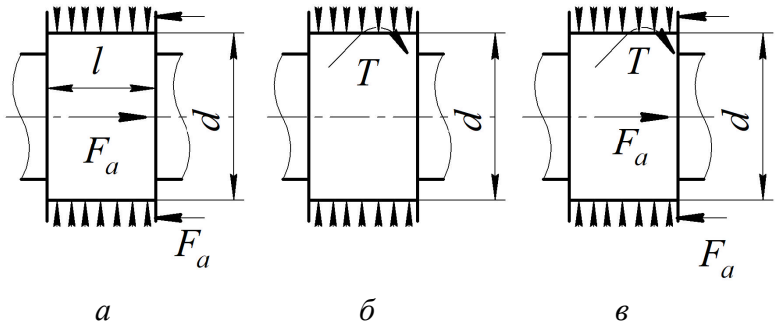


Рис. 18.5. Расчетная схема соединений с натягом

Относительному перемещению деталей препятствует сила трения $F_{тр}$. В первом случае (продольная сила F_a стремится сдвинуть одну деталь относительно другой) необходимо, чтобы $F_{тр} \geq F_a$ или коэффициент запаса сцепления K = 1,5–4, $F_{тр} = KF_a$. Большие значения K = 3–4 принимают с целью недопущения контактной коррозии для соединений, подверженных действию переменных напряжений изгиба, например, соединений валов и зубчатых колес редуктора, коробок передач. В остальных случаях K = 1,5–3.

Для заданных материалов и размеров соединяемых деталей натяг зависит от минимального давления p_{min}, которое определяют из условия обеспечения неподвижности соединяемых деталей при эксплуатации, т. е. из условия прочности соединения.

1. Для исключения относительного смещения деталей в соединении при действии осевой (продольной) силы F_a необходимо, чтобы расчетное усилие не превышало сил трения, возникающих на поверхности:

$$p_{min} \geq \frac{KF_a}{\pi dlf}, \qquad (18.1)$$

где πdl – фактическая площадь контакта сопрягаемых деталей (зависит от натяга, физико-механических свойств материалов сопрягаемых деталей и других факторов), мм^2;

l – длина соединения, мм;

f – коэффициент трения.

2. При нагружении соединения максимальным крутящим моментом T это условие имеет вид:

$$p_{\min} \geq \frac{2KT}{\pi d^2 lf}. \qquad (18.2)$$

3. При одновременном нагружении соединения крутящим моментом T и осевой силой F_a расчет следует выполнять по формуле:

$$p_{\min} \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^{\,2}}}{\pi dlf}. \qquad (18.3)$$

Коэффициент сцепления (трения) f колеблется в широких пределах из-за многообразия факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатость поверхности, скорость запрессовки, наличие смазочного материала, вид покрытия и т. д.). Обобщенные значения f приведены в табл. 18.2.

Таблица 18.2

Значения коэффициента трения f при установившемся процессе распрессовки или проворачивании

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения
Сталь–сталь	0,06–0,13
Сталь–чугун	0,07–0,12
Сталь–латунь	0,05–0,10
Сталь–пластмассы	0,15–0,25

Исходя из общей задачи Ламе (французский математик Габриэль Ламе) определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах, давление p, МПа, связано с расчетным натягом $N_р$, мкм, посадки:

$$p = \frac{N_{\text{р}} \cdot 10^3}{d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)}, \qquad (18.4)$$

где d – номинальный посадочный диаметр соединения, мм;

E_1, E_2 – модули упругости материалов охватываемой (к примеру вал) и охватывающей (втулка) деталей соответственно, МПа:

– для стали:

$$E = (2{,}1\ldots2{,}2) \cdot 10^5;$$

– для чугуна:

$$E = (1{,}2\ldots1{,}4) \cdot 10^5;$$

– для бронзы:

$$E = (1{,}0\ldots1{,}1) \cdot 10^5;$$

C_1, C_2 – коэффициенты жесткости (коэффициенты Ламе) охватываемой и охватывающей деталей соответственно:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \qquad (18.5)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей соответственно. Так, для стали μ = 0,30, чугуна μ = 0,25, бронзы μ = 0,35, пластмассы μ = 0,38;

d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали, мм, для сплошного вала $d_1 = 0$, тогда $C_1 = 1 - \mu_1$;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, мм, при массивном корпусе $d_2 \to \infty$, $C_2 = 1 + \mu_2$.

