

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования  
«Белорусский государственный университет  
информатики и радиоэлектроники»

Факультет компьютерного проектирования

Кафедра инженерной и компьютерной графики

Н. В. Вышинский, И. А. Зайцев

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА.  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.  
2-е издание с изменениями и дополнениями

Пособие для студентов специальностей  
6-05-0713-02 «Электронные системы и технологии» и  
6-05-0713-06 «Электронное машиностроение»

Минск БГУИР 2025

УДК 621.01.01(075.8)  
ББК 34.42я73  
В95

**Рецензенты:**

Кафедра конструирования и производства приборов Белорусского национального технического университета, (протокол №1 от 02.09.2025г.);

декан факультета заочного и дистанционного обучения  
учреждения образования «Белорусская государственная академия связи»,  
кандидат технических наук, доцент В. В. Боженков

**Вышинский, Н. В., Зайцев, И. А.**

В95           Техническая механика. Курсовое проектирование. 2-е издание с изменениями и дополнениями / Н. В. Вышинский, И. А. Зайцев. – Минск : БГУИР, 2025. – с. ISBN

Пособие содержит основные сведения о проектировании. В нем изложены задачи курсового проектирования, рекомендации по конструированию и выполнению графической части курсовой работы. Даны сведения о конструировании элементов приборных устройств, включая сведения о допусках и посадках, размерных цепях, расчету точности зубчатых передач и др. Приведены сведения о расчете и конструировании типовых деталей механизмов приборных устройств. Пособие предназначено для студентов специальностей «Информационные системы и сети» и «Электронное машиностроение». Пособие может быть использовано студентами других специальностей при изучении дисциплины «Техническая механика» и других, близких по содержанию, курсов.

**УДК 621.01.01(075.8)**  
**ББК 34.42я73**

ISBN

© Вышинский Н. В., Зайцев И. А. 2025  
© УО «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники», 2025

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	7
1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ .....	8
1.1. Цель и задачи проектирования.....	8
1.2. Основные этапы разработки конструкторской документации .....	8
1.3. Общие рекомендации по конструированию .....	9
1.4. Оформление чертежей и пояснительной записки к проекту .....	11
1.4.1. Оформление сборочного чертежа.....	12
1.4.2. Оформление рабочих чертежей деталей .....	16
1.4.3. Оформление расчетно-пояснительной записки .....	17
2. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ И КОММУТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРНЫХ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ .....	20
2.1. Назначение и классификация электромеханических приводов.....	20
2.2. Электрические двигатели.....	21
2.2.1. Основные характеристики и параметры электродвигателей .....	22
2.2.2. Электрические двигатели постоянного тока .....	23
2.2.3. Электрические двигатели переменного тока.....	30
2.3. Вращающиеся трансформаторы.....	33
2.4. Коммутирующие устройства.....	36
2.5. Выбор типа электродвигателя .....	39
2.5.1. Выбор электродвигателя при постоянной статической нагрузке.....	40
2.5.2. Выбор электродвигателя при переменной статической нагрузке .....	41
2.6. Общая характеристика редукторов и мультипликаторов электромеханического привода.....	41
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА .....	44
3.1. Определение общего передаточного отношения .....	44
3.2. Выбор типа передачи.....	45
3.3. Разбивка передаточного отношения по ступеням .....	47
3.3.1. Расчет мощного силового редуктора.....	47
3.3.2. Расчет редуктора при условии минимизации габаритов.....	48
3.3.4. Расчет редуктора при условии минимизации приведенного момента инерции.....	49
3.3.5. Расчет редуктора при условии минимизации погрешности передачи	51
3.4. Геометрический расчет передачи.....	54
3.5. Определение коэффициента полезного действия редуктора .....	57
3.6. Расчет редуктора на точность.....	59
3.6.1. Выбор точности изготовления и вида сопряжения зубчатых передач	59
3.6.2. Определение погрешности зубчатых передач .....	64
3.7. Пример расчета одноступенчатого редуктора.....	69
4. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ .....	76
4.1. Общие требования к деталям .....	76

4.2. Конструкционные материалы .....	77
4.3. Конструирование корпусов редукторов.....	80
4.4. Конструирование валов и осей .....	85
4.5. Конструирование зубчатых колес.....	95
4.5.1 Выполнение чертежа зубчатого колеса .....	100
4.5.2 Контроль точности изготовления зубчатого колеса.....	102
4.6. Расчет упругих элементов .....	105
4.6.1. Расчет винтовых цилиндрических пружин растяжения (сжатия).....	106
4.6.2. Расчет винтовых цилиндрических пружин кручения .....	111
4.6.3. Расчет плоских пружин .....	113
4.7. Конструирование направляющих для вращательного движения.....	116
4.7.1. Конструирование опор с трением скольжения .....	117
4.7.2. Опоры с трением качения.....	119
4.7.3. Выбор подшипников качения .....	122
4.7.4. Посадки подшипников на вал и в корпус .....	125
4.7.5. Конструирование подшипниковых узлов.....	127
4.8. Конструирование и расчет соединений деталей .....	129
4.8.1. Разъемные соединения.....	129
4.8.2. Неразъемные соединения .....	135
4.8.3. Соединения муфтами .....	142
<b>5. ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И КАЧЕСТВО</b>	
<b>ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ.....</b>	<b>149</b>
5.1. Допуски и посадки. Выбор и обозначение на чертежах .....	149
5.2. Расчет размерных цепей .....	152
5.4. Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей деталей .	159
5.5. Покрытия поверхностей деталей .....	162
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....</b>	<b>166</b>

## Предисловие

Техническая механика является одной из инженерных дисциплин, изучение которой дает тот минимум фундаментальных знаний, на базе которого будущий специалист сможет самостоятельно овладевать всем новым, с чем ему предстоит столкнуться в ходе дальнейшей практической деятельности. Для приобретения студентами навыков самостоятельной работы с литературой, а также формирования умения самостоятельно на практике применять полученные знания, служит выполнение студентами курсовой работы.

В основу данного пособия положено вышедшее в 2001 году учебное пособие «Техническая механика. Курсовое проектирование» автора Вышинского Н.В.

При работе над настоящим учебным пособием учтены замечания и пожелания, высказанные при обсуждении названного выше пособия, а также те изменения, которые произошли в учебных планах и программе дисциплины «Техническая механика». В учебном пособии нашли также отражение изменения, которые были внесены в стандарты. В частности, в разделе «Точность изготовления и качество обработки поверхностей деталей» вопросы контроля шероховатости поверхностей деталей и ее обозначения на чертежах рассмотрены с учетом внесенных 01.07.2004 г. в ГОСТ 2.309-73 изменений.

Раздел «Выбор электромеханического привода» дополнен сведениями о принципах работы различных типов применяемых в приборных устройствах электрических двигателей, вращающихся трансформаторов, микропереключателей. Дополнена информация о конструкциях и параметрах этих устройств.

В разделе «Проектирование ступенчатого редуктора» рассмотрен пример проектирования одноступенчатого зубчатого редуктора, включающий кинематический, силовой и геометрический расчет.

Раздел «Расчет и конструирование деталей» дополнен справочной информацией о подшипниках качения, применяемых в приборных устройствах, расчетами винтовых цилиндрических пружин растяжения и сжатия. Все это будет способствовать квалифицированному решению студентами вопросов, возникающих при выполнении курсовой работы. Значительно расширена в учебном пособии представленная в соответствии с ГОСТ 2.403-75 информация по выполнению рабочего чертежа зубчатого колеса.

Объектом курсового проектирования является зубчатая передача (редуктор) электромеханического привода, предназначенная для преобразования вращательного движения. Такой выбор связан с большой распространенностью зубчатых передач в современной технике. Кроме этого, в электромеханическом приводе с зубчатой передачей наиболее полно представлены детали, узлы и соединения, изучаемые в курсе «Техническая механика». При проектировании редуктора студент наряду с конструкторскими решениями выполняет различные расчеты, позволяющие выбрать оптимальные варианты конструкции либо проверить правильность принятых конструктивных решений.

Пособие содержит сведения о требованиях, предъявляемых к курсовой работе, порядок выполнения проекта, необходимые расчеты и справочные данные.

# **1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

## **1.1. Цель и задачи проектирования**

Курсовая работа по дисциплине «Техническая механика» выполняется в весеннем семестре студентами первого курса специальностей «Электронные системы и технологии» и «Электронное машиностроение» параллельно с изучением дисциплины «Техническая механика» и других общетехнических дисциплин. Это вызывает определенные сложности в достижении основной цели курсового проектирования: предоставление студентам возможности использовать на практике полученные теоретические знания.

В результате выполнения курсовой работы студент приобретает первые инженерные навыки по расчету и конструированию типовых деталей и узлов механизмов машин и приборов.

Основными задачами, которые стоят перед студентами при выполнении курсовой работы, являются:

- ознакомление с научно-технической литературой по теме курсового проектирования;
- изучение известных конструкций аналогичных механизмов машин и приборов с анализом их достоинств и недостатков;
- выбор наиболее простого варианта конструкции механизма с учетом выполнения требований технического задания на проект;
- выполнение необходимых расчетов с целью обеспечения заданных технических характеристик устройства;
- выбор необходимой точности изготовления деталей и узлов проектируемого устройства;
- выполнение графической части курсовой работы в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД;
- составление необходимых описания и пояснений к курсовой работе.

## **1.2. Основные этапы разработки конструкторской документации**

В соответствии с ГОСТ 2.103-88 «Стадии разработки» предусмотрены следующие этапы разработки конструкторской документации:

- техническое задание;
- техническое предложение;
- эскизный проект;
- технический проект;
- рабочая конструкторская документация.

В учебном проектировании тему и техническое задание на курсовую работу студент получает от руководителя.

В техническом предложении на основе анализа различных существующих и возможных вариантов конструктивных решений обосновывается предлагаемый вариант решения по реализации задания. Техническое предложение является основанием для разработки эскизного проекта.

Эскизный проект предполагает разработку комплекта документации, дающей общее представление о конструкции и принципе работы устройства в целом и техническом решении его отдельных деталей и узлов. Эскизный проект является основой для дальнейшей разработки технического проекта и рабочей конструкторской документации.

Вначале разработку эскизного проекта ведут без учета размеров, с приблизительным соблюдением масштаба, затем с размерами. Конструкция и размеры устройства в целом, его узлов и деталей определяются на основании проектных расчетов, перечень и содержание которых содержится в задании на курсовую работу.

При эскизной разработке составных частей механизма на основе предварительных расчетов создаются конструктивные решения каждого функционального узла. На данном этапе намечаются конструктивные выполнения подшипниковых узлов, направляющих, способов закрепления зубчатых колес на валах и т.п.

На основании эскизного проекта, с учетом внесенных при дальнейшей проработке изменений в конструкцию, выполняют чертеж общего вида устройства. На чертеже общего вида должны присутствовать все необходимые виды, разрезы и сечения, позволяющие дать полное представление о конструкции и принципе работы разработанного устройства, а также указаны габаритные, установочные либо присоединительные размеры. К чертежу общего вида должна прилагаться спецификация.

Кроме чертежа общего вида студенты выполняют рабочие чертежи деталей, перечень которых оговаривается в задании на курсовое проектирование.

Документация, разрабатываемая на этапе технического проекта, должна давать полное представление об устройстве и является исходной для разработки рабочей документации, основным документом которой является чертеж общего вида устройства.

Ограниченность во времени, которое отводится учебным планом на выполнение студентами курсовой работы, не позволяет реализовать процесс разработки устройства в строгом соответствии с ГОСТ 2.103-88. При курсовом проектировании приходится отдельные этапы проектирования совмещать и сокращать объем разрабатываемой документации.

Все расчеты, описания и приложения оформляются в виде пояснительной записки к курсовой работе.

### **1.3. Общие рекомендации по конструированию**

Конструирование устройства ведется в соответствии с разработанной или заданной кинематической схемой механизма и с учетом результатов предварительного (геометрического) расчета.

Выполнение эскизного варианта общего вида механизма начинают с нанесения осевых линий с учетом межосевых расстояний, делительных окружностей зубчатых колес, вычерчиванием валов без обозначения их размеров по длине, габаритов подшипников. Затем обозначают на чертеже контурные линии корпуса. Детали механизма необходимо располагать в корпусе компактно, более полно используя его пространство.

В дальнейшем прорабатывают конструкции отдельных деталей, выбирают способы соединения их с другими элементами механизма. При этом необходимо иметь окончательное решение по таким вопросам как:

- способы установки валов в подшипниках качения и скольжения;
- конструктивные особенности крепления зубчатых колес на валах и подшипников на валах и в корпусе;
- способы регулировки зазоров в подшипниках;
- способы и устройства для смазки подшипников и передач;
- виды и конструктивное оформление несущих деталей.

Конструкция проектируемого механизма должна обеспечивать возможность его сборки и демонтажа, свободный доступ для замены деталей, регулировки и настройки отдельных узлов. Предпочтителен узловой метод сборки механизма, при котором отдельные детали собираются в узлы, из которых в последующем собирается механизм в целом. Например, на валу заранее крепят зубчатые колеса, подшипники качения и этот собранный узел затем устанавливают в корпусе механизма.

Тип корпуса (способ изготовления) выбирают в зависимости от вида производства. При серийном производстве механизма целесообразно корпуса выполнять литыми, штампованными или прессованными (из пластмасс), а при индивидуальном или мелкосерийном производстве – сварными или сборными на винтах. В приборных устройствах для облегчения сборки корпуса иногда проектируют разъемными с плоскостью разъема, расположенной перпендикулярно валам. При проектировании разъемного корпуса необходимо предусмотреть элементы, обеспечивающие строгую фиксацию взаимного положения частей корпуса и, соответственно, соосность расположенных по обе стороны разъема отверстий для крепления подшипников.

В процессе выбора варианта конструкции отдельных узлов и механизма в целом принимаются самостоятельные конструктивные решения, а также заимствуются известные технические разработки, унифицированные детали и узлы. Для повышения технологичности конструкции и уменьшения трудоемкости ее изготовления следует сокращать номенклатуру используемых стандартных и нормализованных деталей и узлов (винтов, гаек, шайб, штифтов, шарикоподшипников и др.), а также ограничивать номенклатуру используемых материалов.

Везде, где возможно, следует применять в деталях форму тел вращения, технологически проще получаемую при изготовлении.

Для выбора наиболее удачного размещения деталей и узлов рекомендуется рассмотреть несколько вариантов конструкции проектируемого устройства. При этом возможно внесение изменений в первоначально разработанные конструкции деталей, узлов и в выполненные расчеты. В качестве окончательного варианта конструктивного решения выбирается наиболее удачная эскизная проработка проектируемого устройства. После этого следует окончательно определить диаметры валов и осей, типоразмеры крепежных деталей, подшипников и т.п.

В процессе разработки сборочного чертежа прорабатываются с учетом эксплуатационных требований и требований технологичности варианты конструкции деталей, выбирается материал, способы изготовления, технологические режимы их обработки. При конструировании детали необходимо учитывать способы ее соединения с другими деталями (резьбовое, шпоночное, шлицевое, заклепочное, сварное, клеевое и др.), нагрузочный режим работы, условия эксплуатации (температура, влажность и др.), требования по долговечности. Надо стремиться к упрощению конструкции, так как это ведет к снижению ее себестоимости, улучшению качества изделия и повышению точности. По возможности необходимо унифицировать форму деталей с целью унификации технологических процессов их изготовления.

#### **1.4. Оформление чертежей и пояснительной записки к проекту**

Графическая часть курсовой работы выполняется с использованием компьютерных программ (например, AutoCad) с соблюдением требований ЕСКД (Единой системы конструкторской документации). При выполнении чертежей следует применять масштабы, устанавливаемые стандартом: 1:2; 1:2,5; 1:4 – для уменьшения и 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1 – для увеличения.

Для всех видов чертежей установлена одна основная надпись (угловой штамп) в соответствии с ГОСТ 2.104-68 с учетом специфики учебного процесса (см. рисунок 1.1), которая располагается в правом нижнем углу чертежа.

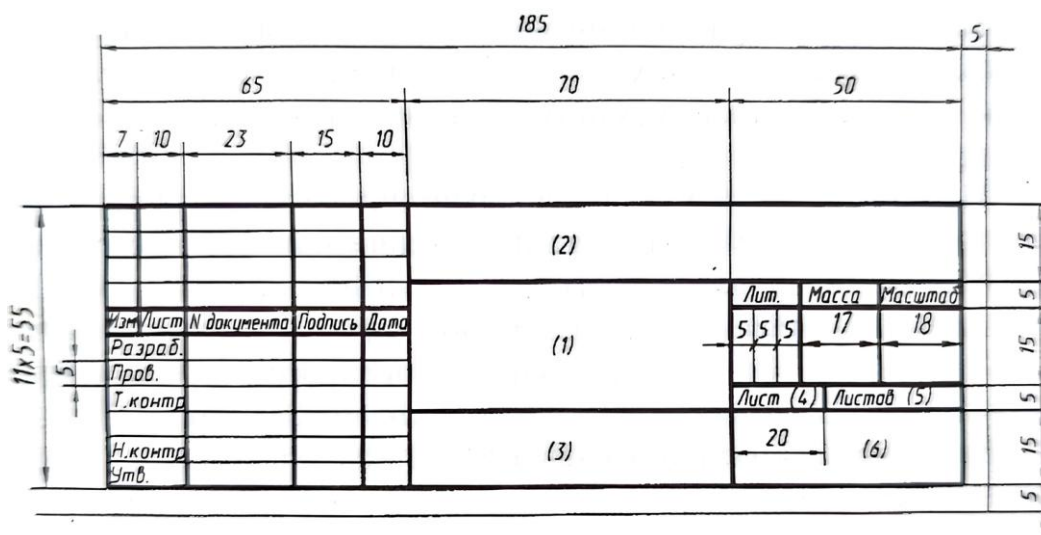


Рисунок 1.1 – Основная надпись

В графе 1 штампа указывается наименование изделия в именительном падеже единственного числа, причем существительное ставится на первом месте, например, «Устройство программное», «Колесо зубчатое».

В графе 2 для сборочного чертежа делается запись, содержащая информацию о курсовой работе, вида ТМ КР 0502.000.000СБ, где зашифровано: ТМ – техническая механика; КР – курсовая работа; 05 – номер задания; 02 – номер варианта в задании; СБ – вид документа (сборочный чертеж). Для чертежа детали после номера варианта в задании следующие три цифры обозначают сборочные единицы (муфты, маховички, рукоятки, зубчатые колеса и т.п.), последние три цифры – номер позиции детали на сборочном чертеже устройства.

В графе 3 указывается обозначение материала детали (для сборочного чертежа не заполняется).

В графах 4 и 5 указывается, соответственно, порядковый номер листа (заполняют в случае, если конструкция устройства (детали) разработана на нескольких листах) и общее количество листов, которое указывают только на первом листе.

В графе 6 указывают сокращенное название учебного заведения и номер учебной группы, например, БГУИР, 318701.

### 1.4.1. Оформление сборочного чертежа

Сборочный чертеж механизма выполняется на основании эскизной проработки в компьютерном варианте на листе формата А3. Чертеж должен содержать минимально необходимое число видов, разрезов, сечений, дающих полное представление о конструкции и принципе работы как механизма в целом, так и отдельных его узлов.

На чертеже общего вида для упрощения допускается не показывать мелкие фрагменты деталей и соединений: фаски, скругления, проточки, углубления, выступы, накатки, насечки, зазоры между соединяемыми деталями с незначительно

отличающимися номинальными размерами. На некоторых видах сборочного чертежа можно не показывать крышки, кожухи, перегородки и т.п., если необходимо показать закрытые или составные части изделия. В этом случае над соответствующим видом делают запись, например, «Крышка поз.5 не показана». При использовании большого количества крепежных деталей одного типа и размера, равномерно расположенных по окружности, можно подробно изображать детали только одного соединения, а остальные показывать условно.

На сборочных чертежах допускается упрощение при изображении резьбы и ее элементов (фаски, сбеги и недорезы резьбы), крепежных деталей.

Чертеж общего устройства должен содержать размеры, номера позиций деталей и узлов (сборочных единиц), входящих в изделие, технические требования к сборке, регулировке и к изделию в целом, техническую характеристику изделия.

К размерам, указываемым на сборочном чертеже, относятся: *габаритные, установочные, присоединительные, посадочные и размеры, выполняемые при сборке.*

К *габаритным* относятся размеры, определяющие длину, ширину и высоту устройства. Эти размеры необходимы для определения размеров места установки изделия, изготовления тары. Они являются справочными и на чертеже отмечаются звездочкой, например, 350\*, 175\*, 60\*.

*Установочные и присоединительные* размеры определяют величину и расположение элементов, с помощью которых разрабатываемая сборочная единица устанавливается на место монтажа или присоединяется к другому изделию. К этим размерам относятся: диаметры и длины выступающих концов валов, размеры шпонок или шлицев, расстояния между отверстиями крепления и диаметры отверстий под болты, присоединительные размеры резьб и т.п. Установочные и присоединительные размеры необходимы для увязки изделия с другими изделиями, поэтому для этих размеров указываются предельные отклонения.

Для *посадочных* размеров указывается номинальный размер соединения и вид посадки. Например, посадка на валах зубчатых колес, шкивов, муфт, подшипников, обозначение шпоночных и штифтовых соединений и т.п. При обозначении посадок подшипников в соответствии с ГОСТ указываются отклонения только сопряженной с подшипником детали.

*Размеры, выполняемые при сборке*, указываются с предельными отклонениями. К таким размерам относятся регулируемые межосевые расстояния, координаты и диаметры выполняемых при сборке отверстий под винты, штифты и другие детали.

Номера позиций на сборочном чертеже выполняют на полках линий-выносок, которые располагают параллельно основной надписи вне контура чертежа, и группируют в колонку или строчку по возможности на одной линии. Для группы крепежных деталей, относящихся к одному соединению, допускается использовать одну линию-выноску. В этом случае полки для номеров позиций располагают колонкой и соединяют тонкой линией.

Технические требования помещают на поле сборочного чертежа над основной надписью в виде столбца по ширине, не превышающей ширину основной надписи. Каждая позиция технических требований нумеруется и начинается с новой строки. Запись ведется сверху вниз. Технические требования содержат сведения, не отраженные на чертеже. К таким сведениям относятся:

- указание размеров, являющихся справочными;
- сведения о неуказанных на чертеже посадках;
- предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей, которые должны быть выдержаны при сборке;
- требования к точности монтажа (допустимые осевые и радиальные зазоры, биения и т.п.);
- указания о маркировке и клеймении;
- правила транспортировки и хранения;
- особые условия эксплуатации;
- тип смазки подвижных соединений;
- способы стопорения резьбовых соединений;
- требования по обработке (окраске) поверхностей;

и другие сведения.

Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа отдельно от технических требований, с самостоятельной нумерацией и снабжают заголовком «Техническая характеристика». Она содержит дополнительные сведения об изделии. Например, техническая характеристика редуктора может содержать сведения об общем передаточном числе, скорости вращения одного из валов, значение наибольшего крутящего момента на выходном валу и др.

К сборочному чертежу прилагают текстовый документ – спецификацию, которая выполняется в соответствии с ГОСТ 2.108-68 на листах формата А4 (297x210 мм) и оформляется в виде приложения к пояснительной записке к курсовой работе. Форма первого листа спецификации представлена на рисунке 1.2.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
6	6	8	70	Сборочные единицы	7	22
			297	Детали		
				Стандартные изделия		
				Материалы		
7	10	23	15	7	70	50
Изм.	Лист	И докцм.	Подп.	Дата	(2)	15 15 20
Разраб.					(1)	Лит. Лист Листов
Проб.						(4) (5)
И.контр.						(6)
Чтв.						

8x5=40  
ФОРМАТ А4

Рисунок 1.2 – Спецификация к сборочному чертежу

В соответствии со стандартом ГОСТ 2.108-68 в спецификации предусмотрено 7 разделов, однако в курсовой работе бывает достаточно 3-4 раздела: «Сборочные единицы», «Детали», «Стандартные изделия», «Материалы». Указанные наименования разделов спецификации записывают в графе «Наименование» (см. рисунок 1.2).

Заполнение спецификации производится сверху вниз в следующем порядке: в первую очередь записываются разработанные узлы (сборочные единицы) данного сборочного чертежа, затем – заимствованные и нормализованные узлы, далее записываются все самостоятельно разработанные детали, затем – заимствованные и нормализованные детали. В конце спецификации записываются все стандартные детали, которые группируются по однородным группам, например, «крепежные детали», «подшипники качения» и т.д. В пределах каждой группы их записывают в алфавитном порядке.

В графе «Поз.» спецификации указывается порядковый номер составного элемента разработанного устройства, причем этот номер проставляют в качестве

номера позиции соответствующей детали и на сборочном чертеже. В графе «Обозначение» указывают шифр чертежа составных элементов изделия. Для стандартных изделий эта графа не заполняется. В графе «Наименование» указывают наименование изделий; для стандартных изделий, кроме наименования, указывают и условное обозначение в соответствии со стандартом. В графе «Кол.» указывают количество составных элементов на одно изделие.

#### **1.4.2. Оформление рабочих чертежей деталей**

Рабочий чертеж детали выполняют в соответствии с ГОСТ 2.109-73 и ГОСТ 2.305-68 и он представляет собой документ, содержащий все сведения, необходимые для изготовления и контроля детали. При конструировании детали всегда необходимо стремиться к упрощению ее формы, т.к. это ведет к уменьшению себестоимости, улучшению качества и повышению точности. Следует стремиться к унификации формы поверхностей деталей или их частей, что позволит унифицировать технологические процессы их изготовления.

Деталь на поле чертежа по возможности располагают в положении, соответствующем ее положению при изготовлении. Для всех указанных на чертеже размеров должны быть оговорены предельные отклонения. Указываются отклонения формы и взаимного расположения поверхностей, их шероховатость, термическая обработка, покрытие и др. Перечисленные данные могут указываться на поле чертежа с помощью условных обозначений или записываться в виде технических требований, помещаемых над основной надписью.

Чертежи типовых деталей: зубчатых колес, червяков и червячных колес, звездочек, зубчатых соединений, пружин должны выполняться по ГОСТ 2.401-75 ... 2.409-75. В соответствии с указанными стандартами чертеж пружины должен содержать диаграмму упругой характеристики, а чертеж зубчатого колеса – специальную таблицу, в которой указываются данные, необходимые для изготовления зубчатого колеса, контроля точности и справочные данные.

Таким образом, чертеж детали должен содержать:

- изображение детали, выполненное в соответствии с ГОСТ 2.305-68;
- размеры с предельными отклонениями по ГОСТ 2.307-79;
- предельные отклонения формы и взаимного расположения поверхностей по ГОСТ 2.308-79;
- обозначения шероховатости поверхностей по ГОСТ 2.309-73;
- обозначения покрытий, термической и других видов обработки по ГОСТ 9.032-74, ГОСТ 9.306-85, ГОСТ 2.310-68\*, ГОСТ 9.073-77;
- обозначения швов неразъемных соединений по ГОСТ 2.313-68\*, ГОСТ 2.312-72;
- наименование и марку материала с указанием стандарта на материал и сортament;

Все надписи на чертежах выполняются чертежным шрифтом в соответствии с ГОСТ 2.304-81.

Каждый рабочий чертеж детали должен содержать основную надпись (см. рисунок 1.1).

### 1.4.3. Оформление расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка содержит титульный лист, техническое задание на курсовое проектирование, описание разработанной конструкции, расчеты, выполненные в соответствии с заданием, приложение, список использованной литературы и содержание. В записку включаются окончательные данные по конструктивному решению механизма без приведения промежуточных результатов расчетов и вариантов конструкций узлов и механизма в целом. Текстовая часть расчетно-пояснительной записки выполняется на листах формата А4 с соблюдением полей: слева – 25 мм, справа – 10 мм, сверху и снизу – по 20 мм.

Титульный лист является первым листом расчетно-пояснительной записки и оформляется в соответствии с ГОСТ 2.105-79\*. Форму заполнения титульного листа устанавливает учебное заведение.

Задание на курсовое проектирование содержит название проектируемого устройства, кинематическую схему с исходными данными, содержание расчетной части записки и объем графического материала, календарный график выполнения курсового проекта.

При описании разработанного устройства необходимо привести сведения о его назначении, принципе работы, рассмотреть взаимодействие отдельных его узлов, последовательность их сборки и разборки, порядок регулировки, а также выбор посадок колец подшипников.

Расчетная часть пояснительной записки должна соответствовать заданию на проектирование и содержать расчеты из следующего перечня возможных вопросов:

- кинематический расчет передачи;
  - геометрический расчет передачи;
  - силовой расчет передачи;
  - выбор электродвигателя;
  - расчет статического момента трения редуктора;
  - обоснование выбора модуля передачи;
  - проверка на прочность зубчатой передачи;
  - расчет валов и осей;
  - расчет крепления колес на валах;
  - выбор подшипников качения;
  - расчет коэффициента полезного действия редуктора;
  - расчет упругих элементов;
  - расчет погрешностей механизма;
  - расчет размерных цепей и др.
- Каждый расчет должен содержать:
- название детали и вида расчета;

– исходные данные для расчета, при необходимости расчетные схемы, эскизы деталей;

– наименование материала детали с указанием характеристик механических свойств, используемых в расчетах;

– расчетные формулы со ссылкой на источник и с расшифровкой символов, входящих в формулу с указанием размерности. Каждый символ, встречающийся неоднократно в пределах пояснительной записки, расшифровывается один раз;

– расчет. Полученные в результате расчета значения размеров деталей следует округлять, при необходимости, до стандартных значений;

– заключение по результатам расчета.

Содержание расчетно-пояснительной записки разбивают на разделы, подразделы и пункты. Каждый раздел должен иметь порядковый номер, обозначаемый арабскими цифрами с точкой, краткое название в виде заголовка, выполненное прописными буквами, например:

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

3. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА и т. д.

Разделы могут содержать подразделы, номера которых включают номер раздела и порядковый номер подраздела, разделенные точкой. Наименования подразделов записывают в виде заголовка строчными буквами (с прописной заглавной буквой), например:

3.1. Энергетический расчет редуктора

3.2. Выбор электродвигателя

3.3. Проверка выбора электродвигателя и т. д.

Номер пункта должен содержать номер раздела, номер подраздела и порядковый номер пункта, разделенные точкой, и заголовок, написанный строчными буквами с прописной заглавной буквой, например:

3.1.1. Расчет коэффициента полезного действия редуктора

3.1.2. Расчет мощности на входном валу редуктора и т. д.

Переносы слов в заголовках не допускаются. Точка в конце заголовка не ставится. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть не менее 2-х интервалов (10 мм), а между заголовком раздела (подраздела) и предыдущим текстом – не менее 3-х интервалов (15 мм).

Если в расчетно-пояснительной записке имеются иллюстрации, то их нумеруют арабскими цифрами в пределах всей записки, например, «Рисунок 1», «Рисунок 2» и т.д. Допускается нумеровать иллюстрации в пределах разделов по типу «Рисунок 2.3», где 2 – номер раздела, 3 – номер иллюстрации в разделе. Надпись располагают под иллюстрацией. Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1». Иллюстрация может иметь наименование или наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст), которые располагают между иллюстрацией и наименованием рисунка, например:

1 – внутреннее кольцо; 2 – наружное кольцо; 3 – тела качения; 4 – сепаратор

Рисунок 4.14 – Конструктивная схема подшипника качения

При ссылках в тексте записки на иллюстрации следует писать «в соответствии с рисунком 2.5 или (см. рисунок 7)».

Формулы в пояснительной записке вписываются в виде отдельной строки, выше и ниже которой оставляют одну свободную строку. Под формулой приводят пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не были пояснены ранее в тексте. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Формулы нумеруются сквозной нумерацией или нумерацией в пределах каждого раздела арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках, например, (5), (4.12). Ссылки в тексте пояснительной записки на порядковые номера формул дают в скобках по типу «в формуле (2.5)».

Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц. Таблицы нумеруют сквозной нумерацией или в пределах раздела по типу «Таблица 1», «Таблица 2.3» и т. д. Эти надписи помещают в левом верхнем углу над таблицей. За надписью помещается название таблицы, например:

Таблица 3.4 – Размеры зубчатых колес

В конце пояснительной записки приводят список литературы, нормативно-технической и другой документации, которая была использована при выполнении курсового проекта. Источники следует располагать в списке в порядке появления ссылок в тексте (ГОСТ 7.32-91). Ссылки в тексте на использованную литературу указывают порядковым номером (по списку литературы), который помещают в квадратных или косых скобках по типу [5] или /5/.

В перечне литературы указываются фамилии и инициалы авторов (если их не более трех), наименование книги, место издания (город), издательство, год издания, количество страниц в книге. Если же книга написана коллективом из четырех и более авторов, то вначале указывается наименование книги, затем указывается под чьей редакцией она выпущена. Если надо сослаться на многотомное издание, то в списке литературы каждый том записывается отдельной позицией.

Листы расчетно-пояснительной записки брошюруют и нумеруют, номер указывают в правом нижнем углу листа. Первый лист пояснительной записки выполняют в виде титульного листа соответственно требованиям учебного заведения. Вторым листом пояснительной записки является задание на курсовое проектирование.

## 2. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ И КОММУТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА МЕХАНИЗМОВ ПРИБОРНЫХ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

### 2.1. Назначение и классификация электромеханических приводов

Привод – это устройство, посредством которого осуществляется движение рабочих органов механизма. Структурная схема привода включает двигатель того или иного типа и передачу. Последняя служит для передачи энергии двигателя к рабочим органам и может быть механической, электрической, гидравлической, пневматической и комбинированной.

В приборных устройствах широко применяются в качестве двигателей электродвигатели различных типов и механические редукторы и мультипликаторы для передачи движения к исполнительным органам механизма. Приводы такого типа называются электромеханическими (ЭМП).

Электромеханические приводы классифицируются по ряду признаков. Основными из них являются: число двигателей и схема соединения их с передачами, характер работы ЭМП. Особую группу составляют ЭМП, выполненные в виде электродвигателей, объединенных в одном компоновочном блоке с редуктором, так называемые моторредукторы.

По числу двигателей различаются электромеханические приводы: *групповой, однодвигательный и многодвигательный*.

*Групповым* называют привод, при котором от одного двигателя посредством механических передач приводится в движение несколько отдельных механизмов. Групповой привод имеет низкий коэффициент полезного действия (КПД), громоздок и сложен по конструкции.

*Однодвигательный* электромеханический привод наиболее распространен. Если же отдельные рабочие органы одного и того же механизма приводятся в движение отдельными двигателями, то такой привод будет *многодвигательным*.

В зависимости от характера работы электромеханические приводы делятся на *нерегулируемые* и *регулируемые*. Для *нерегулируемых* ЭМП кинематические и динамические характеристики движения рабочих органов механизмов остаются постоянными на протяжении всего цикла работы привода. Характеристикой таких ЭМП является продолжительность работы, в зависимости от которой различают три номинальных режима: продолжительный, кратковременный и повторно-кратковременный. Режим работы считается продолжительным, если время одного цикла работы превышает 10 мин. Повторно-кратковременный режим характерен для работы электромеханического привода кассовых аппаратов, устройств ввода-вывода информации вычислительных систем и др. Нерегулируемый ЭМП предназначен для преодоления как постоянно действующих статических нагрузок, так и для повторяющихся кратковременных статических и динамических нагрузок.

*Регулируемые* электромеханические приводы характеризуются возможностью управления параметрами движения рабочих органов механизма в течение одного цикла включения привода. Это управление может достигаться путем изменения напряжения питания электродвигателя. Регулируемые ЭМП работают в повторно-кратковременных режимах и в отличие от нерегулируемого привода, где нагрузка носит статический характер, для регулируемого привода характерны динамические нагрузки. Поэтому одним из основных требований к регулируемым электромеханическим приводам является малая инерционность.

## 2.2. Электрические двигатели

В механизмах приборных и вычислительных систем применяются электродвигатели мощностью от единиц ватт до десятков ватт. Электрические двигатели с мощностью от единиц до сотен ватт в технике принято называть микродвигателями. По назначению микродвигатели можно разделить на две основные группы: *исполнительные*, предназначенные для реализации тех или иных функциональных преобразований, и *вспомогательные*, предназначенные для вращения отдельных механизмов и узлов систем и устройств. Вспомогательные (силовые) двигатели применяются в нерегулируемых электромеханических приводах.

Исполнительными называют электрические двигатели, предназначенные для преобразования подводимого к ним электрического сигнала (напряжения управления) в угловое перемещение или скорость вала. Исполнительные двигатели находят применение в регулируемом электромеханическом приводе и, в отличие от вспомогательных двигателей, режим их работы характеризуется периодическими остановками (старт-стопностью) и реверсом.

По конструкции и принципу действия исполнительные двигатели подразделяются на *коллекторные*, *асинхронные* и *синхронные*. Коллекторные электродвигатели в свою очередь бывают: *постоянного тока*, *переменного тока* и *универсальные*, способные работать как от сети постоянного тока, так и переменного.

Асинхронные двигатели, у которых угловая скорость вала существенно изменяется при изменении момента нагрузки, могут выполняться в трех конструктивных вариантах:

- с короткозамкнутым ротором типа «беличья клетка»;
- с полым немагнитным ротором;
- с полым магнитным ротором.

Синхронные двигатели применяют в тех случаях, когда требуется строгое постоянство скорости вращения.

Область применения исполнительных двигателей определяется назначением, особенностями и условиями работы устройств, требованиями к двигателям как элементам электромеханического привода. Основными требованиями, предъявляемыми к исполнительным двигателям, являются:

- статическая устойчивость и линейность механических характеристик во всем рабочем диапазоне скоростей;
- линейная зависимость скорости вращения ротора от электрического сигнала управления во всем рабочем диапазоне;
- отсутствие самохода (явление самохода состоит в том, что двигатель продолжает развивать вращающий момент и его ротор вращается при снятом сигнале управления);
- быстродействие;
- малая мощность управления при значительной механической мощности на валу, т.е. высокий коэффициент усиления по мощности;
- большой пусковой момент;
- эксплуатационная надежность;
- отсутствие радиопомех;
- малые габариты и вес.

### 2.2.1. Основные характеристики и параметры электродвигателей

Свойства электрических двигателей определяются совокупностью трех видов характеристик: *пусковых, рабочих и регулировочных*. При использовании электрических двигателей в качестве исполнительных элементов наибольший интерес представляют их рабочие (в частности, механические) и регулировочные характеристики.

*Механическая характеристика*  $\omega = f(M)$  представляет собой зависимость скорости вращения якоря от вращающего момента при неизменной величине управляющего напряжения. Для установившегося режима работы, когда момент, развиваемый двигателем, равен моменту нагрузки, механическая характеристика показывает характер изменения угловой скорости при изменении нагрузки. В зависимости от жесткости механической характеристики (отношения приращения угловой скорости к приращению момента) различают двигатели с *жесткой* и *мягкой* механическими характеристиками

Для двигателя с жесткой характеристикой изменение момента нагрузки не вызывает или вызывает незначительное изменение угловой скорости (см. рисунок 2.1, прямые 1 и 2). Электродвигатели с мягкой механической характеристикой имеют большое падение угловой скорости с увеличением момента нагрузки (см. рисунок 2.1, прямая 3).

*Регулировочная характеристика*  $\omega = f(U_y)$  определяет свойства двигателя при регулировании скорости его вращения и представляет собой зависимость скорости вращения якоря от управляющего напряжения при постоянном моменте вращения.

К основным параметрам электродвигателей следует отнести: номинальный и пусковой моменты двигателя, номинальную угловую скорость и скорость холостого хода, мощность и коэффициент полезного действия, номинальное значение напряжения питания и напряжение трогания.

Номинальный момент  $M_{\text{ном}}$  электродвигатель развивает в установившемся режиме.

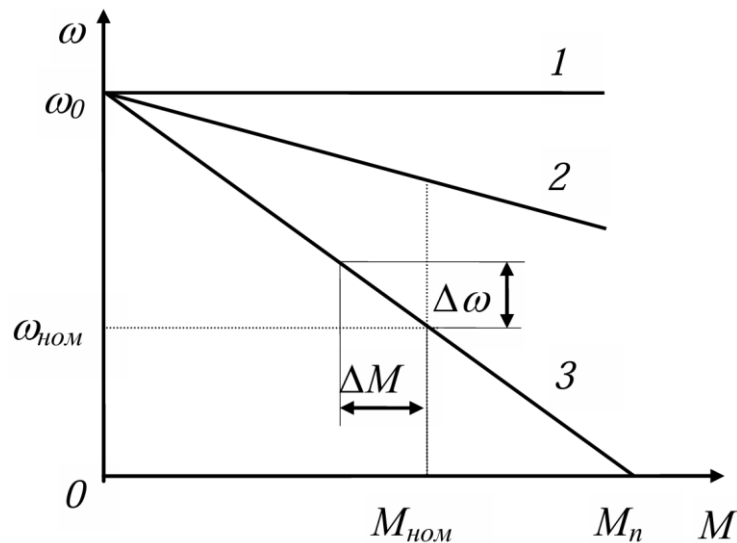


Рисунок 2.1 – Механические характеристики электродвигателей

Пусковой момент  $M_{\text{п}}$  двигатель развивает в момент пуска, когда  $\omega = 0$ . Для нормальной работы электродвигателя необходимо выполнение условия:  $M_{\text{п}} > M_{\text{ном}} = M_{\text{н}}$ , где  $M_{\text{н}}$  – момент нагрузки.

Номинальную угловую скорость  $\omega_{\text{ном}}$  электродвигатель развивает при номинальном моменте нагрузки  $M_{\text{н.ном}}$  на валу. При  $M_{\text{н}} = 0$  двигатель приобретает угловую скорость холостого хода  $\omega_0$ . Для двигателей с жесткой характеристикой (см. рисунок 2.1, прямая 1)  $\omega_{\text{ном}} = \omega_0$ .

Коэффициент полезного действия двигателя определяется отношением выходной мощности  $P_{\text{вых}}$ , т.е. полезной механической мощности на валу двигателя, к входной мощности  $P_{\text{вх}}$ , потребляемой обмотками двигателя из питающей сети.

Для исполнительных двигателей существует также такое понятие, как напряжение трогания, определяемое как минимальное напряжение, при котором начинается вращение вала двигателя.

### 2.2.2. Электрические двигатели постоянного тока

Электрические двигатели постоянного тока находят широкое применение в качестве исполнительных двигателей. Высокая надежность работы, хорошие регулировочные свойства являются основными условиями применения их в тех случаях, когда необходим широкий диапазон регулирования скорости при относительно небольших потерях энергии.

Электрические двигатели постоянного тока бывают с независимым электромагнитным возбуждением или с возбуждением от постоянных магнитов. Управление двигателями может осуществляться путем изменения напряжения управления  $U_y$ , подводимого либо со стороны возбуждения (якорное управление), либо со стороны обмотки возбуждения (полюсное управление). Полюсное управление осуществляется только у двигателей с независимым возбуждением.

При *якорном управлении электродвигателями* обмоткой управления служит обмотка якоря. Магнитный поток возбуждения создается током, протекающим по обмотке возбуждения главных полюсов (см. рисунок 2.2, а), или постоянными магнитами (см. рисунок 2.2, б). В первом случае обмотка возбуждения постоянно подключена к независимому источнику питания с напряжением  $U_B$ , равным номинальному напряжению для данного двигателя.

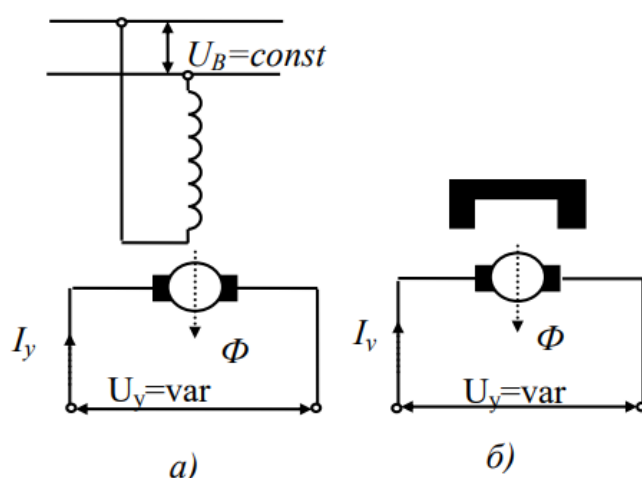


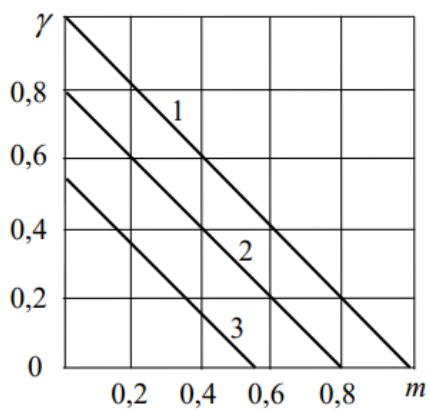
Рисунок 2.2 – Якорное управление электродвигателем

Достоинством якорного управления является линейность механических (см. рисунок 2.3, а) и регулировочных (см. рисунок 2.3, б) характеристик.

Принятые на рисунке 2.3 и далее на рисунке 2.5 обозначения:  $\gamma = \omega/\omega_0$  – относительная скорость вращения;  $m = M/M_n$  – относительное значение вращающего момента;  $\alpha = U_y/U_B$  – коэффициент сигнала.

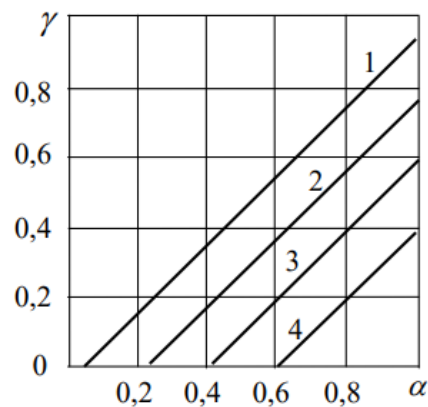
Жесткость механических характеристик остается неизменной при любом коэффициенте сигнала (см. рисунок 2.3, а). Максимальный вращающий момент двигатель развивает при пуске. Якорный способ управления двигателями постоянного тока обеспечивает принципиальную невозможность возникновения самохода, так как при снятом сигнале управления ток якоря равен нулю, вращающий момент равен нулю и якорь останавливается.

Механические и регулировочные характеристики двигателей с постоянным магнитом не отличаются от характеристик двигателей с электромагнитным возбуждением при якорном управлении, поскольку магнитный поток в обоих случаях практически не меняется.



1 -  $\alpha=1$ ; 2 -  $\alpha=0,8$ ; 3 -  $\alpha=0,5$ .

a)



1 -  $m=0$ ; 2 -  $m=0,2$ ; 3 -  $m=0,4$ ; 4 -  $m=0,6$ .

б)

Рисунок 2.3 – Механические (а) и регулировочные (б) характеристики электродвигателя при якорном управлении

При *полюсном управлении электродвигателями* обмоткой управления служит обмотка главных полюсов, а на обмотку якоря постоянно подается номинальное напряжение  $U_B$  от независимого источника питания (см. рисунок 2.4). Это напряжение играет роль напряжения возбуждения. Управление скоростью вращения якоря осуществляется изменением напряжения управления  $U_y$  на зажимах обмотки главных полюсов. Механические характеристики при полюсном управлении также линейны, как и при якорном управлении, однако жесткость механических характеристик зависит от величины коэффициента сигнала (см. рисунок 2.5, а).

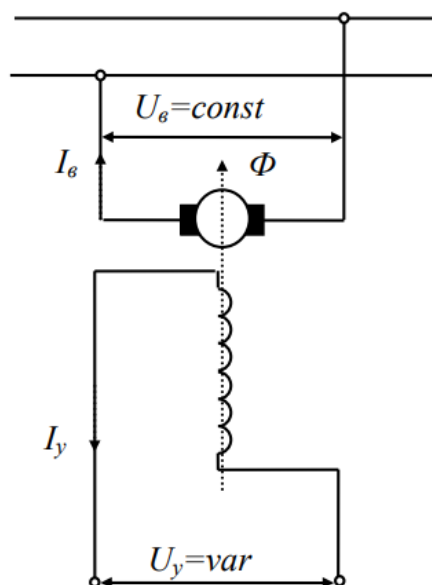


Рисунок 2.4 – Полюсное управление электродвигателем

Регулировочные характеристики (см. рисунок 2.5, б) при полюсном управлении нелинейные. При малом моменте нагрузки они неоднозначны, т.е. одна скорость соответствует двум значениям коэффициента сигнала.

Особенность регулировочных характеристик двигателя с полюсным управлением состоит также в том, что скорость идеального холостого хода ( $m = 0$ ) стремится к бесконечности при стремлении коэффициента сигнала к нулю. В реальном двигателе эта скорость ограничена, так как к валу всегда приложен момент сил вредного сопротивления. Однако при малом значении этого момента скорость может превысить допустимую для двигателя по механической прочности.

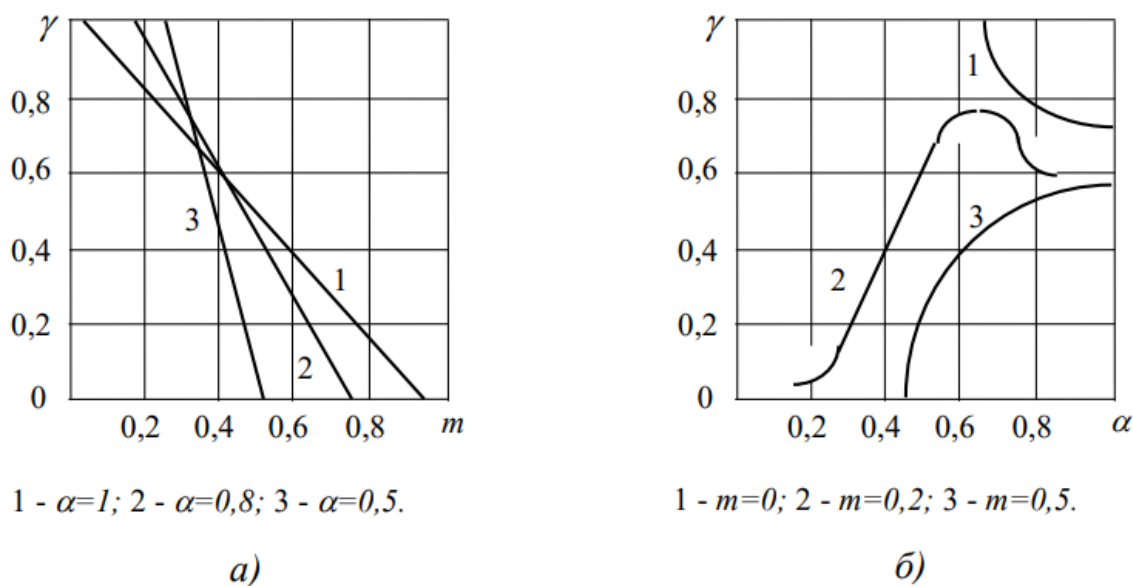


Рисунок 2.5 – Механические (а) и регулировочные (б) характеристики электродвигателей при полюсном управлении

Исполнительные двигатели постоянного тока имеют сравнительно высокий КПД: порядка 30% у двигателей мощностью 5...10 Вт и порядка 65% у двигателей мощностью 200...300 Вт.