При заданных нагрузках и известных размерах соединения расчетным путем определяются минимальный и максимальный натяги, по которым и выбирается посадка с натягом.

Минимальное значение натяга:

$$N_{\text{p min}} = p_{\min} d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) = \frac{F_a}{\pi l f}\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right). \quad (18.6)$$

Наибольший расчетный натяг в соединении:

$$N_{\text{p max}} = p_{\max} d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right), \quad (18.7)$$

где $p_{\max}$ определяется из условия прочности сопрягаемых деталей.

В качестве $p_{\max}$ применяется меньшее из значений, полученное расчетным путем, при котором начинаются пластические деформации материала вала и втулки соответственно:

$$p_1 = 0{,}5\sigma_{\text{т1}}\left(d^2 - d_1^2\right) / d^2; \quad (18.8)$$

$$p_2 = 0{,}5\sigma_{\text{т2}}\left(d_2^2 - d^2\right) / d_2^2, \quad (18.9)$$

где $\sigma_{\text{т1}}$ и $\sigma_{\text{т2}}$ – пределы текучести материалов вала (1) и втулки (детали) (2), МПа. По некоторым из них значения приведены в табл. 18.3.

Таблица 18.3

Пределы текучести материалов вала и втулки

Материал	Сталь					Чугун		Бронза		Латунь
Марка	20	30	35	40	45	СЧ20	СЧ28	БрА9Ж4	БрОФ10-1	ЛМц
$\sigma_{\text{т}}$, МПа	274	294	314	333	360	206	274	200	200	90

Практически действительные (измеряемые) минимальный и максимальный натяги должны быть несколько большими с учетом поправки на смятие неровностей на контактных поверхностях, т. к. измерения производят по вершинам неровностей:

$$\gamma_{\text{м}} = 1{,}2\left(R_{z1} + R_{z2}\right), \quad (18.10)$$

где R_{z1} и R_{z2} – высота неровностей профилей сопрягаемых поверхностей, значения которых приведены в табл. 18.4.

Таблица 18.4

Шероховатость поверхности (ГОСТ 2789–73)

Класс шероховатости	Высота неровностей, мкм	Класс шероховатости	Высота неровностей, мкм
1	320,0	8	3,2
2	160,0	9	1,6
3	80,0	10	0,8
4	40,0	11	0,4
5	20,0	12	0,2
6	10,0	13	0,1
7	6,3	14	0,05

Тогда с учетом поправок:

$$N_{\min} = N_{\text{p}\min} + \gamma_{\text{м}};\ N_{\max} = N_{\text{p}\max} + \gamma_{\text{м}}. \qquad (18.11)$$

Наиболее часто применяют следующие посадки: $\frac{H7}{p6}$; $\frac{H7}{r5}$; $\frac{H7}{r6}$; $\frac{H7}{s6}$; $\frac{H7}{t5}$; $\frac{H7}{u7}$; $\frac{H7}{x6}$.

Эти посадки с натягом условно разделяются на группы:

– тяжелые и особо тяжелые посадки (*H*/*u* и *H*/*x*) имеют увеличенный натяг с большим разбросом значений;

– средние посадки(*H*/*r*, *H*/*s*, *H*/*t*) наиболее часто используются в соединениях с натягом;

– легкие посадки (*H*/*p*) имеют минимально гарантированный натяг и применяются в соединениях тонкостенных деталей и при передаче небольших нагрузок.

Выбранную посадку также можно проверить расчетом на прочность при максимальном стандартном натяге по ГОСТ $N_{\text{ст max}}$.