Сравнивая на основе проведенного анализа схем включения и характеристик два способа управления, можно отметить следующие основные преимущества якорного управления:

- линейность и однозначность регулировочных характеристик при любом значении момента;
- постоянная жесткость механических характеристик при разных значениях сигнала управления;
- постоянство статического коэффициента усиления ( $d\omega/dU_y = const$ );
- ток через щеточный (скользящий) контакт проходит только при вращении якоря, что предотвращает пригорание коллектора от местного нагрева при неподвижном якоре;

– невозможность самохода.

При полюсном управлении, по сравнению с якорным, требуется значительно меньшая мощность управления, однако преимущества якорного способа управления настолько существенны, что в большинстве случаев используется именно этот способ.

В настоящее время промышленностью выпускаются различные серии электрических двигателей постоянного тока. Наиболее распространенными являются двигатели серий ДПР и ДПМ, которые являются двухполюсными электрическими машинами постоянного тока закрытого исполнения с возбуждением от постоянных магнитов; напряжение питания  $U = 27$  В. Электродвигатели серии ДПР имеют полый якорь. КПД двигателей этой серии на 15...25% выше КПД двигателей серии ДПМ.

Электродвигатели постоянного тока коллекторные с возбуждением от постоянных магнитов, с полым бескаркасным якорем типа ДПР имеют следующие основные конструктивные исполнения:

- Н1 – нормальное с одним выходным концом вала;
  - Н2 – нормальное с двумя выходными концами вала (размеры концов вала одинаковые);
  - Ф1 – фланцевое с одним выходным концом вала;
  - Ф2 – фланцевое с двумя выходными концами вала (см. рисунок 2.6).
- Их габариты приведены в таблице 2.1.

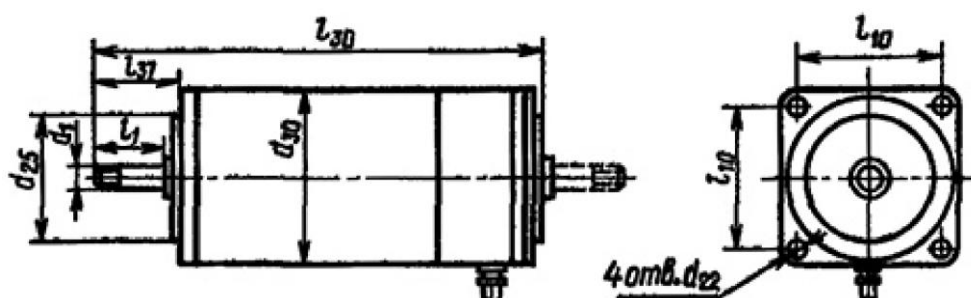


Рисунок 2.6 – Размеры электродвигателей серии ДПР

Таблица 2.1 – Габариты (мм) и масса электродвигателей серии ДПР

Тип двигателя	$d_{30}$	$d_{25}$	$d_1$	$d_{22}$	$L_{30}$	$L_{37}$	$L_1$	$L_{10}$	Масса, кг
ДПР-32-Н1, Н2, Ф1, Ф2	20h8	15h8	M3x0,35	2	56	8,5	7,5	16,6	0,08
ДПР-42-Н1, Н2, Ф1, Ф2	25h8	17h8		2,4	66	10,5	9	21	0,15
ДПР-52-Н1, Н2, Ф1, Ф2	30h8	22h8	M4x0,35	2,9	77,7	12	10,5	25	0,26
ДПР-62-Н1, Н2, Ф1, Ф2	35h8		M4x0,5	3,4	89,7	14	12,5	29,6	0,41
ДПР-72-Н1, Н2, Ф1, Ф2	40h8		M4x0,5	3,9	104,7	16	14,5	33,6	0,6

Крепление двигателей исполнения Н1 производится за корпус с помощью охватывающих его металлических деталей, а исполнения Ф1 – за фланец.

Технические данные электродвигателей серии ДПР исполнения Н1, Н2, Ф1 и Ф2 приведены в таблице 2.2.

Электродвигатели постоянного тока коллекторные со стабилизацией частоты вращения типа ДПМ с возбуждением от постоянных магнитов с пазовым якорем имеют следующие основные конструктивные исполнения:

- Н1 – с одним выходным концом вала;
- Н2 – с двумя выходными концами вала (размеры концов вала одинаковые).

Таблица 2.2 – Технические данные электродвигателей серии ДПР

Тип двигателя	U, В	P <sub>ном</sub> , Вт	n <sub>ном</sub> , об/мин	M <sub>ном</sub> , мН·м	M <sub>п</sub> , мН·м	I <sub>ном</sub> , А	I <sub>п</sub> , А	КПД, %	Наработка, ч
ДПР-32-07	12	0,92	4500	1,96	5,4	0,21	1,1	36	2000
ДПР-32-08	12	0,64	2500	2,45	4,9	0,18	0,7	29	2000
ДПР-42-02	27	3,1	6000	4,9	19,6	0,24	1,8	48	1000
ДПР-42-03	27	2,3	4500	4,9	12,8	0,2	1,15	43	2500
ДПР-52-02	27	6,15	6000	9,8	68,7	0,5	5,5	46	1000
ДПР-52-03	27	4,6	4500	9,8	54	0,32	3,4	53	2500
ДПР-52-04	27	2,6	2500	9,8	29,4	0,24	1,3	40	4000
ДПР-62-02	27	12,3	6000	19,6	137,4	0,82	10,5	56	1000
ДПР-62-03	27	9,25	4500	19,6	118	0,7	7,2	49	1000
ДПР-72-03	27	18,5	4500	39,2	245	1,3	17,5	53	1000

Крепление двигателей всех исполнений осуществляется за корпус (магнит) с помощью немагнитных металлических деталей.

Электродвигатели исполнений Н1, Н2 предназначены для работы при обоих направлениях вращения, причем изменение направления вращения на ходу, без предварительной остановки двигателя, не допускается, за исключением двигателей ДПМ-20-Н1-08Т, ДПМ-25-Н1-07Т, ДПМ-30-Н1-08Т.

Чертеж электродвигателя серии ДПМ в исполнении Н1 показан на рисунке 2.7.

Габаритные и установочные размеры двигателей ДПМ исполнения Н1 представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Габаритные и установочные размеры двигателей ДПМ-Н1

Тип двигателя	d <sub>30</sub>	d <sub>1</sub>	L <sub>30</sub>	L <sub>1</sub>	Масса, кг
ДПМ-20-Н1	20	М2х0,25	46	7	0,065
ДПМ-25-Н1	25		55,5	9	0,120
ДПМ-30-Н1	30	М3х0,35	69	10,5	0,22
ДПМ-35-Н1	35		78,5	12,5	0,34

Технические данные двигателей серии ДПМ исполнения Н1 приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Технические данные двигателей ДПМ исполнения Н1

Тип двигателя	$U$ , В	$P_{ном}$ , Вт	$n_{ном}$ , об/мин	$M_{ном}$ , мН·м	$M_{п}$ , мН·м	$I_{ном}$ , А	$I_{п}$ , А	КПД, %	Наработка, ч
ДПМ-20-Н1-01	29	0,46	9000	0,49	4,9	0,1	0,7	16	200
ДПМ-20-Н1-04	6	0,04	2000	0,196	0,59	0,1	0,3	7	500
ДПМ-20-Н1-12	12	1,23	6000	1,96	4,9	0,4	1,5	26	300
ДПМ-20-Н1-13	12	0,69	4500	1,47	3,92	0,28	0,8	21	250
ДПМ-25-Н1-01	29	3,22	9000	3,43	5,9	0,4	2,5	28	100
ДПМ-25-Н1-02	27	0,46	3800	2,94	9,8	0,13	0,6	13	500
ДПМ-25-Н1-02А	27	0,46	4500	0,98	4,9	0,1	0,6	17	500
ДПМ-25-Н1-03	12	2,77	6000	4,41	9,8	0,85	3,5	27	300
ДПМ-25-Н1-04	27	1,28	2500	4,9	7,85	0,22	0,5	22	1000
ДПМ-30-Н1-01	29	6,47	9000	6,86	34,3	0,75	5	30	100
ДПМ-30-Н1-03	27	4,62	4500	9,8	29,4	0,6	2,5	29	500
ДПМ-30-Н1-04	26	5,65	5500	9,8	24,6	0,7	3	31	300
ДПМ-30-Н1-05	27	4,31	6000	6,86	24,6	0,5	3,5	32	300
ДПМ-30-Н1-19	12	2,57	2500	9,8	19,6	0,75	2,5	29	600
ДПМ-35-Н1-01	27	13,87	9000	14,7	68,6	1,5	11	34	100
ДПМ-35-Н1-02	27	5,39	3500	14,7	49	0,65	2,5	31	500
ДПМ-35-Н1-03	6	4,25	1800	22,6	34,3	2,5	8,5	28	1000
ДПМ-35-Н1-04	27	12,32	6000	19,6	68,6	1,3	6	35	200

Электрические двигатели переменного тока находят широкое применение в механизмах приборов и машин в качестве приводных (силовых) и исполнительных элементов. По принципу действия электродвигатели переменного тока подразделяются на *асинхронные, синхронные и шаговые*.

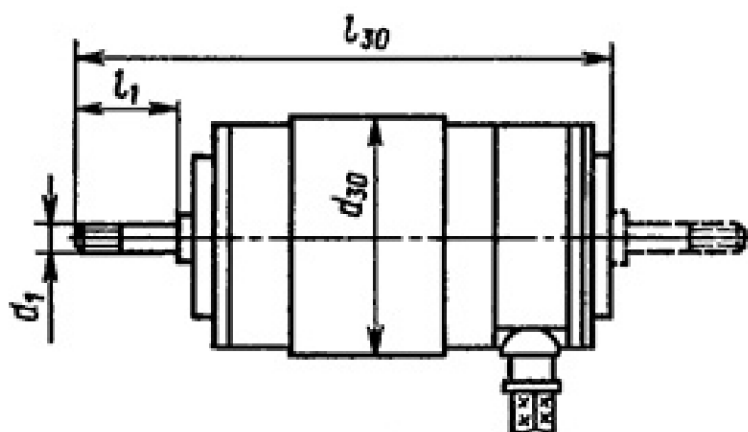


Рисунок 2.7 – Электродвигатель серии ДПМ

### 2.2.3. Электрические двигатели переменного тока

*Асинхронные электродвигатели* имеют жесткую механическую характеристику и применяются в тех случаях, когда требования к постоянству угловой скорости сравнительно невелики. Благодаря простоте и надежности они получили самое широкое распространение в качестве привода различных механизмов и составляют более 90% выпускаемых электродвигателей.

Принцип действия асинхронного двигателя заключается в следующем. Если во вращающееся магнитное поле поместить короткозамкнутую обмотку, то в ней под действием ЭДС, наводимой в проводниках пересекающим их магнитным полем, будут протекать токи, которые создадут вращающееся магнитное поле. В результате взаимодействия магнитного поля, создаваемого током обмотки, с первоначальным вращающимся магнитным полем возникает вращающий момент, направленный в ту же сторону, что и поле.

Асинхронный двигатель обычно состоит из двух основных частей: неподвижного статора с обмотками, предназначенными для создания вращающегося магнитного поля, и вращающегося ротора, на котором располагается короткозамкнутая обмотка. Скорость вращения ротора асинхронного электродвигателя всегда меньше скорости вращения поля, так как при равенстве этих скоростей магнитное поле было бы неподвижно по отношению к ротору и в его обмотке не наводились бы токи, создающие при взаимодействии с полем вращающий момент.

Асинхронные электродвигатели могут применяться и в качестве исполнительных двигателей. Такие двигатели питаются от однофазной сети переменного тока и имеют две обмотки: обмотку возбуждения, непосредственно подключенную к сети, и обмотку управления, на которую подается сигнал управления, амплитуда которого или фаза может меняться. Механические характеристики исполнительных асинхронных двигателей мягкие.

Универсальные по способу включения в сеть двигатели серии УАД выпускаются с одним или двумя выходными концами вала, с креплением по корпусу

(см. рисунок 2.8, вариант 1) и фланцевым креплением (см. рисунок 2.8, вариант 2).

Габаритные и установочные размеры, мм, и масса двигателей серии УАД приведены в таблице 2.5.

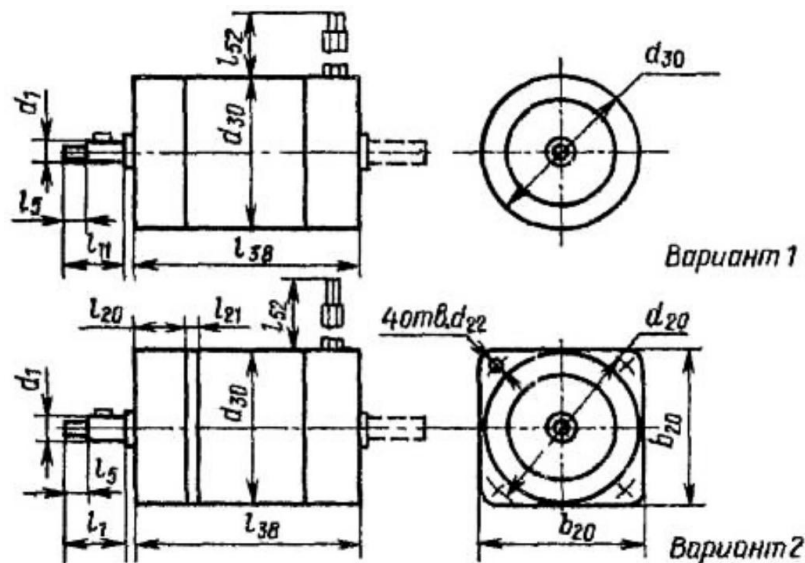


Рисунок 2.8 – Размеры электродвигателей серии УАД

Таблица 2.5 – Габаритные и установочные размеры двигателей УАД с креплением по корпусу и фланцевым креплением

Тип двигателя	$d_1$	$d_{20}$	$d_{22}$	$d_{30}$	$l_1$	$l_5$	$l_{20}$	$l_{21}$	$l_{38}$	$l_{52}$	$b_{20}$	Масса, кг
УАД-12	2,5	14	2,9	40	11,5	4,0	15,5	2,5	58	15 0	40	0,28
УАД-22	4	20	3,4	50	18	6	18,5	3	60	15 0	50	0,46
УАД-24									70			
УАД-32 УАД-34									70			
УАД-42	5	24,5	4,5	62	23	8	20	3	75	20 0	62	0,87
УАД-44								4				
УАД-54								4				

Электродвигатели УАД предназначены для привода различных механизмов. Представляют собой электродвигатели малой мощности с питанием от сети однофазного и трехфазного переменного тока, напряжением 220 В, 50 Гц. Технические данные электродвигателей УАД приведены в таблице 2.6.

К асинхронным электродвигателям относятся электродвигатели малой мощности с полым ротором серии АДП. Чертеж электродвигателя серии АДП

Таблица 2.6 – Технические данные двигателей УАД

Тип двигателя	$P_{ном},$ Вт	$n_{ном},$ об/мин	$M_{ном},$ Н·м	$M_{п},$ Н·м	$I_{ном},$ А	$I_{п},$ А	КПД, %	Наработка, ч
УАД-12	1	2800	34	17	0,055	0,11	10	3000
УАД-22	3	2800	100	52	0,085	0,17	17	3000
УАД-32	5	2800	170	51	0,11	0,28	23	3000
УАД-42	10	2800	340	100	0,13	0,42	44	3000
УАД-24	1	2320	72	35	0,055	0,08	9	3000
УАД-34	2	1320	144	72	0,1	0,15	11	3000
УАД-44	4	1340	286	143	0,14	0,21	14	3000
УАД-54	8	1340	576	285	0,16	0,32	25	3000

представлен на рисунке 2.9, а габаритные и установочные размеры в мм, и масса двигателей этой серии приведены в таблице 2.7.

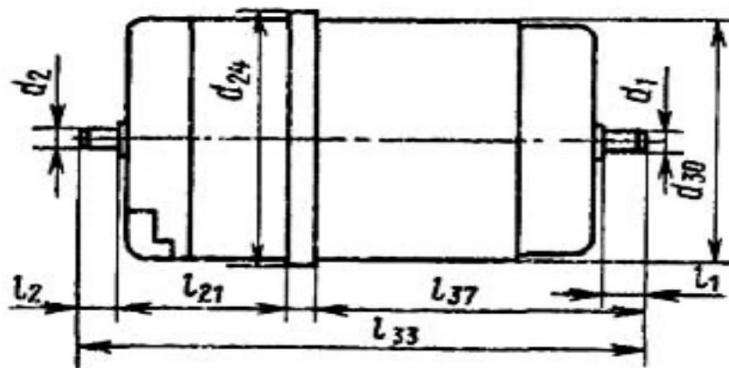


Рисунок 2.9 – Электродвигатель серии АДП

Таблица 2.7 – Габаритные и установочные размеры электродвигателей АДП

Тип двигателя	$d_{30}$	$d_1$	$d_2$	$d_{24}$	$l_{33}$ ( $l_{30}$ )	$l_1$	$l_2$	$l_{37}$	$l_{21}$	Масса, кг
АДП-1262	70	6	4	74	122,5	8,8	6,5	79,9	4	1,6
АДП-1263	85	8	–	89	(135,35)	12	–	90,15	5	2,6
АДП-1362			6		144,5	11,7	9	89,85		2,7
АДП-1363	108	10	6	112	183	14,7	9	122,5	6	5,7

Основные технические данные электродвигателей АДП приведены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Технические данные двигателей АДП

Тип двигателя	$U_{в},$ В	$U_{у},$ В	$f,$ Гц	$P,$ Вт	$M_{п},$ $10^{-4}$ Н·м	$M_{ном},$ $10^{-4}$ Н·м	$n_0,$ об/мин	$n_{ном},$ об/мин	$I_{п,в},$ А	$I_{п,у},$ А
АДП-1120	110	110	400	2,4	–	58,8	–	4000	–	–

АДП-1121	110	110	400	8,9	167	142	10000	6000	0,22	0,31
АДП-1123	110	110	400	4,1	137	98	6700	4000	0,18	0,28
АДП-1001	120	35	500	3,7	54	39	12500	9000	–	–

Отличительной особенностью *синхронных электродвигателей* является жесткая связь угловой скорости вращения ротора с частотой питающей сети. Они имеют жесткую механическую характеристику и применяются в тех случаях, когда предъявляются высокие требования к постоянству угловой скорости вращения ротора.

Принцип действия синхронных двигателей основан на взаимодействии вращающегося магнитного поля статора с полем постоянного магнита ротора. Вращающий момент создается вследствие упругой деформации магнитных силовых линий при рассогласовании вращений ротора и магнитного поля статора. Промышленностью выпускаются следующие типы синхронных электродвигателей: СПДМ, ДСМ, ДСД, ДСДР.

*Шаговые электродвигатели* служат для преобразования электрического сигнала в виде последовательности импульсов в фиксированные углы поворота вала. Шаговые двигатели применяются в качестве исполнительных двигателей в системах, где необходимо обеспечить старт-стопный режим работы. Примеры выпускаемых промышленностью шаговых электродвигателей: ДШ, ШДА.

### 2.3. Вращающиеся трансформаторы

Вращающимися трансформаторами называют электрические микромашины переменного тока, предназначенные для преобразования угла поворота  $\theta$  в напряжение, пропорциональное некоторым функциям угла (например,  $\sin\theta$  или  $\cos\theta$ ) или самому углу поворота ротора.

Вращающиеся трансформаторы (ВТ) применяют в аналого-цифровых преобразователях «угол-код» цифровых следящих систем и систем программного управления промышленными роботами и автоматами. Также в системах дистанционной передачи угла повышенной точности и в электромеханических вычислительных устройствах, предназначенных для решения тригонометрических задач и преобразования координат.

Принцип работы ВТ основан на том, что при повороте его ротора взаимная индуктивность между обмотками статора и ротора изменяется в определенной функциональной зависимости от угла поворота. При этом ЭДС, наводимые в обмотках ротора пульсирующим магнитным потоком, строго следуют этой зависимости.

Основными типами вращающихся трансформаторов, в зависимости от схемы включения их обмоток, являются:

1) синусно-косинусные трансформаторы (СКВТ или СКТ), у которых выходное напряжение одной обмотки пропорционально синусу угла поворота ротора, а другой обмотки – косинусу угла поворота ротора;

2) линейные ВТ (ЛВТ), у которых выходное напряжение пропорционально углу поворота ротора; получение линейной в определенном угловом диапазоне выходной характеристики сводится к аппроксимации прямой линии функцией вида

$$f(\theta) = \frac{\sin\theta}{1+C \cos\theta},$$

где  $C$  – постоянный коэффициент;

3) масштабные ВТ, у которых выходное напряжение пропорционально входному, и коэффициент пропорциональности (масштаб) определяется углом поворота ротора.

Основным требованием, предъявляемым к вращающимся трансформаторам, является максимальная точность преобразования угла в напряжение по заданному функциональному закону. Большинство существующих ВТ рассчитаны на номинальную частоту 400 Гц.

Конструктивно вращающиеся трансформаторы имеют две основные части: неподвижную (статор) и подвижную (ротор), показанные на рисунке 2.10.

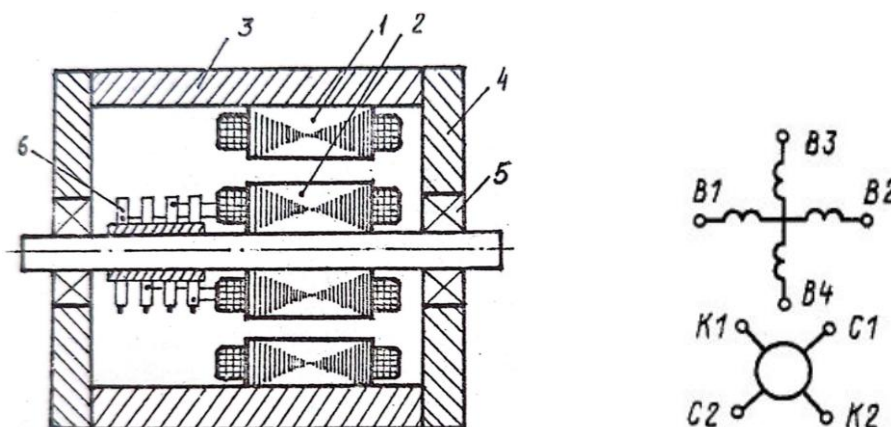


Рисунок 2.10 – Конструкция синусно-косинусного трансформатора:  
1 – пакет статора; 2 – пакет ротора; 3 – корпус;  
4 – крышка; 5 – подшипники; 6 – контактные кольца

Обмотки статора и ротора выполняют обычно с одинаковым числом витков, с одним сечением обмоточного провода и по одной схеме.

Поворот ротора ВТ осуществляется посредством редукторного механизма высокой точности, который либо встраивается в корпус, машины, либо изготавливается отдельно, а затем соединяется с валом ВТ.

На рисунках 2.11...2.15 представлены чертежи конструкций вращающихся трансформаторов, соответственно, ВТ-2, ВТ-3, 8МВТ-5П, ВТМ-4А, 10-ВТМ-5Э. В таблице 2.10 приведены значения моментов статического трения выше названных вращающихся трансформаторов.

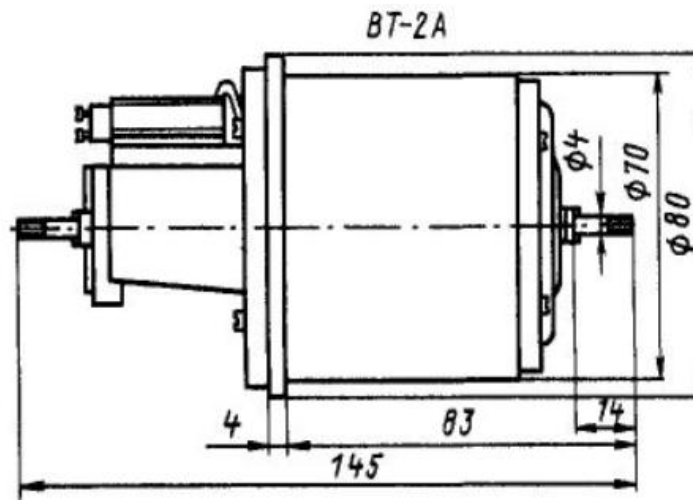


Рисунок 2.11 – Размеры вращающегося трансформатора ВТ-2

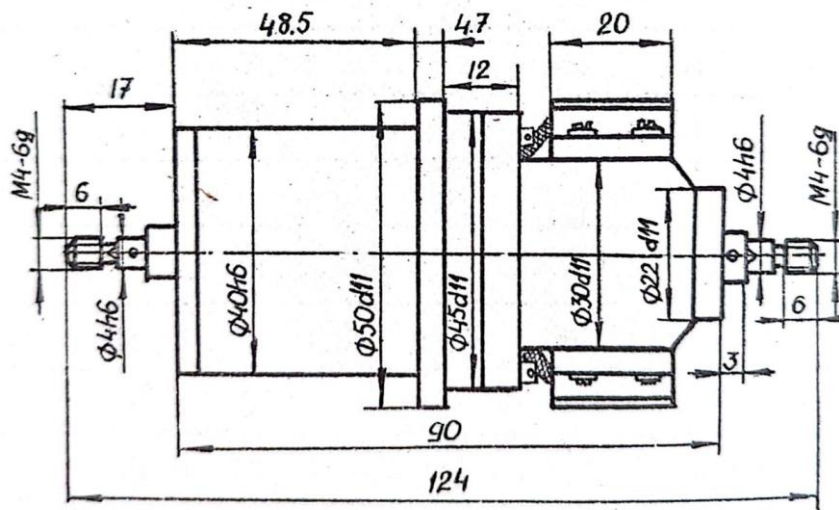


Рисунок 2.12 – Размеры вращающегося трансформатора ВТ-3

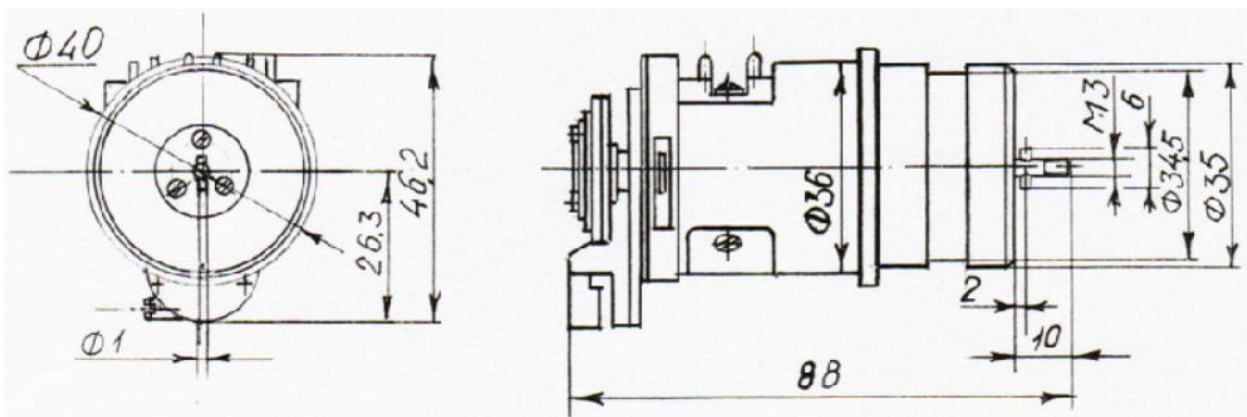


Рисунок 2.13 – Размеры вращающегося трансформатора 8МВТ-5П

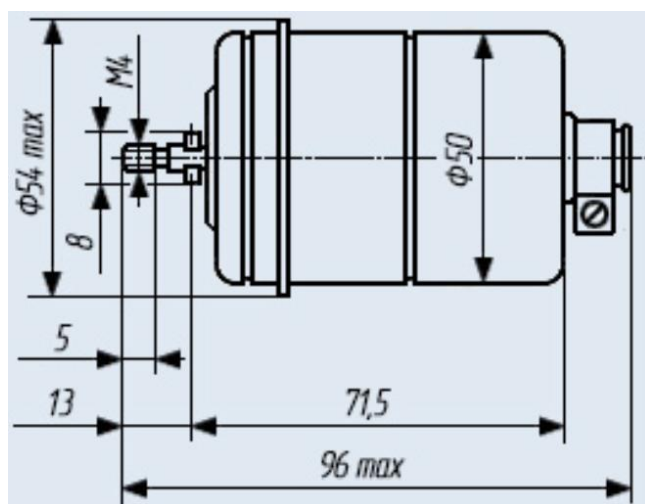


Рисунок 2.14 – Размеры вращающегося трансформатора ВТМ-4А

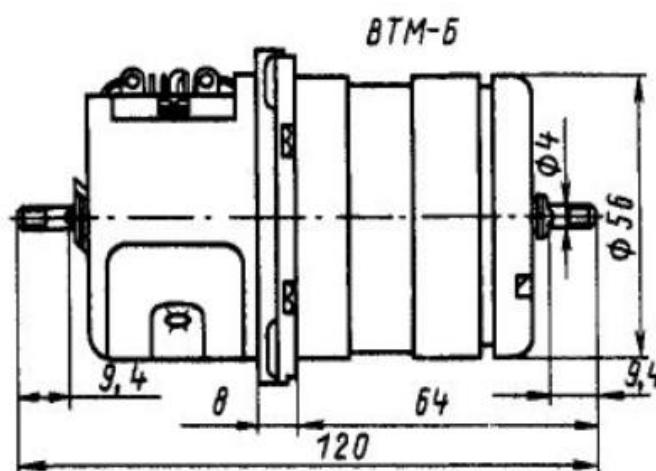


Рисунок 2.15 – Размеры вращающегося трансформатора 10ВТМ-5Э

Таблица 2.9 – Значения моментов статического трения вращающихся трансформаторов

Вращающийся трансформатор	ВТ-2	ВТ-3	8МВТ-5П	ВТМ-4А	10ВТМ-5Э
Момент статического трения, Нмм	16,7	7,85	7,85	8.82	7,85

## 2.4 Коммутирующие устройства

К коммутирующим устройствам относятся различные виды микропереключателей, которые представляют собой устройства с механическим приводом, обеспечивающие коммутацию электрических цепей. Они используются в

качестве исполнительных устройств дистанционного управления, а также в качестве базового элемента для ряда коммутирующих изделий: кнопок, кнопочных, клавишных и других переключателей. Микропереключатели также используются в качестве концевых выключателей, отключая поступательно движущиеся или поворотные механизмы в конце их хода или поворота.

Микропереключатель обычно состоит из привода, пружины и контактов. Принцип работы микропереключателя основан на механизме мгновенного действия. Когда на исполнительный механизм воздействует внешняя сила, она сжимает пружину внутри переключателя. Как только сила достигает определенного порога, пружина заставляет контакты замыкаться или размыкаться, тем самым обеспечивая коммутацию электрической цепи.

Основными параметрами микропереключателей являются:

– усилие прямого срабатывания (чувствительность микропереключателя)  
– это минимальное значение внешней силы, которая должна быть приложена к приводному элементу, чтобы произошло срабатывание (переброс подвижного контакта);

– усилие обратного срабатывания – максимально допустимое значение внешней силы на приводном элементе, при котором исполнительная (контактная) система микропереключателя возвращается в исходное состояние;

– рабочий ход приводного элемента – максимальное значение хода приводного элемента от начального (исходного положения) до положения прямого срабатывания;

– дополнительный ход – предельно допустимое значение хода приводного элемента из положения прямого срабатывания в конечное;

– дифференциальный ход – минимально допустимая величина хода приводного элемента от положения прямого срабатывания до положения обратного срабатывания.

Указанные параметры связаны с приводным элементом. По конструкции приводной элемент может быть выполнен в виде штока, кнопки, рычага, ролика.

Ниже представлены конструктивные и технические параметры микропереключателей МП5 (рис. 2.16, тб. 2.10) и МП12 (рис. 2.17, тб. 2.11). Это малогабаритные однополюсные микропереключатели с одинарным разрывом электрической цепи. Они предназначены для коммутации в радиоэлектронной аппаратуре электрических цепей постоянного и переменного тока. Используются также в электронной аппаратуре систем управления и сигнализации общего и специального назначения.

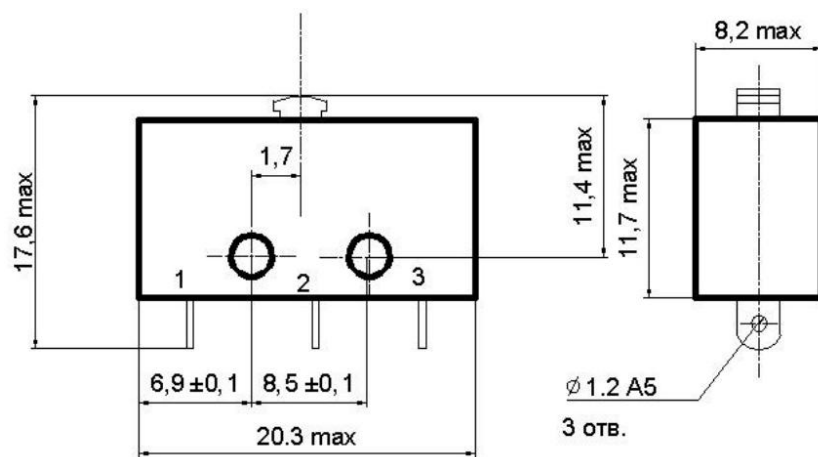


Рисунок 2.16 – Габаритные и установочные размеры микропереключателя МП5

Таблица 2.10 – Технические характеристики микропереключателя МП5

Параметр	Значение параметра
Сопротивление контакта	не более 0,05 Ом
Электрическая прочность изоляции	1100 В
Сопротивление изоляции	не менее 1000 МОм
Время срабатывания подвижных контактов	не более 0,02 с
Усилие прямого срабатывания	0,98...2,94 Н
Усилие обратного срабатывания	не менее 0,39 Н
Рабочий ходы приводного элемента	0,15...0,6 мм
Дополнительный ход	не менее 0,2 мм
Дифференциальный ход	не более 0,15 мм
Рабочая температура окружающей среды	-60...+125 °С
Повышенная относительная влажность при 35°С	98 %
Гарантийная наработка	10000 ч

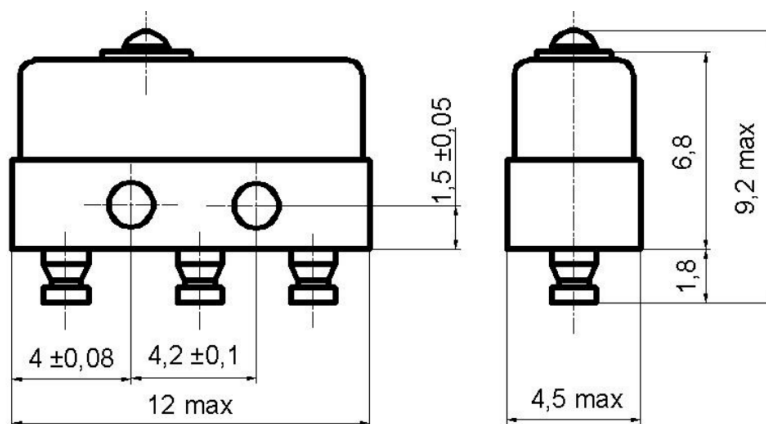


Рисунок 2.17 – Габаритные и установочные размеры микропереключателя МП12

Таблица 2.11 – Технические характеристики микропереключателя МП12

Параметр	Значение параметра
Сопротивление контакта	не более 0,06 Ом
Электрическая прочность изоляции	350 В
Сопротивление изоляции	не менее 1000 МОм
Время срабатывания подвижных контактов	не более 0,02 с
Усилие прямого срабатывания	0,98...2,5 Н
Усилие обратного срабатывания	не менее 0,29 Н
Рабочий ходы приводного элемента	0,08...0,65 мм
Дополнительный ход	не менее 0,15 мм
Дифференциальный ход	не более 0,15 мм
Рабочая температура окружающей среды	-45...+85 °С
Повышенная относительная влажность при 35°С	98 %
Гарантийная наработка	10000 ч

Микропереключатели МП5 и МП12 выполнены в карболитовых корпусах и крепятся двумя винтами через отверстия в корпусе. Конструкция контактных выводов обеспечивает подсоединение монтажных проводов при помощи пайки.

## 2.5. Выбор типа электродвигателя

При выборе электродвигателя в первую очередь следует установить, для каких целей он предназначается. Тип двигателя будет зависеть от того, в каком электромеханическом приводе он будет использоваться: регулируемом или нерегулируемом, а также от режима работы электропривода: длительный, кратковременный, старт-стопный. Вместе с этим следует установить источник энергопитания и род тока. В зависимости от условий работы электромеханического привода учитывается конструктивное исполнение корпуса двигателя, например, допускает ли работу с вертикальным расположением вала, имеет ли фланцы для крепления к корпусу редуктора и т.п.

Основные рекомендации по выбору электродвигателя сводятся к следующему.

Для нерегулируемого привода длительного действия желательно выбирать двигатель, имеющий большой ресурс работы, высокий КПД и заданную механическую характеристику. Если необходима высокая стабильность скорости вращения, то применяют синхронные двигатели переменного тока или двигатели постоянного тока с регуляторами скорости. Для нерегулируемого привода кратковременного или повторно-кратковременного действия выбирают двигатели с небольшим ресурсом работы, но с большими значениями пусковых моментов. Такими двигателями являются высокоскоростные двигатели постоянного тока со скоростью вращения 9000...12000 об/мин. Применять двигатели с меньшей скоростью целесообразно тогда, когда срок службы высокоскоростного двигателя меньше, чем заданный ресурс работы привода.

В регулируемом приводе применяют электродвигатели с минимальным значением величины электромеханической постоянной времени и с максимально допустимой частотой пусков и реверсов: исполнительные двигатели постоянного и переменного токов. При этом лучше выбирать двигатели со скоростью вращения 2500...4500 об/мин. Однако при малых скоростях снижается КПД двигателя, увеличиваются его габариты и масса.

Анализ перечисленных требований позволяет наметить необходимую серию, а выбор конкретного типа двигателя производится с учетом требуемой мощности. Выбор двигателя по мощности заключается в установлении номинального значения его мощности  $P_{\text{ном}}$ , которое должно быть больше или равно расчетному значению мощности  $P$  на валу двигателя.

### 2.5.1. Выбор электродвигателя при постоянной статической нагрузке

При постоянной статической или мало изменяющейся нагрузке на рабочем органе исполнительного устройства с учетом запаса из-за возможного изменения нагрузки и момента двигателя (например, из-за нестабильности напряжения питания, отклонения условий эксплуатации от нормальных и т.п.), расчет мощности электродвигателя основывается на балансе мощностей в статическом режиме работы:

$$P\eta = kM_{\text{вых}}\omega_{\text{вых}}, \quad (2.1)$$

где  $P$  – минимально необходимая мощность двигателя, Вт;  $\eta$  – коэффициент полезного действия передачи электромеханического привода;  $k$  – коэффициент запаса, учитывающий необходимость преодоления динамических нагрузок в момент разгона, принимаемый равным 1,05...1,1;  $M_{\text{вых}}$  – статический момент сил сопротивления на исполнительном органе (на выходном валу механической передачи), Н·м;  $\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость выходного вала механической передачи, рад/с.

Из выражения (2.1) получим

$$P = kM_{\text{вых}}\omega_{\text{вых}}/\eta. \quad (2.2)$$

Если значение величин  $M_{\text{вых}}$  и  $\omega_{\text{вых}}$  обычно указаны в задании на проектирование, то значение коэффициента полезного действия  $\eta$  на этапе выбора электродвигателя не известно, так как пока не выбран тип двигателя, неизвестна частота его вращения, нельзя спроектировать механическую передачу и, соответственно, определить ее коэффициент полезного действия. Поэтому величиной  $\eta$  надо задаться, а после выбора электродвигателя необходимо произвести проверочный расчет и при необходимости повторить выбор двигателя.

Коэффициент полезного действия механической передачи может иметь значение от 0,1 до 0,95, причем с увеличением передаточного числа и уменьшением передаваемой мощности КПД передачи уменьшается. Задаваясь значением КПД, необходимо учитывать и температурные условия работы электромеханического привода, так как вязкость используемых смазок зависит от температуры и существенно влияет на величину потерь на трение в кинематических парах.

### 2.5.2. Выбор электродвигателя при переменной статической нагрузке

В некоторых устройствах нагрузка, оставаясь в течение определенных промежутков времени постоянной, изменяется ступенчато при переходе от одного промежутка времени к другому (см. рисунок 2.18). Такой режим работы характерен, например, для кулачковых коммутационных (программных) устройств, работающих по заданной программе. В таких случаях определение мощности электродвигателя производится по эквивалентному моменту  $M_3$ , вычисляемому по формуле

$$M_3 = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}}.$$

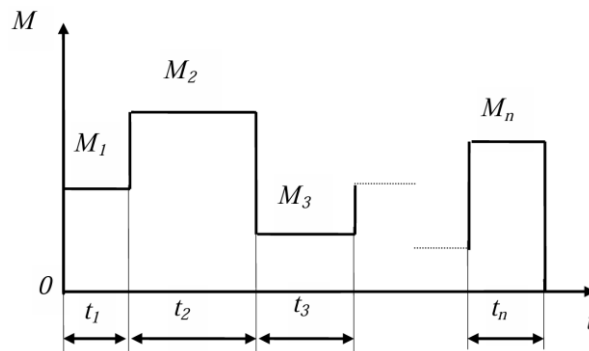


Рисунок 2.18 – График изменения нагрузки

Полученное значение эквивалентного момента  $M_3$  используют для нахождения мощности двигателя, заменив в формуле (2.2) значение статического момента сил сопротивления на выходном валу редуктора  $M_{\text{вых}}$  на значение эквивалентного момента.

Метод эквивалентного момента можно с достаточной для практики степенью точности применять для выбора электрических двигателей постоянного тока и асинхронных двигателей переменного тока.

## 2.6. Общая характеристика редукторов и мультипликаторов электромеханического привода

В качестве устройства, предназначенного для передачи движения в электромеханическом приводе от электродвигателя к исполнительному механизму, широко используются многоступенчатые зубчатые передачи. Наряду с передачей движения в зубчатой передаче происходит изменение угловой скорости вращения от ведущего вала к ведомому, которое определяется передаточным отношением

$$i = \omega_{\text{ВХ}} / \omega_{\text{ВЫХ}} , \quad (2.3)$$

где  $\omega_{\text{ВХ}}$  и  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  – угловые скорости вращения соответственно входного и выходного валов.

Если абсолютное значение передаточного отношения больше единицы, то такой механизм уменьшает угловую скорость ведомого звена и его называют *редуктором*. Это наиболее распространенные передачи, так как в среднем угловые скорости двигателей находятся в диапазоне 50...500 рад/с, а рабочих органов – 0,5...25 рад/с.

В точных механических системах применяются передаточные механизмы с абсолютным значением передаточного отношения меньше единицы, которые повышают угловую скорость ведомого звена. Такие механизмы называют *мультипликаторами*. В приборах, например, с помощью мультипликаторов небольшие перемещения датчиков преобразуются в относительно большие углы поворота указателей, стрелок.

Рассмотрим энергетические соотношения в зубчатой многоступенчатой передаче. Если пренебречь потерями в зацеплении колес и в опорах, то условие баланса мощностей запишется в следующем виде:

$$M_{\text{ВХ}} \omega_{\text{ВХ}} = M_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} , \quad (2.4)$$

где  $M_{\text{ВХ}}$  и  $M_{\text{ВЫХ}}$  – значения моментов соответственно на входном и выходном валах,  $\omega_{\text{ВХ}}$  и  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  – значения угловых скоростей вращения соответственно входного и выходного валов.

Из выражения (2.4) получим

$$M_{\text{ВЫХ}} = M_{\text{ВХ}} \omega_{\text{ВХ}} / \omega_{\text{ВЫХ}} = M_{\text{ВХ}} i . \quad (2.5)$$

Как следует из выражения (2.5) момент на выходном валу редуктора будет в  $i$  раз больше ( $i > 1$ ), чем на входном, а мультипликатора – в  $i$  раз меньше ( $i < 1$ ). В связи с этим в редукторах, исходя из расчетов на прочность, диаметр выходного вала больше диаметра входного вала. В ускорительных передачах в связи с незначительными вращающими моментами на быстроходных выходных валах приходится принимать меры к уменьшению моментов трения в опорах, которые зачастую бывают соизмеримыми с полезными моментами.

Значительное (до нескольких тысяч раз) изменение скорости вращения выходного вала по сравнению со скоростью вращения входного вала достигается в планетарных передачах, содержащих колеса, закрепленные на подвижных осях и называемые сателлитами. В силовых планетарных передачах благодаря применению нескольких сателлитов значительно снижаются нагрузки на зубья и, как следствие, габариты и масса привода (в 1,5...3 раза). Многосателлитные передачи имеют еще одно достоинство: валы центральных колес оказываются разгруженными от изгибающих сил. При этом можно не только уменьшить размеры валов по диаметру, но и значительно снизить нагрузки, передаваемые на стойку (плату, корпус прибора и т.п.).

К недостаткам планетарных передач следует отнести высокие требования по точности изготовления, относительно большой мертвый ход и уменьшение КПД с ростом передаточного отношения.

В заключении отметим требования, предъявляемые к передачам электро-механического привода в зависимости от их назначения. Передачи, применяемые в качестве *отсчетных*, должны обладать высокой точностью преобразования угла поворота от ведущего вала к ведомому. К *скоростным* передачам предъявляются требования плавности и бесшумности работы. В *силовых* передачах необходимо обеспечивать максимально возможную площадь контакта зубьев парных колес с целью уменьшения контактных давлений и износа зубьев.

### 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Процесс проектирования ступенчатого редуктора состоит в решении ряда вопросов, из которых основными являются:

- определение общего передаточного отношения редуктора;
- определение типа передачи;
- определение количества ступеней редуктора и распределение передаточного отношения по ступеням;
- геометрический расчет редуктора;
- расчет на прочность зубчатых колес;
- определение коэффициента полезного действия редуктора;
- расчет редуктора на точность.

#### 3.1. Определение общего передаточного отношения

С учетом выражения (2.3) передаточное отношение редуктора определяется по формуле

$$i = n_{\text{дв}}/n_{\text{вых}} ,$$

где  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения вала электродвигателя, об/мин;  $n_{\text{вых}}$  – частота вращения выходного вала редуктора, об/мин.

Значение  $n_{\text{дв}}$  соответствует справочному значению частоты вращения выбранного (заданного) электродвигателя, измеряемой в оборотах в минуту. Значение  $n_{\text{вых}}$  обычно указано в техническом задании на курсовую работу. В некоторых случаях частота вращения выходного вала задана в техническом задании на проект не явно в оборотах в минуту, а заданы другие параметры, например:

а) задана угловая скорость вращения выходного вала  $\omega_{\text{вых}}$  в рад/с. Тогда частота вращения выходного вала в оборотах в минуту будет равна

$$n_{\text{вых}} = 30\omega_{\text{вых}}/\pi ;$$

б) задан угол поворота выходного вала  $\varphi_{\text{вых}}$  в градусах и время этого поворота  $t$  в секундах. Считая движение выходного вала при повороте на заданный угол равномерным, получим выражение для частоты вращения выходного вала в оборотах в минуту в виде:

$$n_{\text{вых}} = 30\omega_{\text{вых}}/\pi = 30\pi\varphi_{\text{вых}}/(\pi 180t) = \varphi_{\text{вых}}/(6t) ;$$

в) задана линейная скорость перемещения. Учитывая, что заданная линейная скорость является окружной скоростью рабочего звена, частота вращения

которого равна частоте вращения выходного вала редуктора, получим выражение для определения частоты вращения выходного вала в оборотах в минуту в следующем виде:

$$n_{\text{вых}} = 30\omega_{\text{вых}}/\pi = 30V/\pi r ;$$

где  $V$  – заданная линейная (окружная) скорость, м/с;  $r$  – радиус рабочего звена, м.

При необходимости получения больших передаточных отношений применяют многоступенчатые зубчатые механизмы, состоящие из нескольких простых цилиндрических, конических, червячных зубчатых механизмов, соединенных последовательно. Передача вращающего момента осуществляется последовательно с одного вала на второй через зубчатые колеса, причем на каждом промежуточном валу размещают по два колеса, одно из которых является ведомым по отношению к предыдущему, другое – ведущим. Передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений всех простых зубчатых механизмов, входящих в механизм.

### 3.2. Выбор типа передачи

Из всех типов передач наиболее часто применяются *цилиндрические* (прямо- и косозубые), *конические* и *червячные* передачи. Выбор типа передачи зависит от целого ряда факторов, основными из которых можно назвать:

- величина реализуемого передаточного отношения;
- величина передаваемой мощности;
- скорость вращения колес редуктора;
- точность проектируемого редуктора;
- условие бесшумности;
- расположение входного и выходного валов и др.

*Передача цилиндрическими прямозубыми колесами* служит для передачи движения между параллельными валами и является наиболее распространенной передачей. К основным достоинствам цилиндрической прямозубой передачи следует отнести: технологичность конструкции, достаточно высокий КПД (до 0,98), возможность достичь высокой точности изготовления и сборки. Основным недостатком прямозубой передачи является повышенная шумность при высоких (более 6 м/с) окружных скоростях. Наиболее часто встречающееся передаточное отношение для цилиндрической зубчатой передачи  $i = 3...7$ , допускается в отдельных случаях до 15. Рекомендуется отдавать предпочтение цилиндрической прямозубой зубчатой передаче и только при невозможности выполнения поставленных в техническом задании требований рассматривать вариант проектирования другого типа передачи.

*Передача цилиндрическими косозубыми колесами* отличается конструктивно от рассмотренной выше передачи расположением зуба по отношению к

оси колеса: линия зуба составляет с осью колеса угол  $\beta = 7...15^\circ$ , что увеличивает длину линии контакта зубьев и способствует повышению нагрузочной способности косозубых передач. Если у прямозубых колес при зацеплении зубьев наблюдается прямой удар, то у косозубых – косой, что приводит к снижению шумности косозубых передач и возможности их использования при больших скоростях.