Напряжение на валу и во втулке (детали) (для сплошного вала) рассчитываются по следующим формулам:

$$\sigma_1 = \frac{2p_{\max}}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2};\ \sigma_2 = \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2} p_{\max}, \qquad (18.12)$$

где

$$p_{\max} = \frac{N_{\text{ст max}} - 1{,}2(R_{z1} + R_{z2})}{d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)},\ \text{МПа}. \qquad (18.13)$$

Если σ_1 и σ_2 меньше предела текучести материала деталей $\sigma_т$, то посадка выбрана правильно, т. е. должно соблюдаться условие:

$$\sigma_1 < \sigma_{т1};\ \ \sigma_2 < \sigma_{т2}.$$

Последовательность расчета посадки с натягом

1. Вычисляют необходимое минимальное посадочное давление $p_{\min}$ из условия обеспечения неподвижности сопряжения при действии на него максимальной осевой силы F_a, крутящего момента T или их совместного нагружения.

2. По формуле Ламе, известным размерам соединения и механическим характеристикам материалов деталей вычисляют необходимое минимальное значение расчетного натяга $N_{\text{р min}}$.

3. Из условия прочности сопрягаемых деталей определяется необходимое максимальное посадочное давление $p_{\max}$ и наибольший расчетный натяг $N_{\text{р max}}$.

4. От расчетных натягов переходят к вычислению необходимых натягов $N_{\min}$ и $N_{\text{р min}}$, учитывая поправки на срез (смятие) микронеровностей, температурные деформации при запрессовке и деформации от действия на соединение центробежных сил.

5. По табл. 18.1 подбирают посадку таким образом, чтобы минимальный вероятный натяг $N_{\text{ст min}} \geq N_{\min}$, а максимальный $N_{\text{ст max}} \leq N_{\max}$.

6. Выполняют расчет на прочность (проверка выбранной посадки) при максимальном стандартном натяге по ГОСТ $N_{\text{ст max}}$.

Индивидуальные задания

Задание 1. Подобрать посадку зубчатого колеса (рис. 18.6) на сплошной вал ($d_1 = 0$) для передачи крутящего момента $T = 1715$ Н·м при следующих данных: $d = 70$ мм, $l = 100$ мм – диаметр и длина посадочной поверхности; $d_2 = 140$ мм –

диаметр ступицы зубчатого колеса. Материал деталей – сталь 45, высота неровностей R_{z1} = R_{z2} = 8 мкм, коэффициент трения f = 0,1. Выполнить расчет на прочность при максимальном стандартном натяге $N_{\text{ст max}}$.

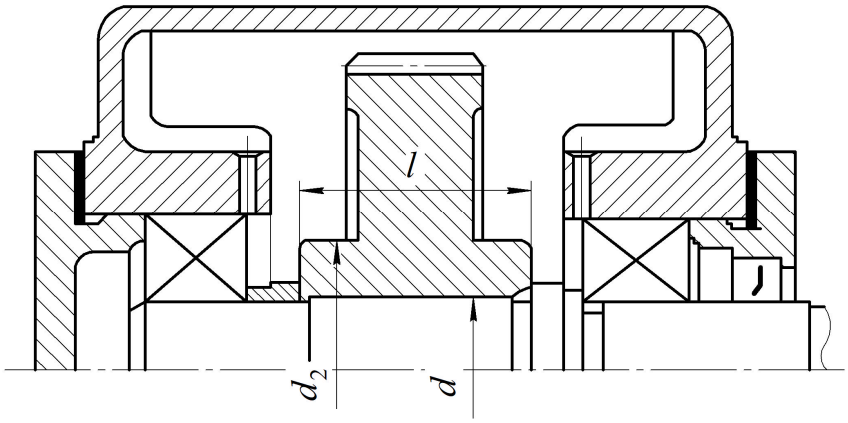


Рис. 18.6. Цилиндрическое соединение с натягом зубчатого колеса с валом

1. Вычисляем необходимое минимальное посадочное давление $p_{\min}$ из условия обеспечения неподвижности сопряжения при действии крутящего момента T, приняв коэффициент запаса от сдвига (коэффициент сцепления) K = 1,5 (формула (18.2)):

$$p_{\min} = \frac{2KT}{\pi d^2 lf} = \frac{2 \cdot 1{,}5 \cdot 1715 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 70^2 \cdot 100 \cdot 0{,}1} = 33{,}4 \text{ МПа}.$$

2. По формуле Ламе, известным размерам соединения и механическим характеристикам материалов деталей вычисляем минимально необходимое значение расчетного натяга $N_{\text{p min}}$ и наибольший расчетный натяг $N_{\text{p max}}$.

2.1. Рассчитываем коэффициенты охватываемой и охватывающей деталей по формуле (18.5):

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1,$$

а т. к. d_1 = 0 (вал сплошной), то $C_1 = 1 - \mu_1 = 1 - 0{,}3 = 0{,}7$;

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{(0{,}14^2 + 0{,}07^2)}{(0{,}14^2 - 0{,}07^2)} + 0{,}3 = 1{,}97.$$

2.2. Определяем по формуле (18.6) расчетный (минимальный) натяг для деталей из стали ($E_1 = E_2 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа):

$$N_{\text{p min}} = p_{\min} d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) = 33{,}4 \cdot 70 \cdot 10^3 \left[\frac{0{,}7}{2{,}1 \cdot 10^5} + \frac{1{,}97}{2{,}1 \cdot 10^5}\right] = 29{,}8 \text{ мкм.}$$

3. Наибольший расчетный натяг в соединении (по условию возникновения пластических деформаций) для деталей из стали 45 с $\sigma_т$ = 360 МПа (формула (18.7)):

$$N_{\text{p max}} = 0{,}5\sigma_т d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)\left[1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right] =$$

$$= 0{,}5 \cdot 360 \cdot 10^3 \cdot 70 \cdot \left(\frac{0{,}7}{2{,}1 \cdot 10^5} + \frac{1{,}97}{2{,}1 \cdot 10^5}\right) \cdot \left[1 - \left(\frac{0{,}07}{0{,}14}\right)^2\right] =$$

$$= 0{,}5 \cdot 360 \cdot 70 \cdot 10^3 \cdot \frac{2{,}67}{2{,}1 \cdot 10^5} \cdot 0{,}75 = 120 \text{ мкм.}$$

4. Вычисляем по формуле (18.11) необходимые натяги $N_{\min}$ и $N_{\max}$, учитывая поправки на срез (смятие) микронеровностей, температурные деформации при запрессовке и деформации от действия на соединение центробежных сил.

$$N_{\min} = N_{\text{p min}} + 1{,}2\left(R_{z1} + R_{z2}\right) = 29{,}8 + 1{,}2 \cdot \left(8 + 8\right) = 49{,}0 \text{ мкм;}$$

$$N_{\max} = N_{\text{p max}} + 1{,}2\left(R_{z1} + R_{z2}\right) = 120 + 1{,}2 \cdot \left(8 + 8\right) = 139{,}2 \text{ мкм.}$$

5. По таблицам стандарта подбирают посадку таким образом, что

$$N_{\text{ст min}} \geq N_{\min};$$

$$N_{\text{ст max}} \leq N_{\max}.$$

По табл. 18.1 согласно условию $N_{\text{ст min}} \geq N_{\min}$ и $N_{\text{ст max}} \leq N_{\max}$ выбираем посадку с натягом *H*7/*u*7, у которой $N_{\text{ст min}}$ = 72 мкм и $N_{\text{ст max}}$ = 132 мкм. Следовательно, условие выбора соблюдается, т. к. 72 > 49 и 132 < 139,2.

6. Напряжения в материале вала (1) и втулки (2) определяем по формулам (18.12) и (18.13):

$$\sigma_1 = \frac{2p_{\max}}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2} = \frac{2\cdot 126,7}{1-\left(\frac{0}{70}\right)^2} = 253,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2} p_{\max} = \frac{1+\left(\frac{70}{140}\right)^2}{1-\left(\frac{70}{140}\right)^2} \cdot 126,7 = 211,2 \text{ МПа},$$

где

$$p_{\max} = \frac{N_{\text{ст max}} - 1,2(R_{z1}+R_{z2})}{d\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right)^2} = \frac{0,132-1,2\cdot(0,008+0,008)}{70\cdot\left(\frac{0,7}{2,1\cdot 10^5}+\frac{1,97}{2,1\cdot 10^5}\right)^2} = 126,7 \text{ МПа}.$$

Условие правильности выбора посадки: σ_1 = 253,4 МПа < $\sigma_{т1}$ = 360 МПа; σ_2 = 211,2 МПа < $\sigma_{т2}$ = 360 МПа.