К недостаткам косозубых колес следует отнести наличие осевых усилий, приводящих к появлению дополнительных нагрузок в подшипниковых опорах, что, наряду с несколько большими, чем у прямозубых колес, потерями на трение в зацеплении, приводит к снижению КПД.

*Передачи коническими колесами* обеспечивают передачу движения между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом ( $10...170^\circ$ ). Чаще всего межосевой угол составляет  $90^\circ$ . По сравнению с цилиндрическими, конические передачи имеют ряд недостатков: меньшая плавность в работе, более низкий КПД, сложны в изготовлении и монтаже, требуют регулирования расположения колес при сборке, меньшая точность. Последний из перечисленных недостатков делает нежелательным использование конических колес в отсчетных устройствах. С помощью конических колес реализуется передаточное отношение в диапазоне от 1 до 5.

*Червячные передачи* обеспечивают передачу движения между перекрещивающимися валами. Отличительной особенностью червячной передачи является бесшумность, компактность и возможность получения больших передаточных отношений (до 360 и более). Наиболее часто реализуемое передаточное отношение находится в диапазоне от 12 до 150. Ведущим звеном в червячной передаче чаще всего является червяк, однако возможна передача движения и от червячного колеса к червяку. Реверсивность передачи достигается при определенном соотношении между углом подъема винтовой линии червяка и углом трения для материалов пары червяк – червячное колесо. Основными недостатками червячной передачи являются: низкий КПД ( $\eta = 0,5...0,8$ ), требование повышенной точности изготовления и сборки.

Для реализации больших передаточных отношений применяются *многоступенчатые передачи*, состоящие из нескольких серий зубчатых колес. При необходимости в их состав как ступень может входить и червячная передача.

*Видом зацепления*, которое чаще всего используется на практике, является эвольвентное зацепление как наиболее полно удовлетворяющее требованиям, предъявляемым к зацеплению зубчатых колес. Основными достоинствами эвольвентного зацепления являются:

- постоянство передаточного отношения для одного цикла зацепления зубьев парных колес;
- постоянство направления вектора давления;
- не критичность передаточного отношения к изменению межосевого расстояния.

### **3.3. Разбивка передаточного отношения по ступеням**

После определения передаточного отношения необходимо выбрать кинематическую схему механизма и произвести распределение общего передаточного отношения по ступеням. Если в техническом задании на проект кинематическая схема механизма задана, то выполняется распределение передаточного отношения по ступеням. Учитывая, что тип передачи выбран, выбор кинематической схемы механизма состоит в определении числа ступеней.

Универсальных рекомендаций по разбивке передаточного отношения, удовлетворяющих всем требованиям, не существует. При определении числа ступеней и распределении общего передаточного отношения по ступеням необходимо учитывать требования, предъявляемые к механизму, условия его работы. Так при проектировании мощного редуктора подходы к разбивке передаточного отношения по ступеням отличаются от подходов к разбивке при проектировании маломощного редуктора. В свою очередь разбивка передаточного отношения по ступеням для маломощного редуктора будет зависеть от дополнительных условий, например, от условия минимизации габаритов или массы редуктора.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся случаи выбора схемы и разбивки передаточного отношения механической передачи, причем будем использовать конечные формулы, опустив их вывод.

#### **3.3.1. Расчет мощного силового редуктора**

Разбивка передаточного отношения для силового редуктора может производиться исходя из условия достижения минимальной массы и близких значений напряжений в материале зубчатых колес разных ступеней. По мере перемещения от входного звена редуктора к выходному уменьшается скорость вращения и растет момент, поэтому для обеспечения условия равно-прочности следует увеличивать ширину колес тихоходных ступеней. Реализуя с помощью быстроходных ступеней большие передаточные отношения, чем с помощью тихоходных, можно достичь выполнения условия равновеликости зубчатых колес разных ступеней.

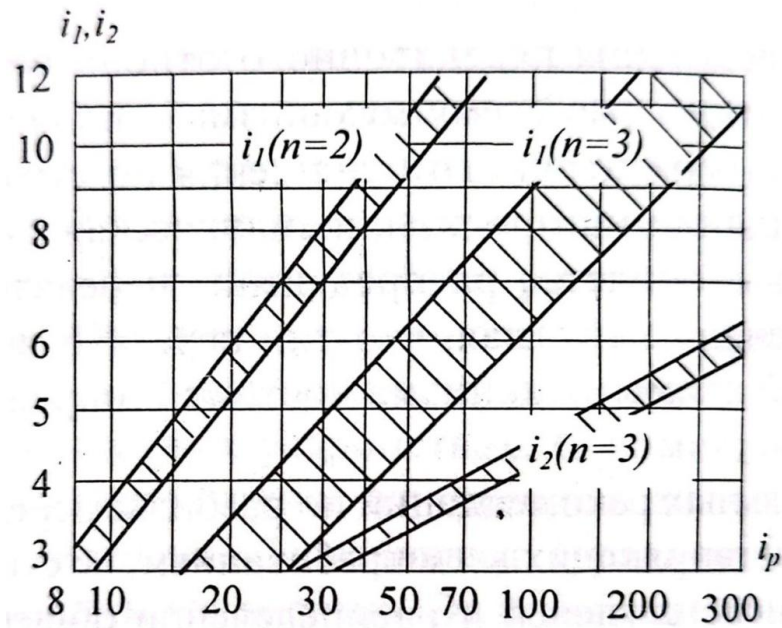


Рисунок 3.1 – Номограмма для определения передаточного отношения редуктора

При распределении передаточного отношения для 2-х и 3-х ступенчатых силовых редукторов можно использовать рекомендации, представленные на рисунке 3.1.

### 3.3.2. Расчет редуктора при условии минимизации габаритов

При проектировании маломощных редукторов размеры его звеньев, учитывая незначительные передаваемые усилия, определяют не исходя из расчетов на прочность, а исходя из конструктивных и технологических соображений. По-видимому, габариты редуктора будут зависеть от межосевого расстояния между входным и выходным валами. Теоретические исследования показывают, что минимальное значение межосевого расстояния между входным и выходным валами будет при равенстве передаточных отношений ступеней, т.е.

$$i_1 = i_2 = \dots = i_i = \dots = i_n, \quad (3.1)$$

а передаточное отношение каждой пары

$$i_i = \sqrt[n]{i_p}, \quad (3.2)$$

где  $i_p$  – общее передаточное отношение редуктора,  $n$  – число ступеней редуктора.

Между оптимальным числом ступеней, при котором будет выполняться условие минимальности габаритов редуктора, и его общим передаточным отношением существует зависимость

$$n_{\text{опт}} = 1,85 \lg i_p, \quad (3.3)$$

Таким образом, зная общее передаточное отношение редуктора  $i_p$ , по формуле (3.3) определяем число ступеней  $n$ , а затем по формуле (3.2) – передаточное отношение каждой ступени.

Дополнительные исследования показывают, что для оптимального числа ступеней существует и оптимальное для каждой ступени передаточное отношение, равное 3,5.

### 3.3.3. Расчет редуктора при условии минимизации массы

Если принять те же условия, что и при рассмотрении предыдущего вопроса, а именно полагая, что

$$i_1 = i_2 = \dots = i_n = \sqrt[n]{i_p},$$

то зависимость оптимального числа ступеней  $n_{\text{опт}}$  от общего передаточного отношения редуктора  $i_p$  будет иметь вид

$$n_{\text{опт}} = 3 \lg i_p. \quad (3.4)$$

Оптимальное значение передаточного отношения каждой ступени будет несколько меньше, чем в предыдущем случае, и составит 2,16.

Следовательно, для обеспечения минимальной массы редуктора необходимо проектировать ступени с одинаковым передаточным отношением, определяемым по формуле (3.1), предварительно определив по формуле (3.4) число ступеней. Полученное по формуле (3.4) значение рекомендуется округлять до меньшего целого значения, так как с увеличением числа ступеней в маломощном редукторе уменьшается коэффициент полезного действия.

### 3.3.4. Расчет редуктора при условии минимизации приведенного момента инерции

Для механизмов, режим работы которых характеризуется периодическими остановками, необходимо при проектировании редуктора стремиться обеспечить минимальное значение приведенного к валу электродвигателя момента инерции. Уменьшение приведенного момента инерции редуктора будет способствовать

уменьшению инерционных нагрузок, которые в некоторых случаях могут значительно превышать статические нагрузки на опоры редуктора.

Момент инерции, приведенный к валу электродвигателя, равен сумме момента инерции самого двигателя и приведенных к валу двигателя моментов инерции редуктора и рабочего органа (нагрузки)

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{дв}} + J_{\text{р.пр}} + J_{\text{н.пр}} = J_{\text{дв}} + J_{\text{вд}} + J_{\text{р.пр}} + J_{\text{н}}/i_{\text{р}}^2, \quad (3.5)$$

где  $J_{\text{дв}}$  – момент инерции ротора электродвигателя,  $J_{\text{р.пр}}$  – приведенный момент инерции редуктора,  $J_{\text{н.пр}}$  – приведенный момент инерции рабочего органа (нагрузки),  $J_{\text{н}}$  – момент инерции вращающихся частей рабочего органа,  $i_{\text{р}}$  – передаточное отношение редуктора.

Так как вал электродвигателя и входной вал редуктора вращаются с одинаковой скоростью, выражение для приведенного момента инерции редуктора будет иметь вид

$$J_{\text{р.пр}} = J_1 + J_2(\omega_2/\omega_1)^2 + \dots + J_{2n}(\omega_{2n}/\omega_1)^2, \quad (3.6)$$

где  $J_1, J_2, \dots, J_{2n}$  – моменты инерции соответственно шестерен и зубчатых колес редуктора (моментами инерции валов пренебрегаем), а  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_{2n}$  – угловые скорости тех же колес.

Приведенный момент инерции редуктора зависит как от числа ступеней, так и от разбивки общего передаточного отношения по ступеням. Оптимальное значение числа ступеней, при котором обеспечивается эффективное снижение приведенного момента инерции редуктора, определяется по той же формуле (3.4), что и для расчета редуктора при условии минимизации массы.

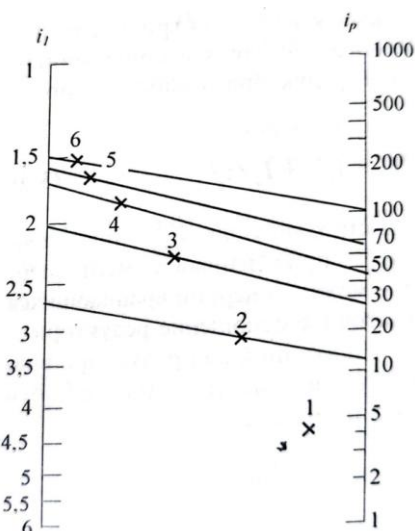


Рисунок 3.2 – Номограмма для определения передаточных отношений отдельных ступеней редуктора

В тех случаях, когда момент инерции нагрузки соизмерим с моментами инерции колес редуктора, распределение общего передаточного отношения редуктора по ступеням может оказывать существенное влияние на значение приведенного к валу двигателя момента инерции механизма. В этом случае следует иметь в виду, что с увеличением передаточного отношения ступени увеличивается размер зубчатого колеса этой ступени и, соответственно, увеличивается его момент инерции. Тогда из выражения (3.6) следует, что для уменьшения приведенного к входному валу момента инерции редуктора следует для тихоходной ступени назначать наибольшее из рекомендуемых передаточное отношение, а для быстроходной – наименьшее.

На рисунке 3.2 представлена номограмма, с помощью которой производится определение передаточных отношений отдельных ступеней редуктора. Порядок пользования номограммой состоит в следующем. После нахождения общего передаточного отношения и определения по формуле (3.4) оптимального значения числа ступеней редуктора на номограмме через точку, соответствующую числу ступеней (находится на поле номограммы между шкалами), и точку правой шкалы, соответствующую значению общего передаточного отношения, проводят прямую. Точка пересечения этой прямой с левой шкалой будет определять значение передаточного отношения первой ступени. Тогда, разделив значение общего передаточного отношения редуктора на найденное, получим значение передаточного отношения для оставшихся  $n - 1$  ступеней. Проведя на номограмме те же построения для  $n - 1$  ступеней, получим значение передаточного отношения для второй ступени. Аналогично определяются передаточные отношения остальных пар.

### 3.3.5. Расчет редуктора при условии минимизации погрешности передачи

Общая погрешность зубчатой передачи зависит от погрешностей каждой ступени, и чем меньше число ступеней, тем меньше погрешность передачи в целом. Учитывая, что число ступеней зависит от общего передаточного отношения, наименьшее число будет достигнуто при реализации каждой ступенью максимально допустимого значения передаточного отношения. Если принять максимально возможное передаточное отношение для пары цилиндрических зубчатых колес равным  $i_i = 8$ , то необходимое число ступеней можно определить из выражения

$$i_p = i_i^n = 8^n ,$$

откуда

$$n_{\text{опт}} = \lg i_p / \lg 8 = 1,11 \lg i_p . \quad (3.7)$$

Полученное значение  $n_{\text{опт}}$  округляют до ближайшего большего целого значения. Для уменьшения погрешности редуктора можно принять передаточное отношение последних  $n - 1$  ступеней одинаковыми и максимальными по величине. Тогда передаточное отношение первой ступени будет равно

$$i_1 = i_p / i_i^{n-1} = i_p / 8^{n-1} . \quad (3.8)$$

**Пример 3.1:**

Произвести разбивку общего передаточного отношения  $i_p = 100$  для четырех случаев:

- проектирование мощного силового редуктора;
- проектирование редуктора при условии минимизации габаритов;
- проектирование редуктора при условии минимизации приведенного момента инерции;
- проектирование редуктора при условии минимизации погрешностей.

1. Примем для силового редуктора с заданным передаточным отношением число ступеней равно  $n = 3$ . Для разбивки общего передаточного отношения по трем ступеням воспользуемся графиком на рис. 3.1.

В зоне трехступенчатого редуктора среднее значение передаточного отношения первой ступени будет  $i_1 = 7$ , а второй –  $i_2 = 4,1$ . Тогда передаточное отношение третьей ступени

$$i_3 = i_p / (i_1 i_2) = 100 / (7 \cdot 4,1) = 3,49 .$$

2. Для маломощного силового привода при условии минимизации габаритов определяем необходимое число ступеней редуктора по формуле (3.3)

$$n_{\text{опт}} = 1,85 \lg i_p = 1,85 \lg 100 = 3,7 .$$

Округлив полученное значение до целого числа, получим число ступеней, равно  $n = 4$ .

Передаточное отношение каждой ступени определим исходя из условия (3.1) в соответствии с выражением (3.2)

$$i_1 = i_2 = i_3 = i_4 = \sqrt[4]{i_p} = \sqrt[4]{100} = 3,16 .$$

3. Для редуктора электромеханического привода, работающего в старто-стопном режиме, при условии минимизации приведенного момента инерции число ступеней определим по выражению (3.4)

$$n_{\text{опт}} = 3 \lg i_p = 3 \lg 100 = 6 .$$

Для распределения общего передаточного отношения редуктора по ступеням воспользуемся номограммой (см. рисунок 3.2). Через точку 6 и точку правой шкалы, соответствующую значению 100, проводим прямую, пересечение которой с левой шкалой определит значение передаточного отношения первой ступени:  $i_1 = 1,49$ .

Передаточное отношение оставшихся пяти ступеней будет равно

$$i_2 i_3 i_4 i_5 i_6 = i_p / i_1 = 100 / 1,49 = 67 .$$

Проводим через точку 5 и точку, соответствующую значению 67 правой шкалы номограммы, прямую линию, пересечение которой с левой шкалой определит значение передаточного отношения второй ступени:  $i_2 = 1,56$ . Находим

$$i_3 i_4 i_5 i_6 = i_p / (i_1 i_2) = 100 / (1,49 \cdot 1,56) = 43 .$$

Через точку 4 и точку 43 правой шкалы номограммы проводим прямую, которая пересекает левую шкалу номограммы в точке 1,67, что соответствует передаточному отношению третьей ступени  $i_3 = 1,67$ .

Аналогично определяем передаточные отношения четвертой и пятой ступеней, которые будут равны:  $i_4 = 2,0$ ;  $i_5 = 2,65$ .

Передаточное отношение последней, шестой, ступени определится из условия равенства 100 значения общего передаточного отношения редуктора, т.е.

$$i_6 = i_p / (i_1 i_2 i_3 i_4 i_5) = 100 / (1,49 \cdot 1,56 \cdot 1,67 \cdot 2,0 \cdot 2,65) = 4,86 .$$

Передаточные отношения по ступеням распределились следующим образом:  $i_1 = 1,49$ ;  $i_2 = 1,56$ ;  $i_3 = 1,67$ ;  $i_4 = 2,0$ ;  $i_5 = 2,65$ ;  $i_6 = 4,86$ .

4. Для редуктора при условии минимизации погрешностей число ступеней определим по формуле (3.7)

$$n_{\text{опт}} = 1,11 \lg i_p = 1,11 \lg 100 = 2,22 .$$

Если принять за число ступеней ближайшее целое число 2, то получим значения передаточных отношений ступеней больше рекомендуемого значения, т.е.  $i > 8$ . Поэтому примем  $n = 3$ .

Для уменьшения погрешности редуктора зададим передаточные отношения последней и предпоследней ступеней одинаковыми и максимальными по величине:  $i_2 = i_3 = 8$ . Тогда

$$i_1 = i_p / (i_2 i_3) = 100 / 8^2 = 1,56 .$$

Таким образом, для рассматриваемого случая проектирования редуктора имеем:  $n_{\text{опт}} = 3$ ;  $i_1 = 1,56$ ;  $i_2 = i_3 = 8,0$ .

### 3.4. Геометрический расчет передачи

Основными параметрами зубчатой передачи, определяющими габариты редуктора, являются число зубьев  $z$  зубчатых колес и модуль  $m$ .

Для пары зубчатых колес, образующих ступень с передаточным отношением  $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1$ , необходимо назначить число зубьев малого колеса  $z_1$ , тогда число зубьев второго колеса найдется из соотношения  $z_2 = z_1 i_{12}$ . При назначении числа зубьев на меньшем колесе следует иметь в виду, что при числе зубьев  $z < z_{\text{min}}$  понижается прочность вследствие уменьшения толщины зуба у основания, вызванного подрезанием ножки зуба колеса головкой зуба инструмента. При нарезании зубьев инструментом реечного типа  $z_{\text{min}} = 17$ . Завышение числа зубьев ведет к увеличению габаритов передачи и массы колес. Рекомендуемое минимальное число зубьев на меньшем колесе  $17 \leq z_1 \leq 28$ , причем для точных передач необходимо выбирать большее значение. Для скорректированных (с уменьшенной высотой зуба) колес можно принимать  $8 \leq z_1 \leq 17$ .

При проектировании точных передач, а также передач, требующих повышенной плавности хода, рекомендуется применять колеса с кратными числами зубьев, что обеспечит контактирование одних и тех же пар зубьев и их лучшую приработку. Однако это приводит к повышенному износу зубьев при высоких нагрузках, поэтому при проектировании силовых передач необходимо избегать кратности числа зубьев сопряженных колес, например, при  $z_1 = 20$  следует принять  $z_2 = 61$  или  $59$ , но не кратное число  $60$ .

Для колес, имеющих число зубьев более 100, не рекомендуется применять числа зубьев из ряда простых чисел, затрудняющих настройку зуборезного станка: 101, 103, 107, 109 и т.д. или кратных этим простым числам 202, 206, 214, 218 и т.д.

Исходными величинами для геометрического расчета элементов червяка и червячного колеса являются: модуль зацепления  $m$ , передаточное отношение  $i$ , число заходов  $z_1$  червяка и коэффициент  $q$  диаметра червяка. Число зубьев  $z_2$  червячного колеса зависит от передаточного отношения  $i_{12}$ , числа заходов  $z_1$  червяка и определяется выражением  $z_2 = z_1 i_{12}$ . Число заходов червяка рекомендуется применять равным  $z_1 = 1$  при  $i_{12} > 30$  и  $z_1 = 2$  при  $10 \leq i_{12} \leq 30$ . Минимальное число зубьев червячного колеса принимают равным 26...28.

После определения числа зубьев всех колес может оказаться, что значение действительного передаточного отношения редуктора  $i_d$  не совпадает с расчетным значением  $i_p$ . Считается допустимым отклонение действительного передаточного отношения от расчетного не более чем на 2,5%, т.е. должно выполняться условие

$$|(i_p - i_d)/i_p|100\% \leq 2,5\% . \quad (3.9)$$

Зубчатые колеса и шестерни, входящие в состав передачи, чаще всего имеют одинаковый модуль, который определяют из расчетов на прочность или при малых нагрузках выбирают из конструктивных соображений.

Расчет модуля (проверочный расчет) для прямозубой и косозубой цилиндрической передачи производят исходя из условия прочности зубьев наиболее нагруженного колеса на изгиб по следующей формуле

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{2T_{max}K_1K_2}{yz_k\theta[\sigma_H]cos\alpha}} . \quad (3.10)$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;  $K_m$  – коэффициент, который принимается равным  $K_m = 1,4$  для прямозубых колес и  $K_m = 1,12$  для косозубых колес;  $T_{max}$  – максимальный крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо, Н·мм;  $K_1$  – коэффициент концентрации нагрузки, характеризующий неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса, принимают  $K_1 = 1 \dots 1,5$ , причем меньшие значения – для нешироких колес при симметричном расположении относительно опор. При постоянной нагрузке и колесах с не упрочненными зубьями при окружных скоростях меньше 15 м/с можно принимать  $K_1 = 1$ ;  $K_2$  – коэффициент динамичности нагрузки принимают  $K_2 = 1 \dots 1,3$  в зависимости от точности изготовления колес и окружных скоростей: меньшие значения коэффициента при более высокой точности изготовления и при меньших окружных скоростях;  $z_k$  – число зубьев рассчитываемого колеса;  $\theta$  – коэффициент, равный отношению ширины венца зубчатого колеса к модулю:  $\theta = b/m$ . Коэффициент принимает значения от 3 до 16, причем меньшие значения выбирают для малогабаритных колес невысокой точности;  $y$  – коэффициент формы зуба, значения которого зависят от числа зубьев и приведены в таблице 3.1;  $[\sigma_H]$  – значение допускаемого напряжения на изгиб. Значения  $[\sigma_H]$  в Мпа для некоторых материалов равны: для стали Ст3 – 200; для стали 35 – 390; для дюралюминия – 250; для бронзы и латуни – 135; для текстолита – 45; для капрона – 30.

Таблица 3.1 – Значения коэффициента формы зуба для цилиндрических колес

$z_k$	17	18	20	25	30	35	40	50	60	80	100	200
$y$	0,21	0,23	0,24	0,25	0,26	0,26	0,26	0,27	0,27	0,27	0,26	0,26

Если материалы сопрягающихся колес одинаковы, то определение модуля производят исходя из условия прочности на изгиб зубьев меньшего колеса. При разных материалах колес расчет производят для колеса с меньшим значением произведения  $y[\sigma_H]$ .

После определения модуля необходимо выбрать из стандартного ряда (табл.3.2) ближайшее большее значение модуля.

Таблица 3.2 – Значения модуля для эвольвентного зацепления (ГОСТ 9563-75)

<i>m</i> , мм	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
---------------	-----	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	-----	-----	-----

При проектировании приборных устройств, расчет, исходя из условия прочности, часто дает низкие значения модуля. В этих случаях модуль надо выбирать исходя из конструктивных соображений, помня, что увеличение модуля приводит к увеличению габаритов и массы передачи, а применение колес с очень мелким модулем ( $m < 0,3$ ) приводит к значительному повышению погрешности передачи. Частично потерю точности мелко модульных передач можно компенсировать путем увеличения числа зубьев обоих колес для того, чтобы не уменьшать их диаметры.

После нахождения числа зубьев колес и выбора (расчета) модуля зацепления определяют необходимые на этапе компоновки разрабатываемого устройства и определяющие его габариты основные размеры колес и червяка:

– диаметр делительной окружности колеса, мм

$$d_k = mz_k; \quad (3.11)$$

– диаметр делительного цилиндра червяка, мм

$$d_q = mq; \quad (3.12)$$

– диаметр окружности выступов, мм

$$d_a = m(z_k \pm 2h_a^*); \quad (3.13)$$

– диаметр окружности впадин, мм

$$d_f = m(z_k \mp 2(h_a^* + c^*)); \quad (3.14)$$

– межосевое расстояние, мм

$$a_{12} = (d_1 \pm d_2)/2; \quad (3.15)$$

– ширина венца большего зубчатого колеса, мм

$$b_k = (3 \dots 15)m; \quad (3.16)$$

– ширина венца меньшего зубчатого колеса (шестерни), мм

$$b_{ш} = b_k + (0,5 \dots 1,0); \quad (3.17)$$

– длина нарезанной части червяка, мм

$$l = 12m\sqrt{z_2 + 1}, \quad (3.18)$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;  $z_k$  – число зубьев рассчитываемого колеса;  $q$  – коэффициент диаметра червяка (число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка), имеющий значение для маломощных передач  $q = 14, 16, 18, 20$ ;  $h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба, связанный со значением высоты головки зуба  $h_a$  выражением  $h_a^* = h_a/m$ . Для мелкомодульных передач ( $m \leq 1$  мм)  $h_a^* = 1$ ;  $c^*$  – коэффициент радиального зазора, связанный с радиальным зазором  $c$  выражением  $c^* = c/m$ . Значение коэффициента радиального зазора выбирают из условия: при  $m \geq 1$  мм  $c^* = 0,25$ , для  $0,5 \leq m < 1$   $c^* = 0,35$ , для  $0,1 \leq m < 0,5$   $c^* = 0,4$ ;  $d_1, d_2$  – диаметры делительных окружностей сопряженных колес, мм;  $z_2$  – число зубьев червячного колеса. В выражениях (3.13) и (3.14) верхний знак берется при расчете колес с внешними зубьями, а нижний – с внутренними зубьями. В выражении (3.15) верхний знак – для внешнего зацепления, нижний – для внутреннего зацепления колес.

### 3.5. Определение коэффициента полезного действия редуктора

Коэффициент полезного действия (к.п.д.) редуктора зависит от числа ступеней и величины потерь, вызванных трением в опорах и в зацеплении зубчатых колес. Учитывая, что редуктор представляет собой кинематическую цепь с последовательным соединением звеньев, выражение для коэффициента полезного действия редуктора  $\eta_p$  будет иметь вид

$$\eta_p = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n \eta_{\text{подш}}^{n+1}, \quad (3.19)$$

где  $\eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$  – к.п.д. зубчатых пар, входящих в состав редуктора;  $\eta_{\text{подш}}$  – к.п.д. одной пары подшипников;  $n$  – число ступеней передачи.

Для одной пары подшипников, на которых установлен вал, коэффициент полезного действия определяется выражением

$$\eta_{\text{подш}} = (T_k - T_{\text{тр}})/T_k, \quad (3.20)$$

где  $T_k$  – крутящий момент на валу;  $T_{\text{тр}}$  – момент трения в опорах вала.

Величина момента трения зависит от усилий, действующих в передаче, от конструкции опоры и вида трения и может быть определена по известным формулам для опор с трением скольжения и качения. Однако, не прибегая к определению моментов кручения и трения, при проектировании передач можно пользоваться следующими значениями коэффициентов полезного действия для одной пары подшипников:

– скольжения –  $\eta_{\text{подш}} = 0,96\dots 0,98$ ;

– качения –  $\eta_{\text{подш}} = 0,99\dots 0,995$ .

Коэффициент полезного действия для пары цилиндрических зубчатых колес определяется по формуле

$$\eta = 1 - 0,5c\mu\varepsilon(1/z_1 \pm 1/z_2), \quad (3.21)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в зацеплении ( для передач со смазкой  $\mu = 0,1$ , при не смазываемых передачах для пары сталь-сталь  $\mu = 0,12\dots 0,15$ , для пары сталь-бронза или сталь-латунь  $\mu = 0,08\dots 0,12$ );  $\varepsilon$  – коэффициент перекрытия пары зубчатых колес с числом зубьев  $z_1$  и  $z_2$  (при определении к.п.д. можно принять  $\varepsilon = 1,5$ );  $c$  – коэффициент, учитывающий влияние в малонагруженных передачах на значение к.п.д. собственных потерь на трение. При окружной силе  $F_t \geq 30$  Н  $c = 1$ , а при  $F_t < 30$  Н значение коэффициента определяется по эмпирической формуле

$$c = (2,92 + F_t)/(0,174 + F_t). \quad (3.22)$$

Коэффициент полезного действия червячной передачи определяется по формуле:

– передача с ведущим червяком

$$\eta_{\text{ч}} = e \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'); \quad (3.23)$$

– передача с ведущим червячным колесом

$$\eta_{\text{ч}} = e \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') / \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.24)$$

где  $e$  – поправочный коэффициент, зависящий от величины нормального давления  $F_n$  (Н) в зоне контакта червяка с червячным колесом,  $e = (F_n + 1,05)/(F_n + 2,40)$ ;  $\gamma$  – угол подъема линии витков червяка;  $\varphi'$  – приведенный угол трения, связанный с коэффициентом трения  $\mu$  и углом зацепления  $\alpha$  в нормальном сечении витка червяка выражением  $\varphi' = \operatorname{arctg}(\mu/\cos \alpha)$ .

При ориентировочных расчетах червячных передач с ведущим червяком можно считать  $\varphi' = 3\dots 6^\circ$ ,  $e = 0,95\dots 0,97$  и принимать значения коэффициента полезного действия  $\eta_{\text{ч}}$ , представленные в таблице 3.3 в зависимости от числа заходов червяка  $z_1$ .

Таблица 3.3 – Коэффициент полезного действия червячной передачи

$z_1$	1	2	3	4
$\eta_{\text{ч}}$	0,65...0,70	0,70...0,80	0,80...0,85	0,85...0,90

После определения общего коэффициента полезного действия редуктора необходимо вернуться к вопросу «Выбор электродвигателя» и произвести проверку правильности выбора электродвигателя.

### 3.6. Расчет редуктора на точность

Точность работы зубчатой передачи определяется величиной погрешности углового перемещения ведомого звена, которая связана с погрешностями профиля и толщины зуба, погрешностями шага и межцентрового расстояния. Названные погрешности обусловлены неточностями изготовления и сборки зубчатой передачи.

#### 3.6.1. Выбор точности изготовления и вида сопряжения зубчатых передач

Точность изготовления зубчатых колес и их сопряжение определяется стандартами ГОСТ 9178–81 (для  $0,1 \leq t < 1$  мм) и ГОСТ 1643–81 (для  $t \geq 1$  мм). Указанные стандарты предусматривают для цилиндрических зубчатых передач 12 степеней точности, определяющих допуски и отклонения.

С увеличением номера степени точности, определяемого стандартами, точность изготовления зубчатых колес уменьшается. Для колес 1 и 2 степеней стандартом численные параметры точности не оговорены. Колеса 3, 4 и 5 степеней точности являются высокоточными и применяются в основном в качестве контрольных (эталонных), в зацеплении с которыми контролируются серийно изготавливаемые колеса. Наибольшее применение имеют степени точности 6, 7 и 8-я. Зубчатые колеса 6 степени точности применяют в высокоточных отсчетных устройствах, а также в высокоскоростных передачах с окружной скоростью более 8 м/с. Степень 7 назначают для изготовления точных колес, предназначенных для плавной работы при окружных скоростях 5...8 м/с. Наиболее часто используют колеса 8-ой степени точности, удовлетворительно работающие при окружных скоростях до 5 м/с.

Для каждой степени точности стандарт устанавливает три нормы точности:

- норма кинематической точности;
- норма плавности работы;
- норма контакта зубьев.

*Норма кинематической точности* характеризует согласованность поворота зубчатого колеса с поворотом находящегося с ним в зацеплении контрольного колеса. Для зубчатого колеса норма кинематической точности определяется как максимальная погрешность  $F'_{ir}$  угла поворота в пределах полного оборота колеса (рис.3.3). Кинематическая точность важна для зубчатых передач точных кинематических цепей, отсчетных и делительных механизмов.

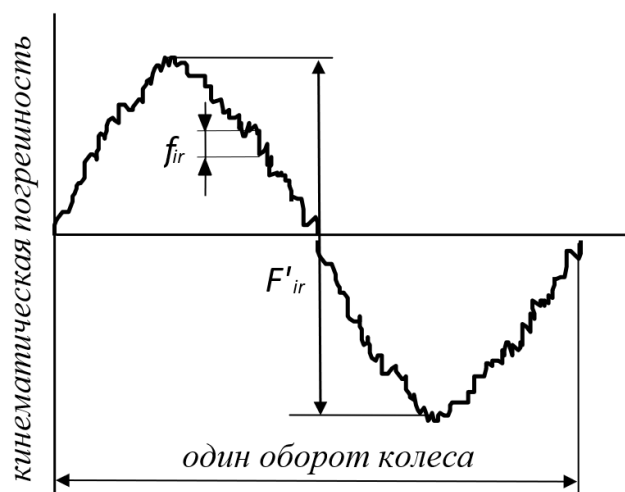


Рисунок 3.3 – Иллюстрация нормы кинематической точности и нормы плавности зубчатого колеса

*Норма плавности работы* характеризует равномерность хода колеса. Она регламентирует циклические погрешности, многократно повторяющиеся за один оборот колеса. Показателем плавности работы колеса является местная кинематическая погрешность  $f_{ir}$  (см.рис.3.3). Значение нормы плавности работы имеет особое значение для точных отсчетных и делительных устройств, высокоскоростных передач, механизмов с высокими требованиями плавности перемещений.

*Норма контакта зубьев* определяет в процентах величину и расположение по длине и высоте зуба области прилегания боковых поверхностей зубьев сопряженных колес (рис.3.4):

$$\frac{a}{b} 100\%; \frac{h_m}{h_p} 100\%,$$

где  $a$ ,  $h_m$  – соответственно ширина и высота пятна контакта на боковой поверхности зуба;  $b$  – ширина зуба;  $h_p$  – высота активной боковой поверхности зуба.

Эта норма имеет существенное значение для тяжело нагруженных передач. Для малонагруженных передач приборных устройств норма контакта зубьев не имеет существенного значения и чаще всего не контролируется.

Все три нормы точности являются независимыми одна от другой. Одно и то же зубчатое колесо может иметь нормы точности, соответствующие различным степеням точности.

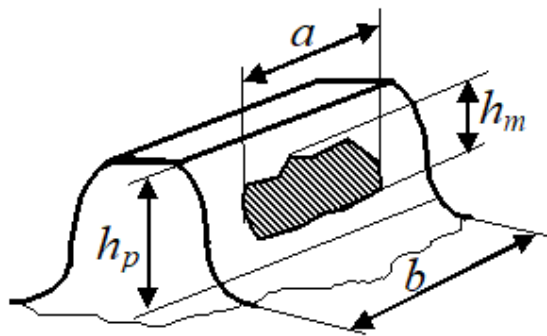


Рисунок 3.4 – Область прилегания боковых поверхностей зубьев сопряженных колес

Независимо от точности изготовления зубчатых колес стандарт устанавливает для мелкомодульных передач ( $m < 1$  мм) пять видов сопряжений колес. Виды сопряжений обозначаются буквами  $H, G, F, E, D$  и каждый из них определяет величину минимального гарантированного бокового зазора  $j_{min}$  в зацеплении пары зубчатых колес (рис.3.5). Гарантированный боковой зазор исключает возможность заклинивания передачи при нагреве, а также обеспечивает условия смазки зубьев.

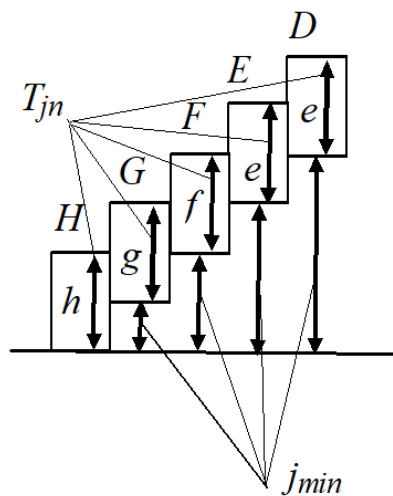


Рисунок 3.5 – Расположение полей допусков боковых зазоров

Значение максимального бокового зазора зависит от величины допуска  $T_{jn}$  на боковой зазор. Стандарт устанавливает четыре вида допусков на боковой зазор:  $h, g, f, e$ . Обозначения видов сопряжений и допусков даны в порядке возрастания величины бокового зазора и допуска на него.

На рис. 3.5 показано расположение полей допусков боковых зазоров, значение которых  $T_{jn}$ . Каждому виду сопряжения  $H, G, F$  соответствует вид допуска на боковой зазор, соответственно  $h, g, f$ . Для видов сопряжения  $E$  и  $D$  устанавливается один вид допуска –  $e$ .

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора и его допуском.

Пример условного обозначения точности передач с нерегулируемым расположением осей, со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения колес *G* и соответствием между видом сопряжения и допуском на боковой зазор: 7–*G* ГОСТ9178–81.

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, точность зубчатых колес и передач обозначается следующим образом: 6–7–7–*Gf* ГОСТ9178–81.

В таблице 3.5 приведены рекомендации по выбору вида сопряжения для мелко модульных зубчатых колес в зависимости от области применения передачи.

Таблица 3.4 – Эксплуатационные характеристики и области применения зубчатых колес в зависимости от точности

Степень точности	Эксплуатационные характеристики	Области применения
1	2	3
5–я	Особо точные отсчетные колеса, углы поворота которых соответствуют отсчетным значениям при больших ценах оборота и к которым предъявляют особые требования в части постоянства передаточного отношения и плавности работы, а также измерительные (эталонные) колеса, работающие при окружных скоростях более 8 м/с.	Выходные звенья наиболее ответственных кинематических линий специальных счетно-решающих и отсчетных механизмов приборов управления и регулирования и других особо точных устройств. Применяются при наличии соответствующих обоснованных расчетов и с разрешения главного инженера предприятия.
6–я	Высокоточные отсчетные колеса, углы поворота которых соответствуют отсчетным значениям при больших ценах оборота, а также колеса, предназначенные для плавной работы при окружных скоростях: цилиндрические – более 8 м/с, конические – до 8 м/с.	Кинематические линии счетно-решающих и отсчетных механизмов высокой точности. Следящие системы высокоточных приборов управления и регулирования и некоторые звенья гироскопических приборов и других высокоточных устройств. <i>Примечание:</i> При наличии соответствующих обоснованных расчетов.
7–я	Точные колеса, углы поворота которых соответствуют отсчетным значениям при средних ценах оборота, а также колеса, предназначенные для плавной работы при окружных скоростях: цилиндрические – до 8 м/с, конические – до 6 м/с.	Кинематические линии точных счетно-решающих механизмов. Следящие системы радиолокационных устройств, приборов управления и регулирования. Гироскопические и другие точные приборы. Обоснование не требуется.

Продолжение таблицы 3.4

1	2	3
8-я	Зубчатые колеса средней точности, углы поворота которых соответствуют отсчетным значениям при малых частотах вращения, а также колеса, предназначенные для работы при окружных скоростях: цилиндрические – до 5 м/с, конические – до 6 м/с.	Неответственные кинематические линии счетно-решающих и отсчетных механизмов, радиолокационных устройств, приборов управления и регулирования. Аэронавигационные и другие приборы и агрегаты средней точности.
9-я и 10-я	Зубчатые колеса пониженной точности, предназначенные для работы в не отсчетных кинематических линиях и при малых окружных скоростях: цилиндрические – до 2 м/с, конические – в ручных приводах.	Всевозможные приборы, агрегаты, в которых зубчатые колеса не выполняют отсчетных функций и работают при низких окружных скоростях.

Таблица 3.5 – Рекомендации по выбору вида сопряжения цилиндрических мелко модульных зубчатых передач

Вид сопряжения			
<i>H</i>	<i>G</i>	<i>F</i>	<i>E, D</i>
Сопряжение следует применять для тихоходных передач, к которым предъявляются жесткие требования в отношении мертвого хода. При работе передачи в условиях большого перепада температур колеса и корпус следует изготавливать из материалов, имеющих одинаковые или близкие коэффициенты линейного расширения.	Сопряжение следует применять для зубчатых передач, у которых допускается небольшой мертвый ход, но в процессе монтажа которых селекция или приработка колес невозможна или возможна, но в очень ограниченных пределах. Применение этого сопряжения допускается при разных коэффициентах линейного расширения материалов корпуса и зубчатых колес в условиях работы с небольшими перепадами температур.	Сопряжение следует применять для тех передач, у которых допускаются нежесткие величины мертвых ходов, а также для передач, у которых зубчатые колеса должны быть изготовлены из разных материалов и условия работы которых характеризуются увеличенным перепадом температур. Это сопряжение следует также применять для передач, работающих при повышенных окружных скоростях, и при необходимости нанесения на поверхности зубьев некоторого слоя смазки.	Сопряжения применяются в тех случаях, когда коэффициенты линейного расширения материалов зубчатых колес и корпуса разные, а передача предназначена для работы в условиях резкого перепада температур, а также в случае больших окружных скоростей колес.

### 3.6.2. Определение погрешности зубчатых передач

Основными погрешностями зубчатых передач являются *погрешность мертвого хода* и *кинематическая погрешность*.

Погрешность мертвого хода рассчитывается при реверсивном режиме работы (изменении направления вращения колес) зубчатых передач. *Мертвый ход* пары сопряженных зубчатых колес определяется углом поворота  $\Delta\varphi$  одного колеса при неподвижном втором колесе. Причиной мертвого хода в передачах является наличие бокового зазора  $j_n$  между зубьями сопряженных колес (*кинематический мертвый ход*) и упругими деформациями под действием передаваемых моментов валов (*упругий мертвый ход*).

При отсутствии зазоров в подшипниковых узлах значение *кинематического мертвого хода* для пары зубчатых колес рассчитывают по формуле

$$\Delta\varphi = j_n / (r \cos \alpha), \quad (3.25)$$

где  $j_n$  – величина бокового зазора,  $r$  – радиус делительной окружности колеса,  $\alpha$  – угол зацепления (для эвольвентного профиля  $\alpha = 20^\circ$ ).

Обычно величина бокового зазора  $j_n$  дается в *мкм*, а величину мертвого хода определяют в угловых минутах. Тогда для пары зубчатых колес

$$\Delta\varphi = j_n \cdot 180 \cdot 60 / (10^3 \cdot t z \pi \cos \alpha) = 7,32 j_n / (t z), \quad (3.26)$$

где  $\Delta\varphi$  – кинематический мертвый ход, *мин*;  $j_n$  – боковой зазор, *мкм*;  $t$  – модуль зацепления, *мм*;  $z$  – число зубьев колеса.

Для передачи, состоящей из  $2n$  зубчатых колес, закрепленных на  $n + 1$  валах, формула для нахождения *кинематической погрешности мертвого хода*, приведенной к выходному колесу, имеет вид

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_1 / i_{1-(n+1)} + \Delta\varphi_3 / i_{2-(n+1)} + \dots + \Delta\varphi_{(2n-1)} / i_{n-(n+1)}, \quad (3.27)$$

где  $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_3, \dots, \Delta\varphi_{(2n-1)}$  – собственные кинематические погрешности пар зубчатых колес  $Z_1 Z_2, Z_3 Z_4, \dots, Z_{2n-1} Z_{2n}$ , отнесенные к ведущим колесам (шестерням) и определяемые по формуле (3.25);  $i_{1-(n+1)}, i_{2-(n+1)}, \dots, i_{n-(n+1)}$  – передаточные отношения, соответственно, между 1, 2, ...,  $n - 1$ ,  $n$ -м и последним ( $n + 1$ )-м валом.

Величина бокового зазора  $j_n$  зависит от вида сопряжения зубчатых колес и допуска на боковой зазор. В таблице 3.6 приведены значения минимальных гарантированных боковых зазоров в зависимости от вида сопряжения и межосевого расстояния.

Для исключения мертвого хода в приборных устройствах используют двойные зубчатые колеса, обе части которых соединяют пружиной так, чтобы

они стремились повернуться относительно друг друга. В результате смещения двух частей колеса увеличивается окружная толщина зуба и обеспечивается

Таблица 3.6 – Наименьшие боковые зазоры зубьев  $j_{n \min}$ , МКМ, по ГОСТ 9178-81

Вид сопряжения	Межосевое расстояние, мм						
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 250
<i>H</i>	0	0	0	0	0	0	0
<i>G</i>	6	8	9	11	13	15	18
<i>F</i>	10	11	13	16	19	22	25
<i>E</i>	16	18	21	25	30	35	40
<i>D</i>	22	27	33	39	46	54	63

контакт его боковых поверхностей с противоположно расположенными боковыми поверхностями двух соседних зубьев сопряженного колеса. Это приводит к выборке бокового зазора и исключению кинематического мертвого хода в передаче.

**Пример 3.2:**

Для трехступенчатой прямозубой передачи (см. рисунок 3.6) рассчитать наименьшие возможные мертвые ходы  $\Delta\varphi_{п1}$  (приведенный к шестерне 1) и  $\Delta\varphi_{п6}$  (приведенный к колесу 6), обусловленные боковым зазором в зацеплении. Вид сопряжения – *F*; передаточные отношения  $i_{12} = 5,1$ ,  $i_{34} = 4,2$ ,  $i_{56} = 3,3$ ; модули всех колес  $m = 0,6$  мм; числа зубьев всех шестерен равны 20; угол зацепления (профиля)  $\alpha = 20^\circ$ .

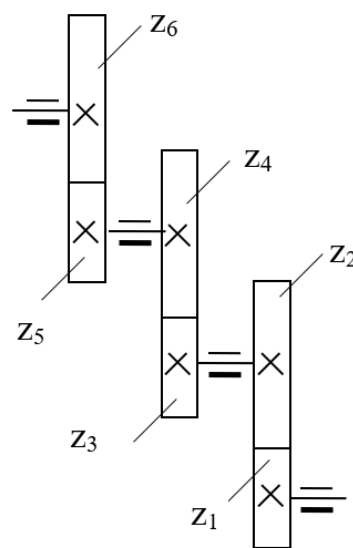


Рисунок 3.6 – Схема зубчатой передачи

*Решение:* Так как боковой зазор зависит от межосевых расстояний, определим их значения в мм:  $a_{12} = 0,5mz_1(1 + i_{12}) = 36,6$ ;  $a_{34} = 0,5mz_3(1 + i_{34}) = 31,2$ ;  $a_{56} = 0,5mz_5(1 + i_{56}) = 25,8$ .

По таблице 3.6 находим наименьшие боковые зазоры (мкм):

$$j_{n \min 12} = j_{n \min 34} = 16; \quad j_{n \min 56} = 13.$$

Вычислим наименьший мертвый ход каждой ступени, приведенный к ее шестерне (угл. мин.):

$$\Delta\varphi_{12} = \frac{7,32j_{n \min 12}}{mz_1} = \frac{7,32 \cdot 16}{0,6 \cdot 20} = 9,76; \quad \Delta\varphi_{34} = \Delta\varphi_{12} = 9,76;$$

$$\Delta\varphi_{56} = \frac{7,32j_{n \min 56}}{mz_5} = \frac{7,32 \cdot 13}{0,6 \cdot 20} = 7,93.$$

Физический смысл величин  $\Delta\varphi$  заключается в следующем: это тот угол, на который может повернуться шестерня данной ступени при неподвижном сопряженном колесе. Так как углы поворота  $\varphi_{\text{вх}}$  и  $\varphi_{\text{вых}}$  входного и выходного звеньев связаны передаточным отношением  $i_{\text{вх-вых}} = \varphi_{\text{вх}}/\varphi_{\text{вых}}$ , то угол поворота входной шестерни 1 при неподвижном колесе 6 определится выражением

$$\Delta\varphi_{п1} = \Delta\varphi_{12} + \Delta\varphi_{34}i_{12} + \Delta\varphi_{56}i_{12}i_{34}. \quad (\text{a})$$

Наименьший мертвый ход ступени 1-2, приведенный к колесу этой ступени, равен  $\Delta\varphi_{12 \text{ к}} = \frac{\Delta\varphi_{12}}{i_{12}}$ . Для других ступеней получим:  $\Delta\varphi_{34 \text{ к}} + \frac{\Delta\varphi_{34}}{i_{34}}$ ,  $\Delta\varphi_{56 \text{ к}} = \frac{\Delta\varphi_{56}}{i_{56}}$ .

Тогда угол поворота выходного колеса 6 при неподвижной шестерни 1, т.е. приведенный к звену 6 мертвый ход всего механизма, определится выражением

$$\Delta\varphi_{п6} = \Delta\varphi_{56 \text{ к}} + \frac{\Delta\varphi_{34 \text{ к}}}{i_{56}} + \frac{\Delta\varphi_{12 \text{ к}}}{i_{56}i_{34}} = \frac{1}{i_{56}} \left( \Delta\varphi_{56} + \frac{\Delta\varphi_{34}}{i_{34}} + \frac{\Delta\varphi_{12}}{i_{12}i_{34}} \right). \quad (\text{b})$$

Этот же результат можно получить и проще:

$$\Delta\varphi_{п6} = \frac{\Delta\varphi_{п1}}{i_{16}} = \frac{\Delta\varphi_{п1}}{i_{12}i_{34}i_{56}}. \quad (\text{c})$$

Подставив в формулы для  $\Delta\varphi_{п1}$  (a) и  $\Delta\varphi_{п6}$  (b) численные значения величин, получим наименьший мертвый ход трехступенчатой зубчатой передачи:

– звено приведения – шестерня 1:

$$\Delta\varphi_{п1} = 9,76 + 9,76 \cdot 5,1 + 7,93(5,1 \cdot 4,2) = 229,4' = 3^{\circ}49'24'';$$

– звено приведения – колесо б:

$$\Delta\varphi_{п6} = [7,93 + 9,76/4,2 + 9,76/(5,1 \cdot 4,2)]/3,3 = 3'15''.$$

Расчет упругого мертвого хода производится аналогично рассмотренному, только угол поворота одного колеса при неподвижном другом вызван не зазором в зацеплении, а обусловлен закручиванием под действием передаваемого крутящего момента на некоторый угол вала, на котором крепятся зубчатые колеса. Величина угла закручивания вала определяется по формулам сопромата.

*Кинематическая погрешность* рассчитывается для неререверсивной зубчатой передачи и состоит в определении разности между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого колеса. Величина разности зависит от точности изготовления зубчатых колес, входящих в передачу, которая определяется значениями норм кинематической точности и плавности. Значения норм кинематической точности (допуска на накопленную погрешность шага) и плавности работы зубчатых цилиндрических колес для 5...8 степеней точности изготовления приведены соответственно в таблицах 3.7 и 3.8.

Таблица 3.7 – Допуск на накопленную погрешность шага зубчатых цилиндрических колес  $F_p$ , мкм

Степень точности	Делительный диаметр $d$ , мм						
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
5	10	11	12	14	16	19	22
6	16	17	19	22	25	30	36
7	22	24	27	30	35	42	50
8	32	34	38	44	50	60	70

Таблица 3.8 – Нормы плавности работы  $f_f$  цилиндрических зубчатых колес, мкм

Модуль $m$ , мм	Степень точности			
	5	6	7	8
св. 0,1 до 0,5	5	7	9	11
св. 0,5 до 1,0	6	8	10	13

При расчете *кинематической погрешности* берется значение допуска  $F_i'$  на кинематическую погрешность зубчатых колес, входящих в передачу, который

определяют как сумму допусков на накопленную погрешность шага  $F_p$  (см. таблицу 3.7) и на погрешность профиля зуба  $f_f$  (см. таблицу 3.8):  $F'_i = F_p + f_f$ . Тогда допуск на кинематическую погрешность в угловых минутах определится из выражения

$$\delta\varphi_i = 2F'_i \cdot 180 \cdot 60 / (mz \cdot 10^3\pi) = 6,88F'_i / (mz). \quad (3.28)$$

Полученное значение является максимальным допуском, так как в таблицах 3.7 и 3.8 приведены наибольшие значения допусков  $F_p$  и  $f_f$ .

При нахождении кинематической погрешности  $\delta\varphi$  передачи кинематическую погрешность зубчатых колес, расположенных на одном валу, складывают и приводят к одному, обычно выходному валу. Для зубчатой передачи, представленной на рисунке 3.5, порядок определения кинематической погрешности, приведенной к выходному валу, может быть следующим: пусть ведущее колесо 1 имеет погрешность  $\delta\varphi_1$ , тогда эта погрешность вызовет дополнительный поворот колесо 2 на угол  $\delta\varphi_1/i_{12}$ . Если колесо 2 имеет собственную погрешность  $\delta\varphi_2$ , то эта погрешность прибавится к погрешности  $\delta\varphi_1/i_{12}$  и дополнительный поворот колеса 2 составит  $\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2$ . Погрешность на третьем колесе будет равна этой же сумме погрешности плюс собственная погрешность  $\delta\varphi_3$  колеса 3, т.е.  $\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3$ . Аналогично рассуждая, получим выражение для погрешности на колесе 5, состоящей из суммы приведенных к колесу 4 погрешностей колес 1, 2, 3 и собственных погрешностей колес 4  $\delta\varphi_4$  и 5  $\delta\varphi_5$ :  $(\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3)/i_{34} + \delta\varphi_4 + \delta\varphi_5$ , а также для кинематической погрешности, приведенной к выходному колесу 6

$$\delta\varphi = ((\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3)/i_{34} + \delta\varphi_4 + \delta\varphi_5)/i_{56} + \delta\varphi_6, \quad (3.29)$$

где  $i_{12}$ ,  $i_{34}$  и  $i_{56}$  – передаточные отношения соответственно 1-ой, 2-ой и 3-ей ступеней трехступенчатой зубчатой передачи;  $\delta\varphi_6$  – собственная погрешность колеса 6.

### **Пример 3.3:**

Для двухступенчатой цилиндрической зубчатой передачи (см. рисунок 3.7) рассчитать наибольшую кинематическую погрешность, приведенную к выходному колесу 4, если число зубьев зубчатых колес  $z_1 = z_3 = 20$ ,  $z_2 = 48$  и  $z_4 = 62$ . Для всех колес модуль  $m = 0,8$  мм, степень точности 7-ая.

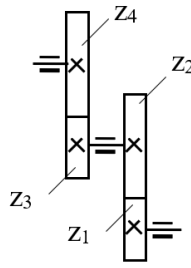


Рисунок 3.7 – Схема зубчатой передачи

Решение: Находим диаметры делительных окружностей колес:  $d_1 = d_3 = 0,8 \cdot 20 = 16\text{мм}$ ;  $d_2 = 0,8 \cdot 48 = 38,4\text{мм}$ ;  $d_4 = 0,8 \cdot 62 = 49,6\text{мм}$ .

По таблицам 3.7 и 3.8 находим допуск на накопленную погрешность шага и значение норм плавности (допуска на погрешность профиля зуба) зубчатых колес рассматриваемой передачи, которые равны:  $F_{p1} = F_{p3} = 24\text{мкм}$ ,  $F_{p2} = F_{p4} = 30\text{мкм}$ ,  $f_f = 10\text{ мкм}$ . Тогда допуск на кинематическую погрешность зубчатых колес, входящих в передачу, определится как сумма допусков на накопленную погрешность шага и на погрешность профиля зуба и составит:

$$F'_{i1} = F'_{i3} = 24 + 10 = 34(\text{мкм}), F'_{i2} = F'_{i4} = 30 + 10 = 40(\text{мкм}).$$

Для перехода от значения допуска на кинематическую погрешность зубчатых колес в мкм к значению допуска в угловых минутах, используем формулу (3.27) и получим

$$\delta\varphi_1 = \delta\varphi_3 = 6,88F'_{i1}/(mz_1) = 6,88 \cdot 34/(0,8 \cdot 20) = 14,62';$$

$$\delta\varphi_2 = 6,88F'_{i2}/(mz_2) = 6,88 \cdot 40/(0,8 \cdot 48) = 7,17';$$

$$\delta\varphi_4 = 6,88F'_{i4}/(mz_4) = 6,88 \cdot 40/(0,8 \cdot 62) = 5,55'.$$

Определим передаточные отношения каждой ступени:

$$i_{12} = z_2/z_1 = 48/20 = 2,4; i_{34} = z_4/z_3 = 62/20 = 3,1.$$

Наибольшая кинематическая погрешность  $\delta\varphi$  зубчатой передачи, приведенная к выходному колесу, определится из выражения

$$\begin{aligned} \delta\varphi &= (\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3)/i_{34} + \delta\varphi_4 = \\ &= (14,62'/2,4 + 7,17' + 14,62')/3,1 + 5,55' = 14,55'. \end{aligned}$$

### 3.7. Пример расчета одноступенчатого редуктора

Рассчитываемый механизм служит для уменьшения скорости вращения электродвигателя в  $i$  число раз и состоит из пары находящихся в зацеплении цилиндрических зубчатых колес (шестерни и колеса). Зубчатые колеса устанавливаются на валах, которые поддерживаются в требуемом положении опорами. Каждый вал имеет две опоры (скольжения или качения), закрепленные в корпусе. Быстроходный вал редуктора соединен с валом электродвигателя муфтой. В качестве опор принимаем подшипники качения.

Исходными данными для расчета редуктора являются:

- скорость вращения электродвигателя  $n_{\text{дв}} = 1280 \text{ мин}^{-1}$ ;
- скорость на выходном валу редуктора  $n_{\text{вых}} = 310 \text{ мин}^{-1}$ ;
- момент на выходном валу редуктора  $T_{\text{вых}} = 0,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Необходимо определить:

- передаточное отношение редуктора  $i$ ;
- требуемую мощность электродвигателя  $P_{\text{дв}}$ ;
- вращающий момент на входном валу редуктора  $T_{\text{вх}}$ ;
- вращающий момент на валу электродвигателя  $T_{\text{дв}}$ ;
- окружное усилие в зацеплении зубчатых колес  $F_t$ ;
- уточненное значение КПД зубчатой пары  $\eta$ ;
- элементы зубчатых колес:
  - диаметры делительных окружностей шестерни  $d_1$  и колеса  $d_2$ ;
  - диаметры окружностей вершин зубьев шестерни  $d_{a1}$  и колеса  $d_{a2}$ ;
  - диаметры окружностей впадин шестерни  $d_{f1}$  и колеса  $d_{f2}$ ;
  - высоту зуба  $h$ ;
  - длину зуба шестерни  $b_1$  и колеса  $b_2$ ;
  - межосевое расстояние зубчатой передачи  $a$ .

1. Определяем передаточное отношение механизма:

$$i = n_{\text{дв}}/n_{\text{вых}} = 1280/310 \approx 4,13.$$

2. Ориентировочно определяем требуемую мощность  $P_{\text{дв}}$  электродвигателя, приняв предварительно значения КПД составляющих узлов механизма:

- КПД зубчатой передачи –  $\eta_z = 0,9$ ;
- КПД подшипника качения –  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;
- КПД муфты –  $\eta_{\text{м}} = 0,97$ .

Тогда предварительное значение мощности электродвигателя определится выражением

$$P_{\text{дв}} = kP_{\text{вых}}/\eta [\text{Вт}],$$

где  $k$  – коэффициент запаса, учитывающий необходимость преодоления динамических нагрузок в момент разгона, принимаемый равным значению 1,05...1,1;

$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \cdot \omega_{\text{ВЫХ}}$  – требуемая мощность на выходном валу;  $\omega_{\text{ВЫХ}} = 2\pi n_{\text{ВЫХ}}/60$  – угловая скорость выходного вала в радианах в секунду, рад/с;  $n_{\text{ВЫХ}}$  – угловая скорость выходного вала в об/мин;  $T_{\text{ВЫХ}}$  – момент на выходном валу, Н·м;  $\eta$  – коэффициент полезного действия электромеханического привода. Для выбранной схемы он равен

$$\eta = \eta_m \eta_{\text{п}}^4 \eta_z = 0,97 \cdot 0,99^4 \cdot 0,9 = 0,8386.$$

Скорость вращения выходного вала в рад/с равна

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = (2 \cdot 3,14 \cdot 310)/60 = 32,45 \text{ рад/с.}$$

Подставив в выражение для мощности электродвигателя значения  $\eta$ ,  $T_{\text{ВЫХ}}$ ,  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  и приняв  $k = 1,1$  получим

$$P_{\text{ДВ}} = k P_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} / \eta = (1,1 \cdot 0,4 \cdot 32,45) / 0,8386 = 17,02 \text{ Вт.}$$

Из серии двигателей, имеющих скорость вращения 1280 об/мин, выбираем электродвигатель мощностью  $P \geq 17$  Вт.

3. Выбираем число зубьев  $z_1$  шестерни. Так как  $z_{\text{min}} = 17$ , а рекомендуемое значение числа зубьев шестерни 18...30, принимаем  $z_1 = 20$ . Число зубьев зубчатого колеса определяем по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot i = 20 \cdot 4,13 = 82,6.$$

Так как колесо должно иметь целое число зубьев, принимаем  $z_2 = 82$ . Тогда фактическое передаточное отношение зубчатой передачи составит

$$i_{\text{ф}} = z_2 / z_1 = 82 / 20 = 4,1.$$

Относительная погрешность передаточного отношения зубчатой передачи составит

$$\Delta i \% = \left| \frac{i - i_{\text{ф}}}{i} \right| \cdot 100\% = \frac{4,13 - 4,1}{4,1} \cdot 100\% = 0,73\%.$$

Допустимая погрешность  $\Delta i$  передаточного отношения не должна превышать 2,5%. В нашем случае относительная погрешность передаточного отношения меньше предельно допустимого значения.

4. Диаметр ведущего вала редуктора, т.е. вала шестерни  $d_B$ , принимаем близким по размеру диаметру вала двигателя. Считая, что  $d_{дв} \geq 3$  мм, примем значение вала шестерни равным  $d_B = 3,5$  мм.

5. Выбираем значение модуля  $m$  зацепления из стандартного ряда модулей (0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; мм). Применение малых значений модулей позволяет уменьшить габариты колес или, при сохранении габаритов, увеличить плавность передачи за счет увеличения числа зубьев. Принимаем  $m = 0,5$  мм, чтобы выполнялось условие, при котором диаметр окружности впадин зубьев  $d_f$  шестерни был бы больше диаметра ее ступицы  $d_{ст}$ , принимаемого равным двум диаметрам вала, т.е.  $d_{f1} > d_{ст1} \approx 2d_B$ .

6. Предполагая прямозубый тип зубчатых колес, определим диаметр  $d_2$  делительной окружности колеса (ведомого звена):

$$d_2 = m \cdot z_2 = 0,5 \cdot 82 = 41 \text{ мм.}$$

7. Определяем значение линейной скорости точек контакта зубьев зубчатого колеса

$$v = \omega_{\text{вых}} \cdot d_2 / 2 = (32,45 \cdot 41) / 2 \cdot 10^{-3} = 0,66 \text{ м/с.}$$

При линейных скоростях  $v < 6$  м/с принимают тип передачи – прямозубая.

8. Определяем численные значения элементов зубчатых колес механизма. У зубчатых колес со стандартной (нормальной) высотой зуба коэффициент высоты головки зуба  $h_a^* = 1$ , а коэффициент радиального зазора  $c^*$  зубьев в зацеплении зависит от модуля и равен:

$$c^* = 0,5 \text{ при } m \leq 0,5 \text{ мм;}$$

$$c^* = 0,35 \text{ при } 0,5 < m < 1,0;$$

$$c^* = 0,25 \text{ при } m \geq 1,0 \text{ мм.}$$

Для модуля  $m = 0,5$  мм принимаем  $c^* = 0,5$ .

Тогда высота головки зубьев колес составит

$$h_a = h_a^* \cdot m = 1 \cdot 0,5 = 0,5 \text{ (мм).}$$

Высота ножки зубьев колес

$$h_f = m(h_a^* + c^*) = 0,5(1 + 0,5) = 0,75 \text{ (мм).}$$

Высота зуба зубчатых колес будет равна

$$h = h_a + h_f = 0,5 + 0,75 = 1,25 \text{ (мм)}.$$

Диаметры делительных окружностей зубчатых колес:

– шестерни  $d_1 = m \cdot z_1 = 0,5 \cdot 20 = 10 \text{ (мм)},$

– колеса  $d_2 = m \cdot z_2 = 0,5 \cdot 82 = 41 \text{ (мм)}.$

Диаметры окружностей вершин зубьев колес:

– шестерни  $d_{a1} = d_1 + 2h_a = 10 + 2 \cdot 0,5 = 11 \text{ (мм)},$

– колеса  $d_{a2} = d_2 + 2h_a = 41 + 2 \cdot 0,5 = 42 \text{ (мм)}.$

Диаметры окружностей впадин колес:

– шестерни  $d_{f1} = d_1 - 2h_f = 10 - 2 \cdot 0,5 = 8,5 \text{ (мм)},$

– колеса  $d_{f2} = d_2 - 2h_f = 41 - 2 \cdot 0,5 = 39,5 \text{ (мм)}.$

Для диаметра окружности впадин выполняется условие:

$$d_{f1} > 2d_b = 7 \text{ мм}.$$

Длина  $b_2$  зуба колеса определяется по формуле

$$b_2 = \psi_{bm} m,$$

где  $\psi_{bm}$  – коэффициент ширины  $b_2$  венца (длины зуба) колеса по модулю  $m$ . Рекомендуется принимать  $\psi_{bm} = 3 \dots 15$ . Примем  $\psi_{bm} = 5$ . Тогда для длин зуба колеса и шестерни получим значения:

– длина зуба колеса  $b_2 = 5 \cdot 0,5 = 2,5 \text{ (мм)};$

– длина зуба шестерни  $b_1$ , как более нагруженного звена, определяется по формуле

$$b_1 = b_2 + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм} = 3,5 \text{ (мм)}.$$

9. Межосевое расстояние  $a$  зубчатой передачи

$$a = (d_1 + d_2)/2 = (10 + 41)/2 = 25,5 \text{ (мм)}.$$

10. Окружное усилие в зацеплении определяется по формуле

$$F_t = 2T_{\text{вых}}/d_2 = (2 \cdot 0,4 \cdot 10^3)/41 = 19,5 \text{ Н}.$$

11. Уточняем значение КПД зубчатого зацепления (зубчатой пары)

$$\eta_{\text{зз}} = 1 - \left[ \pi c \mu \varepsilon_\gamma \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \frac{1}{2} = 0,983.$$

где  $\mu = 0,1$  – коэффициент трения стали по стали (шестерня и зубчатое колесо примем стальными);  $\varepsilon_\gamma = 1,5$  – коэффициент перекрытия пары прямозубых колес;  $c$  – коэффициент, учитывающий уменьшение КПД зубчатого зацепления при малых нагрузках. Определяется выражением

$$c = \frac{F_t + 2,92}{F_t + 0,174} = \frac{19,5 + 2,92}{19,5 + 0,174} = 1,14;$$

$z_1 = 20$ ,  $z_2 = 41$  – число зубьев соответственно шестерни и колеса.

12. Определяем величину вращающего момента на ведущем валу редуктора

$$T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}}/(i_\phi \eta_{\text{зз}} \eta_\pi^4) = 0,4/(4,1 \cdot 0,983 \cdot 0,99^4) = 0,101 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

13. Вращающий момент на валу электродвигателя

$$T_{\text{дв}} = T_{\text{вх}}/\eta_{\text{м}} = 0,101/0,97 = 0,106 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

14. Кинематическая схема механизма приведена на рисунке 3.8.

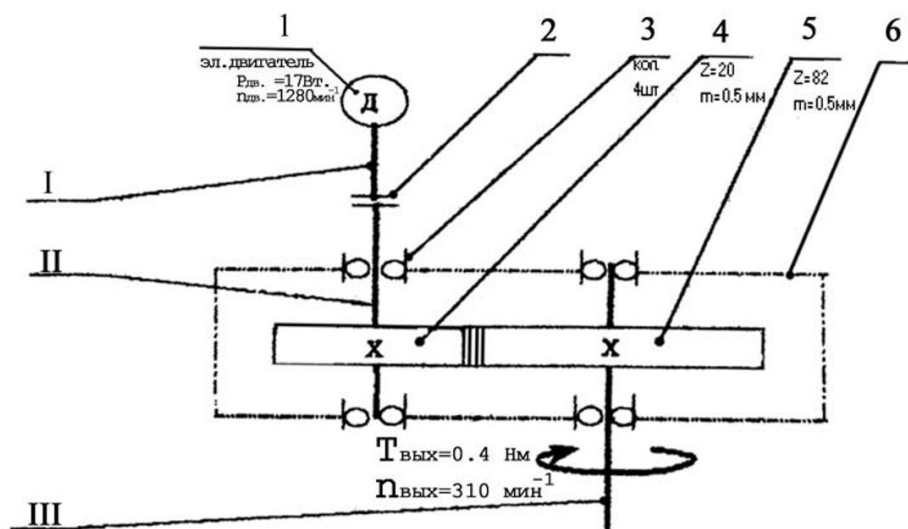


Рисунок 3.8 – Кинематическая схема механизма: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – опора качения; 4 – шестерня (ведущее зубчатое колесо); 5 – ведомое зубчатое колесо; 6 – корпус; I – вал электродвигателя; II – ведущий (входной) вал редуктора; III – выходной вал редуктора.

## 4. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

### 4.1. Общие требования к деталям

Среди многообразия деталей, являющихся составными частями механических устройств, имеются однотипные, которые в различных устройствах выполняют одни и те же функции. Такие детали относятся к *деталям общего назначения* (болты, оси, валы, подшипники и др.). Все остальные являются *детальми специального назначения* (печатные платы, упругие контакты, роторы электродвигателей и др.).

Детали общего назначения можно подразделить на три основные группы:

- детали неразъемных (заклепки) и разъемных (болты, винты, шпонки, штифты и др.) соединений;
- детали, обеспечивающие крепление, центрирование и соединение вращающихся деталей (валы, оси, подшипники, муфты);
- детали передач (зубчатых, фрикционных, кулачковых, гибкой связью и др.)

В процессе проектирования деталей должна быть обеспечена их работоспособность, которая оценивается такими техническими требованиями, как прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость, зависящими в свою очередь от условий и режимов работы деталей.

*Прочность* – способность детали выдерживать нагрузки не разрушаясь и пластически не деформируясь.

*Жесткость* – способность детали сохранять свои размеры и форму при действии нагрузки.

*Износостойкость* – свойство материала детали оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения.

*Теплостойкость* – способность устройства (детали) соответствовать техническим требованиям при работе в пределах заданного диапазона температур.

*Виброустойчивость* – обеспечивается способностью устройства работать в заданном режиме при вибрационном воздействии. Одним из критериев виброустойчивости является отсутствие резонансных колебаний элементов (деталей) конструкции в условиях вибрационного воздействия.

Составными частями процесса проектирования деталей являются: определение формы детали, ее размеров, выбора материала и способа изготовления.

Для уменьшения отходов и времени на изготовление детали ее форма и размеры должны быть близкими к форме и размерам заготовочного материала. В качестве заготовочного материала рекомендуется использовать профильный и сортовой материал, получаемый прокаткой и волочением. Сложные по форме детали со значительно отличающимися размерами отдельных частей рекомендуется проектировать составными.

Выбор материала детали необходимо производить с учетом технических требований, предъявляемым как к устройству в целом, так и к детали в частности, а также исходя из способа ее изготовления. Так, например, если для изготовления валов и осей используют стали, обеспечивающие выполнение условий прочности и жесткости, то для изготовления подшипников скольжения применяют бронзы, обеспечивающие выполнение условия износостойкости подшипникового узла. Для изготовления корпусов методом литья применяют такие материалы как чугун, дюралюминий и др.

Для выполнения условия соосности или параллельности цилиндрических поверхностей конструкция детали должна позволять их обработку с одного устройства. Необходимо стремиться к унификации размеров и формы элементов детали, сокращению числа разных по диаметру отверстий, резьб и т.п., что обеспечит сокращение потребного режущего и мерительного инструмента. Конструкция детали должна предусматривать разделение (посредством проточек, канавок и др.) поверхностей, отличающихся точностью изготовления, качеством поверхностей. Это обусловлено использованием для обработки таких поверхностей различных инструментов и технологий.

## 4.2. Конструкционные материалы

Для изготовления деталей механических устройств основным материалом являются различные металлы. Кроме металлов могут использоваться пластмассы, керамические материалы и др. К металлическим материалам, используемым для изготовления деталей, относятся: чугун, сталь, цветные металлы и их сплавы.

**Чугун** представляет собой сплав железа с углеродом (содержание углерода более 2%). В зависимости от содержания углерода и состояния, в котором он находится в чугуне (в свободном или химически связанном), различают чугуны серые и белые. В приборостроении и машиностроении для изготовления деталей используют серые чугуны, которые легко плавятся и хорошо обрабатываются резанием. В приборостроении находят применение серые чугуны (ГОСТ 1412-85) СЧ 10, СЧ 24, СЧ 40. В обозначении марки чугуна буквы СЧ – серый чугун, цифры после них – значение предела прочности на растяжение образца (МПа), деленное на 10; (СЧ 10 –  $\sigma_B=100$  МПа).

**Стали** представляют собой сплав железа с углеродом (от 0,04 до 2%С) и другими элементами. Обладают удачным сочетанием прочности и пластичности. В зависимости от состава стали относят к углеродистым и легированным, а в зависимости от назначения – к конструкционным, инструментальным, шарикоподшипниковым, коррозионно-устойчивым и т.д.

Углеродистые конструкционные стали по содержанию серы и фосфора делят на стали углеродистые общего назначения ( $S \leq 0,06\%$ ;  $P \leq 0,07\%$ ) и стали углеродистые качественные конструкционные ( $S \leq 0,04\%$ ;  $P \leq 0,035\%$ ).

Стали углеродистые общего назначения маркируют буквами Ст и условным номером от 0 до 6. С увеличением номера содержание углерода и прочность стали повышаются. Пример обозначения: Ст0, Ст1, Ст2, ..., Ст6. Стали Ст1, Ст2, Ст3, Ст4 применяют для изготовления малонагруженных деталей, стали Ст5, Ст6 – для средненагруженных деталей.

Стали углеродистые качественные конструкционные применяют для изготовления более нагруженных деталей, например, зубчатых колес, валов, шпонок и т.д. Обозначаются также, как и стали углеродистые общего назначения, только цифры, стоящие после букв Ст, определяют содержание углерода в сотых долях процента. Например: Ст10, Ст15, Ст20, ..., Ст60.

Стали, содержащие кроме углерода другие химические элементы, называются легированными. В качестве легирующих элементов чаще всего применяются хром, никель, вольфрам, ванадий, молибден, придающие стали особые свойства: повышенную механическую прочность, жаростойкость, коррозионную стойкость и др. При маркировке легированных сталей в начале указывается двузначной цифрой содержание углерода в сотых долях процента. Следующие затем буквы обозначают легирующие элементы: Х – хром, С – кремний, Н – никель, Ф – ванадий, В – вольфрам, Ю – алюминий, М – молибден и др. Цифры после буквы определяют содержание элемента в процентах (если элемента содержится менее 1,5%, то цифры не ставят). Все легированные стали выпускают качественными ( $S \leq 0,035\%$ ;  $P \leq 0,035\%$ ), а часть – высококачественными ( $S \leq 0,025\%$ ;  $P \leq 0,025\%$ ) и особо высококачественными ( $S \leq 0,015\%$ ;  $P \leq 0,015\%$ ). Для обозначения высококачественных и особо высококачественных легированных сталей в конце марки ставят буквы соответственно А или Ш. Примеры обозначения легированных сталей: 20Х, 40Х, 12ХН2, 35ХСГА, 38ХН3ВФА, 38ХМЮА и т.п.

**Цветные металлы.** Основными цветными металлами, применяемыми в приборостроении и машиностроении, являются медь, алюминий, свинец, олово, цинк, никель. Однако в чистом виде эти металлы применяются сравнительно редко, а чаще всего используются в виде различных сплавов. Например, чистая медь используется в качестве проводникового материала, но значительно шире используются сплавы на основе меди: латунь и бронза.

*Медные сплавы* (латуни и бронзы) характеризуются высокими механическими свойствами, электропроводностью, немагнитностью, хорошей коррозионной стойкостью, паяемостью, антифрикционными свойствами.

Латунь – это сплав меди с цинком. При обозначении латуни указывается буква Л, за которой следует двузначное число, обозначающее содержание в сплаве меди в процентах, например, Л96, Л62. Для получения латуни с определенными свойствами в ее состав могут входить другие элементы. На наличие в составе других, кроме цинка, элементов свидетельствует дополнительная буква в обозначении, например ЛС59-1. В данном случае буква С свидетельствует о наличии свинца, который добавляется для лучшей обрабатываемости резанием.

Эта латунь используется для изготовления деталей оптико-механических приборов. Кремнистую латунь ЛК80-3Л применяют для изготовления литых деталей, работающих в коррозионных средах.

**Бронзы** – это сплавы меди с оловом и другими элементами (кремний, никель, алюминий и др). Имеют большие прочность и упругость по сравнению с латунями, называются по основному легирующему компоненту: оловянистые, алюминиевые, кремниевые, хромовые и т.д. Бронзы маркируют буквами Бр, далее буквами, кодирующими легирующие элементы, и числами, обозначающими содержание этих элементов в процентах, например, БрА7 (алюминиевая бронза), БрБ2 (бериллиевая бронза).

Бронзы БрАМц9-2 (алюминиево-марганцовистая), БрКМц3-1 (кремнемарганцовистая) и БрАЖ9-4 (алюминиево-железистая) обладают высокими механическими и хорошими антифрикционными свойствами, хорошо обрабатываются резанием и давлением. Эти бронзы применяются для изготовления деталей, работающих в условиях трения: зубчатые и червячные колеса, ходовые гайки винтовых механизмов, втулки подшипников скольжения и др. Для изготовления ответственных деталей приборов используются оловянные бронзы: БрОФ7-0,2 – для изготовления зубчатых и червячных колес; БрОФ6,5-0,15 – для изготовления пружинящих деталей (плоских упругих контактов, мембран и др.); БрОЦ4-3 – для изготовления спиральных моментных пружин.

*Алюминий и сплавы на его основе.* Алюминий является пластичным металлом, который хорошо обрабатывается давлением, позволяет делать глубокие вытяжки, но обладает малой механической прочностью и плохо паяется. Маркировка алюминия содержит букву А, за которой следует цифра, указывающая десятые доли процента содержания алюминия сверх 99%, например, А0 (99,0%), А5 (99,5%), А6 (99,6%) и т.д.

Высокими механическими свойствами обладают алюминиевые сплавы, которые делятся на литейные (АЛ) и деформируемые (АД). Отличительной особенностью алюминиевых сплавов является их небольшая плотность. Алюминиево-кремнистые сплавы (силумины) АЛ2, АЛ6 и др. используют для изготовления методом литья средненагруженных корпусных и других деталей приборов. Для изготовления нагруженных деталей, обрабатываемых резанием (стойки, кронштейны, втулки, кольца, шкивы, стаканы, крышки подшипников и т.п.), применяют алюминиево-магниевые и алюминиево-медные сплавы (дюралюмины) марок Д1, Д12, Д16, и др.

*Магний* – один из наиболее легких металлов. Его сплавы, в состав которых могут входить в качестве легирующих элементов марганец, алюминий, цинк, церконий, сочетая приемлемую прочность с легкостью изготовленных из них деталей, по удельной прочности превосходят многие конструкционные стали и алюминиевые сплавы. Магниевые сплавы немагнитны, не искрят при ударах.

В горячем состоянии сплавы деформируются хорошо, в холодном – имеют пониженную пластичность, хорошо обрабатываются резанием, большинство сплавов подвергаются сварке в среде аргона.

Деформируемые магниевые сплавы выпускаются марок МА1, МА2, МА5 и т.п. К литейным магниевым сплавам относятся сплавы марок МЛ3, МЛ4, МЛ5, МЛ6, МЛ8, МЛ9 и т.п.

**Пластмассы** – сложные материалы на основе высокомолекулярных соединений, способных к полимеризации. В зависимости от строения соединений все пластмассы делят на термореактивные (пространственное строение) и термопластичные (линейное строение). К термореактивным относятся текстолит, гетинакс, бакелит и др. Термопластичные пластмассы при определенных температурах и давлении переходят в пластическое состояние и легко формуются. В технике наиболее широко используются следующие термопластичные пластмассы: полиамиды, полиформальдегиды, поликарбонаты и акрилопласты. Для изготовления зубчатых колес, подшипников, кулачков и т.п. применяют полиамиды, обладающие высокой износостойкостью, механической прочностью, химической стойкостью. Полиформальдегиды отличаются высокой прочностью при умеренных температурах ( $\sigma_B=70\text{МПа}$ ), а поликарбонаты – большой ударопрочностью. Акрилопласты обладают гибкостью, износостойкостью, химически малоактивны.

**Керамические материалы** представляют собой камневидные спеченные композиции из окислов, силикатов, карбидов, нитридов, боридов и других соединений металлов на стекловидной связке. Материалы характеризуются твердостью, жаро- и коррозионной стойкостью, высокими тепло- и электроизоляционными свойствами. Основными недостатками керамических материалов являются их хрупкость и нетехнологичность – сравнительно большая усадка при спекании в сочетании с трудностью механической обработки. К керамическим материалам относятся различные виды фарфора, применяемого для изготовления деталей, обладающих электроизоляционными свойствами, ферриты (соединения окислов металлов с окислами железа), обладающие магнитными свойствами, пьезокерамика, используемая для изготовления пьезоэлементов, работающих в режиме приема или излучения, и др.

Наличие большого количества конструкционных материалов позволяет разработать конструкцию, максимально удовлетворяющую предъявляемым техническим требованиям. Но, с другой стороны, обширность номенклатуры материалов делает их выбор сложной инженерной задачей, оптимальное решение которой в некоторых случаях возможно только с помощью ЭВМ.

### **4.3. Конструирование корпусов редукторов**

Корпуса механических устройств предназначены для крепления подвижных и неподвижных деталей и узлов, из которых состоит устройство, восприятия возникающих при работе нагрузок, защиты деталей механизма от попадания пыли, грязи и удержания смазки. Конструкция корпуса должна обеспечивать удобство монтажа и безопасность эксплуатации механизма.

Корпуса по конструктивным признакам классифицируются на цельные, разъемные, сборные, одно- и двухплатные (рис. 4.1).

**Цельные корпуса** (рис. 4.1, а, б) имеют форму открытых коробок. Они обладают высокой прочностью и жесткостью, хорошо защищают детали и узлы от внешних воздействий. Их конструкция всегда предусматривает монтажные отверстия, которые закрываются крышками (рис. 4.1, а).

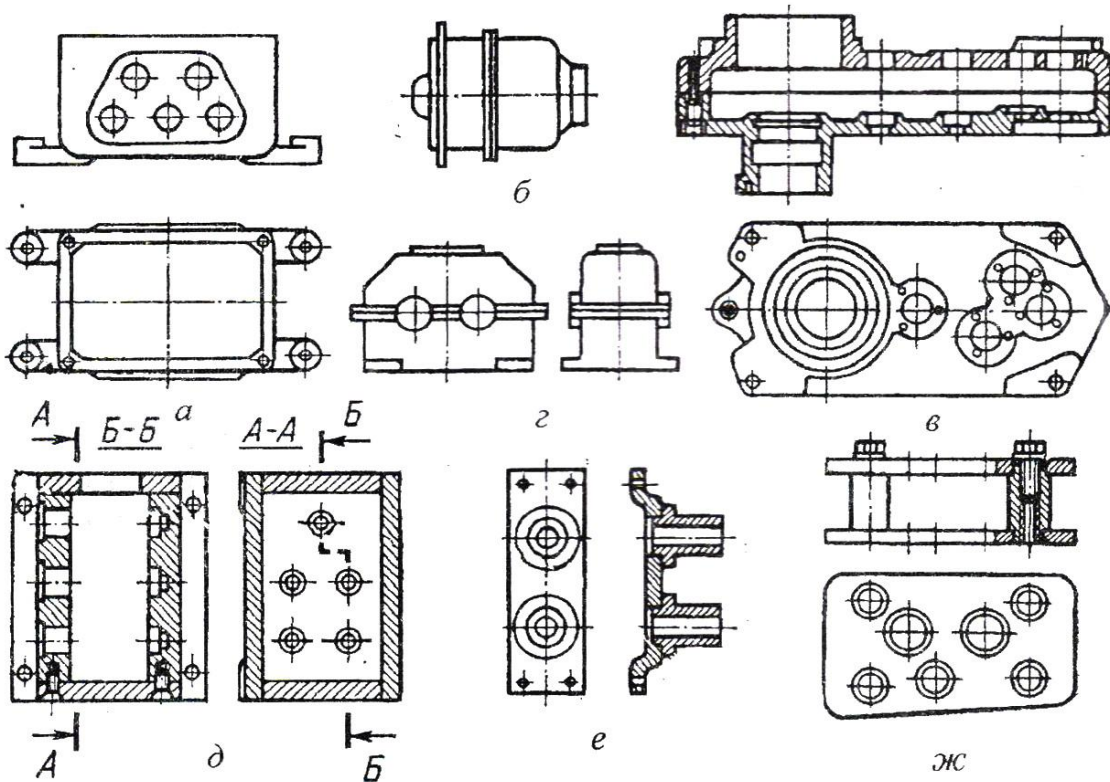


Рисунок 4.1 – Конструкции корпусов

Недостатками конструкции часто являются ограниченные возможности предварительной сборки деталей механизма в узлы до их установки в корпус, сложность и неудобство сборки и разборки узлов из-за ограничения внутрикорпусного пространства. Цельные корпуса изготавливают с помощью различных технологий: литьем, штамповкой, прессованием, сваркой, механической обработкой.

**Разъемные корпуса** имеют форму закрытых коробок и состоят обычно из двух основных частей, плоскость разъема которых или совпадает с плоскостью расположения осей валов (рис.4.1, г), или располагается перпендикулярно осям валов (рис. 4.1, б, в). Эти корпуса обладают достаточной прочностью и жесткостью, защищают детали от внешних воздействий и допускают поузловую сборку механизма. Центрирование основных (двух) частей корпуса осуществляется с помощью штифтов (рис. 4.1, в, г) или по цилиндрической соосной поверхности

(рис. 4.1, б). Чтобы обеспечить точность расположения валов, отверстия под подшипники обрабатываются одновременно для собранных совместно основных частей корпуса.

**Сборные корпуса** (рис. 4.1, д) имеют коробчатую форму и состоят из пластин, уголков и крышек, соединенных винтами и штифтами. Их изготавливают из металлопроката (полос, листов, уголков) путем механической обработки на станках. Они имеют достаточную прочность и жесткость, защищают детали и узлы от внешних воздействий, но ограничивают, как и цельные корпуса, возможности узловой сборки. Их применяют в единичном и опытном производстве.

**Одноплатные корпуса** (рис. 4.1, е) имеют форму плоской пластины или пластины с ребрами жесткости и необходимыми приливами. Возможны две схемы расположения валов по отношению к пластине. Чаще применяются конструкции корпусов, оси валов механизма которых расположены перпендикулярно к плате (рис. 4.2). Для обеспечения двухопорного крепления валов подшипники устанавливают в цилиндрических стаканах 3, 6, кронштейне 5 с фланцами, а зубчатые колеса, электродвигатель 7, шкалы 1, 8 и другие детали располагаются по обе стороны платы 2. Стаканы прикреплены к плате винтами и после регулировки радиальных зазоров в зубчатых передачах фиксируются штифтами 4. Возможно и одностороннее расположение деталей и узлов по отношению к плате.

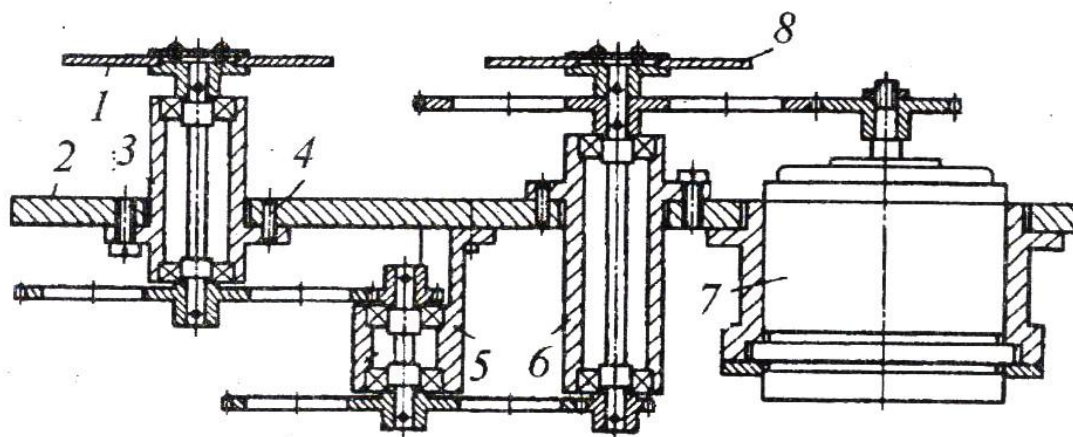


Рисунок 4.2 – Одноплатный корпус с двухопорным креплением валов

**Двухплатный корпус** (рис. 4.1, ж) является наиболее распространенным в приборостроении вариантом сборного корпуса. Такие корпуса состоят из двух плат, в которых располагаются подшипниковые узлы. Фиксированное относительное положение плат обеспечивается их креплением к расположенным между ними стойкам.

Одно- и двухплатные корпуса относятся к открытым корпусам, не обеспечивающим защиту деталей и узлов механизма от внешних воздействий. Поэтому такие механизмы не используются автономно, а помещают дополнительно в общий корпус прибора.

Для обеспечения нормальной работоспособности зацеплений зубчатых колес и червячных пар, подшипников и других деталей, размещаемых внутри корпуса, он должен обладать достаточной жесткостью, которая зависит от формы и соотношения размеров корпуса. Поэтому корпусные детали имеют, как правило, сложную форму, реализуемую при изготовлении корпусов способом литья. При единичном производстве могут применяться сварные корпуса. При проектировании механизмов приборных устройств, кроме названных, применяют составные корпуса, а также корпуса в виде панелей (плат).

Наиболее распространенными в приборостроении материалами для литых корпусов являются алюминиевые сплавы марок АЛ2, АЛ4, АЛ5, АЛ7, АЛ9, магниевые сплавы марок МЛ3, МЛ5. Применяется также серый чугун марок СЧ-10, СЧ-24, СЧ-40. Для облегчения сборки механизмов корпуса могут изготавливать разъемными в плоскости, перпендикулярной осям валов.

При изготовлении методом литья толщина стенок  $t$  корпуса выбирается в зависимости от технологии получения его отливки и используемого материала. В таблице 4.1 приведены значения минимальной толщины стенок отливки корпуса, при которых обеспечивается хорошее заполнение формы расплавленным металлом, а также приведены значения параметра шероховатости поверхностей при различных способах литья.

Поверхности корпуса должны иметь простые геометрические формы – плоские, цилиндрические, конические. Толщины стенок конструкции корпуса должны быть по возможности одинаковыми и близкими к минимальным. При необходимости выполнения стенок разной толщины отношение толщин не должно быть более 4:1 и должны обеспечиваться плавные переходы от тонких стенок к более толстым.

Таблица 4.1 – Толщина стенок ( $t$ , мм) и шероховатость поверхностей ( $R_a$ , мкм) отливок корпусов

Способы получения отливок	С п л а в ы					Шероховатость, $R_a$ , мкм
	Алюминиевые	Магниевые	Медные	Цинковые	Чугун	
в землю	3,0	3,0	3,0	-	4,0	12,5...3,2
в кокиль	2,5	2,5	3,0	2,0	-	3,2...1,6
под давлением	1,0...1,5	1,2...1,8	2,0	1,5	-	3,2...0,4
по выплавляемым моделям	1,0...1,5	1,5	2,0	1,5	-	6,3...1,6
в оболочковую форму	2,0...2,5	2,0...2,5	-	2,0...2,5	-	6,3...1,6

Конструкция корпуса должна быть простой, удобной для последующей механической обработки. Механическая обработка корпусных деталей включает в

основном обработку плоскостей (для присоединения крышек, фланцев, кронштейнов и т.д.), отверстий больших диаметров (для установки деталей подшипниковых узлов) и различных отверстий малых диаметров (для болтов, штифтов и др.). Обрабатываемые плоские поверхности корпусов (приливы, бобышки и др.) для снижения трудоемкости их обработки необходимо формировать на одной высоте и располагать их выступающими над необрабатываемыми поверхностями на высоту  $h$ , зависящую от общего габаритного размера  $L$  отливки, но не превышающую толщину стенок корпуса. Рекомендуется принимать при  $L \leq 50$  мм  $h = 2$  мм; при  $L = 50 \dots 250$  мм  $h = 3$  мм; при  $L = 250 \dots 500$  мм  $h = 4$  мм. Диаметры приливов и бобышек выбираются в зависимости от диаметра отверстия под деталь крепления и способа получения отливки (см. таблицу 4.2).

Таблица 4.2 – Размеры приливов или бобышек в зависимости от диаметров крепежных отверстий

Диаметр отверстия под деталь крепления, мм	Диаметр прилива или бобышки при литье, мм	
	В песчаные формы	В кокиль и под давлением
До 4	14	10
4...6	16	12
6...10	18	16
10...14	25	22
14...18	35	30

Бобышки, расположенные в одной плоскости при расстоянии между их отверстиями менее 15 мм, следует объединять в один прилив, а бобышки, близко расположенные от фланца - соединять с ним.

Размер корпуса зависит от количества и размеров устанавливаемых в нем деталей и узлов механизма, а также от расположения их внутри корпуса и значения зазоров между ними. При разработке механизма необходимо стремиться к созданию компактной, малогабаритной конструкции. С учетом этих требований в таблице 4.3 приведены рекомендуемые зазоры в редукторе в зависимости от толщины  $t$  его стенок.

При единичном производстве экономически выгоднее корпусные детали выполнять сварными. Конструкции сварных корпусов редукторов очень разнообразны. В качестве материала для сварных корпусов применяют стальной прокат в форме листов, полос, прутков и т.п. Толщину стенок сварного корпуса принимают равной  $t_{св} \approx 0,8t$ , где  $t$  – толщина стенок литого чугунного корпуса (см. таблицу 4.1). После сварки корпус отжигают и при необходимости правят (рихтуют). После этого производят механическую обработку плоскостей и отверстий корпуса.

Таблица 4.3 – Размеры зазоров в редукторе

Наименование зазора	Величина зазора
---------------------	-----------------

Между внутренними стенками корпуса и поверхностями вращающихся деталей	(0,5...0,7) <i>t</i>
Между поверхностями вращающихся деталей	(0,4...0,5) <i>t</i>
Между торцовыми поверхностями зубчатых колес	(0,4...0,6) <i>t</i>

#### 4.4. Конструирование валов и осей

Валы и оси предназначены для крепления вращающихся деталей и обеспечения их центрирования относительно оси вращения. Кроме этого, вал обеспечивает передачу крутящего момента, в то время как ось крутящий момент не передает.

По форме валы и оси могут выполняться гладкими (см. рисунок 4.1, а) или ступенчатыми (см. рисунок 4.1, б, в). Гладкие валы более технологичны, так как могут изготавливаться из калиброванных прутков и в приборостроении получают основное распространение. В случае использования калиброванных прутков соединение вала с вращающимися деталями осуществляется по посадке в системе вала.

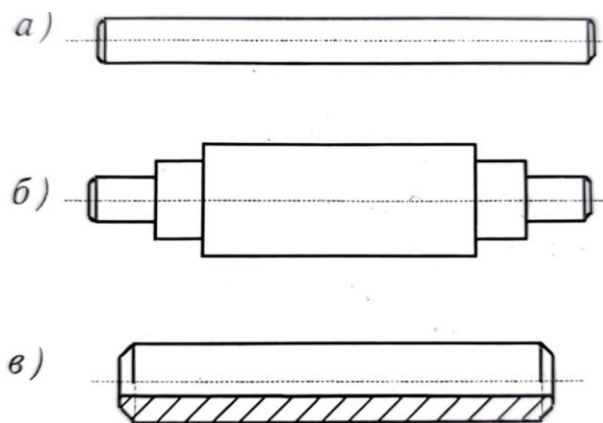


Рисунок 4.1 – Конструктивные схемы валов и осей

В некоторых конструкциях применяют полые валы (см. рисунок 4.1, в), что уменьшает его массу, дает возможность использовать сквозное отверстие для размещения соосного вала, проводов управления, подачи охлаждающего воздуха и т.п.

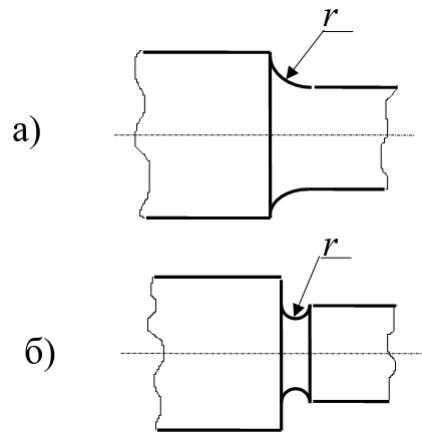


Рисунок 4.2 – Выполнение переходов в ступенчатых валах и осях

При проектировании ступенчатых валов и осей в целях уменьшения концентрации напряжений необходимо предусматривать плавные переходы от одного диаметра к другому (см. рисунок 4.2, а). Если резкие переходы диаметров невозможно устранить с помощью галтели, то следует предусмотреть специальные выточки (см. рисунок 4.2, б). Торцы валов и осей и их ступеней выполняются с конусными фасками для облегчения посадки деталей и снятия заусениц.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы колес, шкивов и т.п.) следует выбирать из стандартного ряда посадочных размеров, а диаметры посадочных поверхностей под подшипники качения – из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников.

При проектировании валов и осей наиболее жесткие требования по точности геометрической формы предъявляются к цапфам (части валов или осей, охватываемые опорами), на которые устанавливаются подшипники качения. Параметр шероховатости цапф назначают  $R_a = 0,32 \dots 1,25$  мкм. Овальность и конусность мест посадки определяются допуском на диаметр, который соответствует, в зависимости от точности подшипника, 4, 5 или 6 квалитетам.

Для изготовления валов и осей используют стали марок Ст45, Ст50, У8А, обладающие достаточно высокими механическими характеристиками. Для изготовления валов (осей), работающих в условиях ударных нагрузок, применяются стали Ст20, 20Х, при этом цапфы валов цементируются и закаливаются. Для изготовления облегченных валов могут использоваться титановые сплавы ВТ3-1, ВТ6 и ВТ9.

Размеры осей и валов выбирают исходя из конструктивных соображений либо рассчитывают исходя из условия обеспечения их статической прочности и выносливости. При расчетах необходимо учитывать резьбы, выточки, уступы, шпоночные пазы, отверстия под штифты, которые понижают усталостную прочность вала.

Расчет оси, исходя из условия работы ее только на изгиб, производят по следующей зависимости

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} \leq [\sigma_{из}], \quad (4.1)$$

где  $\sigma$  – напряжения, возникающие при изгибе в материале оси, МПа;  $M_{из}$  – изгибающий момент, Н·м;  $[\sigma_{из}]$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа;  $W$  – осевой момент сопротивления поперечного сечения оси. В случае сплошной цилиндрической оси  $W = \pi d^3 / 32 \approx 0,1d^3$ , где  $d$  – диаметр оси, м. Тогда диаметр оси может быть определен из условия

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_{из}]}}. \quad (4.2)$$

Вычислив по формуле значение диаметра оси, выбирают из ряда предпочтительных размеров ближайшее большее значение. Ряд предпочтительных размеров, мм: 2,0; 2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6...4,2 (через 0,2); 4,5; 4,8; 5,0; 5,3; 5,6; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5...11,0 (через 0,5); 12,0; 12,5; 13,0...22,0 (через 1,0).

В отличие от оси вал находится под воздействием не только изгибающих, но и скручивающих усилий, а в отдельных случаях и растягивающих (сжимающих) усилий. В связи с этим расчет валов состоит из предварительного (проектного) и проверочного расчетов. На этапе предварительного расчета диаметр вала определяют исходя только из деформации кручения, так как на первоначальном этапе конструирования не определены размеры вала по длине и, следовательно, не известны изгибающие моменты. Предварительно диаметр вала определяется из условия

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_{\rho}} \leq [\tau_{кр}], \quad (4.3)$$

где  $\tau_{кр}$  – напряжение кручения, МПа;  $T_{кр}$  – крутящий момент, Н·м;  $[\tau_{кр}]$  – допускаемое напряжение на кручение, МПа (так как на предварительном этапе не учитывается деформация изгиба, то обычно принимают пониженное значение допускаемого напряжения на кручение, равное для стальных валов  $[\tau_{кр}] = 20...30$  МПа);  $W_{\rho}$  – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала. Учитывая, что для сплошного цилиндрического вала  $W = \pi d^3 / 16 \approx 0,2d^3$ , получим следующую расчетную формулу

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau_{кр}]}}. \quad (4.4)$$

После того, как определен диаметр вала, производят конструирование вала и опорных узлов, в результате чего в первом приближении выявляется форма

детали, ее габаритные размеры, а главное - расстояние между опорами и точками приложения сил.

На заключительном этапе выполняется проверочный расчет, учитывающий все виды деформации вала. Исходными данными для проверочного расчета являются: 1) расчетная схема; 2) размеры вала; 3) расположение и размеры сопряженных с валом деталей (колес, опор, муфт и др.); 4) места приложения, величина, направление и характер действующих сил; 5) материал вала. Проверочный расчет валов производится на статическую прочность, усталостную прочность и жесткость, а в случае быстроходных устройств – и на критическую частоту.