Посадку считаем выбранной верно, если возникающие в деталях напряжения не превышают предела текучести их материалов.

Исходные данные для решения индивидуального задания по вариантам представлены в табл. 18.5.

Таблица 18.5

Исходные данные (вариант выбирается по номеру в журнале преподавателя)

№ варианта	1	2	3	4	5	6
Крутящий момент T, Н·м	1350	1410	1470	870	1380	1547
Диаметр посадочной поверхности d, мм	70	65	60	80	55	65
Длина посадочной поверхности l, мм	120	100	90	120	90	110
Диаметр ступицы зубчатого колеса d_2, мм	130	120	100	120	90	100
Высота неровностей $Rz_1 = Rz_2$, мкм	7	8	10	9	8	7
Коэффициент трения f	0,15	0,18	0,20	0,15	0,13	0,14

Окончание таблицы 18.5

№ варианта	7	8	9	10	11	12
Крутящий момент T, Н·м	1084,4	1331,3	1377,9	1217,2	1499,2	1387,2
Диаметр посадочной поверхности d, мм	70	80	90	85	75	55
Длина посадочной поверхности l, мм	120	120	130	125	110	90
Диаметр ступицы зубчатого колеса d_2, мм	100	120	130	125	110	90
Высота неровностей $Rz_1 = Rz_2$, мкм	10	8	7	9	7	6
Коэффициент трения f	0,10	0,15	0,16	0,09	0,13	0,15
№ варианта	13	14	15	16	17	18
Крутящий момент T, Н·м	1711,4	1834,4	2027,5	1887,2	1988,3	1710,2
Диаметр посадочной поверхности d, мм	70	60	60	80	70	60
Длина посадочной поверхности l, мм	120	90	100	120	110	100
Диаметр ступицы зубчатого колеса d_2, мм	110	100	110	120	110	100
Высота неровностей $Rz_1 = Rz_2$, мкм	9	8	9	7	6	8
Коэффициент трения f	0,13	0,12	0,11	0,15	0,17	0,13
№ варианта	19	20	21	22	23	24
Крутящий момент T, Н·м	1301,7	2022,2	1855,5	1767,8	1845,6	1876,9
Диаметр посадочной поверхности d, мм	60	50	70	80	80	60
Длина посадочной поверхности l, мм	100	90	120	130	110	90
Диаметр ступицы зубчатого колеса d_2, мм	90	85	110	120	115	100
Высота неровностей $Rz_1 = Rz_2$, мкм	6	7	8	9	8	7
Коэффициент трения f	0,15	0,16	0,12	0,15	0,15	0,18
№ варианта	25	26	27	28	29	30
Крутящий момент T, Н·м	1459,3	1222,2	1157,9	2067,8	1845,6	1876,9
Диаметр посадочной поверхности d, мм	75	60	70	80	80	60
Длина посадочной поверхности l, мм	130	110	130	120	110	90
Диаметр ступицы зубчатого колеса d_2, мм	105	100	110	120	110	100
Высота неровностей $Rz_1 = Rz_2$, мкм	8	7	8	9	8	7
Коэффициент трения f	0,16	0,15	0,15	0,15	0,15	0,18

Задание 2. Подобрать посадку для втулки и пустотелого вала из стали. Соединения нагружено крутящим моментом T = 0,5 кН·м, осевой силой F_a = 4,0 кН. Размеры соединения: номинальный диаметр посадки d = 45 мм, диаметр отверстия в валу d_1 = 25 мм, наружный диаметр втулки d_2 = 85 мм, длина посадочной поверхности l = 50 мм. Значения параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей, марки стали и коэффициент трения принять самостоятельно.

Задание 3. Подобрать посадку с натягом для соединения пальца *1* рычага привода *2* очистки зерноуборочного комбайна в корпусе *3* (рис. 18.7) при

следующих данных: d = 35 мм; d_2 = 52 мм; l = 45 мм. Соединение нагружено осевой силой F_a = 4 · 10^3 Н. Палец изготовлен из стали 40, корпус – из чугуна СЧ15. Значение коэффициента сцепления при запрессовке f = 0,07, модуль упругости и коэффициент Пуассона для стали E_1 = 2,1 · 10^5 МПа, μ_1 = 0,3 и чугуна E_2 = 0,9 · 10^5 МПа, μ_2 = 0,25.