**Пример 4.1:** Рассмотрим расчет на статическую прочность вала 1 цилиндрической косозубой передачи, к которому приложен момент  $T_1$ , а в зацеплении зубчатых колес действует нормальное давление  $F_n$ , раскладываемое на три составляющие: окружную  $F_t$ , радиальную  $F_r$  и осевую  $F_a$  силы (см. рисунок 4.3,а).

При составлении расчетной схемы двухопорный вал принимается за статически определимую балку. По длине вала в соответствующих местах прикладываются внешние силовые факторы: сила и моменты. Для удобства расчета при пространственной схеме нагружения расчетную схему представляют в двух плоскостях: в горизонтальной (см. рисунок 4.3, б) и вертикальной (см. рисунок 4.3, д).

При приведении к оси балки диаметром  $d$  сил, действующих в зацеплении, получим моменты: от приведения окружной силы  $F_t$  – крутящий момент  $T = F_t \cdot d/2$ , а от приведения осевой силы  $F_a$  – изгибающий момент  $M' = F_a \cdot d/2$ , приложенный в сечении С – С вала 1.

Приведение радиальной силы  $F_r$  к оси вала осуществляется путем перемещения силы по линии ее действия и, следовательно, дополнительный момент в результате такого переноса будет равен нулю. Рассмотрим распределение изгибающих моментов, действующих по длине вала для горизонтальной плоскости (см. рисунок 4.3, б).

Определим из уравнений моментов сил относительно точек А и В реакции в опорах, соответственно,  $R_A$  и  $R_B$ :

$$\sum M_A = -F_t \cdot a + R_B \cdot l = 0; \text{ откуда } R_B = F_t \cdot a/l.$$

$$\sum M_B = F_t \cdot (l - a) - R_A \cdot l = 0; \text{ откуда } R_A = F_t \cdot (l - a)/l.$$

Выражения для изгибающих моментов на первом и втором участках вала будут иметь, соответственно, вид

$$M_{y1} = R_A \cdot x = \frac{F_t \cdot (l - a) \cdot x}{l}; M_{y2} = R_A \cdot x - F_t \cdot (x - a) = \frac{F_t \cdot (l - a) \cdot x}{l} - F_t \cdot (x - a).$$

Эпюра изгибающих моментов для горизонтальной плоскости представлена на рисунке 4.3, в.

Аналогично строятся эпюры изгибающих моментов для вертикальной плоскости. На рисунке 4.3, е изображено распределение изгибающих моментов  $M'_x$ , возникающих вследствие действия момента  $M'$ , приложенного в сечении С – С, а на рисунке 4.3, з – изгибающих моментов  $M''_x$  возникающих вследствие действия силы  $F_r$ . На рисунке 4.3, ж представлена эпюра осевых сил, равных по модулю силе  $F_a$ .

Распределение по длине вала крутящих моментов, возникающих вследствие приложения на конце вала и в его сечении С – С двух равных по модулю, но противоположных по направлению моментов  $T_1 = T = F_t \cdot d/2$ , изображено на рисунке 4.3, г. Построенные эпюры (см. рисунки 4.3, в, г, е, ж, и) используют для определения напряжений в любом сечении вала. Так, в сечении С – С вала, где действуют максимальные изгибающие моменты, нормальные напряжения от изгиба и сжатия равны

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M'_x}{W} + \frac{M''_x}{W}\right)^2 + \frac{F_a}{S}}; \quad (4.5)$$

а касательные – от кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_\rho}, \quad (4.6)$$

где  $W$  и  $W_\rho$  – соответственно момент сопротивления относительно нейтральной оси сечения и полярный момент сопротивления сечения вала;  $S$  – площадь поперечного сечения вала в плоскости С – С.

Эквивалентные напряжения в сечении вала, определяемые по третьей теории прочности, не должны превышать допускаемых напряжений изгиба для выбранного материала, т.е.

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma_{изг}]. \quad (4.7)$$

Для валов и осей, работающих в условиях длительных переменных нагрузок, производится также расчет на усталостную прочность, выполняемый аналогично расчету на статическую прочность. Переменность действия нагрузки учитывают понижением допускаемых напряжений  $[\sigma_{изг}]$  при статическом нагружении путем умножения их на коэффициент  $\gamma < 1$ . При пульсирующем и близком к нему характере изменения напряжений значения этого коэффициента для сталей могут быть приняты равными 0,44...0,48, а при симметричном или близком к нему цикле изменений напряжений – 0,26...0,28.

Если в результате проверочного расчета получено значение напряжения  $\sigma$  в материале вала (оси), удовлетворяющее условию то дальнейший расчет по определению действительного коэффициента запаса прочности можно не проводить.

$$\gamma[\sigma] \leq \sigma \leq \frac{\varepsilon_{\sigma} \sigma_{-1}}{k_{\sigma}[n]}. \quad (4.8)$$

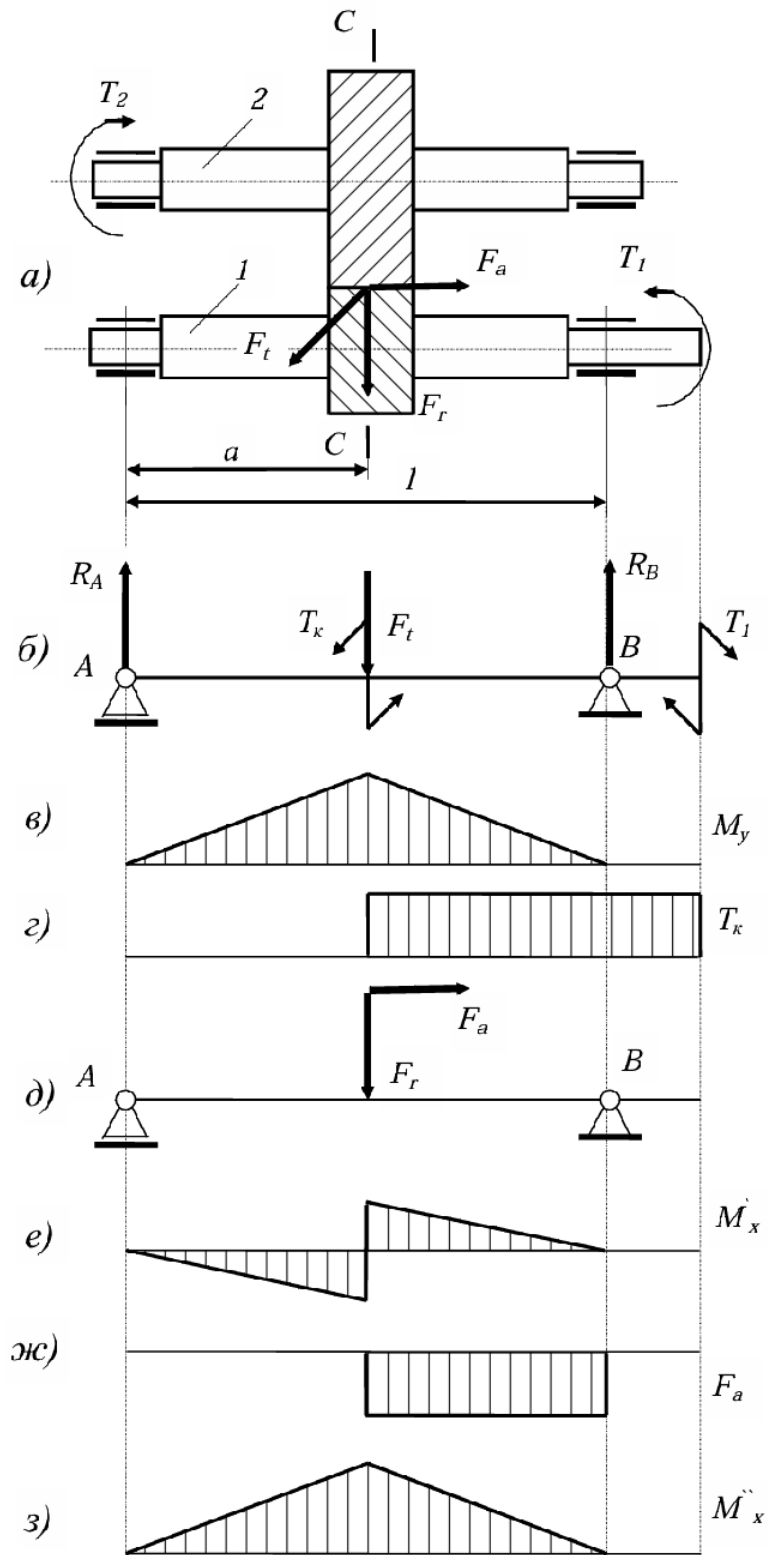


Рисунок 4.3 – Расчетные схемы вала зубчатой передачи

Здесь  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала на изгиб при симметричном знакопеременном цикле, который связан с пределом прочности  $\sigma_B$  соотношением  $\sigma_{-1} = (0,42 \dots 0,45)\sigma_B$ ;  $\varepsilon_\sigma$  – коэффициент масштабного фактора, значение кото-

рого при расчете на изгиб выбирается по графику (см. рисунок 4.4, а) в зависимости от диаметра вала (оси);  $k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений для опасного сечения вала (оси) при расчете на изгиб.

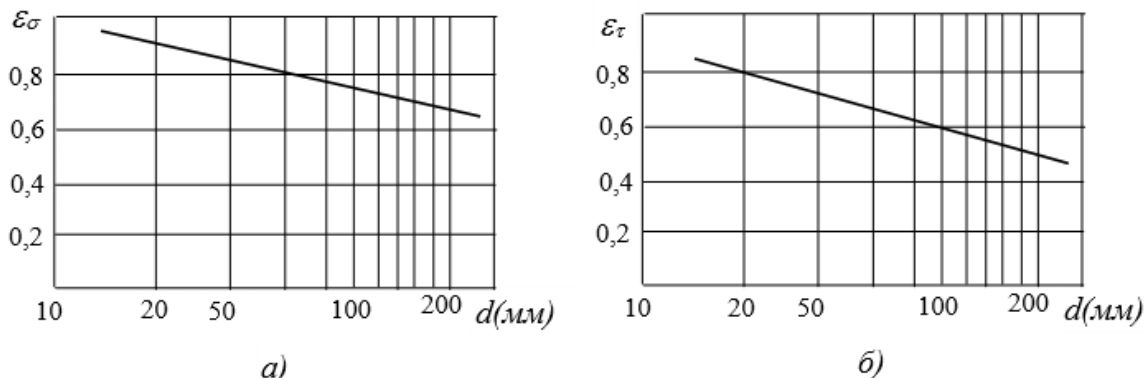


Рисунок 4.4 – Зависимости коэффициента масштабного фактора от диаметра вала

Для наиболее часто встречающихся случаев концентрации напряжений в галтелях (см. рисунок 4.5, а) и шпоночных пазах (см. рисунок 4.5, б) значения  $k_\sigma$  приведены, соответственно, в таблице 4.4 и таблице 4.5;  $[n]$  – запас прочности по усталости, который принимают равным 1,5...2,5.

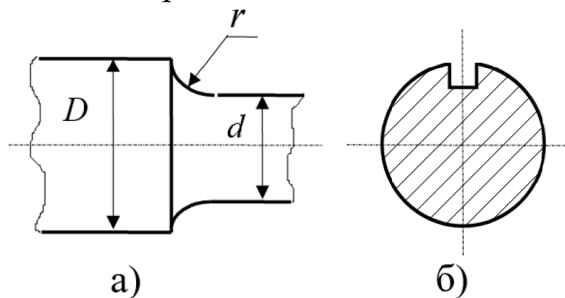


Рисунок 4.5 – Конструктивные схемы концентрации напряжений в валах и осях

Таблица 4.4 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов в месте шпоночной канавки

Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	$k_\sigma$	$k_\tau$
500	1,6	1,4
600	1,75	1,5
700	1,9	1,7
800	2,0	1,9
1000	2,3	2,2

В тех случаях, когда неравенство (4.8) не выполняется, определяют величину фактического коэффициента запаса прочности по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]; \quad (4.9)$$

где  $n_\sigma$  – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям (напряжениям при изгибе);  $n_\tau$  – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям (напряжениям при кручении). Указанные коэффициенты запаса прочности определяются по формулам

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \frac{\tau_{-1}}{\tau_B} \tau_m}; \quad (4.10)$$

где  $\tau_{-1}$  – предел выносливости материала на кручение при симметричном знакопеременном цикле с максимальными  $\sigma_{max}$  ( $\tau_{max}$ ) и минимальными  $\sigma_{min}$  ( $\tau_{min}$ ) напряжениями ( $\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}$ );  $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$  и  $\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min})/2$  – средние, соответственно, нормальные и касательные напряжения цикла;  $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$  и  $\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min})/2$  – амплитудные, соответственно, нормальные и касательные напряжения цикла;  $\varepsilon_\tau$  – коэффициент масштабного фактора, значение которого при расчете на кручение определяется по графику (см. рисунок 4.4, б) в зависимости от диаметра вала;  $k_\tau$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений для опасного сечения вала (оси) при расчете на кручение. Для наиболее часто встречающихся случаев концентрации напряжений в галтелях (см. рисунок 4.5, а) и шпоночных пазах (см. рисунок 4.5, б) значения  $k_\tau$  приведены в таблицах 4.4 и 4.5.

При необходимости может выполняться проверка вала на жесткость, включающая расчет на изгибную и крутильную жесткость. Изгибная жесткость оценивается величиной прогиба вала  $f$  под действием нагрузок. Прогиб вала  $f$ , определяемый по формулам механики материалов для конкретной конструкции вала и вида нагружения, не должен превышать предельно допускаемого значения прогиба  $[f]$ , величина которого зависит от конструкции вала и требований, предъявляемых к проектируемому устройству. Так, максимальный прогиб  $f_{max}$  вала редуктора в месте установки на нем зубчатого колеса с модулем  $m$  не должен превышать  $(0,01 \dots 0,03)m$ . В общем случае можно принять следующую зависимость для определения значения предельно допустимого прогиба

$$[f] \approx 0,0003l, \quad (4.11)$$

где  $l$  – длина вала между опорами, м.

Таблица 4.5 – Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений  $k_\sigma$  (изгиб) и  $k_\tau$  (кручение) для опасных сечений вала с галтелью

Вид деформации	Предел прочности материала вала, $\sigma_B$ , МПа	$r/d$										
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05		
		$(D-d)/2r = 1$					$(D-d)/2r = 2$					
Изгиб	500	1,36	1,44	1,63	1,59	1,44	1,54	1,81	1,82	1,76		
	700	1,40	1,49	1,71	1,69	1,55	1,59	1,91	1,94	1,83		
	900	1,43	1,54	1,80	1,78	1,66	1,64	2,05	2,05	2,01		
	1200	1,49	1,62	1,92	1,93	1,83	1,72	2,16	2,23	2,19		
			$(D-d)/2r = 3$					$(D-d)/2r = 5$				
	500	1,90	1,96	1,96	-	-	2,12	2,16	-	-		
	700	1,99	2,03	2,10	-	-	2,23	2,30	-	-		
	900	2,08	2,19	2,23	-	-	2,34	2,45	-	-		
	1200	2,21	2,37	2,44	-	-	2,50	2,66	-	-		
	Кручение		$(D-d)/2r = 1$					$(D-d)/2r = 2$				
		500	1,28	1,35	1,40	1,43	1,38	1,39	1,55	1,54	1,53	
		700	1,29	1,37	1,44	1,46	1,42	1,42	1,59	1,59	1,59	
900		1,30	1,38	1,47	1,50	1,45	1,44	1,62	1,64	1,65		
1200		1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74		

Крутильная жесткость оценивается углом закручивания  $\varphi_0$  на единицу длины вала. Угол закручивания определяется по формуле

$$\varphi_0 = \frac{T}{GI_\rho}; \quad (4.12)$$

где  $T$  – крутящий момент в расчетном сечении вала, Н·м;  $G$  – модуль сдвига (для стали  $G = 8 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>);  $I_\rho$  – полярный момент инерции расчетного сечения (для круглого сплошного сечения вала  $I_\rho = \pi d^4/32$ );  $[\varphi_0]$  – допускаемый угол закручивания вала на длине 1 м, рад. Нормы на допускаемые углы закручивания не установлены и определяются для конкретного механизма исходя из требований, предъявляемых к его работе (например, исходя из ограничений на упругий мертвый ход). При проектировании зубчатых передач можно принять  $[\varphi_0] = 0,01$  рад.

Для быстроходных валов может выполняться расчет на колебания, заключающийся в определении критической частоты вращения вала, т.е. такой частоты, при которой наступает резонанс. Если под тяжестью закрепленных на валу деталей он имеет статический прогиб  $f$  (м), то критическая частота вращения вала  $n_{кр}$  (об/мин) может быть определена из выражения

$$n_{кр} \approx 300 \sqrt{\frac{1}{f}}.$$

При всяком  $n \leq n_{кр}$  прогиб имеет конечное значение и вал работает устойчиво. В зависимости от отношения  $n_{кр}/n$  различают валы жесткие, для которых  $n < n_{кр}$  (рекомендуется принимать  $n_{кр}/n \geq 1,5$ ), и гибкие при  $n > n_{кр}$  (в этом случае рекомендуется принимать  $n/n_{кр} \geq 2 \dots 3$ ).

#### 4.5. Конструирование зубчатых колес

Основные параметры зубчатых колес (модуль, число зубьев, диаметр заготовки колеса, ширина венца и т.п.) определяются на этапе геометрического расчета зубчатой передачи. Форма зубчатых колес зависит от их размеров, метода изготовления и материала. На рисунке 4.6 показаны наиболее часто применяемые в приборостроении формы цилиндрических зубчатых колес.

Колесо в форме диска (см. рисунок 4.6, а) изготавливается в тех случаях, когда оно используется в качестве составной части, например, люфтовывбирающего зубчатого колеса (рис. 4.7). Конструкцию колеса, представленную на рисунке 4.6, б, применяют для мелко модульных колес небольших размеров. При больших размерах для облегчения и уменьшения момента инерции в колесах выполняют двусторонние проточки (см. рисунок 4.6, в) или (и) отверстия (см. рисунок 4.6, г). Проточки делают при ширине венца  $b \geq 3$  мм и принимают  $c = (0,2 \dots 0,4)b$ . В этих случаях между проточкой и окружностью впадин оставляют сплошной обод, толщина  $s$  которого должна быть достаточной, чтобы придавать колесу необходимую жесткость. Обычно принимают  $s = (2,5 \dots 3,5)t$ . При выполнении отверстий их диаметр  $d_0$  берут равным  $d_0 = (d_a - D)/5$ , но не менее 5...6 мм, а диаметр окружности центров отверстий  $D_0$  определяют из выражения  $D_0 = (d_a - D)/2$ . Полученные значения  $d_0$  и  $D_0$  округляют до ближайшего целого числа. Мелко модульные тонкие колеса большого диаметра, а также колеса из цветных сплавов или неметаллических материалов, выполняют сборными (см. рисунок 4.6, д).

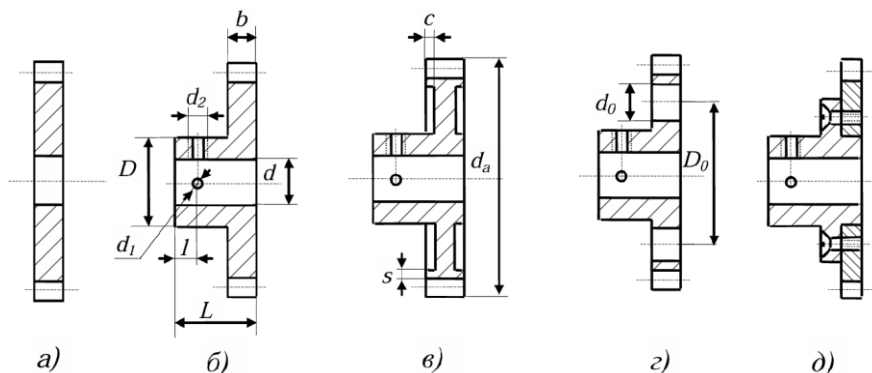


Рисунок 4.6 – Конструктивные схемы выполнения зубчатых колес

Крепление мелко модульных колес на валах и осях обычно осуществляется с помощью штифтов. Для этого в ступице колеса по углом  $90^\circ$  делают два односторонних отверстия: с резьбой под стопорный винт и гладкое под штифт. При сборке колесо фиксируется на валу винтом, а через гладкое отверстие в ступице делается сквозное отверстие через вал и другую сторону ступицы. После установки штифта технологический винт удаляется. В быстроходных механизмах и механизмах, работающих в условиях вибрации, для предохранения штифта от выпадения используются специальные устройства (пружинные кольца и др.). Рекомендуемые размеры зубчатых колес приведены в таблицах 4.6 и 4.7.

Разрезное зубчатое колесо состоит из двух зубчатых дисков 1 и 4, один из которых (4) выполнен заодно со ступицей, с помощью которой колесо крепится на валу. Другой диск, свободно вращающийся относительно ступицы, соединяется с первым пружинами 2, которые деформируются при повороте одного диска относительно другого. При относительном повороте дисков на угол, соответствующий смещению на 3-4 зуба, и вводе зубьев составного колеса в зацепление с зубьями сопряженного колеса, пружины деформируются и выбирают боковые зазоры в зацеплении. Шайба 3 препятствует осевому смещению диска 1. Нарезание разрезного колеса производится одновременно для дисков 1 и 4, положение которых фиксируется двумя цилиндрическими штифтами 5. После нарезания зубьев штифты удаляются.

Таблица 4.6 – Рекомендуемые размеры зубчатого колеса

$d$ , мм	$D$ , мм	$d_1$ , мм	$d_2$	$L$ , мм	$l$ , мм
2,5	6	0,6	M1,6	6	2,5
3,0	7	0,8	M2	7	2,5
4,0	8	0,8		7	
5,0	9	1		9	
6,0	10	1,6	M3	9	3
7,0	12	2		11	
8,0	14	2		11	
9,0	15	2		12	
10,0	16	2,5	M4	12	4
12,0	20	2,5		16	
14,0	22	3		17	
15,0	25	3		18	
					5
					6

Для исключения мертвого хода в ответственных реверсивных передачах применяют специальные разрезные колеса с устройствами выборки бокового зазора между зубьями (рис. 4.7).

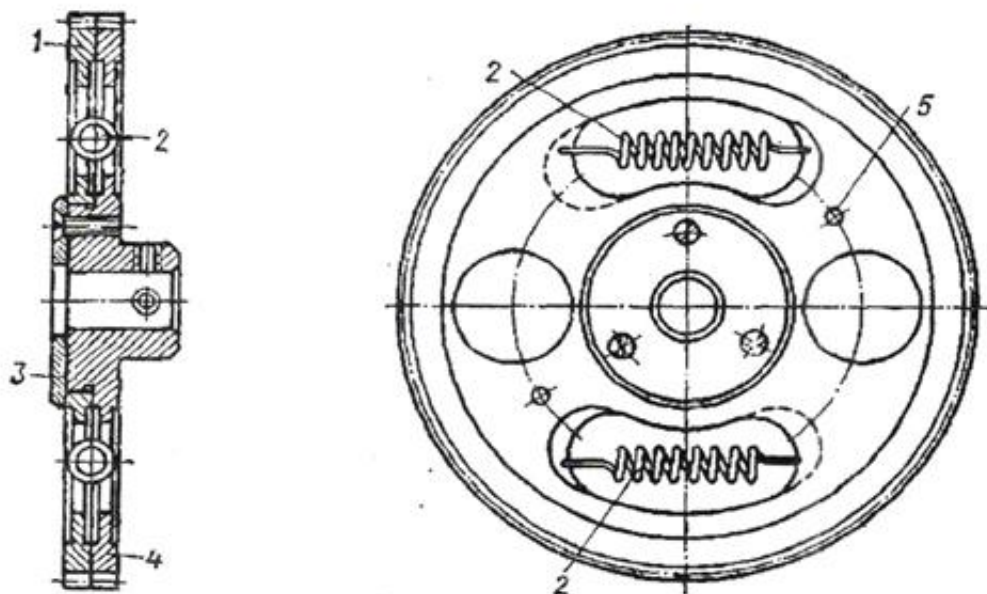


Рисунок 4.7 – Колесо с устройством выборки бокового зазора между зубьями

Зубчатые колеса могут изготавливаться заодно с валом (вал-шестерня). Таковую конструкцию применяют в тех случаях, когда наружный диаметр зубчатого колеса меньше двойного диаметра вала и не хватает места для размещения ступицы. Зубья цилиндрических зубчатых колес нарезаются на выступающей части вала (см. рисунок 4.8, а) или могут углубляться в тело вала (см. рисунок 4.8, б) в зависимости от соотношения размеров  $d_a$  и  $d$ .

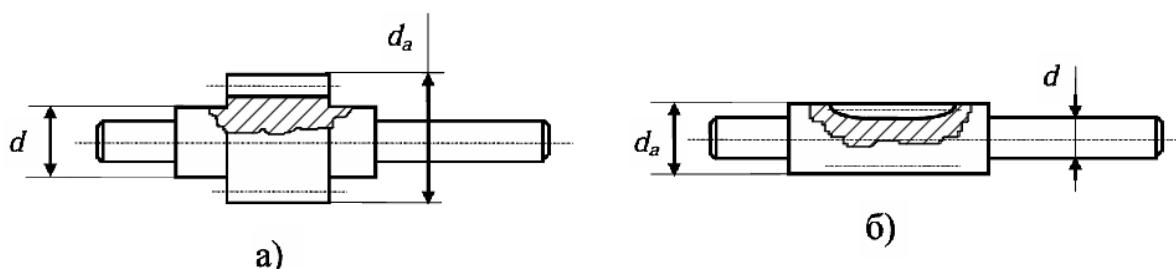


Рисунок 4.8 – Конструктивные схемы вала-шестерни

Цельная конструкция вала-шестерни более рациональна по сравнению с составной. Она обеспечивает повышенную жесткость, а отсутствие соединений способствует повышению точности зацепления зубчатых колес, снижается стоимость изготовления детали вследствие меньшего числа посадочных поверхностей, требующих точной обработки. Основным недостатком цельной конструкции является необходимость замены всего вала при износе или поломке зубьев.

Таблица 4.7 – Рекомендуемые значения ширины венца зубчатого колеса

Мо- дуль <i>m</i> , мм	Ширина венца <i>b</i> , мм													
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
0,2	+	+	+	+	+	+	+							
0,25			+	+	+	+	+	+						
0,3				+	+	+	+	+	+					
0,4					+	+	+	+	+	+				
0,5					+	+	+	+	+	+	+			
0,6					+	+	+	+	+	+	+	+		
0,8						+	+	+	+	+	+	+	+	
1,0						+	+	+	+	+	+	+	+	+

П р и м е ч а н и е: Знаком «+» отмечены рекомендуемые размеры.

При проектировании **червячной передачи** необходимо знать модуль *m*, число витков червяка  $z_1$  и число зубьев червячного колеса  $z_2$ . Модуль *m* для силовых передач определяется исходя из условия контактной и изгибной прочности зубьев червячного колеса. Для механизмов, предназначенных для преобразования движения (кинематических механизмов), модуль выбирается исходя из конструктивных соображений.

Коэффициент диаметра червяка *q* выбирают из стандартного ряда значений *q*: 6,3; 8; 12,5; 16; 20; 25. Так как с увеличением коэффициента увеличивается и диаметр червяка, то меньшие значения *q* принимают в быстроходных передачах для ограничения окружных скоростей, а большие – в мелкомодульных передачах для повышения жесткости червяка. Жесткость червяка зависит также и от его длины, поэтому расстояние между опорами вала-червяка принимают по возможности минимальным.

Длину  $b_1$  нарезанной части червяка в зависимости от числа заходов выбирают из условий:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2), \text{ при } z_1 = 1, 2$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,009z_2), \text{ при } z_1 = 3, 4$$

Червячные колеса по конструктивному признаку разделяют на цельные и составные. Цельные червячные колеса в малогабаритных передачах выполняют монолитными (см. рисунок 4.9, а). При больших диаметрах колес и при большом числе зубьев  $z_2$  применяют колеса с проточкой (см. рисунок 4.9, б, в). В скоростных передачах для облегчения червячных колес и уменьшения их инерционности наряду с проточками могут выполняться и отверстия (см. рисунок 4.9, в). Основные размеры червячных колес с проточками и отверстиями облегчения приведены в таблице 4.8. Угол обхвата колесом червяка  $2\delta$  выбирают в зависимости

от назначения передачи: в силовых механизмах  $2\delta = 70 \dots 120^\circ$ , в отсчетных устройствах  $2\delta = 22 \dots 30^\circ$ . Остальные размеры принимают в соответствии с рекомендациями для цилиндрических зубчатых колес.

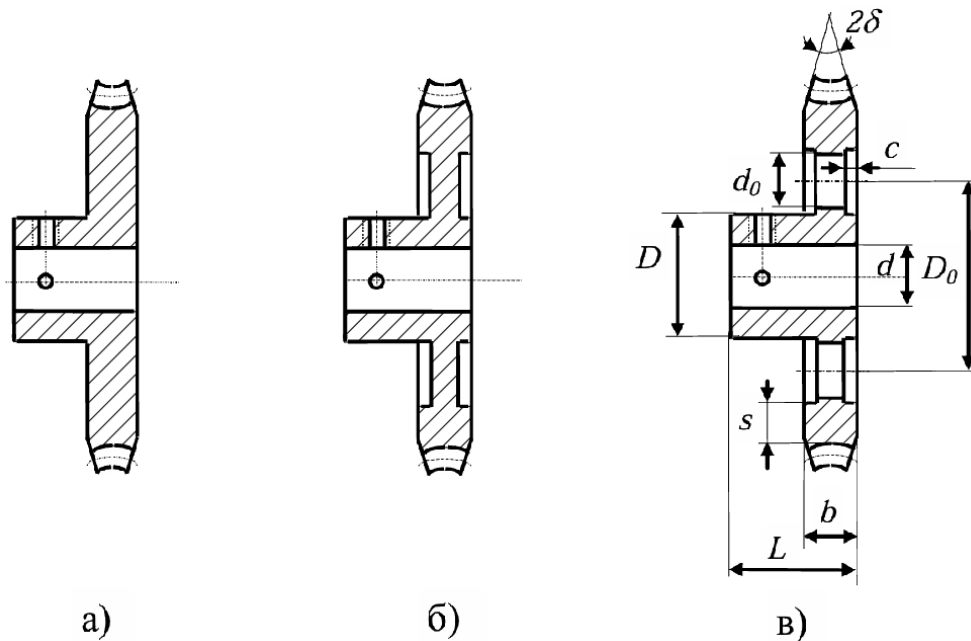


Рисунок 4.9 – Конструктивные схемы червячных колес

**Выбор материала** для изготовления зубчатых колес необходимо производить с учетом режимов работы передачи (степень нагруженности, окружная скорость, температурные условия и т.п.).

Наиболее распространенными материалами зубчатых колес являются качественные конструкционные стали марок 20...35 (при окружных скоростях до 3 м/с), марок 45, 50 (при повышенных окружных скоростях), легированные стали 20X, 40X, 40НВ и др. (для нагруженных передач).

Для лучшей приработки рабочих поверхностей зубьев сопряженных колес, что очень важно при значительных нагрузках, рекомендуется зубья малого колеса (шестерни), нагружаемые чаще, выполнять с более высокой твердостью рабочих поверхностей по сравнению со вторым колесом.

Для малонагруженных мелко модульных зубчатых передач основным является не условие прочности, которое заведомо выполняется, а обеспечение минимальных потерь на трение и уменьшение износа. В таких случаях шестерни изготавливают из углеродистых или легированных сталей, а колеса – из цветных металлов и сплавов (бронз Бр.ОФН, Бр.АЖ9-4, Бр.ОФ10-1; латуни ЛС59-1, алюминиевого сплава Д16-Т).

Таблица 4.8 – Основные размеры червячных колес

<b>d, мм</b>	<b>D, мм</b>	<b>L, мм</b>	<b>b, мм</b>	<b>c, мм</b>
<b>Для колес с модулем до 0,5 мм</b>				
4	9	12	6	1,5
5	10			
6	12			
7	15			
8	15			
9	18			
10	18	14		
		16		
<b>Для колес с модулем от 0,5 мм до 1,0 мм</b>				
7	15	14	8	2
8				
9				
10	18	16		
12	18	16		
15	22	20		
17	28			
18	30			
<b>Для колес с модулем от 1,0 мм до 1,5 мм</b>				
12	22	20	10...15	2,5
15	25	25		
17	28			
18	28			
20	30			

В приборных устройствах могут использоваться для изготовления зубчатых колес синтетические материалы: полиамид, капрон, текстолит и др. Передачи с колесами из синтетических материалов отличаются повышенной износостойкостью, способностью работать без смазки, бесшумной работой при повышенных скоростях.

#### 4.5.1 Выполнение чертежа зубчатого колеса

Рабочий чертеж цилиндрического зубчатого колеса выполняется в соответствии с ГОСТ 2.403-75 «Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес» с Изменением № 1, утвержденным в 1981 г. На чертеже, кроме размеров конструктивных элементов зубчатого колеса, должны быть указаны параметры, характеризующие венец:

- а) диаметр вершин зубьев;
- б) ширина венца;
- в) размер фасок или радиусы скруглений кромок зубьев;

- г) шероховатость боковых поверхностей зубьев;
- д) угол сектора по окружности вершин зубьев – для зубчатого сектора.

В правом верхнем углу чертежа помещается таблица параметров зубчатого венца. Таблица параметров должна состоять из трех частей, которые отделяются друг от друга сплошными основными линиями:

- первая часть – основные данные;
- вторая часть – данные для контроля;
- третья часть – справочные данные.

В первой части таблицы параметров должны быть приведены:

- а) модуль  $m$ ;
- б) число зубьев  $z$ ; для зубчатого сектора – число зубьев секторного зубчатого колеса;
- в) угол наклона линии зуба  $\beta$  косозубых и шевронных зубчатых колес;
- г) направление линии косоугольного зуба – надписью «Правое» или «Левое», для шевронных зубчатых колес – надписью «Шевронное».
- д) нормальный исходный контур:
  - стандартный – ссылкой на соответствующий стандарт;
  - нестандартный – с указанием дополнительных параметров (здесь дополнительные параметры не приведены);
- е) коэффициент смещения  $x$  с соответствующим знаком. При отсутствии смещения следует проставлять 0;
- ж) степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по соответствующему стандарту и указание этого стандарта.

Во второй части таблицы параметров венца на чертеже зубчатого колеса со стандартным исходным контуром должны быть приведены данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

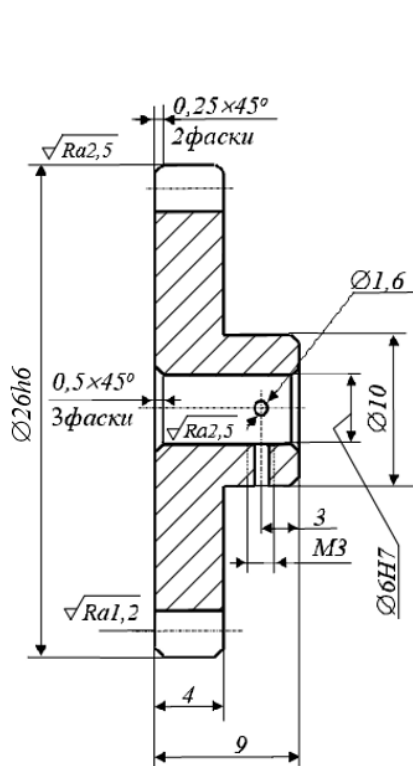
- толщина по хорде зуба  $S$  и высота до хорды  $h$ ;
- длина общей нормали  $W$ ;
- торцовый размер по роликам (шарикам)  $M$  и диаметр ролика (шарика)  $D$ ;

В третьей части таблицы параметров венца должны быть приведены:

- а) делительный диаметр  $d$ ;
- б) число зубьев сектора;
- в) при необходимости – прочие справочные данные, например: обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса и другие.

Располагаемые на поле чертежа зубчатого колеса технические требования могут содержать, например, следующую информацию: 1)  $HB230 \dots 250$ ; 2) неуказанные предельные отклонения размеров  $H12$ ,  $h12$ ,  $\pm IT12/2$ ; 3) неуказанные радиусы округлений  $R0,5$ ; 4) покрытие: Хим. окс.

Рабочий чертеж цилиндрического зубчатого колеса представлен на рис. 4.10 (основная надпись и технические требования не показаны).


 $\sqrt{Ra6,3} (\sqrt{ })$ 

Модуль	<i>m</i>	0,5
Число зубьев	<i>z</i>	50
Нормальный исходный контур		ГОСТ9587-81
Коэффициент смещения	<i>x</i>	0
Степень точности	-	8-De ГОСТ9178-81
Длина общей нормали	<i>W</i>	8,469 <sup>-0,043</sup> <sub>-0,071</sub>
Делительный диаметр	<i>d</i>	25

Рисунок 4.10 – Рабочий чертеж зубчатого колеса

#### 4.5.2 Контроль точности изготовления зубчатого колеса

В соответствии с ГОСТ 2.403-75 точность изготовления зубчатого колеса, определяемая взаимным положением разноименных профилей зубьев, может контролироваться по одному из следующих методов:

- по величине хорды зуба и высоты до хорды;
- по длине общей нормали;
- по размеру между роликами (шариками) и диаметру ролика (шарика).

Определение параметров, по которым контролируется точность изготовления зубчатого колеса, приведено в ГОСТ 16531-83 «Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения». В соответствии с ГОСТом *хорда зуба или толщина зуба по хорде* – это отрезок прямой, соединяющий две точки разноименных боковых поверхностей зуба, принадлежащих одной цилиндрической поверхности. В зависимости от выбора цилиндрической поверхности различают делительную, начальную и другие толщины *S* по хорде. Высота *h<sub>a</sub>* до хорды зуба определяется как кратчайшее расстояние от вершины зуба до средней точки толщины по соответствующей хорде (рис.4.11).

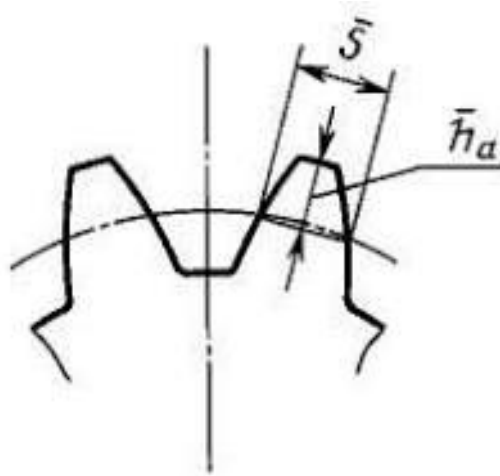


Рисунок 4.11 – Делительная хорда зуба  $S$  зубчатого колеса

Если отрезок прямой соединяет две точки разноименных эвольвентных боковых поверхностей зуба, принадлежащих одной цилиндрической поверхности и нормалям, приведенным к ним из одной точки делительной поверхности, то такая хорда называется постоянной хордой. На рис. 4.12 показана высота  $h_c$  до постоянной хорды  $S_c$ , диаметр  $d$  делительной окружности и диаметр  $d_b$  основной окружности, с помощью которой образованы эвольвентные профили зуба.

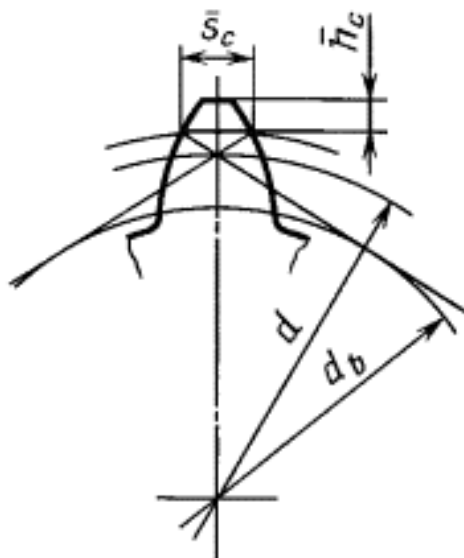


Рисунок 4.12 – Постоянная хорда зуба  $S_c$  зубчатого колеса

При контроле точности изготовления зубчатого колеса по *длине общей нормали*  $W$ , измеряется расстояние между разноименными эвольвентными боковыми поверхностями зубьев цилиндрического колеса по общей нормали к этим поверхностям (рис 4.13). Общая нормаль является касательной к основной

окружности диаметра  $d_b$ . О точности изготовления зубчатого колеса судят по величине отклонения от расчетного измеренного значения длины общей нормали. Общая нормаль может содержать 2 и более зубьев колеса. Количество зубьев в общей нормали зависит от числа зубьев колеса: с увеличением числа зубьев колеса увеличивается и число зубьев нормали.

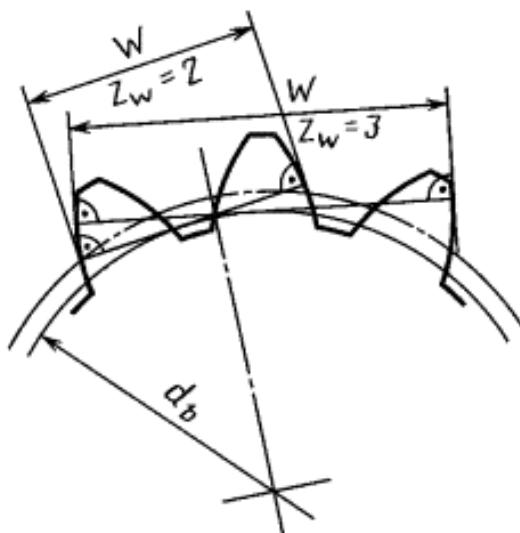


Рисунок 4.13 – Общая нормаль  $W$  зубчатого колеса

Метод контроля точности изготовления зубчатого колеса с использованием роликов либо шариков заключается в измерении расстояния  $M$  между поверхностями двух цилиндрических роликов (шариков) диаметра  $D$ , касающихся боковых поверхностей зубьев с противоположных сторон колеса, и сравнении полученного значения с расчетным. При этом в торцовом сечении зубчатого колеса оси симметрии впадин, в которых лежат ролики (шарики), составляют углы, равные  $180^\circ$  и  $180^\circ(1+1/z)$  соответственно при четном и нечетном числе зубьев  $z$  (рис. 4.14).

Для контроля точности изготовления зубчатых колес из трех рассмотренных методов на практике чаще применяют методы, основанные на измерении размера по роликам (шарикам) и измерении длины общей нормали. Так как для измерения длины общей нормали достаточно иметь лишь штангенциркуль, то данный метод контроля толщины зубьев является практически более доступным и широко применяется при единичном производстве цилиндрических зубчатых колес невысокой степени точности. При этом следует отметить более высокую точность данного метода контроля по сравнению с измерением размера по роликам, так как ролики своими допусками вносят дополнительную погрешность в измерения.

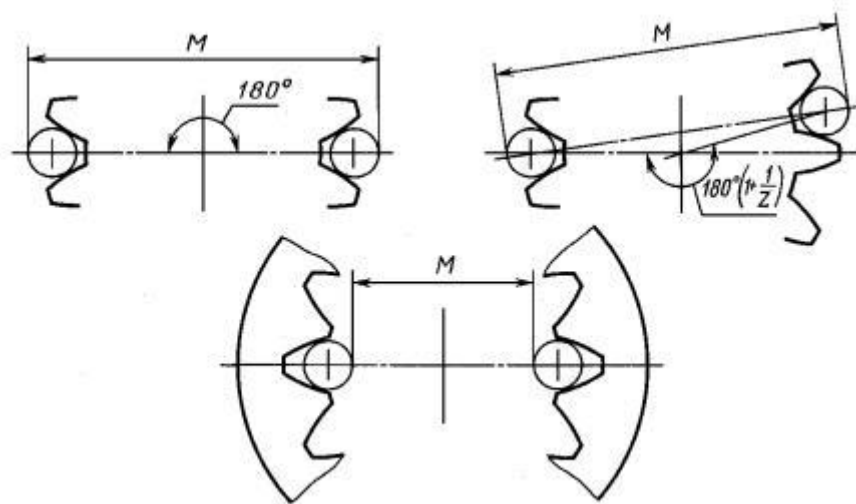


Рисунок 4.14 – Размер  $M$  по роликам для зубчатого колеса с внешними и внутренними зубьями

При реализации метода, основанного на измерении длины общей нормали, определяется среднее значение длины общей нормали для  $n$  измерений и полученное значение сравнивается с расчетным. Величина допустимых отклонений действительного размера длины общей нормали от расчетного зависит от класса точности зубчатого колеса.

Метод расчета длины общей нормали цилиндрических зубчатых колес с эвольвентным профилем поверхностей зубьев устанавливает ГОСТ 16532-70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии».

#### 4.6. Расчет упругих элементов

Применяемые в приборо- и машиностроении упругие элементы делятся по назначению на силовые пружины, измерительные пружины и элементы упругих связей. *Силовые пружины* применяют для аккумуляции механической энергии с последующим совершением работы по перемещению подвижных систем механизмов, а также для силового замыкания кинематических пар. *Измерительные пружины* (упругие чувствительные элементы) используют в измерительных приборах для преобразования усилий и моментов в линейные и угловые перемещения. *Элементы упругих связей* предназначены для замены жесткой связи деталей механизмов на эластичную.

По конструктивному признаку пружины подразделяют на *винтовые, спиральные и плоские*, а по виду деформации – на пружины *растяжения, сжатия, кручения, работающие на изгиб*.

#### 4.6.1. Расчет винтовых цилиндрических пружин растяжения (сжатия)

На рисунке 4.15 показана винтовая цилиндрическая пружина (в разрезе).

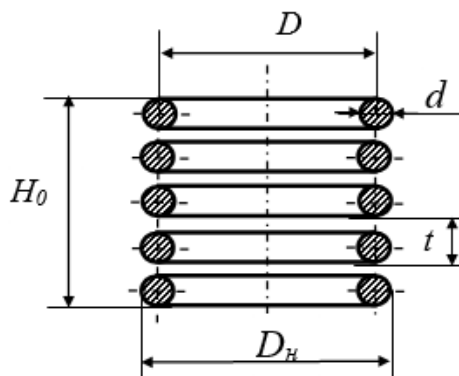


Рисунок 4.15 – Винтовая пружина

На рисунке приняты следующие обозначения:  $D$  – средний диаметр пружины,  $D_n$  – наружный диаметр пружины,  $t$  – шаг витков пружины,  $H_0$  – длина пружины в свободном (ненагруженном) состоянии.

При расчете пружин, работающих на растяжение или сжатие, учитывают индекс пружины  $c$ , определяемый как отношение значения среднего диаметра пружины  $D$  к значению диаметра проволоки  $d$ , из которой она изготовлена, т.е.  $c = \frac{D}{d}$ . Чем меньше индекс  $c$ , тем труднее навить пружину. Кроме этого, с уменьшением индекса пружины увеличивается концентрация напряжений на внутренней стороне витка. В таблице 4.9 приведены рекомендуемые значения индекса пружины в зависимости от диаметра проволоки.

Таблица 4.9 – Рекомендуемые значения индекса пружины

Диаметр $d$ проволоки, мм	0,2-0,4	0,42-1,0	1,2-2,5	2,6-6,0
Индекс пружины $c$	8-16	6-12	5-10	4-10

При расчете винтовых цилиндрических пружин, работающих на растяжение (сжатие), заданными обычно являются внешняя нагрузка  $F$  и величина деформации пружины  $f$ . Кроме этого, выбирают материал проволоки, из которой будет навита пружина. Расчет пружины состоит в определении необходимого диаметра  $d$  проволоки, среднего диаметра  $D$  и количества рабочих витков  $n$  пружины.

Выполним поперечное сечение витка пружины некоторой плоскостью и, отбросив часть пружины, рассмотрим силы, действующие на оставшуюся ее

часть (рисунок 4.16). Под действием осевой силы  $F$  материал пружины испытывает сложную деформацию, состоящую из деформации кручения под действием крутящего момента  $T_{кр} = F \frac{D}{2}$  и деформации сдвига под действием перерезывающей силы  $Q$ , уравновешенной силой  $F$ , т.е.  $Q = F$ .

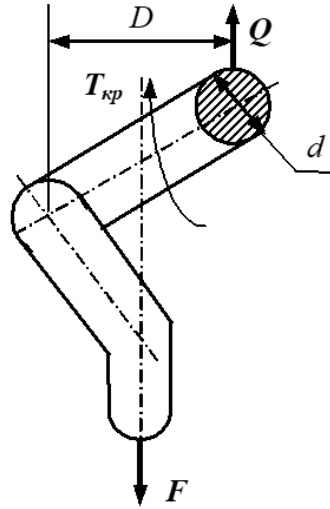


Рисунок 4.16 – Сечение витка пружины

Пренебрегая кривизной проволоки и предполагая равномерное распределение напряжений сдвига по поперечному сечению, а также учитывая, что  $Q = F$ , выражение для максимальных касательных напряжений, действующих в сечениях проволоки, запишется в виде

$$\tau = \tau_{кр}^{max} + \tau_{ср} = \frac{T_{кр}}{W_{\rho}} + \frac{F}{S} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}, \quad (4.13)$$

где  $W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}$  – полярный момент сопротивления сечения проволоки диаметром  $d$ ;  $S = \pi d^2/4$  – площадь поперечного сечения проволоки.

Сравнивая первое и второе слагаемые выражения (4.13), видим, что напряжения кручения в  $2c$  раз больше напряжений сдвига и поэтому при расчете винтовых пружин растяжения (сжатия) учитываются напряжения, возникающие вследствие деформации кручения.

Для определения диаметра проволоки, из которой будет навита пружина, используется следующая зависимость:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} k \leq [\tau], \quad (4.14)$$

где  $k = \frac{4c+2}{4c-3}$  – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений на внутренней стороне витка пружины;  $[\tau]$  – предельно допустимое значение напряжения для материала проволоки.

Подставив в (4.14) значение  $c = D/d$ , получим выражение для определения необходимого диаметра проволоки:

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{Fck}{[\tau]}}. \quad (4.15)$$

Полученное значение диаметра проволоки округляют до ближайшего значения из стандартного ряда диаметров. По принятому индексу пружины  $c$  и найденному диаметру проволоки  $d$  определяют диаметр пружины  $D = dc$ .

Число витков пружины определим исходя из заданной величины деформации  $f$ , считая, что работа, совершаемая силой  $F$  на перемещение  $f$ , должна быть равна работе крутящего момента  $T_{кр} = FD/2$  на угловом перемещении  $\varphi$ :

$$Ff = T_{кр}\varphi = \frac{FD}{2}\varphi. \quad (4.16)$$

Из выражения (4.16) найдем соотношение между линейной  $f$  и угловой  $\varphi$  деформациями:

$$f = \frac{D}{2}\varphi. \quad (4.17)$$

Величина угла закручивания  $\varphi$  при деформации кручения определяется выражением

$$\varphi = \frac{T_{кр}l}{GJ_{\rho}} = \frac{FDl}{2GJ_{\rho}}, \quad (4.18)$$

где  $l = \pi dn$  – выпрямленная длина  $n$  витков пружины;  $J_{\rho} = \pi d^4/32$  – полярный момент инерции сечения проволоки,  $G$  – модуль упругости второго рода.

Тогда выражение (4.17) с учетом (4.18) примет вид

$$f = \frac{8FD^3n}{Gd^4}. \quad (4.19)$$

Разделив выражение (4.19) на величину нагрузки  $F$  и число витков  $n$ , мы получим перемещение  $\Delta$  одного витка пружины под действием силы в 1Н, называемое *эластичностью* пружины:

$$\Delta = \frac{8D^3}{Gd^4}. \quad (4.20)$$

С учетом выражения для индекса пружины  $c$ , из (4.19) получим выражение для определения числа витков, необходимого для обеспечения заданного перемещения,

$$n = \frac{Gdf}{8Fc^3}. \quad (4.21)$$

Для производства винтовых пружин методом холодной навивки применяют стальную или бронзовую проволоку соответствующих профилей и марок. В большинстве случаев применяют проволоку круглого сечения. Пружины повышенной жесткости изготавливают с прямоугольным поперечным сечением.

Для пружин используют следующие виды проволоки:

1. Проволока стальная углеродистая пружинная (ГОСТ 9389-75), применяемая для изготовления пружин, навиваемых в холодном состоянии. Марка стали стандартом не регламентируется.

Сортамент проволоки, мм: 0,14; 0,15; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30; 0,32; 0,36; 0,40; 0,45; 0,50; 0,56; 0,60; 0,63; 0,70...2,10 (через 0,1, кроме 1,30); 2,30; 2,50; 2,80; 3,00 и далее до 8.

2. Проволока стальная легированная пружинная (ГОСТ 14963-78) для пружин, подвергающихся термообработке после навивки, изготавливается из сталей марок 51ХФА, 60С2А, 65С2ВА, 70С3А. Сортамент проволоки, мм: 0,50; 0,56; 0,60; 0,63; 0,71; 0,80; 0,90; 1,0; 1,1; 1,2; 1,25; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0 и далее до 14.

3. Проволока из кремний-марганцовистой бронзы (ГОСТ 5222-72) выпускается из материала марки БрКМц3-1. Выпускается круглого и квадратного сечений.

Сортамент круглой проволоки, мм: 0,10; 0,12; 0,15; 0,18; 0,20...0,90 (через 0,05); 1,0...1,8 (через 0,1); 2,0; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 4,8; 5,0...10,0 (через 0,5).

Пружины холодной навивки из отожженной стали подвергают закалке и отпуску; пружины, изготовленные из термически обработанного материала, подвергают только отпуску.

**Пример 4.2:** Рассчитать винтовую цилиндрическую пружину сжатия; максимальная нагрузка  $F = 4,0$  Н при деформации  $f = 6,0$  мм. Принять равными: допустимое напряжение на кручение  $[\tau] = 500$  МПа, модуль сдвига  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа.

*Решение.* 1. С учетом рекомендаций (таблица 8.1) примем значение индекса пружины равным  $c = 12$ .

2. Вычислим поправочный коэффициент  $k = \frac{4c+2}{4c-3} = 1,11$ .

3. Определяем диаметр проволоки исходя из условия прочности при кручении:

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{Fck}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{4 \cdot 12 \cdot 1,11}{500}} = 0,5216 \text{ (мм)}.$$

4. Из сортамента стальной углеродистой пружинной проволоки выбираем ближайшее большее значение диаметра:  $d = 0,56$  мм.

5. Определяем средний диаметр пружины:  $D = cd = 12 \cdot 0,56 = 6,72$  мм. Примем значение наружного диаметра пружины равным:  $D_n = 8$  мм. Тогда средний диаметр пружины  $D = 6,88$  мм.

6. Вычислим эластичность  $\Delta$  пружины:

$$\Delta = \frac{8D^3}{Gd^4} = \frac{8 \cdot 8^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,56^4} = 0,33 \text{ (мм/Н)}.$$

7. Определяем количество витков  $n$  пружины:

$$n = \frac{Gd^4 f}{8FD^3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 0,56^4 \cdot 6}{8 \cdot 4 \cdot 6,88^3} = 4,53.$$

Принимаем количество витков равным  $n = 5$ .

8. Вычислим деформацию одного витка пружины при действии максимальной нагрузки:  $f_1 = \Delta \cdot F = 0,33 \cdot 4 = 1,32$  (мм).

9. Шаг  $t$  витков пружины определим как сумму деформации одного витка и диаметра пружины:  $t = f_1 + d = 1,32 + 0,56 = 1,88$  (мм). Принимаем значение  $t = 2,0$  мм.

10. Учитывая, что крайние витки пружины подгибают и сошлифовывают, высота пружины будет равна:  $H = nt + 2d = 5 \cdot 2 + 2 \cdot 0,56 = 11,12$  (мм).

**Пример 4.3:** Рассчитать винтовую цилиндрическую пружину растяжения. При максимальной нагрузке  $F = 1,5$  Н величина деформации составляет  $f = 8,5$  мм. Принять равными: допустимое напряжение на кручение  $[\tau] = 500$  МПа, модуль сдвига  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа.

*Решение.* 1. Выберем значение индекса пружины  $c = 12$ .

2. Поправочный коэффициент  $k = (4c + 2)/(4c - 3) = 1,11$ .

3. Из условия прочности при кручении определяем диаметр проволоки:

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{Fck}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 12 \cdot 1,11}{500}} = 0,32 \text{ (мм)}.$$

4. Из сортамента стальной углеродистой пружинной проволоки выбираем ближайшее большее значение диаметра:  $d = 0,36$  мм.

5. Определяем средний диаметр пружины:  $D = cd = 12 \cdot 0,36 = 4,32$  мм. Примем значение наружного диаметра пружины равным:  $D_n = 5,5$  мм. Тогда средний диаметр пружины  $D = 4,78$  мм.

6. Вычислим эластичность  $\Delta$  пружины:

$$\Delta = \frac{8D^3}{Gd^4} = \frac{8 \cdot 4,78^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,36^4} = 0,65 \text{ (мм/Н)}.$$

7. Определяем количество витков  $n$  пружины:

$$n = \frac{Gd^4 f}{8FD^3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 0,36^4 \cdot 8,5}{8 \cdot 1,5 \cdot 4,78^3} = 8,7.$$

Примем число витков равным  $n = 9$ .

8. Высота пружины в свободном состоянии:

$$H = nd = 9 \cdot 0,36 = 3,24 \text{ (мм)}.$$

9. Высота пружины при действии максимальной нагрузки:

$$H_1 = nd + \Delta \cdot n \cdot F = 9 \cdot 0,36 + 0,65 \cdot 9 \cdot 1,5 = 12,015 \text{ (мм)}.$$

10. Длина выпрямленной проволоки с учетом двух прицепов:

$$L = \pi Dn + 2\pi D = 3,14 \cdot 4,78 \cdot 9 + 2 \cdot 3,14 \cdot 4,78 = 165,1 \text{ (мм)}.$$

#### **Примечание:**

При расчете винтовых цилиндрических пружин растяжения для зубчатых колес с выборкой мертвого хода рекомендуется:

1. Расстояние от оси зубчатого колеса до центральной оси пружины принять равным  $2/3$  радиуса делительной окружности колеса.

2. Смещение частей составного колеса при совмещении с сопряженным колесом принять равным 3 шагам зубчатого колеса.

#### **4.6.2. Расчет винтовых цилиндрических пружин кручения**

Такие пружины устанавливают на цилиндрические оправки с зазором, обеспечивающим свободный поворот витков пружины. При этом один конец пружины соединяют с неподвижной деталью, а другой, поворачивающийся под действием силы  $F$  на угол  $\varphi$ , – с подвижной деталью. Предельно допустимый

угол закручивания  $[\varphi]$  определяют из условия устойчивости пружины. Для пружины с числом витков  $n=1$  допустимый угол закручивания равен  $[\varphi] = 123^\circ$ , при  $n = 3 - [\varphi] = 162^\circ$ .

Исходными данными для расчета пружины (см. рисунок 4.17) являются наибольший рабочий момент  $T_2$ , Н·мм и рабочий угол поворота  $\varphi$ , град, которые зависят от технических требований и условий работы пружины, а также допустимые напряжения изгиба  $[\sigma]$  и модуль упругости  $E$  материала, выбранного для изготовления пружины. Наименьший (предварительный) момент  $T_1$ , Н·мм и предельно допустимый момент  $T_3$ , Н·мм определяют из следующих соотношений:  $T_1 = (0,3 \dots 0,8)T_2$ ;  $T_3 = (1 \dots 1,2)T_2$ .

Диаметр проволоки  $d$ , мм определяют исходя из условия прочности при изгибе по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_2 k}{0,1[\sigma]}}, \quad (4.22)$$

где  $k = (4c - 1)/(4c - 4)$ , коэффициент учета концентрации напряжений на внутренней стороне витка пружины;  $c$  – индекс пружины (см. таблицу 4.9).

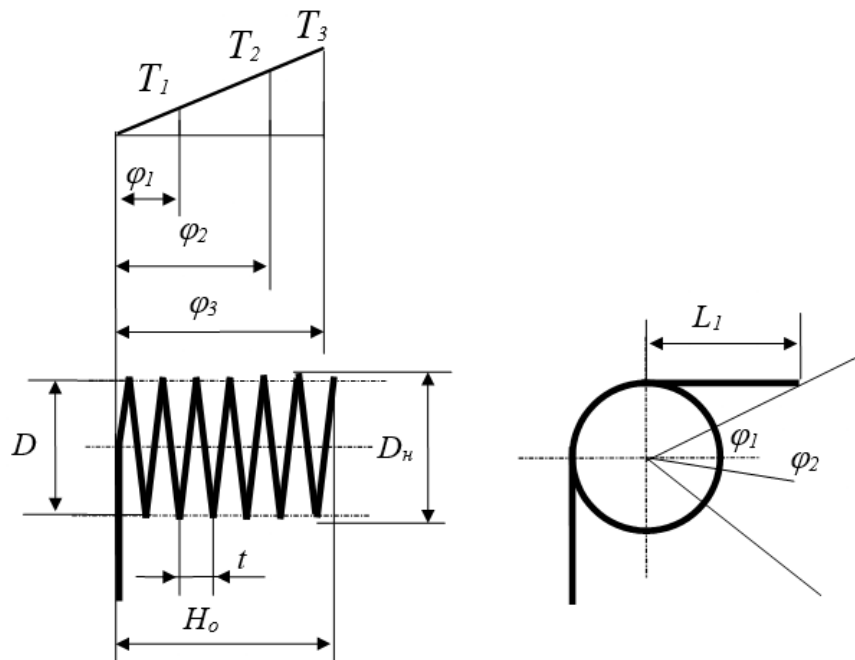


Рисунок 4.17 – Схема винтовой цилиндрической пружины, работающей на кручение

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего значения по ГОСТ 9389-75.

Угол поворота свободного конца пружины под действием единичной нагрузки  $\gamma$ , град/(Н·мм) определяют по выражению

$$\gamma = \frac{3668D}{Ed^4}, \quad (4.23)$$

где  $D = cd$  – средний диаметр пружины.

Тогда число рабочих витков пружины  $n$  определится из выражения

$$n = \frac{\varphi}{\gamma(T_2 - T_1)}. \quad (4.24)$$

Если принять шаг пружины  $t$ , мм равным  $t = d + (0,3 \dots 0,5)$ , то высота пружины  $H$ , мм будет равна  $H = nt$ .

В заключении расчета определяют развернутую длину проволоки пружины:

$$L = \frac{\pi D n}{\cos \alpha} + L_1, \quad (4.25)$$

где  $\alpha$ , град – угол подъема витков пружины ( $\alpha = \arctg t/\pi D$ );  $L_1$  – длина выступающих концов пружины, определяемая из конструктивных соображений.

Пружины кручения изготавливают из тех же материалов, что и пружины растяжения (сжатия).

### 4.6.3. Расчет плоских пружин

К плоским относятся работающие на изгиб пружины, выполненные из упругих лент (стальных, бронзовых). По конструктивному признаку они делятся на плоские прямые и плоские спиральные пружины.

**Расчет плоских прямых пружин.** Плоские прямые пружины применяются в качестве контактных пружин реле и переключателей, пружинящих щеток и для других целей, когда требуются небольшие усилия и перемещения. Сечение таких пружин чаще всего имеет прямоугольную форму (см. рисунок 4.18, а). Плоскую прямую пружину можно представить в виде стержня постоянного сечения, защемленного одним концом и нагруженного силой  $F$  (см. рисунок 4.18, б).

При расчете пружины необходимо определять напряжения  $\sigma_{max}$  в опасном сечении либо прогибы  $f$  пружины в заданных точках (обратная задача состоит в определении величины нагрузки  $F$ , необходимой для деформации пружины на заданную величину  $f$ ).

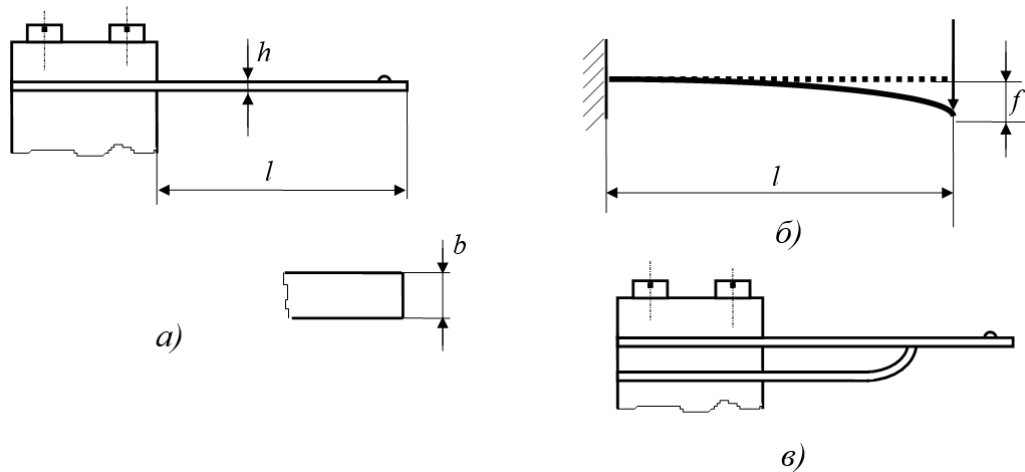


Рисунок 4.18 – Конструктивные схемы (а, в) и схема нагружения (б) плоской прямой пружины

Для схемы, представленной на рисунке 4.18, б, наибольшие нормальные напряжения будут в месте заделки балки и их величина определится из выражения

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_z} = \frac{6Fl}{bh^2} \leq [\sigma], \quad (4.26)$$

где  $W_z$  – осевой момент сопротивления сечения;  $l$ ,  $b$  и  $h$  – соответственно длина, ширина и толщина пружины;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение изгиба для материала пружины.

Из выражения (4.26) можем найти величину наибольшей допустимой нагрузки

$$[F] = \frac{bh^2[\sigma]}{6l}. \quad (4.27)$$

Прогиб пружины определится из выражения

$$f = \frac{4Fl^3}{Eb^3}, \quad (4.28)$$

где  $E$  – модуль упругости 1-го рода материала пружины.

При известных размерах сечения и длины пружины можно найти усилие  $F$ , которое надо приложить для создания заданного прогиба  $f$

$$F = \frac{fEb^3}{4l^3}. \quad (4.29)$$

В ряде конструкций необходимо обеспечить относительно большое усилие при малом прогибе. Для выполнения таких условий применяют пружины с предварительной деформацией (см. рисунок 4.18, в). В свободном состоянии пружина имеет изогнутую форму, а после предварительной деформации нажимной пластиной – прямую.

Расчет пружин с предварительной деформацией можно вести по тем же формулам, понимая под  $f$  суммарный прогиб, равный

$$f = f_0 + f_p, \quad (4.30)$$

где  $f_0$  – предварительный прогиб,  $f_p$  – рабочий прогиб. Пружины с предварительной деформацией могут воспринимать лишь одностороннюю нагрузку.

**Расчет плоских спиральных пружин.** Спиральные пружины используются в качестве упругих элементов колебательных систем, для создания постоянного натяжения между деталями, а также для возвращения системы в исходное состояние. Они могут применяться в часовых и других механизмах в качестве двигателей.

Упругая характеристика спиральной пружины близка к линейной в большом диапазоне значений угла закручивания  $\varphi$  свободного конца пружины, который определяется по следующей формуле

$$\varphi = \frac{12Tl}{Ebh^3}, \quad (4.31)$$

где  $T$  – крутящий момент, приложенный к подвижному концу пружины, Нм;  $l$  – длина спирали, м;  $b$  и  $h$  – соответственно ширина и толщина спирали, м;  $E$  – модуль упругости 1-го рода материала пружины, МПа.

Наибольшие напряжения, возникающие в материале спиральной пружины, рассчитываются по формуле

$$\sigma_{max} = \frac{T_{max}}{W_z} = \frac{6T_{max}}{bh^2}, \quad (4.32)$$

где  $T_{max}$  – максимальный крутящий момент, приложенный к подвижному концу пружины, Нм;  $W_z$  – осевой момент сопротивления поперечного сечения ленты, м<sup>3</sup>.

При проектировании спиральных пружин исходными величинами является жесткость  $k$ , определяемая как отношение момента, создаваемого пружиной, к углу закручивания, наибольшая нагрузка  $T_{max}$  или наибольшее угловое перемещение  $\varphi_{max}$ . Учитывая назначение пружины и условия ее работы, выбирают материал (значение предельно допускаемого напряжения  $[\sigma]$ ) и, задав значение  $\psi = b/h$ , находят толщину ленты

$$h = \sqrt[3]{\frac{6T_{max}}{\psi[\sigma]}} \quad (4.33)$$

и длину ленты

$$l = \frac{E\psi h^4}{12k} \quad (4.34)$$

Значение  $\psi$  выбирают из ряда  $\psi = b/h = 4 \dots 15$ . Малые отношения  $b/h$  (ширины к толщине) обуславливают соизмеримость жесткости пружин в поперечном и рабочем направлениях и возможность появления поперечных деформаций. При больших значениях  $\psi$  уменьшается крутильная жесткость пружин и приложение усилия не точно по центру поперечного сечения может привести к заметному скручиванию пружин.

В качестве материала для изготовления прямых и спиральных плоских пружин применяют ленты (ГОСТ 2283-79), выпускаемые из сталей 60, 70, 60Г, 60СГА, 50С2, 63С2А, 50Х, 70С3А по ГОСТ 14959-79\*. Сортамент лент:

толщина ленты, мм: 0,10; 0,12; 0,15; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30...2,00 (через 0,05); 2,10...2,80 (через 0,1); 3,00; 3,10; 3,20; 3,40; 3,50; 3,60; 3,80; 4,0.

ширина ленты, мм: 4, 5, 6, 8, 10, 12...18 (через 1), 20, 22, 24, 25, 26...34 (через 2), 35, 38, 40, 42, 45, 48, 50...90 (через 5) и далее до 460.

Для изготовления токопроводящих пружин и пружин, работающих в магнитном поле, используют ленты из цветных металлов, например:

– ленты из алюминиевой бронзы для пружин (ГОСТ 1048-79), выпускаемые из материала марки БрА7 по ГОСТ 18175-78 следующего сортамента:

толщина ленты, мм: 0,10...0,50 (через 0,05); 0,60; 0,70; 0,80; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0;

ширина ленты, мм: 10, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 300;

– ленты из бериллиевой бронзы (ГОСТ 1789-70), выпускаемые из материала по ГОСТ 18175-78 марок БрБ2; БрБНТ1,9; БрНТ1,7 следующего сортамента:

толщина ленты, мм: 0,02...0,14 (через 0,01); 0,15; 0,16; 0,17; 0,18; 0,20; 0,22; 0,23; 0,25; 0,28; 0,30; 0,32; 0,35...0,90 (через 0,05); 1,0...1,6 (через 0,1);

ширина ленты, мм: 10...26 (через 1); 28...38 (через 2); 40...100 (через 5) и далее до 400.

#### 4.7. Конструирование направляющих для вращательного движения

В зависимости от вида трения различают направляющие (опоры) для вращательного движения с *трением скольжения* и *трением качения*.

Основными критериями при выборе опор являются: нагрузочная способность опоры, момент трения опоры, точность центрирования, стоимость опоры.

Ниже рассматриваются вопросы, связанные с проектированием опор с трением скольжения и качения.

#### 4.7.1. Конструирование опор с трением скольжения

Опоры с трением скольжения получили широкое распространение в приборных устройствах благодаря простой конструкции, малым габаритам и достаточно высокой надежности в работе. На рисунке 4.19 представлены конструктивные варианты простейших цилиндрических опор скольжения, в которых подшипником является корпус прибора.

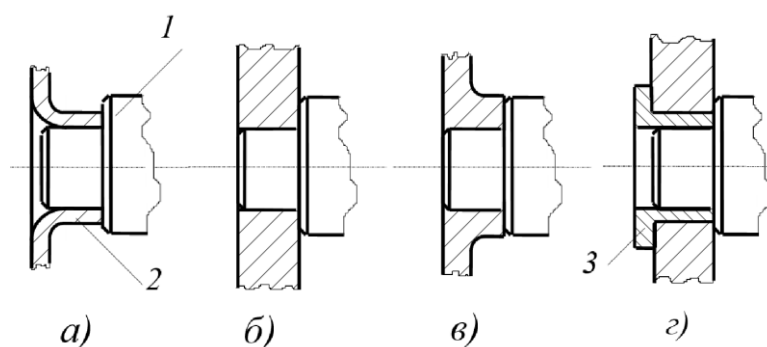


Рисунок 4.19 – Конструктивные схемы опор с трением скольжения

Ось или вал 1 с расположенной на конце цапфой контактирует с отверстием в корпусе 2, изготовленном: (а) – из тонкого листа (мягкая сталь, латунь) методом штамповки; (б, г) – из листа в виде массивной панели; (в) – литьем.

Несмотря на простоту конструкции, эти опоры широко применяются в маломощных приборных механических устройствах с диаметрами цапф валов от 1 до 6 мм.

В целях обеспечения ремонтпригодности опоры, повышения ее долговечности, уменьшения момента трения могут применяться конструкции с подшипниковыми втулками (см. рисунок 4.15, г), которые выполняются из латуни, бронзы, других материалов, образующих с материалом цапфы антифрикционную пару. Втулка 3 может крепиться к корпусу с помощью винтов, путем запрессовывания в отверстие корпуса, либо зачеканиванием. При реализации конструкции с зачеканенной втулкой в отверстие корпуса, имеющее фаски, вставляют заготовку втулки в виде цилиндрического стержня, в котором после расклепывания производят сверление и развертку отверстия под размер цапфы оси (вала).

Размеры цилиндрических опор определяют из условий ограничения момента сопротивления вращению, прочности и износоустойчивости.

Момент трения  $M_{тр}$  в подшипнике скольжения определяется по формуле

$$M_{\text{тр}} = \frac{2}{\pi} f F_r d, \quad (4.35)$$

где  $f$  – коэффициент трения для пары материала цапфа–подшипник;  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $d$  – диаметр цапфы, м.

При нагружении опоры радиальной силой  $F_r$  условия прочности цапфы по нормальным напряжениям  $\sigma$  и ограничения удельных давлений имеют вид:

$$\sigma = \frac{F_r l}{0,2 d^3} \leq [\sigma_{-1}]; p = \frac{F_r}{d l} \leq [p], \quad (4.36)$$

где  $[\sigma_{-1}]$  – допускаемое напряжение, учитывающее циклический характер изменения напряжений в материале цапфы, для стали 45 – 60 напряжение  $[\sigma_{-1}] = 50 \dots 60$  МПа, для сталей 40Х, 40ХН –  $[\sigma_{-1}] = 60 \dots 80$  МПа;  $l$  – длина контактирующей поверхности цапфы;  $[p]$  – допустимое удельное давление.

Размеры  $d$  и  $l$  определяют из совместного рассмотрения выражений (4.36) при условии равномерного распределения нагрузки по длине цапфы. Это условие будет выполняться при нахождении значения коэффициента длины цапфы  $\lambda = l/d$  в пределах  $0,5 \dots 2$ . Формулы для расчетов размеров цапфы, полученные из выражений (4.36), имеют вид

$$d = \sqrt[4]{\frac{F_r^2}{0,2 [p] [\sigma_{-1}]}}, \lambda \approx \sqrt{\frac{0,2 [\sigma_{-1}]}{[p]}}, l = \frac{F_r}{[p] d}. \quad (4.37)$$

При высоких окружных скоростях  $v$  и больших нагрузках дополнительно рассматривают условие ограничения нагрева опоры

$$p v \leq [p v]. \quad (4.38)$$

Значения параметров  $f$ ,  $[p]$  и  $[p v]$  для некоторых пар трения представлены в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – Значения параметров  $f$ ,  $[p]$  и  $[p v]$  для некоторых пар трения

Материал пар трения	Параметр		
	$f$	$[p]$	$[p v]$
		Н/см <sup>2</sup>	Нм/(см <sup>2</sup> с)
Сталь - закаленная сталь	0,16 - 0,18	1500	-
Сталь - бронза оловянистая	0,15 - 0,16	400 - 600	200 - 400
Сталь - латунь	0,14 - 0,19	300 - 500	150 - 300

Сталь - фторопласт	0,20 - 0,25	300 - 600	200 - 400
Сталь - нейлон	0,20 - 0,25	400 - 500	20 - 30
Сталь - дюралюминий	0,17 - 0,19	-	-
Сталь - агат, рубин, корунд	0,13 - 0,15	150	-

#### 4.7.2. Опоры с трением качения

Наиболее распространенным видом опор в механизмах являются подшипники качения. Устройство подшипника качения показано на рисунке 4.20: 1 – внутреннее кольцо; 2 - наружное кольцо; 3 – тела качения; 4 – сепаратор, обеспечивающий равномерное распределение тел качения по дорожкам качения внутреннего и внешнего колец.

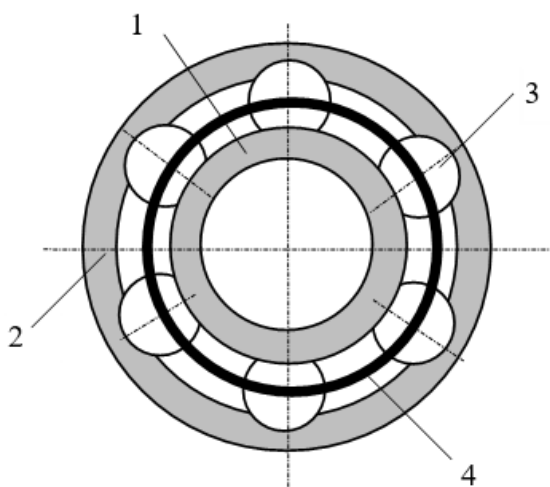


Рисунок 4.20 – Конструктивная схема подшипника качения

Широкое распространение в технике подшипников качения обусловлено тем, что подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения обладают рядом достоинств: малые моменты трения при обычных скоростях, малые пусковые моменты трения, высокая взаимозаменяемость, малые габариты по длине вала. Недостатками подшипников качения являются: ограниченная нагрузочная способность, снижение долговечности при высоких скоростях, большие габариты по диаметру.

*Классификация подшипников качения.* Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- по направлению воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные, упорные);
- по форме тел качения (шарикоподшипники и роликоподшипники);
- по числу рядов тел качения (однорядные и многорядные);
- по габаритным размерам;
- по точности изготовления.

Радиальные подшипники способны воспринимать только радиальную нагрузку (см. рисунок 4.21, б), либо одновременно с радиальной и небольшую осевую нагрузку (см. рисунок 4.21, а).

Радиально-упорные подшипники применяются при действии одновременно радиальной и осевой нагрузок (см. рисунок 4.21, в).

Упорные подшипники (см. рисунок 4.21, г) предназначены для восприятия только осевых нагрузок при сравнительно небольших частотах вращения, т.к. при высоких скоростях возникают значительные центробежные силы инерции (пропорциональны квадрату скорости), действующие на шарики.

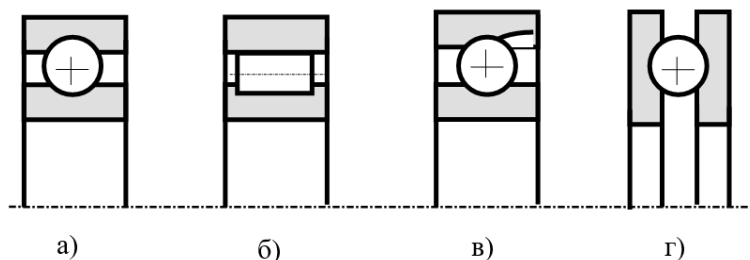


Рисунок 4.21 – Типы подшипников качения

В роликоподшипниках ролики могут быть цилиндрической, конической и бочкообразной форм. По сравнению с шарикоподшипниками роликоподшипники при одинаковых размерах обладают большей нагрузочной способностью за счет уменьшения удельного давления в зоне контакта ролика с кольцом (примерно в 1,6 раза), но их предельные частоты вращения ниже.

Основным размером подшипника является диаметр  $d$  внутреннего кольца (см. рисунок 4.22). Другие размеры (диаметр  $D$  наружного кольца и его ширина  $b$ ) для одного и того же значения  $d$  могут изменяться в зависимости от выбранной серии. В зависимости от габаритных размеров устанавливаются следующие серии подшипников (см. рисунок 4.22): сверхлегкая – 1; особолегкая – 2; легкая – 3; легкая широкая – 4; средняя – 5; средняя широкая – 6; тяжелая – 7. С увеличением габаритов нагрузочная способность подшипников растет, а быстроходность снижается.

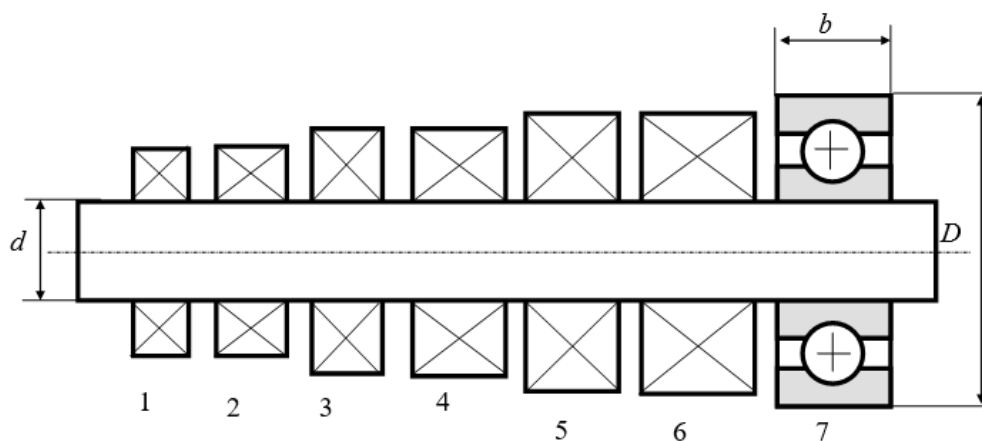


Рисунок 4.22 – Серии подшипников качения

Точность подшипников качения определяется точностью выполнения его размеров  $d$ ,  $D$  и  $b$ , а также кинематической точностью (величиной радиальных и боковых биений). Существует пять классов точности подшипников качения: 0, 6, 5, 4, и 2-й (в порядке повышения точности). С ростом точности подшипника растет и его стоимость: стоимость подшипника одного и того же типоразмера 2-го класса точности в 100 раз больше, чем подшипника 0-го класса.

Элементы подшипников качения (кольца, тела качения) изготавливаются из специальных высококачественных сталей, называемых шарикоподшипниковыми. В случае работы подшипникового узла в особых условиях (агрессивные среды, низкотемпературные условия и т.п.) для изготовления элементов подшипника могут применяться специальные пластмассы, обеспечивающие работу подшипника без смазки.

В таблице 4.11 приведены размеры и значения грузоподъемности шариковых радиальных однорядных подшипников сверхлегкой и легкой серий. Размеры подшипников, мм:

$d$  – диаметр внутреннего кольца подшипника;

$D$  – диаметр наружного кольца подшипника;

Таблица 4.11 – Подшипники шариковые радиальные однорядные

Обозначение Подшипника	$d$	$D$	$B$	$r$	Грузоподъемность, Н		Масса, кг
					$C$	$C_0$	
<i>Сверхлегкая серия диаметров 8, нормальная серия ширин 1</i>							
1000083	3	7	2	0,3	392	127	0,0003
1000084	4	9	2,5		540	186	0,0007
1000085	5	11	3,0		635	280	0,0012
1000086	6	13	3,5		884	325	0,0020
1000087	7	14			956	360	0,0022
1000088	8	16	4,0	0,4	1330	510	0,0030
1000089	9	17			1430	585	0,0034
1000800	10	19	5,0	0,5	1480	630	0,0055
1000801	12	21			1430	650	0,007
1000802	15	24			1560	830	0,008
1000803	17	26			1680	930	0,009
1000804	20	32			7,0	2700	1500
<i>Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0</i>							
23	3	10	4	0,3	490	217	0,0015
24	4	13	5	0,4	900	415	0,0032
25	5	16		1480	740	0,0047	
26	6	19	6	0,5	2170	1160	0,0080
27	7	22			3250	1350	0,0123
28	8	24			3330	1360	0,019
29	9	26	8		4620	1960	0,020

200	10	30	9	1,0	5900	2650	0,031
201	12	32	10		6890	3100	0,037
202	15	35	11		7800	3550	0,046
203	17	40	12		9560	4500	0,073
204	20	47	14	1,5	12700	6200	0,108

$B$  – ширина колец подшипника;

$r$  – размеры фасок посадочных поверхностей внутреннего и наружного колец подшипника.

Грузоподъемность подшипников, Н:

$C$  – динамическая грузоподъемность;

$C_0$  – статическая грузоподъемность.

### 4.7.3. Выбор подшипников качения

При выборе подшипников качения учитывается величина, направление и характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная); частота вращения подвижного кольца подшипника; требуемый срок службы в часах; конструктивные особенности подшипникового узла, условия работы.

Критерием выбора подшипников качения является превышение табличного значения динамической грузоподъемности  $[C]$  для выбранного подшипника над расчетным значением динамической грузоподъемности  $C_{расч}$  для проектируемого подшипникового узла, т.е.

$$C_{расч} \leq [C], \quad (4.39)$$

Расчетная динамическая грузоподъемность определяется в соответствии с ГОСТ 18854-82 и ГОСТ 18855-82 и международной методикой *ISO* по эмпирической формуле

$$C_{расч} = QL^{1/\alpha}, \quad (4.40)$$

где  $Q$  – приведенная нагрузка подшипника;  $\alpha$  – коэффициент, зависящий от формы тел качения ( $\alpha = 3$  для шарикоподшипников и  $\alpha = 10/3$  для роликоподшипников);  $L$  – долговечность подшипника, определяемая числом оборотов вала в миллионах, которое должны отработать 90% подшипников определенной партии при заданном режиме до появления первых признаков контактной усталости материала на шариках или кольцах.

При постоянной частоте вращения вала долговечность подшипника  $L_h$  можно выразить в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L, \quad (4.41)$$

где  $n$  – частота вращения подвижного кольца подшипника, об/мин.

Приведенная нагрузка определяется в соответствии с выражением

$$Q = (XK_kF_r + YF_a)K_dK_t, \quad (4.42)$$

где  $X, Y$  – коэффициенты радиальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  нагрузок, выбираются из таблицы 4.12 в зависимости от отношения осевой нагрузки  $F_a$  на подшипник к статической грузоподъемности подшипника  $C_0$  с учетом параметра  $e$ ;  $K_k$  – кинематический коэффициент, равный 1,0, если в подшипнике вращается внутреннее кольцо, и 1,2 – наружное;  $K_d$  – коэффициент динамичности (динамический коэффициент), учитывающий характер нагрузки, принимаемый равным: 1,0 – при нагрузке без толчков, 1,1–1,2 – с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125% от расчетной нагрузки, 1,3–1,8 – с толчками и кратковременными перегрузками до 150%, 1,8–2,5 – со значительными толчками и кратковременными перегрузками до 200%, 2,5–3,0 – с сильными толчками и кратковременными перегрузками до 300%;  $K_t$  – температурный коэффициент, принимаемый равным 1,0 при  $t < 100^\circ\text{C}$ , 1,05 при  $125^\circ\text{C}$  и 1,1 при  $150^\circ\text{C}$ .

Таблица 4.12 – Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок

Подшипники	Относительная нагрузка $F_a/C_0$	Однорядные подшипники				Параметр $e$
		$F_a/(K_kF_r) \leq e$		$F_a/(K_kF_r) > e$		
		X	Y	X	Y	
Шариковые, радиальные	0,014	1,0	0,0	0,56	2,30	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,71	0,26
	0,084				1,55	0,28
	0,11				1,45	0,30
	0,17				1,31	0,34
	0,28				1,15	0,38
	0,42				1,04	0,42
	0,56			1,00	0,44	

Выбор подшипника производят в следующей последовательности:

- намечают тип подшипника;
- по формуле (4.40) с учетом (4.41) и (4.42) определяют требуемую динамическую грузоподъемность  $C_{\text{расч}}$ ;
- по найденной величине  $C_{\text{расч}}$  по каталогам подбирают подшипник намеченного типа, исходя из того, чтобы при выбранном диаметре  $d$  выполнялось условие (4.39).

При подборе подшипников условие (4.39) обеспечивается переходом из легких серий к более тяжелым при намеченном типе и внутреннем диаметре подшипника. В некоторых случаях идут на изменение типа или внутреннего диаметра подшипника.

Предельное число оборотов выбранного подшипника должно быть не меньше заданного числа оборотов, иначе не будет гарантирован предполагаемый срок службы подшипника.

Если размер подшипника неизвестен, а выбран только тип подшипника, то в процессе проектного расчета сначала определяют требуемую динамическую грузоподъемность  $C_{расч}$ , затем по таблице каталога выбирают соответствующий типоразмер подшипника, значение динамической грузоподъемности которого удовлетворяет условию (4.39).

**Пример 4.4:** Необходимо выбрать подшипник серии 200 (тип 0000, ГОСТ 8338-75) под спокойную ( $K_d = 1,0$ ) радиальную нагрузку  $F_r = 400\text{Н}$  и осевую  $F_a = 200\text{Н}$ . Вращается наружное кольцо ( $K_k = 1,2$ ) с частотой  $n = 1000$  об/мин. Требуемая долговечность  $h = 10000$  час. Температурный режим работы подшипникового узла соответствует температурам  $t < 100^\circ\text{C}$  ( $K_t = 1,0$ ).

Находим значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузок, соответственно,  $X$  и  $Y$ . Отношение  $F_a / (K_k F_r) = 200 / (1,2 \cdot 400) = 0,47$  больше любого значения параметра  $e$  из числа приведенных в таблице 4.12 для шариковых радиальных подшипников, поэтому примем  $X = 0,56$ , и, предварительно, так как не известна относительная нагрузка  $F_a / C_0$ , примем  $Y = 1,5$ .

По формуле (4.42) рассчитываем значение приведенной нагрузки

$$Q = (XK_k F_r + YF_a)K_d K_t = (0,56 \cdot 1,2 \cdot 400 + 1,5 \cdot 200)\text{Н} = 568\text{Н}.$$

Из выражения (4.40) с учетом (4.41) при  $\alpha = 3$  найдем значение отношения  $C_{расч}/Q$

$$\frac{C_{расч}}{Q} = \sqrt[3]{\frac{L_h 60n}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 60 \cdot 1000}{10^6}} = 8,45.$$

Тогда  $C_{расч} = 8,45Q = 8,45 \cdot 568\text{Н} = 4750\text{Н}$ .

По каталогу выбираем подшипник 201 с динамической грузоподъемностью  $[C] = 4780\text{Н}$  и статической  $C_0 = 2700\text{Н}$ .

Поскольку значение  $C_0$  стало известным, а следовательно, может быть определено и значение относительной нагрузки  $F_a / C_0$ , то следует проверить правильность выбора коэффициентов  $X$  и  $Y$ .

В таблице 4.12 отношению  $F_a / C_0 = 200 / 2700 = 0,074$  соответствует коэффициент  $e = 0,27$ , поэтому при  $F_a / (K_k F_r) = 0,47 > 0,27$ , значения коэффициентов будут равны  $X = 0,56$ ,  $Y = 1,6$  (получено интерполированием). Тогда приведенная нагрузка  $Q = 0,56 \cdot 1,2 \cdot 400 + 1,6 \cdot 200 = 589\text{Н}$  и отношение  $[C]/Q = 8,11 < 8,45$ , т.е. меньше требуемого. Следовательно, если остановимся на выбранном подшипнике, то его долговечность будет меньше заданной:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{[C]}{Q} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \cdot 8,11^3 = 8890 < 10000.$$

Для увеличения ресурса подшипника выберем ближайший больший подшипник серии 202, у которого  $[C] = 5970\text{Н}$ ,  $C_0 = 3640\text{Н}$ .

При значении отношения  $F_a/C_0 = 0,055$  параметр  $e = 0,27$  и коэффициенты равны  $X = 0,56$  и  $Y = 1,72$ . Тогда приведенная нагрузка равна  $Q = 613\text{Н}$ . Изменилось отношение  $[C]/Q = 5970/613 = 9,74 > 8,45$ , т.е. стало больше требуемого.

Выбрав подшипник 202, находим, что его ресурс удовлетворяет заданным условиям:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{[C]}{Q} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \cdot 9,74^3 = 15400 > 10000$$

#### 4.7.4. Посадки подшипников на вал и в корпус

Для соединения подшипников качения с валами и корпусами разработана специальная система допусков и посадок, которая имеет ряд особенностей:

1. Так как кольца подшипника на этапе сборки устройства не обрабатываются, то он является основной деталью при сопряжении как с отверстием в корпусе (система основного вала), так и при сопряжении с валом (система основного отверстия).

2. Величины допусков на посадочные размеры подшипников (диаметр  $D$  наружного кольца и диаметр  $d$  внутреннего кольца) зависят от интервала размеров и класса точности подшипников и не зависят от вида его сопряжения с валом или отверстием в корпусе.

3. Поле допуска наружного диаметра  $D$  подшипника направлено в тело наружного кольца, а внутреннего диаметра  $d$  – в отверстие (см. рисунок 4.23), т.е. в обоих случаях поля допусков расположены ниже нулевой линии в области отрицательных значений отклонений размеров.

На рисунке 4.19 показано расположение рекомендуемых стандартом полей допусков размера отверстия корпуса ( $N, M, K, J_S, H$ ) и размера вала ( $n, m, k, j_S, h, g$ ). Как видно из рисунка, преимущественной посадкой подшипника в отверстие корпуса является переходная посадка, а на вал – посадка с небольшим натягом. Причем расположение поля допуска внутреннего кольца в «минус» позволяет, используя для валов поля допусков переходных посадок ( $n, m, k, j_S$ ), получать посадки с гарантированным натягом (первые две применяют при действии на опоры больших сил). Чем выше частота вращения и точность подшипника, тем меньше выбирается натяг.

Величины допусков размеров вала и отверстия назначаются в зависимости от класса точности подшипника. Для подшипников 0 и 6 классов точности стандарт рекомендует посадочные поверхности обрабатывать: вала по *IT6*, отверстия

по *IT7*; для подшипников 5 и 4 классов точности – вала по *IT5*, отверстия – по *IT6* и для подшипников 2 класса – вала по *IT4*, отверстия по *IT5*.

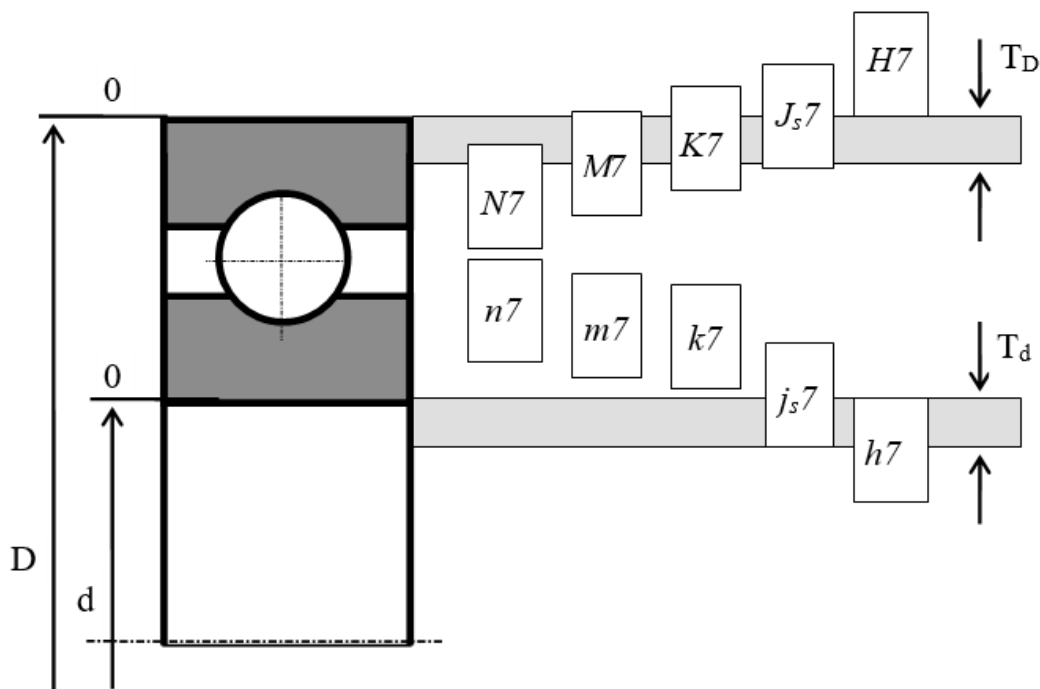


Рисунок 4.23 – Расположение полей допусков размеров подшипника

При вращающемся вале для внутреннего кольца подшипника 0 и 6 классов применяется, в зависимости от величины нагрузки, посадка с полем допуска на неосновную деталь – вал: *k6* при значительных нагрузках, *js6* и *h6* при малых нагрузках, причем при больших частотах вращения вала предпочтительно *js6*. Сопряжение наружного кольца со стальным или чугунным корпусом выполняется по посадке с полем допуска на отверстие *H7*. При высокой частоте вращения и при изготовлении корпуса из алюминиевых или магниевых сплавов назначается допуск на отверстие *Js7*. В приборостроении в целях упрощения сборки используют поля допусков *h* и *js* для вала, а для отверстия – *N*, *M*, *K*, *Js*.

Таблица 4.13 – Шероховатость посадочных поверхностей

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Шероховатость, $R_a$ , мкм
Валов	<i>P0</i>	1,25
	<i>P6, P5</i>	0,63
	<i>P4</i>	0,32
Отверстий корпусов	<i>P0</i>	1,25
	<i>P6, P5, P4</i>	0,63
Торцов заплечиков	<i>P0</i>	2,5

#### 4.7.5. Конструирование подшипниковых узлов

Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов с номинальными размерами до 80 мм при осуществлении посадок не должна превышать величин, указанных в таблице 4.13.

При конструировании подшипниковых узлов необходимо обеспечивать фиксирование подшипника на валу и в корпусе, исключающее его осевые перемещения. Неподвижное соединение подшипника с валом может быть получено за счет выполнения посадок с гарантированным натягом. В случае действия на опору знакопеременных осевых нагрузок применяется дополнительное крепление внутреннего кольца на валу, например, пружинным стопорным кольцом 3 (см. рисунок 4.24, а), шайбой 4 и гайкой 5 (см. рисунок 4.24, б) или втулкой 6, закрепленной штифтом 7 (см. рисунок 4.24, в).

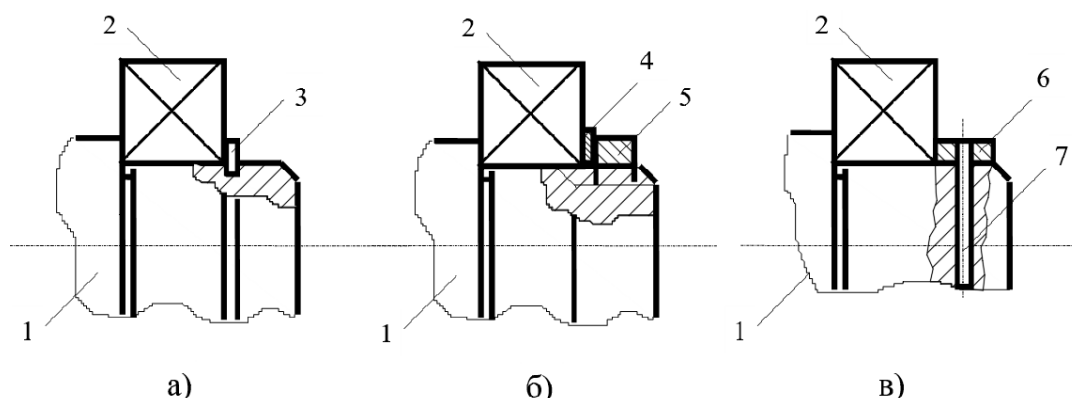


Рисунок 4.24 – Схемы крепления подшипников на валу

В случае изготовления ступенчатого вала (см. рисунок 4.24) в местах перехода с одного диаметра на другой выполняется кольцевая канавка шириной 0,5–0,8 мм и глубиной 0,15–0,2 мм, необходимая для выхода инструмента при шлифовании сопрягаемой поверхности вала и для уменьшения концентрации напряжений в месте основного надреза. Если требуемая шероховатость может быть достигнута без шлифования, то в месте перехода выполняют закругление (галтель) радиуса  $r$ . Радиус галтели следует принимать по возможности наибольшим, так как с увеличением отношения  $r/d$  ( $d$  – диаметр вала) уменьшается концентрация напряжений в местах перехода от одного диаметра вала к другому. Рекомендуется принимать  $r/d > 0,1$ .

При посадке подшипника на вал радиус закругления внутреннего кольца подшипника  $r_2$  должен быть больше радиуса  $r_1$  галтели (см. рисунок 4.25) – это является необходимым условием сборки сопряжения.

Наружные кольца подшипников устанавливаются непосредственно в отверстия корпусов 1 (см. рисунок 4.26, а, б) или с применением фланцевых стаканов (обойм) 2 (см. рисунок 4.26, в). Осевая фиксация наружных колец осуществляется выступами в корпусе 1 (см. рисунок 4.26, а) либо фланцевыми крышками 3 (см. рисунок 4.26, б), центрирующий поясok которых входит в отверстие корпуса.