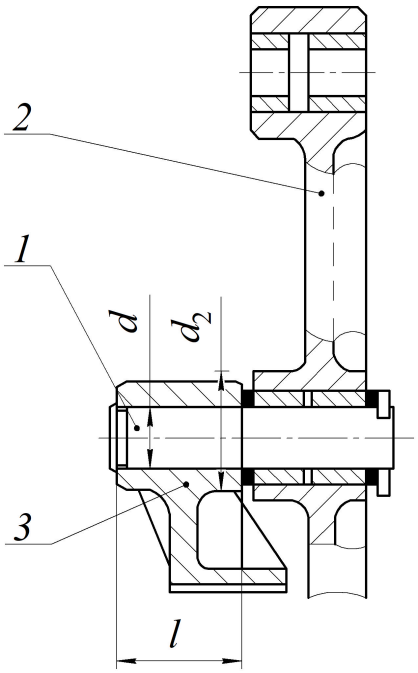


Рис. 18.7. Установка пальца рычага привода очистки в корпусе

Задание 4. Подобрать посадку для запрессовки пальца *1* в кривошипе *2* моечной машины корнеклубнеплодов (рис. 18.8). Вращающий момент, передаваемый соединением, T = 0,35 кН·м; посадочный диаметр d = 30 мм; наружный диаметр кривошипа в месте запрессовки пальца d_2 = 60 мм; длина посадочного места l = 40 мм; материал пальца и кривошипа – сталь 45. Детали обработаны с шероховатостью поверхности, соответствующей R_z = 10 мкм.

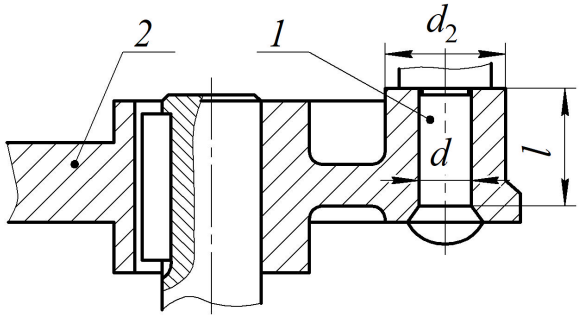


Рис. 18.8. Кривошип моечной машины корнеклубнеплодов

Задание 5. Червячное колесо, напрессованое на вал из стали 45 ($\sigma_т$ = 340 МПа) и нагруженое осевой силой F_a = 2,0 кН, передает крутящий момент T = 0,8 кН·м. Подобрать посадку в соединение диаметром d = 50 мм и длиной l = 80 мм. Центр колеса – стальное литье марки 45Л ($\sigma_т$ = 275 МПа) со ступицей диаметра d_2 = 100 мм. R_{z1} = 8 мкм, R_{z2} = 10 мкм.

Задание 6. Рассчитать соединение с натягом (рис. 18.9) венца червячного колеса из бронзы БрОФ10-1 ($\sigma_{тв}$ = 200 МПа) с центром, отлитым из чугуна СЧ20 с $\sigma_{тц}$ = 206 МПа. Червячное колесо передает момент T = 317,2 Н·м. Осевая сила на колесе F_a = 1674 Н. Размеры соединения указаны на рисунке. Принять для чугуна $E_1 = 1{,}3 \cdot 10^5$ МПа, μ_1 = 0,25, шероховатость R_{z1} = 10 мкм; для бронзы – $E_2 = 1{,}1 \cdot 10^5$ МПа, μ_2 = 0,32, шероховатость R_{z2} = 6 мкм. Коэффициент трения f = 0,1 и коэффициент запаса сцепления K = 1,5.