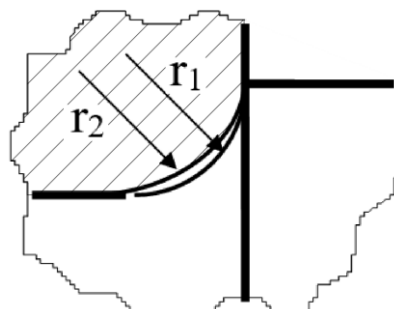


Рисунок 4.25 – Сопряжение закруглений подшипника и вала

На сборочных чертежах механизмов, имеющих подшипниковые узлы, указываются посадки, по которым выполняется сопряжение подшипника с валом и корпусом. Так как кольца подшипников имеют предельные отклонения, отличные от отклонений основного отверстия  $H$  и основного вала  $h$ , то обозначения посадок, получаемых в сопряжения подшипника с валом и корпусом, отличаются от принятых. В посадках подшипников поля допусков размеров подшипника обозначаются: большой буквой  $L$  для диаметра  $d$  внутреннего кольца (отверстия) и малой буквой  $l$  для диаметра  $D$  наружного кольца (вала).

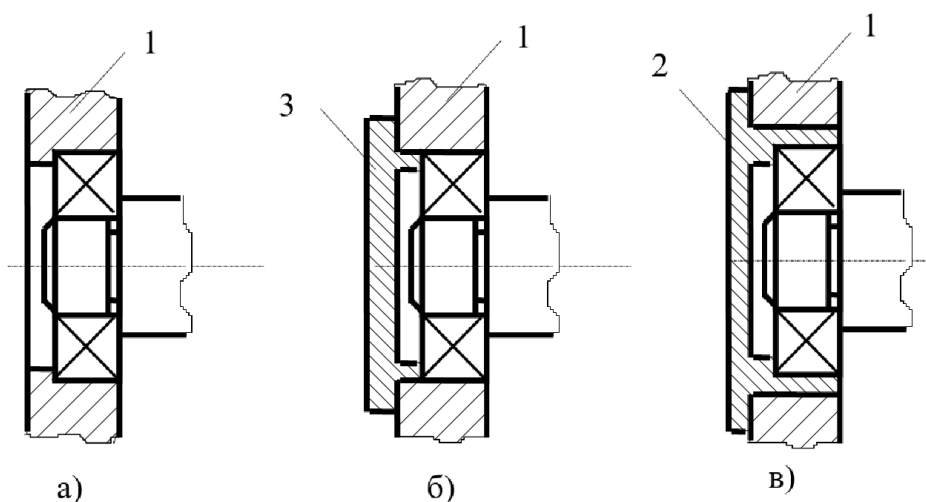


Рисунок 4.26 – Схемы крепления подшипников в корпусе

Так как величина допуска размера подшипника зависит от класса точности, в обозначении посадки подшипника после букв  $L$  или  $l$ , определяющих поле допуска соответствующего размера, проставляется цифра 0, 6, 5, 4 или 2, указывающая его класс точности. При сопряжении подшипника с валом в обозначении посадки за номинальным размером следует дробь, в числителе которой указывается поле допуска размера  $d$  подшипника (отверстия), а в знаменателе – поле допуска вала. При сопряжении подшипника с отверстием корпуса в числителе дроби будет указано поле допуска размера отверстия корпуса, а в знаменателе – поле допуска размера  $D$  подшипника (вала).

В качестве примера рассмотрим обозначение посадки 201-го подшипника легкой серии (тб. 4.11) 0-го класса точности: на валу –  $\varnothing 12L0/h6$ ; в корпусе –  $\varnothing 32N7/l0$ .

При выборе посадок для сопряжения крышки с отверстием в корпусе или для сопряжения втулки с валом следует учитывать, что отверстие корпуса или вал (в том случае, если он не имеет уступа) обработаны под сопряжение с подшипником и, следовательно, предельные отклонения для этих деталей уже выбраны. Чтобы сборка или разъем деталей производились достаточно легко, для сопряжения крышки с корпусом или вала со втулкой следует выбирать посадки с зазором, причем класс точности при обработке крышки и втулки можно взять более низким, чем для поверхностей корпуса или вала, например,  $\varnothing 12F8/k6$  – для сопряжения втулки с валом или  $\varnothing 24H7/f9$  – для сопряжения крышки с корпусом.

## 4.8. Конструирование и расчет соединений деталей

Для соединения деталей и узлов механических устройств широко используются различные виды соединений, которые можно разделить на разъемные и неразъемные. Разъемные соединения, к которым относятся резьбовые, штифтовые, шпоночные и шлицевые, позволяют многократно соединять и разъединять детали конструкции без их повреждения. Неразъемные соединения не рассчитаны на разборку конструкции по частям без разрушения хотя бы одной из соединенных деталей либо соединяющей детали или материала. Такие соединения получают сваркой, расклепыванием, пайкой и склеиванием.

### 4.8.1. Разъемные соединения

К разъемным соединениям, имеющим наибольшее применение в технике, относятся резьбовые, штифтовые и шпоночные соединения

**Резьбовые соединения** являются наиболее распространенными соединениями. Их достоинствами являются простота и удобство сборки, взаимозаменяемость, невысокая стоимость и др. Чаще всего резьбовые соединения выполняются при помощи дополнительных деталей - винтов и гаек, формы и основные размеры которых стандартизированы.

Виды конструкций резьбовых соединений весьма разнообразны. Наиболее типичные из них приведены на рисунке 4.27. Соединение деталей 1 и 2 может производиться: с помощью болта 3 и гайки 4 (см. рисунок 4.27, а); посредством шпильки 5 и гайки 4 (см. рисунок 4.27, б); возможно также соединение двух деталей винтом 6 с помощью резьбового отверстия, выполненного непосредственно в детали 2 (см. рисунок 4.27, в).

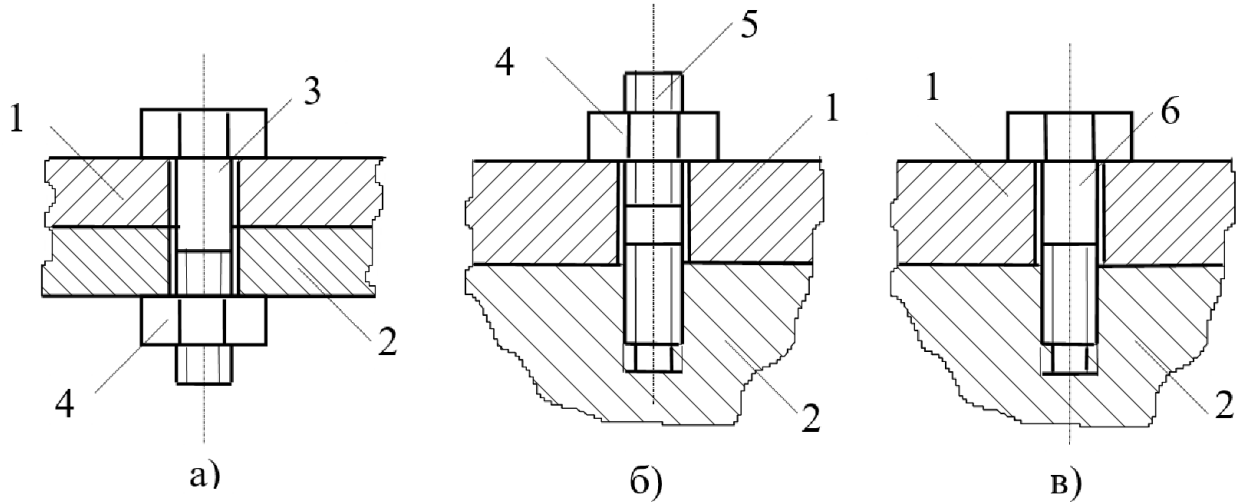


Рисунок 4.27 – Резьбовые соединения деталей

Винты (болты) различаются по форме головок, которую выбирают исходя из эксплуатационных требований – прочности соединения, требований к внешнему виду, особенностей сборки. Наибольшую прочность соединения обеспечивают винты с головкой под ключ (см. рисунок 4.28, а). Форма головок винтов под отвертку может быть цилиндрическая (наиболее прочная) (см. рисунок 4.28, б), сферическая (см. рисунок 4.28, в), коническая (см. рисунок 4.28, г), обеспечивающая при выполнении в соединяемой детали конического гнезда потайное соединение.

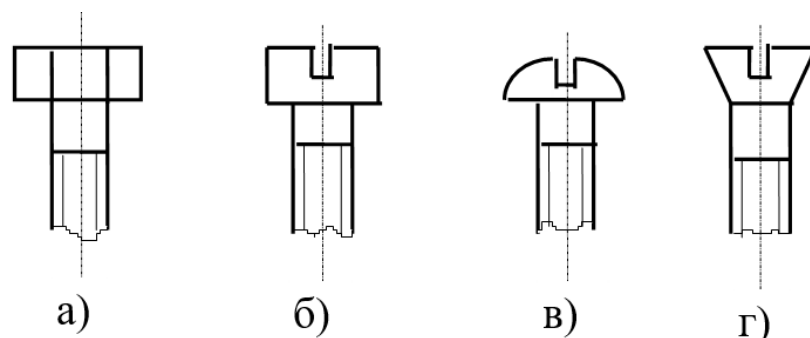


Рисунок 4.28 – Типы винтов

При конструировании винтовых соединений необходимо учитывать, что по технологическим причинам резьба не может быть нарезана на всей длине

винта или на всю глубину глухого отверстия. Поэтому предпочтительнее выполнять резьбовые отверстия сквозными.

Глубину завинчивания обычно рекомендуют для стальных деталей принимать не меньше одного диаметра резьбы, для алюминиевых и пластмассовых – не меньше двух-трех диаметров.

Одной из важных мер повышения надежности резьбового соединения является предохранение его от самоотвинчивания, что особенно важно при действии вибрационных нагрузок. С этой целью увеличивают трение в резьбе или между опорными поверхностями винта и детали, а также используют запирающие элементы, осуществляют пластическое деформирование. В приборостроении для стопорения используют краску или лак, которыми покрывают мелкие винты и гайки.

При расчетах на прочность различают резьбовые соединения ненапряженные (усилие затяжки отсутствует) и напряженные (с наличием предварительной затяжки). В большинстве случаев резьбовые соединения являются предварительно затянутыми, т.е. как резьбовые, так и соединяемые детали до приложения рабочей нагрузки находятся в напряженном состоянии под действием усилия предварительной затяжки  $F_{a0}$ , величина которого выбирается из условия обеспечения заданного удельного давления на поверхности контакта соединяемых деталей после приложения внешних сил. Это делается с целью предупреждения раскрытия стыка или обеспечения необходимой плотности соединения.

В предварительно затянутом резьбовом соединении минимальной прочностью может обладать сечение винта по внутреннему диаметру резьбы  $d_1$ , а также сама резьба винта или гайки, витки которой работают на смятие и срез по внутреннему диаметру резьбы гайки  $d$ . При расчете резьбы на прочность площадь смятия принимают равной площади кольца с наружным  $d$  и внутренним  $d_1$  диаметрами.

В резьбовом соединении расчетной нагрузкой является осевая сила  $F_a$ , равная внешней нагрузке, передаваемой на каждый винт. Тогда условие прочности винта на растяжение имеет вид

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} < [\sigma], \quad (4.43)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на растяжение для материала винта.

Из условия прочности (4.43) можно определить диаметр винта при заданной нагрузке  $F_a$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]}}. \quad (4.44)$$

Кроме проверки выполнения условия прочности на растяжение, проверяется резьба винта и гайки на срез и смятие. Если винт и гайка выполнены из одинакового материала, то срез резьбы возможен по цилиндрической поверхности винта диаметра  $d_1$ . При выполнении гайки из менее прочного материала срез резьбы возможен по цилиндрической поверхности гайки диаметра  $d$ . Условия прочности резьбы на срез:

$$\tau = \frac{F_a}{\pi d_1 k B} \leq [\tau] \text{ для винта,} \quad (4.45)$$

$$\tau = \frac{F_a}{\pi d k B} \leq [\tau] \text{ для гайки,} \quad (4.46)$$

где  $k$  – коэффициент полноты резьбы (для треугольной резьбы  $k = 0,75$ ),  $B$  – высота гайки.

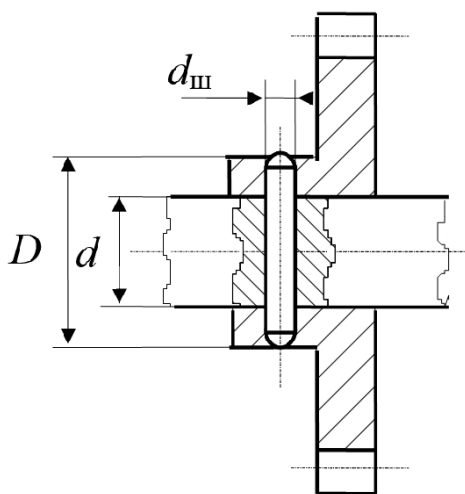
Условие прочности резьбы на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_a h}{\pi(d^2 - d_1^2)B} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (4.47)$$

где  $h$  – шаг резьбы,  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение смятия.

Неравномерность нагружения витков резьбового соединения учитывается снижением допускаемых напряжений среза и смятия. Так, для деталей резьбового соединения, выполненных из углеродистых сталей, принимают  $[\tau] = 60$  МПа и  $[\sigma_{\text{см}}] = 25 \dots 35$  МПа.

**Штифтовые соединения** используют для передачи крутящего момента, а также для обеспечения фиксации одной детали относительно другой. Чаще всего в приборостроении находят применение гладкие штифты цилиндрической или конической формы. На рисунке 4.29 показано крепление зубчатого колеса на валу с помощью цилиндрического штифта.



## Рисунок 4.29 – Штифтовое соединение

Для изготовления штифтов применяют углеродистые стали. При установке штифтов отверстия в соединяемых деталях, предварительно скрепленных установочным винтом, сверлят и развертывают в сборе. Для цилиндрических штифтов принимают допуски на диаметр  $n6$ ,  $h8$  и  $u8$ , что обеспечивает при сопряжении с отверстием деталей посадки с натягом:  $H7/n6$ ,  $H7/n8$ ,  $H8/u8$ . Для исключения выпадания штифты могут фиксироваться в разборных соединениях пружинным кольцом, изготовленным из проволоки диаметром 0,5...0,8 мм. В часто разбираемых соединениях сопряжение штифта со съемной деталью выполняют по переходной посадке ( $K7/h6$ ,  $M7/h6$ ), а с основной – по посадке с натягом ( $U8/h6$ ,  $S8/h6$ ).

Конические штифты, по сравнению с цилиндрическими, обеспечивают большую прочность и точность соединения (отсутствие люфта). Благодаря конической поверхности (конусность 1:50) эти штифты надежно удерживаются в отверстиях соединяемых деталей. Однако изготовление конических штифтов и отверстий под них сложнее и дороже, чем цилиндрических. Кроме гладких цилиндрических и конических штифтов для соединения деталей могут применяться штифты, на поверхности которых выполнена насечка, а также пружинные и конические штифты с резьбовой цапфой.

Расчет штифтовых соединений состоит в проверке выполнения условий прочности на срез и смятие.

Штифт может иметь одну или две плоскости среза. Условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{8T}{nd\pi d_{\text{шт}}^2} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (4.48)$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Нм;  $n$  – число поверхностей среза;  $d$  и  $d_{\text{шт}}$  – диаметры вала и штифта, м;  $[\tau_{\text{ср}}]$  – допускаемые напряжения среза, МПа. Для штифтов, изготовленных из углеродистых сталей,  $[\tau_{\text{ср}}] = 35...75$  МПа (меньшие значения принимают при нагрузке с толчками и ударами).

При тонкой ступице зубчатого колеса штифтовое соединение проверяют на смятие. Условие прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(D-d)d_{\text{шт}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (4.49)$$

где  $(D-d)d_{\text{шт}}$  – условная площадь смятия, м<sup>2</sup>;  $D$  – внешний диаметр ступицы, м;  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемые напряжения смятия. Для стали  $[\sigma_{\text{см}}] = 150...180$  МПа.

При расчете конических штифтов за диаметр штифта принимают среднее арифметическое значение большего  $d_1$  и меньшего  $d_2$  диаметров, следовательно  $d_{\text{шт}} = (d_1 + d_2)/2$ .

В таблице 4.14 приведены рекомендуемые значения диаметров штифтов  $d_{шт}$  в зависимости от диаметра вала  $d$ . Пары значений диаметров рассчитаны исходя из условия равнопрочности штифта и вала, изготовленных из стали 45 ( $[\tau_{ср}] = 63,5\text{МПа}$ ).

Таблица 4.14 – Рекомендуемые значения диаметров штифтов

$d$ , мм	3	4	5	6	7	8	9	10	12
$d_{шт}$ , мм	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0

Из таблицы 4.13 следует, что значения диаметров штифтов и валов связаны соотношением  $d_{шт} = (0,25 \dots 0,33)d$ .

**Шпоночные соединения** применяют для крепления на валах зубчатых колес, шкивов, маховиков, фланцев муфт и других деталей, передающих крутящий момент. Шпоночные соединения также могут служить для одновременного обеспечения поступательного движения детали вдоль вала, например, для перемещения деталей фрикционных муфт, элементов фиксаторов в переключающих устройствах и т.п. Шпоночные соединения просты, удобны при сборке, экономичны, однако наличие шпоночного паза приводит к ослаблению вала. Применяют обычно шпоночные соединения для валов с диаметром более 6...8 мм.

Существуют шпоночные соединения нескольких типов, различающихся конструкцией шпонок и характером их работы. Наиболее часто встречаются соединения с призматическими (см. рисунок 4.30, а) и сегментными (см. рисунок 4.30, б) шпонками.

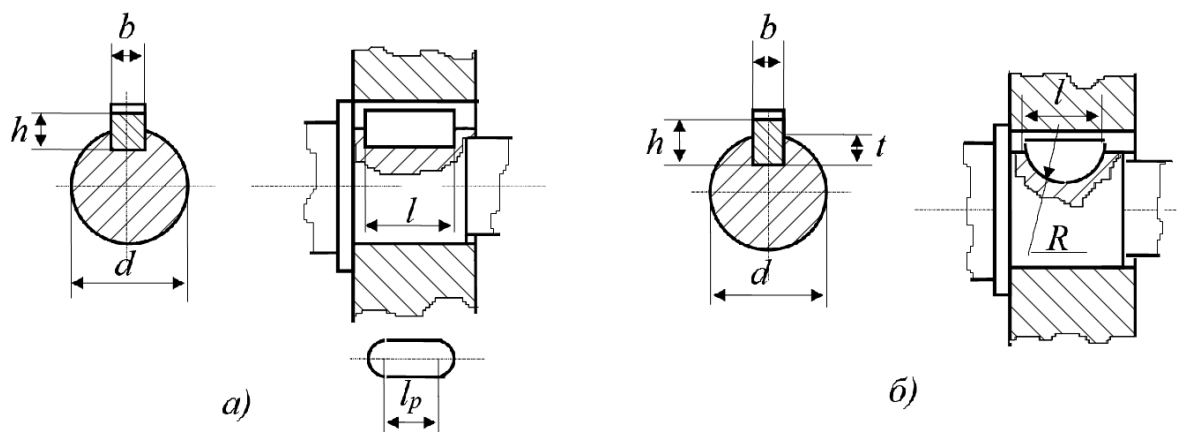


Рисунок 4.30 – Виды шпоночных соединений деталей

Призматические шпонки (ГОСТ 23360-78) имеют прямоугольное сечение и работают в соединении боковыми гранями. Размер ширины шпонки выполняется с полем допуска  $h9$ . Для шпонок такого вида используется три типа соединений с пазами вала и ступицы, выполняемых в системе основного вала: с зазо-

ром – паз на валу выполняют по  $H9$ , а в ступице – по  $D10$ ; переходное – соответственно  $N9$  и  $J_9$ ; с натягом – на валу и в ступице по  $P9$ . Вал и ступицу в неподвижных соединениях сопрягают по переходным посадкам ( $H7/k6$ ,  $H7/j_6$ ) или с небольшим натягом ( $H7/p6$ ), а в подвижных – с зазором ( $H7/g6$ ,  $H7/f8$ ).

Размеры призматической шпонки ( $b$ ,  $h$ ) стандартизированы и подбираются в зависимости от диаметра вала  $d$ ; длину  $l$  выбирают из стандартного ряда на 5...10 мм меньше длины ступицы детали  $L_{ст}$ .

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и их соединения более технологичны. Эти шпонки могут самоустанавливаться, что дает возможность применять их на конической поверхности вала. Однако ввиду глубокого паза, значительно уменьшающего прочность вала, применение сегментных шпонок возможно лишь при передаче небольших крутящих моментов. Основные размеры сегментных шпонок: ширина  $b$ , высота  $h$ , длина  $l$  и радиус  $R$  стандартизированы. Шпонки подбираются по сечению в зависимости от диаметра вала  $d$ , а длина  $l$  выбирается из конструктивных соображений.

Расчет напряжений смятия на рабочих боковых поверхностях шпонки и напряжений среза при передаче крутящего момента  $T$  ведется по формулам:

– для призматической шпонки

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_{см}] ; \quad (4.50)$$

– для сегментной шпонки

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t)l} \leq [\sigma_{см}] ; \quad (4.51)$$

– для обоих видов шпонок

$$\tau = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau] ; \quad (4.52)$$

Для изготовления шпонок применяют углеродистые или легированные стали. Величину допускаемых напряжений смятия и среза выбирают в зависимости от условия работы шпоночного соединения: при спокойном режиме  $[\sigma_{см}] = 150$  МПа, при динамической нагрузке  $[\sigma_{см}] = 100$  МПа, в подвижных соединениях  $[\sigma_{см}] = 20...30$  МПа, в зависимости от характера нагрузки  $[\tau] = 60...80$  МПа.

#### 4.8.2. Неразъемные соединения

Неразъемные соединения могут выполняться путем деформирования крепежных либо соединяемых деталей (например, клепкой, гибкой вальцовкой, соединением с натягом и др), а также физико–химическими методами (например, сваркой, пайкой, склеиванием).

Вид неразъемного соединения выбирают с учетом технических, экономических и эстетических требований к изделию, а также технологических возможностей изготовителя.

**Заклепочное соединение** осуществляется путем расклепывания соединяющей детали – заклепки. Заклепки используются для соединения металлических деталей, металлических деталей с неметаллическими, а также деталей из трудно-свариваемых материалов. Заклепки могут быть сплошные (см. рисунок 4.31, а), полупустотелые (см. рисунок 4.31, б) и пустотелые (см. рисунок 4.31, в).

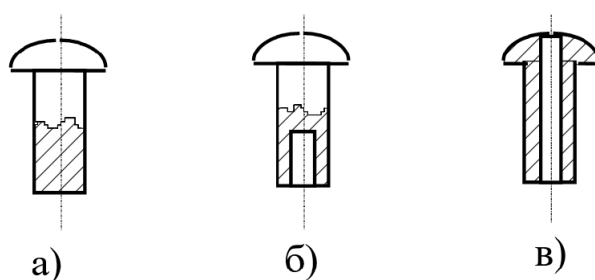


Рисунок 4.31 – Типы заклепок

Сплошные заклепки могут быть с полукруглой, потайной, полупотайной и плоской головками.

Форма и размеры заклепок определены стандартами. Материалом для них служат низкоуглеродистые стали (Ст2, Ст3, 10, 15), латунь Л62, алюминий и его сплавы, медь.

Диаметр  $d$  заклепки зависит от толщины  $s$  склепываемых деталей и обычно принимают  $d = s + 2 \dots 10$  мм. Длину заклепки определяют по формуле  $l = (s_1 + s_2 + \dots) + (1,5 \dots 1,7)d$ , где  $s_1 + s_2 + \dots$  – суммарная толщина склепываемых деталей. Для повышения механической прочности заклепочного соединения рекомендуется для заклепок диаметром  $d = 1 \dots 5$  мм брать диаметр отверстия на  $0,2 \dots 0,5$  мм больше диаметра заклепки.

Для получения прочных соединений используют стальные заклепки из сплошного стержня. Полупустотелые и пустотелые заклепки используют для соединения металлических деталей с деталями из керамики, пластмасс, причем полупустотелые заклепки могут выдерживать большие значения сдвигающих усилий.

При расчетах на прочность заклепочных соединений (см. рисунок 4.32) возможны два случая: 1) проверочные расчеты заклепок и деталей, 2) определение диаметра и необходимого количества заклепок исходя из условия равнопрочности соединения.

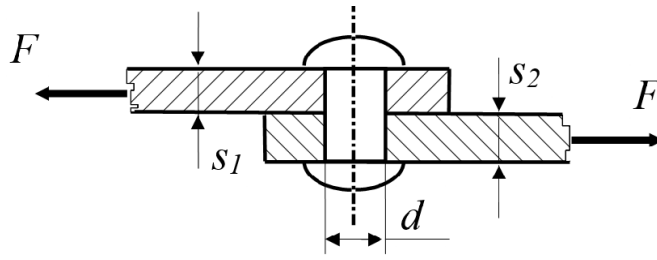


Рисунок 4.32 – К расчету заклепочного соединения

В первом случае с учетом вышеизложенных рекомендаций выбирают конструкцию шва, форму заклепки, материал, диаметр и число заклепок и по формулам (4.53), (4.54) определяют соответствующие напряжения и сравнивают их с допускаемыми.

$$\tau = \frac{4F}{kz\pi d^2} \leq [\tau]; \quad (4.53)$$

$$\sigma_{см} = \frac{F}{zds} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.54)$$

где  $k$  – число плоскостей среза у заклепки,  $z$  – число заклепок (на рис. 4.28  $k = 1$ ,  $z = 1$ ),  $s$  – меньшая толщина соединяемых деталей,  $[\sigma_{см}]$  – меньшее из значений допускаемых напряжений смятия для материала детали и заклепки.

Рассмотрим второй случай расчета заклепочного шва. Из формул (4.53) и (4.54) получим выражение для определения диаметра заклепки

$$d \geq \frac{4s[\sigma_{см}]}{\pi[\tau]}. \quad (4.55)$$

Полученное значение округляют до ближайшего большего значения из стандартного ряда диаметров заклепок.

Число заклепок  $z$  определяют из условия прочности на срез (4.53) и на смятие (4.54)

$$z \geq \frac{4F}{k\pi d^2[\tau]}, \quad z \geq \frac{F}{ds[\sigma_{см}]}. \quad (4.56)$$

Из двух значений  $z$  выбирают большее.

**Сварное соединение** осуществляется расплавлением близлежащих частей соединяемых деталей. Основными видами сварки являются газовая сварка и электросварка. Газовая сварка применяется для соединения металлов, имеющих различные температуры плавления (платина-медь, вольфрам-медь), а также для

сварки тонкостенных труб, кожухов приборов и т.п. При электросварке расплавление металла происходит под действием электрической дуги.

При расчетах на прочность нагруженных сварных соединений учитывается вид соединения, технология его получения и характер нагрузки.

В зависимости от взаимного расположения свариваемых деталей различают следующие виды сварных соединений: *стыковые* (рисунок 4.33, а), *нахлесточные* (рисунок 4.33, б), *тавровые* (рисунок 4.33, в) и *угловые* (рисунок 4.33, г).

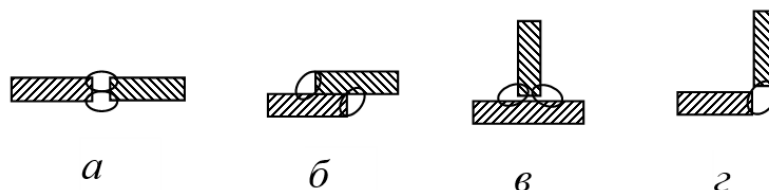


Рисунок 4.33 – Виды сварных соединений

*Стыковые* соединения наиболее простые и применяются чаще всего в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам.

*Нахлесточные* соединения применяют в ответственных конструкциях и при действии переменных нагрузок. *Тавровые* соединения применяют в составных конструкциях, свариваемые детали которых расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях.

*Угловые* соединения применяют как связующие, так как они мало пригодны как силовые.

Сварные швы стыковых соединений (рисунок 4.33, а) называют *стыковыми*. Сварные швы нахлесточных (рисунок 4.33, б), тавровых (рисунок 4.33, в) и угловых (рисунок 4.33, г) соединений называют *угловыми*. Шов нахлесточного соединения, выполненный по торцам соединяемых деталей, называется угловым лобовым швом. Угловым фланговым называется шов нахлесточного соединения, выполненный по боковым поверхностям соединяемых деталей.

**Расчет сварных соединений.** При расчетах на прочность нагруженных сварных соединений учитывается вид соединения, технология его получения и характер нагрузки. В зависимости от вида сварного соединения расчет шва производится исходя из условия прочности на растяжение или сжатие (стыковые швы), либо на срез (угловые швы).

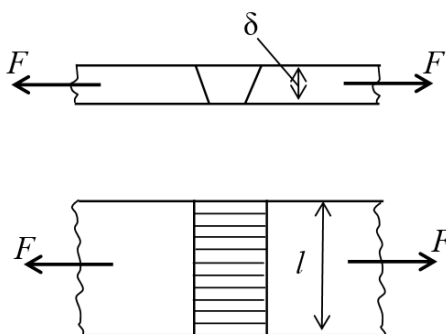


Рисунок 4.34 – Стыковой шов соединения

Расчет стыковых швов на растяжение (сжатие) ведется по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва (наплыва металла). В зависимости от вида нагружения стыкового шва его соответственно рассчитывают на растяжение (рисунок 4.34):

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_p] ; \quad (4.57)$$

на сжатие

$$\sigma'_c = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_c] , \quad (4.58)$$

где  $\sigma'_p$  и  $\sigma'_c$  – соответственно расчетное напряжение в шве при растяжении и сжатии;  $F$  – сила, растягивающая или сжимающая соединяемые элементы;  $\delta$  – толщина более тонкой свариваемой детали;  $l$  – длина шва;  $[\sigma'_p]$  и  $[\sigma'_c]$  – соответственно допускаемое напряжение для шва при растяжении и сжатии (таблица 4.15).

При действии на стыковой шов изгибающего момента  $M$  в плоскости приварки (рисунок 4.35) расчет шва производится по формуле

$$\sigma' = \frac{M}{W} = \frac{6M}{\delta l^2} \leq [\sigma'_p] , \quad (4.59)$$

где  $W = \delta l^2 / 6$  – осевой момент сопротивления сечения шва.

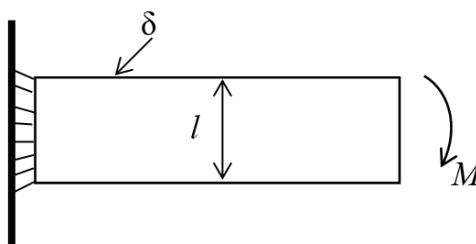


Рисунок 4.35 – Стыковой шов соединения под действием изгибающего момента  $M$

Угловые швы рассчитываются по опасному сечению, содержащему биссектрису прямого угла (рисунок 4.36). Если  $k$  – катет углового шва, то расчетная толщина шва будет равна  $k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k$ .

При действии на угловой шов силы  $F$  (рисунок 4.36) его рассчитывают по формуле

$$\tau'_c = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau'_c], \quad (4.60)$$

где  $\tau'_c$  – расчетное напряжение среза в шве;  $k$  – катет поперечного сечения шва;  $l$  – длина шва;  $[\tau'_c]$  – допускаемое напряжение на срез шва.

Таблица 4.15 – Допускаемые напряжения для сварных швов

Вид сварки и марка электрода	Стыковые швы		Угловые швы $[\tau']_{ср}$
	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_{сж}$	
Ручная сварка, электроды Э34	$0,6[\sigma]_p$	$0,75[\sigma]_p$	$0,5[\sigma]_p$
Ручная сварка, электроды Э42 и Э50	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Автоматическая и полуавтоматическая сварка под слоем флюса. Сварка в среде защитного газа, ручная электродами высшего качества (Э42А; Э50А)	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$

*Примечания к таблице 4.15.*

1.  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение основного металла конструкции (например, для стали Ст3  $[\sigma]_p = 160$  МПа).

2.  $[\sigma']_p$ ,  $[\sigma']_{сж}$  – допускаемые напряжения для стыкового шва при растяжении и при сжатии соответственно.

3.  $[\tau']_{ср}$  – допускаемое напряжение среза для углового шва.

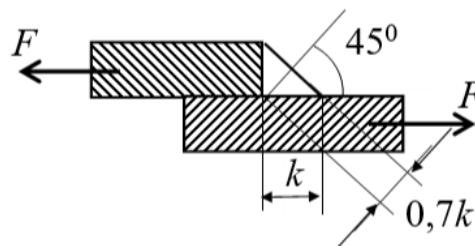


Рисунок 4.36 – Угловой шов соединения

Длину углового лобового шва (рисунок 4.37) обычно принимают равной ширине привариваемой детали. Длину углового флангового шва определяют исходя из условия прочности шва на срез:

$$l = \frac{F}{0,7k[\tau'_c]}. \quad (4.61)$$

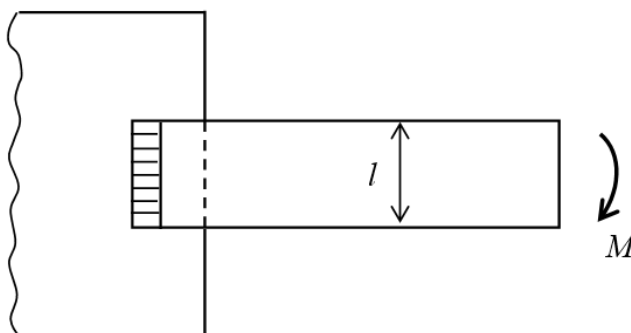


Рисунок 4.37 – Шов соединения

Если соединение угловым швом длиной  $l$  нагружено изгибающим моментом  $M$  (рисунок 4.37), то расчет шва производят по формуле

$$\tau' = \frac{M}{W} = \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau'_c], \quad (4.62)$$

где  $W = 0,7kl^2/6$  – осевой момент сопротивления сечения шва, содержащего биссектрису прямого угла.

При расчетах сварных соединений допускаемые напряжения принимают пониженными. Величина понижающего коэффициента зависит от способа сварки, характера действующих нагрузок (статические или переменные). В таблице 4.15 приведены значения понижающих коэффициентов для допускаемых напряжений при расчете стыковых и угловых швов, полученных различными видами электросварки.

В курсовой работе сварные соединения в основном применяют для получения простых по конструкции и неответственных деталей (кожухов, корпусов приборов и т.п.). Необходимо отметить, что при использовании сварки высокая точность расположения соединяемых деталей может быть достигнута только дополнительной их обработкой.

**Клеевое соединение** достигается за счет сил сцепления в процессе затвердения жидкого клея. Склеивают преимущественно легконагруженные детали, выполненные из однородных либо разнородных металлов.

В зависимости от склеиваемых материалов и условий работы применяют различные марки клеев. В качестве примера можно привести следующие марки клеев.

Для склеивания стали, алюминиевых и медных сплавов, стекла, пластмасс, кожи как между собой, так и в любом сочетании применяют клеи феноло-поливинилацетатные марок БФ-2, БФ-4, дающие кислотоустойчивый, вибростойкий шов. Допускаемые напряжения на срез шва для клея БФ-2 15...20 МПа, а для клея БФ-4 – 25...30 МПа.

Клеи 88Н и 88НП используют для склеивания металлов и неметаллов, дюралюминов с кожей и резиной, дерева с резиной и других материалов. Клей водоупорен, обеспечивает прочность соединения, например, резины со сталью на отрыв не менее 2,0 МПа.

Эпоксидный клей (УП-5-140-1) обладает хорошей адгезией к металлам, стеклу, керамике, древесине, к ряду пластмасс. Стоек к маслу, бензину, большинству органических растворителей. Прочность соединений до 15...18 МПа.

Промышленностью выпускаются специальные клеи, которые обладают особыми свойствами: теплопроводностью, электропроводностью, особыми оптическими свойствами и предназначены для соединения конкретных типов деталей.

Расчет клеевого соединения в зависимости от его вида состоит в определении напряжений, возникающих в соединении при его работе на отрыв или сдвиг, и сравнении их с допускаемыми.

### **4.8.3. Соединения муфтами**

Муфты предназначены для соединения концов двух валов и передачи между ними крутящего момента без изменения его значения и направления. Кроме передачи крутящего момента, муфты могут выполнять и дополнительные функции: а) компенсировать погрешности расположения геометрических осей валов в виде несоосности, перекоса осей, осевого смещения; б) демпфировать динамические нагрузки, возникающие при передаче движения с одного вала на другой; в) предохранять механизмы от непредвиденных перегрузок и др.

Большинство муфт, применяемых в приборостроении, стандартизировано. Их выбирают по таблицам стандартов с учетом номинального передаваемого момента, посадочных размеров отверстий, частоты вращения, габаритных размеров, массы, значения смещений и др.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетным путем.

По характеру соединения валов муфты подразделяются на *неуправляемые* (жесткие и компенсирующие) и *управляемые*. При соединении с помощью жестких муфт требуется точное совмещение осей валов. Компенсирующие муфты позволяют соединять валы с небольшими относительными смещениями и перекосами геометрических осей, вызываемых неточностью изготовления и сборки, а также упругими деформациями валов. Управляемые муфты обеспечивают принудительное или автоматическое соединение и рассоединение ведущего и ведомого валов в процессе работы.

**Втулочные муфты.** Наиболее простыми по конструкции из жестких муфт являются втулочные муфты (см. рисунок 4.38). Применяют их при относительно небольших нагрузках на валах и невысоких скоростях. Втулочные муфты стандартизированы (ГОСТ 24246-80). Втулка муфты сопрягается с валами по переходной посадке  $H7/k6$  или посадке  $H7/h6$ , обеспечивающей минимальный зазор, и закрепляется посредством штифтов, установленных под углом  $90^\circ$  друг к другу, или шпонок.

При необходимости разработки индивидуальной конструкции втулочной муфты ее размеры назначаются в зависимости от диаметра вала:  $D = 1,5d$ ;  $L = (2,25 \dots 3)d$ ;  $l = (1 \dots 1,5)d$ ;  $a = 0,75d$ ;  $d_{шт} = 0,3d$ , а затем уточняются расчетом. Втулку рассчитывают на кручение, штифты и шпонки – на срез и смятие.

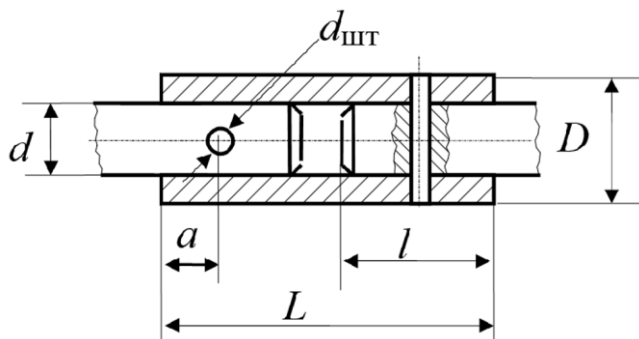


Рисунок 4.38 – Втулочная муфта

**Расширительные муфты.** Наиболее простой из компенсирующих муфт является расширительная муфта (см. рисунок 4.39), которая допускает осевое смещение, но требует строгой соосности. Муфты этого типа применяются при незначительных нагрузках и сравнительно малых скоростях вращения. Размеры муфты назначают в зависимости от диаметра вала:  $l = d$ ;  $t = 0,3d$ .

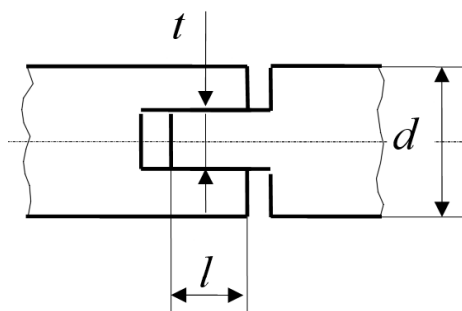


Рисунок 4.3 – Расширительная муфта

**Поводковые муфты.** Эти муфты применяют при диаметрах валов 4...12 мм, они обеспечивают компенсацию незначительных осевых, радиальных (до 0,5 мм) и угловых смещений соединяемых валов. По конструкции поводковые муфты разнообразны. На рисунке 4.40 приведена одноповодковая муфта, состоящая из двух дисков со ступицами (полумуфт), закрепленных на валах. Передача движения от одного вала к другому осуществляется с помощью поводка, запрессованного в одну полумуфту и свободно перемещающегося по посадке  $H8/h8$  в радиальном пазу другой полумуфты. Для валов с диаметрами больше указанных могут применяться двухповодковые муфты.

Рекомендуемые размеры одноповодковых муфт приведены в таблице 4.16. КПД поводковой муфты при передаваемом моменте 10...50 Нмм составляет 0,95.

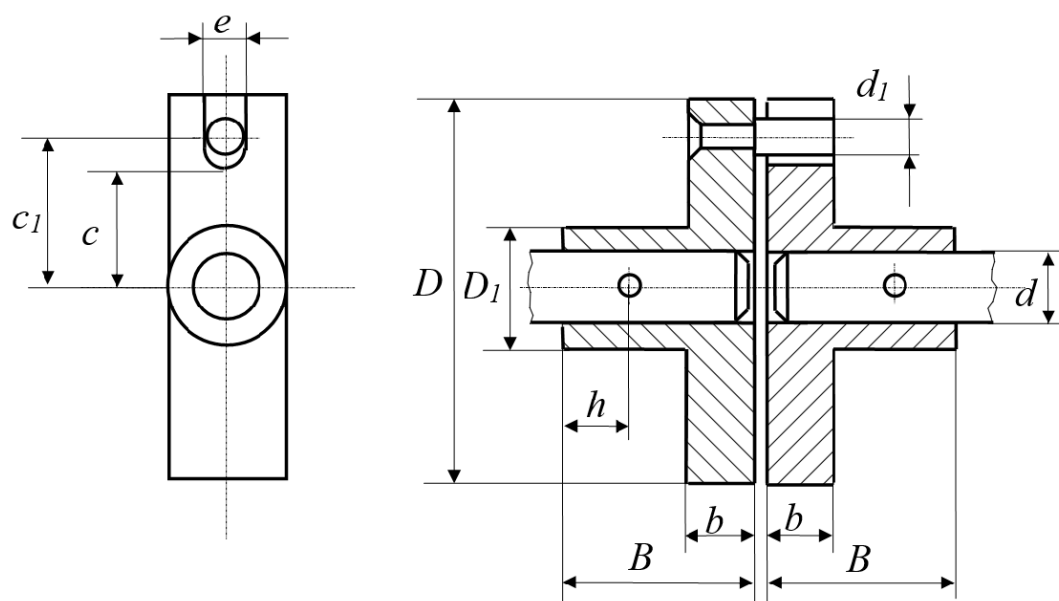


Рисунок 4.40 – Одноповодковая компенсирующая муфта

Таблица 4.16 – Размеры поводковых муфт, мм

$d$	$D$	$D_1$	$B$	$b$	$e = d_1$	$c$	$c_1$	$h$
4	25	9	8	2	4	7	10	3

4	35	9	8	2	4	12	15	3
6	25	12	8	2	4	7	10	3
6	35	12	8	2	4	12	15	3
8	30	15	12	3	5	8,5	12	4
8	35	15	12	3	5	12	15	4
10	35	18	13	4	5	10,5	14	5
12	35	22	13	4	6	10	14	5

**Крестовые муфты.** Эти муфты используются для соединения валов диаметром  $d = 4 \dots 18$  мм при частотах вращения до 300 об/мин. Допускают радиальные смещения валов до  $0,04d$  и угловые перекосы до  $1^\circ$ . Крестовая муфта состоит из трех частей (см. рисунок 4.41): полумуфт 1, 3 и промежуточного диска 2 с кулачками, расположенными крестообразно и входящими в соответствующие радиальные пазы в полумуфтах. Полумуфты крепятся на валах с помощью штифтов, а средний диск (крестовина) входит в пазы полумуфт по посадке  $H7/g6$ .

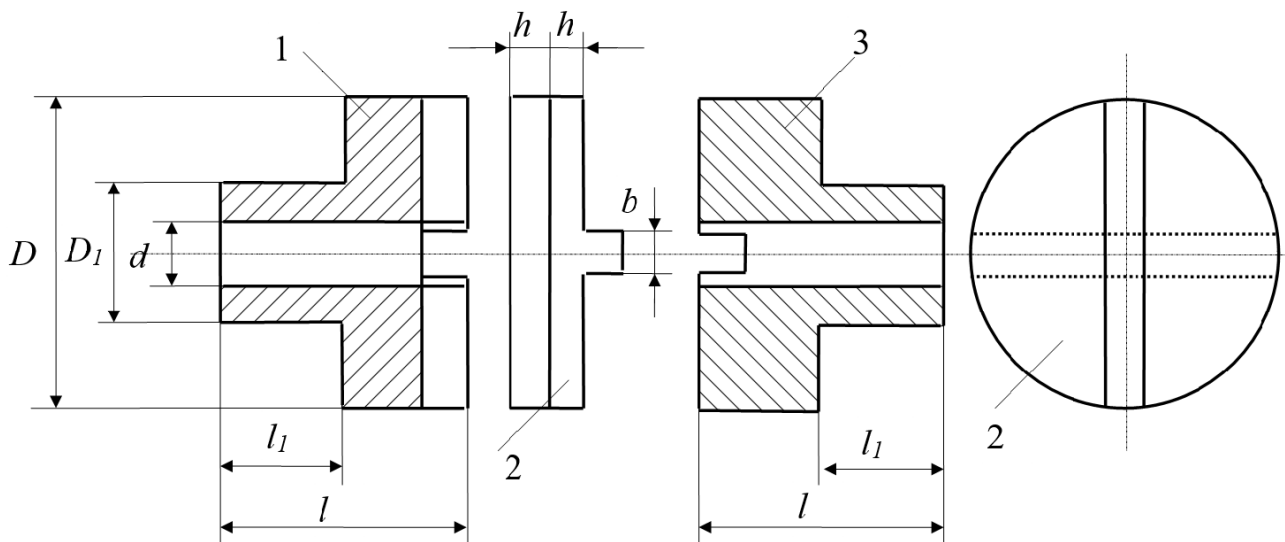


Рисунок 4.41 – Крестовая компенсирующая муфта

Рекомендуемые размеры крестовой муфты приведены в таблице 4.17. Для уменьшения потерь на трение контактирующие поверхности кулачков и пазов обрабатывают с шероховатостью  $R_a = 0,08 \dots 0,32$  мкм и применяют смазку. КПД муфты  $\eta = 0,98$ .

Таблица 4.17 – Размеры крестовых муфт, мм

$d$	$D_1$	$D$	$b$	$h$	$l$	$l_1$
4	11	20	4	4	11	7
5	11	20	4	4	11	7
6	11	20	4	4	11	7
7	14	26	5	4	14	9

8	14	26	5	4	14	9
9	17	32	6	5	16	10
10	17	32	6	5	16	10
12	20	38	7	5	16	12
14	26	48	7	6	18	12
18	40	60	10	9	35	17

Недостатком поводковых и крестовых муфт является износ трущихся поверхностей, что приводит к увеличению мертвого хода. Для исключения погрешности мертвого хода в конструкции муфт предусматривают специальные пружинные прижимы.

Большую группу компенсирующих муфт составляют *упругие* муфты, которые, благодаря наличию упругих элементов, обеспечивают демпфирование колебаний в приводе при пусках и реверсах механизма, амортизируют динамические нагрузки. Из упругих муфт в приборостроении применяют *мембранные*, *пружинные* и *эластичные* муфты.

**Управляемые муфты** могут быть следующих типов: включения (сцепные), предохранительные, свободного хода и др.

Наиболее широко представлены муфты включения, осуществляющие передачу движения от ведущего вала к ведомому по команде управляющего органа. Управление может быть механическое, электрическое и др. К муфтам с электрическим управлением относятся *электромагнитные муфты*, широко используемые в следящих системах автоматики, системах настройки и т.п. Основным достоинством электромагнитных муфт является их высокое быстродействие.

В качестве *управляемых* муфт в приборостроении применяют *фрикционные*, *порошковые* и др. муфты.

*Фрикционные муфты* используют для плавного сцепления и расцепления валов (муфты включения), а также в качестве предохранительных устройств (предохранительные муфты), ограничивающих нагрузки на ведомые звенья. Передача движения в фрикционных муфтах осуществляется за счет сил трения, возникающих в зоне контакта ведущего и ведомого звеньев муфты, прижатие которых с заданным усилием обеспечивается упругими элементами (механическое управление) либо электромагнитами (электрическое управление). Электромагнитные фрикционные муфты получили наибольшее распространение при мощностях до 250 Вт и частотах вращения до 10 000 об/мин. Время их срабатывания составляет 0,01...0,2 с.

Более высоким быстродействием обладают фрикционные муфты с пьезоэлектрическим управлением (см. рисунок 4.42). Их действие основано на изменении под действием постоянного напряжения размеров пьезокерамического элемента 1, расположенного в зазоре между полумуфтами 2 и 3. При подаче напряжения на элемент происходит увеличение его размеров (наружного диаметра), что ведет к фрикционному сцеплению полумуфт.

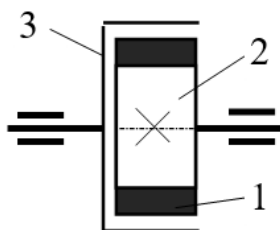


Рисунок 4.42 – Схема муфты с пьезоэлектрическим управлением

*Порошковые муфты* применяют в качестве управляемых сцепных муфт. Они отличаются высоким быстродействием: время срабатывания составляет 0,05...0,005 с. Работа порошковой муфты, схема которой представлена на рисунке 4.43, основана на зависимости вязкости частиц магнитного порошка 3, которым заполнено пространство между ведущим и ведомым звеньями (полу муфтами 1, 4), от интенсивности магнитного поля, возникающего при пропускании тока через обмотку 2. В качестве магнитного порошка используют карбонильное железо или кобальт-никелевую смесь. Размер частиц от 2 до 15 мкм.