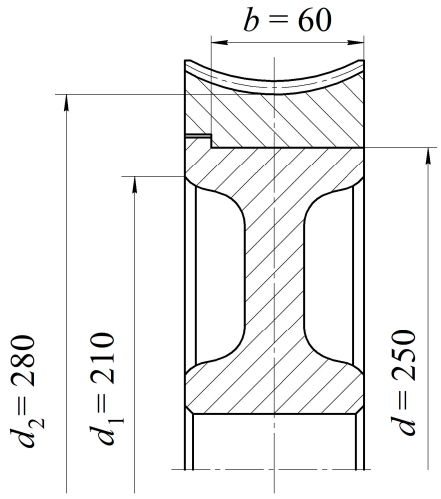


Рис. 18.9. Соединение венца червячного колеса с центром ($l = b$)

Рекомендуемая литература: [2; 6; 7; 8–12; 14; 17].

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин. Практикум : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк, В. А. Агейчик, К. В. Сашко [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 156 с.

2. Детали машин. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / сост.: Н. Н. Романюк, В. А. Агейчик, Л. С. Жаркова [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 384 с.

3. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда. – Минск : ИВЦ Минфина, 2020. – 384 с.

4. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович, В. В. Михалков ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с.

5. Детали машин. Соосные зубчатые передачи : учебно-методическое пособие / Н. Н. Романюк, И. Н. Кононович, В. В. Михалков, К. Л. Сергеев. – Минск : БГАТУ, 2024. – 300 с.

6. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2014. – 408 с.

7. 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.

8. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по агроинженерным специальностям / М. Н. Ерохин, С. П. Казанцев, А. В. Карп [и др.] ; под ред. М. Н. Ерохина. – М. : КолосС, 2008. – 464 с.

9. Детали машин. Теория и расчет : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск : БГАТУ, 2014. – 372 с.

10. Проектирование механических передач : учебное пособие / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев и Б. С. Козинцов [и др.] ; под общ. ред.: Б. С. Козинцова, М. Б. Козинцовой. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2022. – 536 с.

11. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд. перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2006. – 456 с.

12. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 14-е изд., испр. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. – 564 с.

13. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А. Т. Скойбеда, В. Д. Василенок, А. А. Калина [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2019–2024. – Ч. 1 : Механические передачи. – 2019. – 215 с.

14. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда, В. Д. Василенок, А. А. Калина [и др.]. – Минск : БНТУ, 2019–2024. – Ч. 2. : Соединения деталей машин. – 2022. – 179 с.

15. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда, В. Д. Василенок, А. А. Калина [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2019–2024. – Ч. 3. : Валы и опоры. – 2024. – 147 с.

16. Детали машин и основы конструирования. Расчеты механических передач : учебно-методическое пособие / А. Л. Борисов [и др.]. – Горки : БГСХА, 2021. – 252 с.

17. Прикладная механика. Расчет соединений деталей машин : учебное пособие / В. Н. Бельков, Н. В. Захаренков, Н. В. Захарова, И. Ю. Лесняк ; под общ. ред. Н. В. Захаренкова ; Минобрнауки России, Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2021. – 252 с.

18. Детали машин : учебное пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2018. – 240 с.

19. Подшипники скольжения и их расчет : учебно-методическое пособие / Н. В. Иноземцева, С. И. Прач ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – 74 с.

20. Чернилевский, Д. В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов : учебное пособие / Д. В. Чернилевский. – Минск : Высшая школа, 1980. – 238 с.

Приложение А

Оформление титульного листа ИЗ

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра механики материалов и деталей машин

Индивидуальное задание № ____

по дисциплине «Детали машин»

по теме: «_____»

Схема ____ Вариант ____

Выполнил:

_____
(группа, факультет)

_____
(фамилия, инициалы)

Подпись_____

Проверил:

_____
(уч. степень, звание (должность))

_____
(фамилия, инициалы)

Отметка о защите работы:_____

«___» _____ 20… г.

Минск 20…

Учебное издание

Романюк Николай Николаевич,
Еднач Валерий Николаевич,
Основин Виктор Николаевич и др.

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск *Н. Л. Ракова*
Редактор *В. Л. Невдах*
Корректор *В. Л. Невдах*
Компьютерная верстка *В. Л. Невдах*
Дизайн обложки *Д. О. Михеевой*

Подписано в печать 26.08.2026. Формат 60×84 1/8.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 37,20. Уч.-изд. л. 14,55. Тираж 99 экз. Заказ 225.

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, 99–1, 220012, Минск.