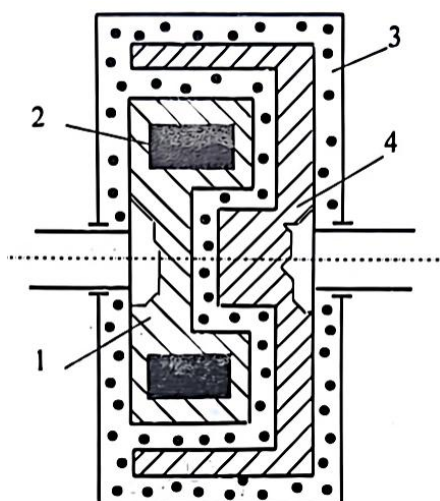


Рисунок 4.43 – Схема конструкции порошковой муфты

Таблица 4.18 – Характеристики порошковых бесконтактных муфт

Наименование параметров	Тип муфты					
	БПМ-0,5М	БПМ-1М	БПМ-2М	БПМ-5М	БПМ-10М	БПМ-20М
Максимальный крутящий момент, Нмм	50	110	300	600	1000	2500

Максимальная частота вращения, об/мин	1000	1000	2000	2000	2000	2000
Момент трения ведомой полу-муфты, Нмм	12	15	30	30	40	50
Время срабатывания, с	0,013	0,015	0,015	0,020	0,030	0,040

В связи с отсутствием в порошковых муфтах узлов трения, срок службы у них выше, чем у управляемых фрикционных муфт.

По способу подведения тока к обмотке управления порошковые муфты подразделяются на *контактные* – питание подается на вращающуюся обмотку с помощью контактных токосъемников, и *бесконтактные* – муфты с неподвижным электромагнитом. Порошковые бесконтактные муфты нормализованы. В таблице 4.18 приведены характеристики некоторых бесконтактных порошковых муфт.

## 5. ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

### 5.1. Допуски и посадки. Выбор и обозначение на чертежах

В соединении двух деталей, входящих одна в другую, различают наружные (охватываемые) и внутренние (охватывающие) элементы деталей, называемые соответственно валом и отверстием. Размеры валов и отверстий могут быть как диаметральными, так и линейными.

Основной размер отверстия и вала, определяемый из расчета на прочность или по конструктивным соображениям и служащий началом отсчета отклонений, называется *номинальным размером* (обозначается:  $d$  – для вала,  $D$  – для отверстия). Общий для вала и отверстия, составляющих соединение, размер называется *номинальным размером соединения* ( $d$ ).

Размер, полученный в результате непосредственного измерения изготовленной детали, называется *действительным размером* ( $d_d, D_d$ ). Максимальное и минимальное значения размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали, называют соответственно *наибольшим* ( $d_{max}, D_{max}$ ) и *наименьшим* ( $d_{min}, D_{min}$ ) *предельными размерами* (см. рисунок 5.1).

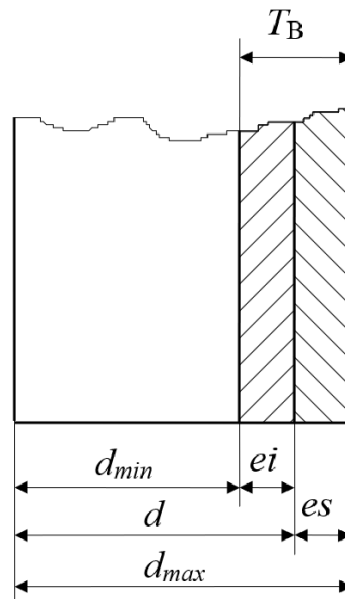


Рисунок 5.1 – Схема отклонений размера

Алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами называется *отклонением*. Алгебраическая разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами и номинальным размером называется, соответственно, *верхним* ( $ES$  – отверстие,  $es$  – вал) и *нижним* ( $EI$  – отверстие,  $ei$  – вал) *отклонениями*.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями называется *допуском размера* и обозначается:  $T_A$  для отверстия;  $T_B$  для вала. Допуск характеризует точность изготовления детали: чем он меньше для данного номинального размера, тем выше точность.

Интервал возможных значений действительного размера, ограниченный предельными размерами, называется *полем допуска*. Поле допуска определяется величиной допуска и его расположением относительно номинального размера.

Величину допуска в соответствии с системой допусков и посадок (ГОСТ 25346-89) устанавливают в зависимости от номинального размера и условного уровня точности, называемого *квалитетом*. Квалитет – это совокупность для всех номинальных размеров допусков, соответствующих одинаковой степени точности.

Весь диапазон номинальных размеров разбит на отдельные интервалы (например, до 3 мм; свыше 3 мм до 6 мм и т.д.). Для размеров от 1 до 500 мм установлено 20 рядов основных допусков (квалитеты 01, 0, 1, 2 ...18), обозначаемых буквами *IT* и цифрой порядкового номера (*IT01*, *IT0* и т. д). С увеличением порядкового номера квалитета допуски увеличиваются. Величина допуска для квалитетов *IT5* ... *IT18* определяется формулой  $IT = ai$ , где  $a$  – число единиц допуска, постоянное для каждого квалитета;  $i$  – единица допуска, характеризующая закон изменения допуска от величины размера. Для размеров до 500 мм единица допуска определяется выражением

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D ,$$

где  $D = \sqrt{D_{min}D_{max}}$  – среднегеометрический размер основного интервала диаметров, мм. Числа единиц допусков  $a$ , начиная с *IT6*, образуют геометрическую прогрессию со знаменателем  $1,6 = \sqrt[5]{10}$ , т.е. через 5 квалитетов число единиц допуска  $a$  увеличивается в 10 раз.

Квалитеты *IT01* ... *IT5* предназначены для допусков калибров и подобных средств линейных измерений. Квалитеты *IT5* ... *IT12* – допуски размеров для точных соединений. Квалитеты *IT12* ... *IT18* – допуски свободных размеров и размеров менее точных соединений.

При графическом изображении поле допуска представляется в виде прямоугольника, расположенного по отношению к нулевой линии (номинальному размеру) так, что его верхняя сторона определяет верхнее отклонение, нижняя – нижнее. Величины этих отклонений в миллиметрах проставляют около вершин правых углов прямоугольника.

В зависимости от расположения поля допуска по отношению к номинальному размеру ГОСТом предусмотрено по 28 рядов (типов) отклонений для валов и отверстий. Каждое отклонение обозначается латинской буквой – малой, если отклонение относится к валу, и большой, если к отверстию (см. рисунок 5.2).

При соединении двух деталей (вала и отверстия) в зависимости от взаимного расположения полей допусков можно получать различные виды соединений.

*Посадкой* называется вид соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем *зазоров* или *натягов*.

*Зазором S* называют положительную разность между действительными размерами отверстия и вала (см. рисунок 5.3, а) – размер отверстия больше размера вала.

*Натягом N* называют положительную разность между действительными размерами вала и отверстия, вычисленную до сборки деталей (см. рисунок 5.3, б) – размер вала больше размера отверстия.

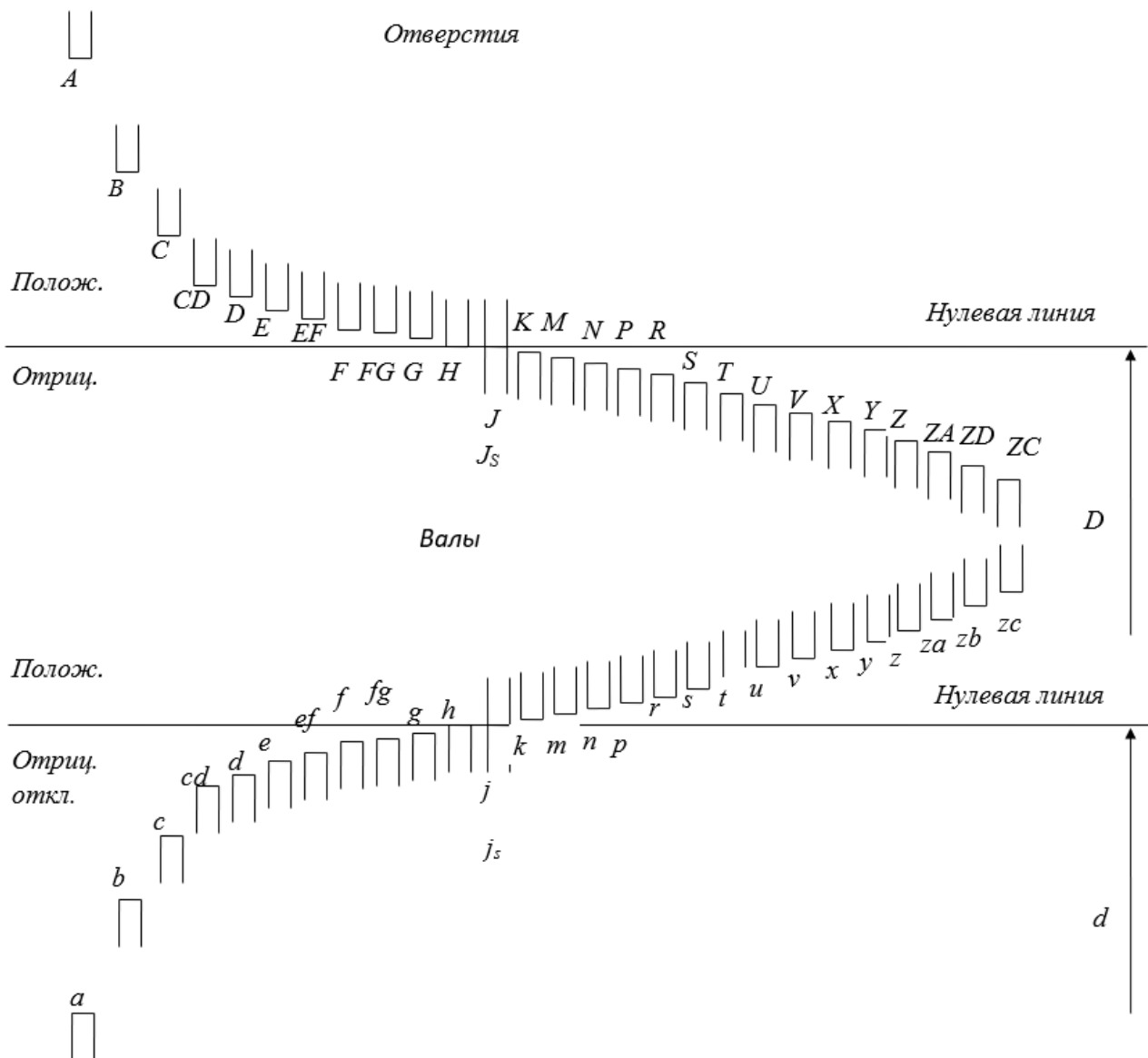


Рисунок 5.2 – Схема расположения полей допусков

Существует три типа посадок:

– *посадки с зазором* (см. рисунок 5.3, а) – поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала;

– *посадки с натягом* (см. рисунок 5.3, б) – поле допуска вала расположено над полем допуска отверстия;

– *переходные посадки* (см. рисунок 5.3, в) – поля допусков перекрываются.

Любую посадку можно получить, изменяя положение поля допуска относительно номинального размера только у одной из сопрягаемых деталей, оставляя постоянным положение поля допуска у другой детали, называемой в этом случае основной. В качестве основных ГОСТ рекомендует выбирать отверстие (система отверстия) или вал (система вала) с примыкающими к номинальному размеру полями допусков, которые обозначаются соответственно  $H$  и  $h$ .

Поля допусков валов, положение которых характеризуется буквами от  $a$  до  $h$ , в сочетании с отверстием  $H$  (система основного отверстия) образуют посадки с зазором. Поля допусков валов, положение которых характеризуется буквами  $j, k, m, n$ , в сочетании с отверстием  $H$  образуют переходные посадки, а поля допусков валов от  $p$  до  $z$  в сочетании с отверстием  $H$  образуют посадки с натягом. Соответствующие рассмотренным полям допусков валов поля допусков отверстий ( $A, B, C \dots$ ), в сочетании с полем допуска вала  $h$  дают те же посадки, но уже в системе основного вала.

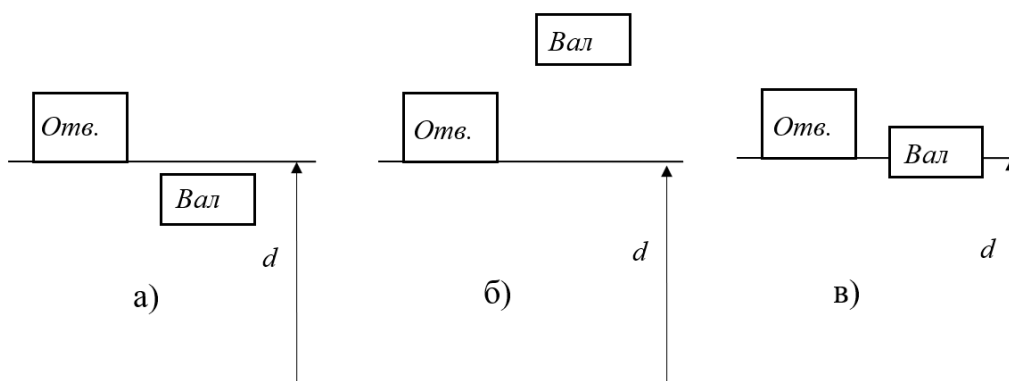


Рисунок 5.3 – Посадки: а – с зазором; б – с натягом; в – переходная

При выборе видов посадок на сборочном чертеже необходимо учитывать условие работы механизма (узла), его точность и условия сборки. Практически везде применяют посадки в системе отверстия, систему вала применяют при необходимости, например, при посадке наружного кольца подшипника качения в отверстие корпуса.

*Посадки с зазором* применяют в подвижных соединениях при частой разборке, когда требуется легко передвигать или поворачивать детали одну относительно другой при настройке или регулировании, для центрирования неподвижно соединенных с помощью крепежа деталей.

*Посадки с натягом* выбираются из условия, чтобы при наименьшем натяге была обеспечена прочность соединения, а при наибольшем натяге – прочность соединяемых деталей.

*Переходные посадки* предназначены для неподвижных соединений деталей, подвергающихся при ремонтах или по условиям эксплуатации сборке и разборке. Взаимная подвижность деталей обеспечивается шпонками, штифтами, нажимными винтами и т.п.

При обозначении на чертежах размер, для которого указывают допуск, обозначают числом, за которым следует обозначение поля допуска и квалитет. Например,  $24J_7$ ,  $17k6$  и т.п. Если обозначается размер и поле допуска цилиндрической детали, то перед размером ставится знак  $\emptyset$ , например,  $\emptyset 10g6$ ;  $\emptyset 5H7$ .

Допускаются указания на чертежах предельных отклонений размеров, например,

$$20k6\left(\begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{smallmatrix}\right); \quad \emptyset 12H7\left(\begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,032 \end{smallmatrix}\right); \quad 15\left(\begin{smallmatrix} -0,005 \\ -0,023 \end{smallmatrix}\right); \quad \emptyset 35\left(\begin{smallmatrix} -0,017 \\ -0,042 \end{smallmatrix}\right).$$

Допуски на свободные размеры оговариваются в технических требованиях, записываемых на поле чертежа в одной из следующих форм:

1. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий  $H12$ , валов  $h12$ , остальных  $\pm IT12/2$ .

2. Неуказанные предельные отклонения размеров: диаметров  $H12$ ,  $h12$ , остальных  $J_s 12$ .  $\emptyset 10H7/g6$

В обозначение посадки входит номинальный размер, общий для соединяемых отверстий и вала, за которым следует обозначение полей допусков отверстия и вала в виде  $\emptyset 10 \frac{H7}{g6}$ , или  $\emptyset 10H7/g6$ , или  $\emptyset 10H7-g6$ .

В обозначении посадки допускается указание на чертежах предельных размеров (отклонений) вала и отверстия, например,

$$\emptyset 12 \left( \begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,032 \\ -0,059 \end{smallmatrix} \right).$$

При назначении допусков на размеры деталей необходимо учитывать, что с повышением точности увеличивается стоимость изделий. Поэтому при проектировании назначают такую наименьшую точность, которая обеспечит надежную работоспособность механизма и его отдельных сопряжений и не вызовет излишнего усложнения технологии обработки деталей.

В приборостроении для ответственных соединений, к которым предъявляются высокие требования в отношении определенности характера посадок и взаимозаменяемости деталей, применяют 6 и 7 квалитеты. При необходимости получить особо высокую точность применяют 5 и ниже квалитеты. Квалитеты 8 и 9 применяются при несколько пониженных требованиях к определенности посадок, при достаточно высоких требованиях к взаимозаменяемости деталей. Для

соединений, допускающих большую величину и колебание зазоров, применяют 10 и 11 качества. Качества 12–18 применяются для свободных размеров, для которых допуски на чертежах не проставляются, оговариваются в технических требованиях.

Из всех возможных полей допусков размеров стандартом устанавливаются предпочтительные для применения поля допусков. Рекомендации по выбору полей допусков для типовых соединений деталей приведены в таблице 5.1, а в таблицах 5.2 и 5.3 даны значения предельных отклонений предпочтительных полей допусков соответственно отверстий и валов.

Таблица 5.1 – Рекомендуемые посадки для типовых соединений деталей

Характер соединения	Рекомендуемые посадки	
	система отверстия	система вала
Медленные перемещения и повороты деталей для установки, регулировки, центрирования и т.п.:	<b>С зазором</b>	
	точные	<i>H7/h6, H7/g6, H8/h8, H8/h7</i>
грубые	<i>H11/h11</i>	<i>H11/h11</i>
Вращение валов в опорах скольжения со смазкой соединения, в которых требуется относительно большой зазор	<i>H7/f7, H8/e8, H8/d9, H9/d9, H11/d11, H7/e8</i>	<i>F8/h6, F9/h8</i>
Неподвижные соединения с применением фиксирующих устройств, разбираемые для осмотра, ремонта и замены деталей и т.п.	<b>Переходные</b>	
	<i>H7/j6, H7/k6, H7/n6</i>	<i>J7/h6, K7/h6, N7/h6</i>
Неподвижные соединения, не подлежащие разъему	<b>С натягом</b>	
	<i>H7/p6, H7/r6, H7/s6</i>	<i>P7/h6</i>

Таблица 5.2 – Предельные отклонения предпочтительных полей допусков отверстий

Интервалы размеров, мм	Поля допусков									
	<i>H7</i>	<i>J<sub>s</sub>7</i>	<i>K7</i>	<i>N7</i>	<i>P7</i>	<i>F8</i>	<i>H8</i>	<i>E9</i>	<i>H9</i>	<i>H11</i>
	Предельные отклонения, мкм									
От 1 до 3	+10 0	+5 -5	0 -10	-4 -14	-6 -16	+20 +6	+14 0	+39 +14	+25 0	+60 0
св.3 до 6	+12 0	+6 -6	+3 -9	-4 -16	-8 -20	+28 +10	+18 0	+50 +20	+30 0	+75 0
св.6 до 10	+15 0	+7 -7	+5 -10	-4 -19	-9 -24	+35 +13	+22 0	+61 +25	+36 0	+90 0
св.10 до 18	+18 0	+9 -9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	+43 +16	+27 0	+75 +32	+43 0	+110 0
св.18 до 30	+21 0	+10 -10	+6 -15	-7 -28	-14 -35	+53 +20	+32 0	+92 +40	+52 0	+130 0
св.30 до 50	+25 0	+12 -12	+7 -18	-8 -33	-17 -42	+64 +25	+39 0	+112 +50	+62 0	+160 0
св.50 до 80	+30 0	+15 -15	+9 -21	-9 -39	-21 -51	+76 +30	+46 0	+134 +60	+74 0	+190 0
св.80 до 120	+35 0	+17 -17	+10 -25	-10 -45	-24 -59	+90 +36	+54 0	+159 +72	+87 0	+220 0
св.120 до 180	+40 0	+20 -20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	+106 +43	+63 0	+185 +85	+100 0	+250 0
св.180 до 250	+46 0	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	+122 +50	+72 0	+215 +100	+115 0	+290 0



Таблица 5.3 – Предельные отклонения предпочтительных полей допусков валов

Интервалы размеров, мм	Поля допусков															
	<i>g6</i>	<i>h6</i>	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>f7</i>	<i>h7</i>	<i>e8</i>	<i>h8</i>	<i>d9</i>	<i>h9</i>	<i>d11</i>	<i>h11</i>
	Предельные отклонения, мкм															
От 1	-2	0	+3	+6	+10	+12	+16	+20	-6	0	-14	0	-20	0	-20	0
до 3	-8	-6	-3	0	+4	+6	+10	+14	-17	-10	-28	-14	-45	-25	-80	-60
св.3	-4	0	+4	+9	+16	+20	+23	+27	-10	0	-20	0	-30	0	-30	0
до 6	-12	-8	-4	+1	+8	+12	+15	+19	-22	-12	-38	-18	-60	-30	-105	-75
св.6	-5	0	+4,5	+10	+19	+24	+28	+32	-13	0	-25	0	-40	0	-40	0
до 10	-14	-9	-4,5	+1	+10	+15	+19	+23	-28	-15	-47	-22	-76	-36	-130	-90
св.10	-6	0	+5,5	+12	+23	+29	+34	+39	-16	0	-32	0	-50	0	-50	0
до 18	-17	-11	-5,5	+1	+12	+18	+23	+28	-34	-18	-59	-27	-93	-43	-160	-110
св.18	-7	0	+6,5	+15	+28	+35	+41	+48	-20	0	-40	0	-65	0	-65	0
до 30	-20	-13	-6,5	+2	+15	+22	+28	+35	-41	-21	-73	-33	-117	-52	-195	-130
св.30	-9	0	+8	+18	+33	+42	+50	+59	-25	0	-50	0	-80	0	-80	0
до 50	-25	-16	-8	+2	+17	+26	+34	+43	-50	-25	-89	-39	-142	-62	-240	-160
св.50							+60	+72								
до 65	-10	0	+9,5	+21	+39	+51	+41	+53	-30	0	-60	0	-100	0	-100	0
св.65							+62	+78								
до 80	-29	-19	-9,5	+2	+20	+32	+62	+78	-60	-30	-106	46	-174	-74	-290	-190
св.80							+73	+93								
до 100	-12	0	+11	+25	+45	+59	+51	+71	-36	0	-72	0	-120	0	-120	0
св.100							+76	+101								
до 120	-34	-22	-11	+3	+23	+37	+76	+101	-71	-35	-126	-54	-207	-87	-340	-220
св.120							+88	+177								
до 140							+63	+92								
св.140							+90	+125								
до 160	-14	0	+12,5	+28	+52	+68	+90	+125	-43	0	-85	0	-145	0	-145	0
св.160							+65	+100								
до 180	-39	-25	-12,5	+3	+27	+43	+65	+100	-83	-40	-148	-63	-245	-100	-395	-250
св.180							+93	+133								
до 200							+68	+108								
св.200							+106	+151								
до 225	-15	0	+14,5	+33	+60	+79	+106	+151								
св.225							+77	+122								
до 250	-44	-29	-14,5	+4	+31	+50	+77	+122	-50	0	-100	0	-170	0	-170	0
							+109	+159								
							+80	+130	-96	-46	-172	-72	-285	-115	-460	-290
							+113	+169								
							+84	+140								

## 5.2. Расчет размерных цепей

*Размерной цепью* называется замкнутая цепь взаимосвязанных размеров, относящихся к одной или к нескольким деталям, определяющая относительное положение поверхностей или геометрических осей этих деталей. Основными свойствами размерной цепи являются замкнутость размерного контура и влияние на величину одного из размеров цепи отклонений любого размера, входящего в данную размерную цепь.

Размеры, образующие цепь, называют звеньями. Любая размерная цепь состоит из нескольких составляющих звеньев и одного замыкающего звена. Замыкающим считают то звено, размер которого при сборке узла или при изготовлении детали непосредственно не выдерживается, а является результатом выполнения остальных звеньев цепи. Составляющие звенья разделяют на *увеличивающие* и *уменьшающие*. *Увеличивающими* называют звенья, при увеличении которых замыкающее звено также увеличивается. *Уменьшающими* называют звенья, при увеличении которых замыкающее звено уменьшается. Звеньями размерной цепи могут быть *линейные* и *угловые* размеры.

Различают *детальные* (рис.5.4, а) и *сборочные* (рис.5.4, б) цепи. У каждой детали может быть несколько размерных цепей. В ряде случаев один и тот же размер может входить в несколько размерных цепей. В сборочной размерной цепи размером, который получается последним, т.е. замыкающим, является зазор, натяг или же величина смещения одной детали относительно других в процессе работы механизма. Для сложных деталей и узлов целесообразно строить безмасштабные схемы размерных цепей (рис.5.4, в).

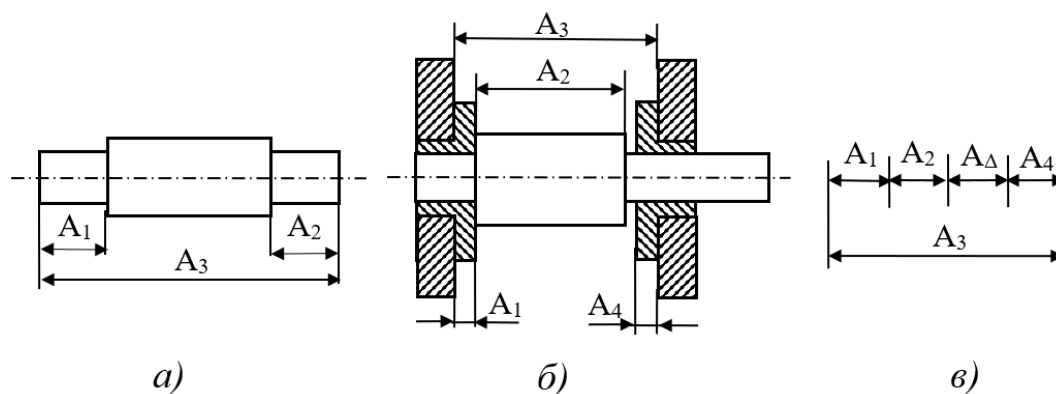


Рисунок 5.4 – Размерные цепи

Для расчета размерных цепей разработаны следующие основные методы:

- метод полной взаимозаменяемости (метод максимума – минимума);
- вероятностный метод;
- метод пригонки;
- метод регулирования;
- метод групповой взаимозаменяемости.

*Метод полной взаимозаменяемости*, или метод максимума – минимума основан на предположении, что все звенья размерной цепи имеют предельные размеры, наибольшие для увеличивающихся звеньев и наименьшие для уменьшающихся звеньев. Метод применяют в случае единичного и мелкосерийного производства или когда требуется обеспечить полную взаимозаменяемость деталей.

В основе *вероятностного метода* расчета размерных цепей находятся статистические законы распределения погрешностей размеров деталей. Метод является основным методом расчета размерных цепей при серийном производстве.

*Метод пригонки* предполагает выбор одного из размеров размерной цепи в качестве компенсирующего с последующей подгонкой его до требуемого значения. Метод применяется в единичном и мелкосерийном производстве.

*Метод регулирования* предполагает наличие компенсирующего звена, размер которого изменяется до требуемого значения при сборке изделия.

В соответствии с методом *групповой взаимозаменяемости* изготовленные детали предварительно комплектуются в группы с заданными значениями допусков. В последующем осуществляется сборка деталей, имеющих одинаковую точность. Метод применяют при необходимости обеспечения высокой точности изготовления устройств.

Рассмотрим наиболее распространенный метод расчета размерных цепей – *метод полной взаимозаменяемости*. При расчетах принято обозначать линейные размеры звеньев прописными буквами русского алфавита, угловые размеры – строчными буквами греческого алфавита. Подстрочными цифровыми индексами указывают номер составляющего звена. Над буквой, обозначающей увеличивающееся звено, проставляют стрелку, направленную вправо, а для уменьшающихся звеньев – направленную влево. Замыкающий размер обозначают подстрочным индексом  $\Delta$ .

Связь между номинальными значениями замыкающего размера и увеличивающимися и уменьшающимися размерами выражается формулой

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_j - \sum_{k=1}^p \tilde{A}_k . \quad (5.1)$$

Максимальное и минимальное значения замыкающего размера определяют исходя из предельных значений составляющих размеров размерной цепи:

$$A_{\Delta max} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_{j max} - \sum_{k=1}^p \tilde{A}_{k min}; \quad A_{\Delta min} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_{j min} - \sum_{k=1}^p \tilde{A}_{k max}. \quad (5.2)$$

Допуск замыкающего размера с учетом значений допусков всех составляющих размерную цепь размеров выражается формулой

$$T A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n T \vec{A}_j + \sum_{k=1}^p T \tilde{A}_k = \sum_{i=1}^{m-1} T A_i. \quad (5.3)$$

Из выражения (5.3) следует, что замыкающий размер имеет самое большое значение допуска, т.е. он является самым грубым размером в цепи.

Верхнее и нижнее отклонения замыкающего размера связаны с верхними и нижними отклонениями составляющих размеров цепи следующими формулами:

$$Es(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n Es(\vec{A}_j) - \sum_{k=1}^p Ei(\vec{A}_k); \quad (5.4)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n Ei(\vec{A}_j) - \sum_{k=1}^p Es(\vec{A}_k). \quad (5.5)$$

В формулах (5.1)...(5.5) приняты следующие обозначения:  $A_{\Delta}$ ,  $A_i$  – номинальный размер замыкающего и  $i$ -го составляющего звена;  $A_{max}$ ,  $A_{min}$  – наибольшее и наименьшее значения размера  $A$ ;  $T$  – допуск;  $Es$ ,  $Ei$  – соответственно верхнее и нижнее отклонения размера;  $m$  – общее число звеньев размерной цепи, включая замыкающее звено;  $n$ ,  $p$  – соответственно число увеличивающих и уменьшающих звеньев.

С помощью теории размерных цепей возможно решение двух задач:

– определение допусков и предельных отклонений составляющих звеньев по заданным номинальным размерам звеньев и предельным отклонениям замыкающего звена (*прямая задача*).

– нахождение номинального размера и предельных отклонений замыкающего звена по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев (*обратная задача*);

Одним из способов решения *прямой задачи* является *способ равных допусков*, который применяют в случае, когда размеры составляющих звеньев находятся в одном или двух интервалах номинальных размеров.

При решении *обратной задачи* последовательно вычисляют по формулам (5.1), (5.3), (5.4), (5.5) номинальный размер замыкающего звена  $A_{\Delta}$ , допуск  $TA_{\Delta}$ , верхнее и нижнее отклонения размера замыкающего звена  $Es(A_{\Delta})$  и  $Ei(A_{\Delta})$ .

**Пример 5.1:** Для детали (рис. 5.5) необходимо определить номинальный размер и предельные отклонения для замыкающего размера  $A_{\Delta}$ . Размеры  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  – уменьшающие, размер  $A_4$  – увеличивающий.

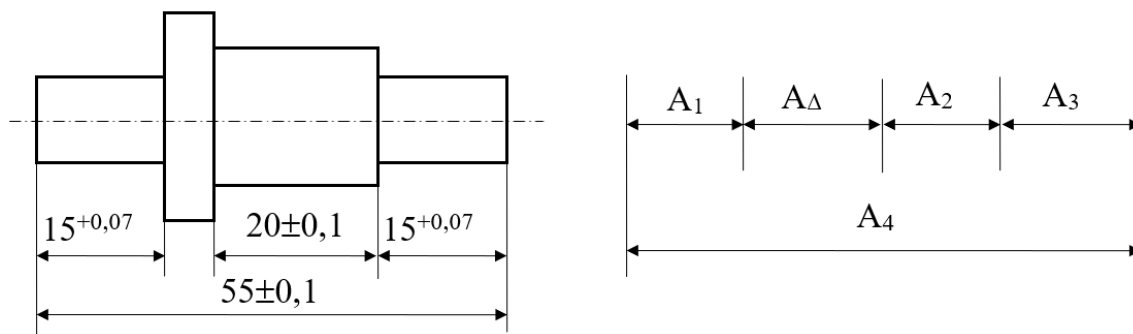


Рисунок 5.5 – Иллюстрация к примеру 5.1

По формулам (5.1), (5.2), (5.3) и (5.4) находим:

$$A_{\Delta} = A_4 - (A_1 + A_2 + A_3) = 55 - (15 + 20 + 15) = 5 \text{ мм};$$

$$A_{\Delta max} = 55,15 - (15 + 19,9 + 15) = 5,25 \text{ мм};$$

$$A_{\Delta min} = 54,85 - (15,07 + 20,1 + 15,07) = 4,61 \text{ мм};$$

$$TA_{\Delta} = 0,3 + 0,07 + 0,2 + 0,07 = 0,64 \text{ мм};$$

$$Ec(A_{\Delta}) = \frac{0,15-0,15}{2} - \left( \frac{0,07+0}{2} + \frac{0,1-0,1}{2} + \frac{0,07-0}{2} \right) = -0,07 \text{ мм};$$

$$Ec(A_{\Delta}) = -0,07 + 0,64/2 = 0,25 \text{ мм};$$

$$Ei(A_{\Delta}) = -0,07 - 0,64/2 = -0,39 \text{ мм};$$

Проверяем правильность расчетов, используя выражения (5.4, 5.5):

$$Es(A_{\Delta}) = 0,15 - (-0,1) = 0,25 \text{ мм};$$

$$Ei(A_{\Delta}) = -0,15 - (0,07 + 0,1 + 0,07) = -0,39 \text{ мм}.$$

*О т в е т:*  $A_{\Delta} = 5_{-0,39}^{+0,25}$  мм.

### 5.3. Шероховатость поверхностей деталей

Микрорельеф поверхности детали представляет собой чередующиеся микровыступы и микровпадины, величина и периодичность которых определяет погрешность поверхности. В зависимости от соотношения шага  $S$  неровностей к их величине  $H$  погрешность поверхности принято называть *волнистостью* ( $S/H > 50$ ) или *шероховатостью* ( $S/H < 50$ ).

Для количественной оценки шероховатости поверхности ГОСТ2789-73 устанавливает шесть параметров – три высотных и три вдоль средней линии профиля поверхности. Главными параметрами шероховатости поверхности являются высотные, к которым относятся:

$R_a$  – среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля от его средней линии в пределах базовой длины  $l$ ;

$R_z$  – высота неровностей профиля по десяти точкам, определяемая как сумма средних арифметических абсолютных отклонений точек пяти наибольших выступов и пяти наибольших впадин профиля на базовой длине  $l$ ;

$R_{max}$  – наибольшая высота неровностей профиля, равная расстоянию между линией выступов и линией впадин, проведенными на уровне наибольших отклонений профиля в пределах базовой длины  $l$ .

Наиболее характерные для приборостроения значения параметров  $R_a$ ,  $R_z$  и  $R_{max}$  в мкм приведены ниже:

100	80	63	50	40	32	25	20	16	12,5
10	8	6,3	5	4	3,2	2,5	2	1,6	1,25
1	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125
0,1	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	0,02	0,016	0,012

Выбор параметров для нормирования шероховатости должен производиться с учетом назначения и эксплуатационных свойств поверхности. Предпочтительно нормировать параметр  $R_a$ , который более точно, по сравнению с  $R_z$  и  $R_{max}$ , отражает отклонения профиля, поскольку определяется по значительному числу точек. В таблице 5.4 приведены соотношения значений  $R_a$ ,  $R_z$  и  $R_{max}$  для различных значений базовой длины  $l$ .

Таблица 5.4 – Соотношения значений  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{max}$  и базовой длины  $l$

$R_a$ , мкм	$R_z, R_{max}$ , мкм	$l$ , мм
До 0,025	До 0,10	0,08
Св. 0,025 до 0,4	Св. 0,10 до 1,6	0,25
« 0,4 « 3,2	« 1,6 « 12,5	0,8
« 3,2 « 12,5	« 12,5 « 50	2,5
« 12,5 « 100	« 50 « 400	8

Выбор численных значений параметров производят в зависимости от требований, предъявляемых к шероховатости поверхности, а также ориентируясь на рекомендуемые соотношения и данные опыта конструирования. В свою очередь требования к шероховатости поверхности устанавливают исходя из функционального назначения поверхности, конструктивных особенностей детали и возможности их достижения рациональными методами обработки. Качество обрабатываемой поверхности детали должно находиться в определенной связи с точностью выполнения размеров этой поверхности. Наибольшие значения  $R_a$  и  $R_z$  могут быть выражены через допуск  $T$  размера следующими соотношениями:  $R_a \leq (0,025 \dots 0,05)T$ ;  $R_z \leq (0,1 \dots 0,2)T$ .

В таблице 5.5 приведены рекомендуемые значения параметра  $R_z$  (мкм) для различных квалитетов и посадок в зависимости от номинального размера.

Таблица 5.5 – Рекомендуемые шероховатости для различных квалитетов и допусков

Поля допусков	Номинальные размеры, мм			
	1-10	10-30	30-80	80-120
<i>H6, G6, g5, K6, k6, M6, m5, n5</i>	0,16-0,32	0,16-0,32	0,32-0,63	0,32-0,63
<i>h5, js5, js6</i>	0,08-0,16	0,08-0,16	0,16-0,32	0,32-0,63
<i>H7, G7, F7, g6, f6</i>	0,32-0,63	0,63-1,25	0,63-1,25	0,63-1,25
<i>Js7, K7, M7, N7, R7, h6, m6, n6, r6</i>	0,16-0,32	0,32-0,63	0,32-0,63	0,63-1,25

Данные о достижимой шероховатости поверхности при различных видах ее обработки приведены в таблице 5.6. Примеры нормирования шероховатости поверхностей в зависимости от их функционального назначения даны в таблице 5.7.

Таблица 5.6 – Шероховатость поверхности ( $R_a$ , мкм) при различных видах обработки

Обработка	Поверхности		
	наружного вращения	внутреннего вращения	плоские
Точение:			
черновое	12,5...5,0	12,5...6,3	12,5...6,3
получистовое	6,3...3,2	6,3...3,2	-
чистовое	3,2...2,5	2,5...0,63	3,2...2,5
тонкое	1,25...0,63	0,32...0,08	2,5...1,25
Шлифование:			
предварительное	2,5...1,0	3,2...1,6	4,0...1,6
чистое	1,25...0,2	1,6...0,32	1,6...0,32
тонкое	0,25...0,05	0,32...0,08	0,32...0,08
Притирка	0,1...0,01	0,16...0,02	0,1...0,02

Структуру обозначения на чертежах шероховатости поверхностей деталей устанавливает ГОСТ 2.309–73 с изменениями от 01.07.2004 года. В соответствии со стандартом для обозначения шероховатости используют один из трех условных знаков (рис.5.6, б). Выбор знака зависит от способа обработки поверхности:

– знак I применяют для обозначения шероховатости поверхности, вид обработки которой не устанавливается;

– знак II служит для обозначения шероховатости поверхности, которая должна быть получена удалением материала, например, точением, фрезерованием, травлением и т.п.;

– знак III применяют в случае, когда шероховатость поверхности должна быть получена без удаления материала, например литьем, ковкой, волочением и

т.п. Кроме этого, знак III используют для указания поверхностей, которые по данному чертежу не обрабатываются.

Высоту  $h$  знака (рис.5.6, б) принимают равной высоте цифр размерных чисел чертежа, а высоту  $H$  равной  $(1,5 \dots 5,0) h$ . Знак шероховатости располагают острием к поверхности, как это показано на рис.5.6, а. В случае, когда на чертеже детали недостаточно места для расположения знака, можно использовать выноски или полки.

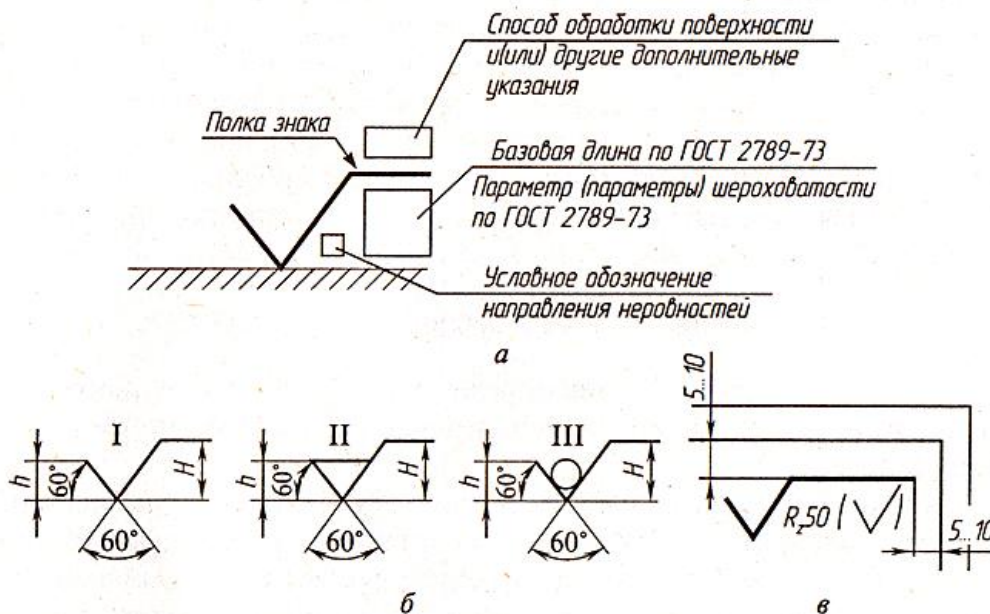


Рисунок 5.6 – Обозначение шероховатости: а – размещение дополнительной информации; б – размеры условного знака; в – общий знак шероховатости ставится в правом верхнем углу чертежа

Численное значение параметра шероховатости с указанием его условного обозначения (например,  $R_a 3,2$ ) располагают под полкой знака (рис.5.6, а). Над полкой знака указывают способ обработки, если этот способ является единственным для получения требуемой шероховатости, например, *Полировать*. При необходимости под полкой знака располагают условное обозначение направления неровностей контролируемой поверхности.

Если для всех поверхностей детали установлены одинаковые требования к шероховатости, то общий знак шероховатости ставится в правом верхнем углу чертежа. В правом верхнем углу чертежа указывается также преобладающая шероховатость поверхностей детали (поверхностей, шероховатость которых не указана на чертеже). В этом случае за численным значением шероховатости в круглых скобках помещается несколько уменьшенный, по сравнению с основным, знак шероховатости I без полки (рис. 5.6, в).

В таблице 5.7 приведены значения параметров шероховатости поверхностей типовых деталей и соединений.

Таблица 5.7 – Шероховатости поверхностей некоторых типовых деталей и соединений

Типовые поверхности	$R_z, R_a$ , мкм
Нерабочие контуры деталей Отверстия для крепежных деталей Свободные несопрягаемые торцовые поверхности валов и т.д.	$R_z = 320 - 180$ $R_z = 80$ $R_z = 40$
Поверхности, прилегающие к другим поверхностям, но не являющиеся сопряженными	$R_z = 20$
Радиусы скруглений	$R_a = 2,5$
Поверхности разъема герметичных соединений, отверстия подшипников скольжения	$R_a = 1,25$
Валы в регулируемых соединениях, точные червяки, зубчатые колеса	$R_a = 0,63$
Шейки валов 5-го и 6-го квалитетов	$R_a = 0,32$
Работающие на трение поверхности, от износа которых зависит точность работы механизма	$R_a = 1,60$

#### 5.4. Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей деталей

Точность изготовления деталей механизмов характеризуется не только допусками на их размеры, но также точностью формы и взаимного расположения поверхностей. Обозначения отклонений и численные значения допусков формы и взаимного расположения поверхностей регламентируются ГОСТ 24642-81, 24643-81, 14140-81.

Отклонение формы детали определяется как максимальное отклонение точек реального профиля от прилегающей поверхности, соответствующей расположению профиля идеальной детали (номинального профиля).

Наиболее часто встречающимися на практике видами отклонений формы деталей являются:

- *некруглость* (см. рисунок 5.7, а) и разновидности некруглости: *овальность* (рис. 5.7, б), *огранка* (рис. 5.7, в);
- *неплоскостность и непрямолинейность* поверхности в виде *выпуклости* (рис. 5.7, г) или *вогнутости* (рис. 5.7, д);
- *нецилиндричность* поверхности в виде *бочкообразности* (рис. 5.7, е), *седлообразности* (рис. 5.7, ж), *конусообразности* (рис. 5.7, з).

Отклонениями взаимного расположения поверхностей могут быть: *непараллельность, неперпендикулярность, несоосность, несимметричность, радиальное и торцовое биения.*

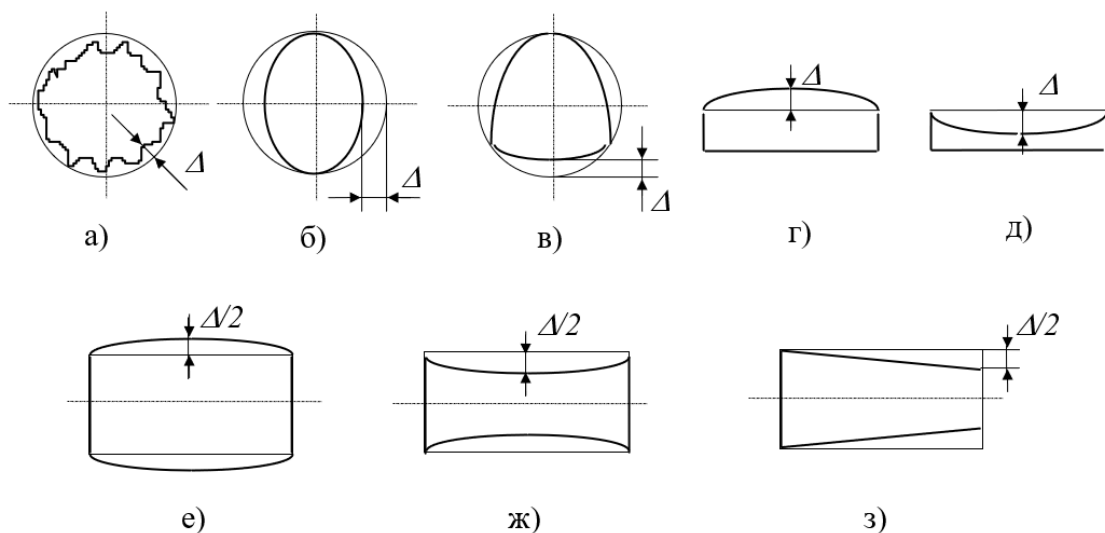


Рисунок 5.7 – Отклонение формы поверхностей деталей

В таблице 5.8 приведены условные обозначения наиболее распространенных видов отклонений формы и взаимного расположения поверхностей деталей.

Таблица 5.8 – Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей деталей

Отклонения формы	Знак	Отклонения взаимного расположения поверхностей	Знак
Некруглость	○	Непараллельность	//
Неплоскостность	▱	Неперпендикулярность	⊥
Непрямолинейность	—	Несоосность	◎
Нецилиндричность	⊘	Несимметричность	≡
Отклонения профиля продольного сечения цилиндрической поверхности	≡	Радиальные или торцовые биения	↗

Примеры условного обозначения на чертежах отклонений формы и взаимного расположения поверхностей деталей приведены на рис. 5.8.

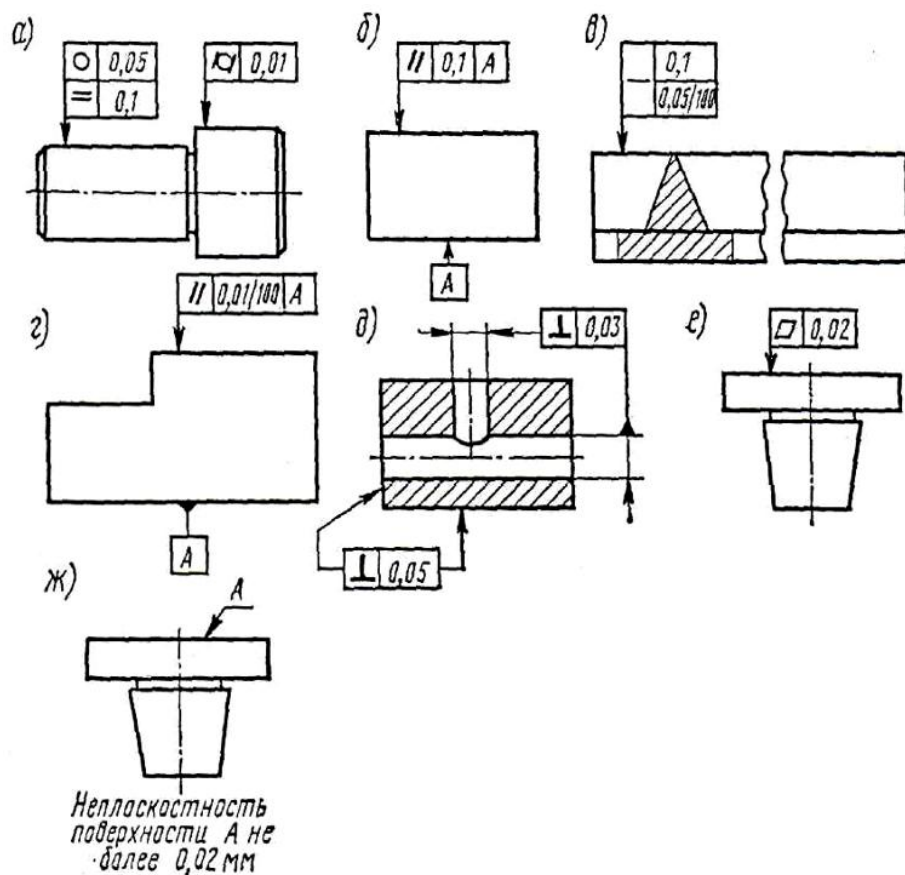


Рисунок 5.8 – Условные обозначения на чертежах отклонений формы и взаимного расположения поверхностей деталей

Данные о предельных отклонениях формы и расположения указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две (рис. 5.8, а) или на три (рис. 5.8, б) части, в которых помещают: в первой – знак отклонения, во второй – предельное отклонение в миллиметрах, в третьей – буквенное обозначение базы, по отношению к которой отсчитывается отклонение. Рамку с данными о предельных отклонениях формы или расположения поверхностей соединяют с элементом, к которому относится предельное отклонение, прямой или ломаной линией, заканчивающейся стрелкой. Рамку с данными о предельных отклонениях расположения поверхностей соединяют также с базой прямой или ломаной линией, заканчивающейся зачерненным треугольником (рис. 5.8, д). Если ни одна из поверхностей не является базовой, от рамки проводят два указателя, заканчивающиеся стрелками (рис. 5.8, д). В случае затруднений в соединении рамки с базой или другой поверхностью, к которой относится отклонение расположения, то поверхность обозначают прописной буквой, вписываемой в третью часть рамки. Эту же букву вписывают в квадратную рамку, которую соединяют с обозначаемой поверхностью линией, заканчивающейся зачерненным треугольником, если обозначают базу (рис. 5.8, г), или стрелкой, если обозначаемая поверхность не является базой (рис. 5.8 б).

Наряду с условными обозначениями отклонений формы и расположения допускается указывать их текстом на поле чертежа (в технических требованиях). В этом случае текст должен содержать: наименование отклонения; указание поверхности (или другого элемента), для которой задается предельное отклонение; при необходимости указание базовой поверхности (или другого элемента), по отношению к которой указывается предельное отклонение; численное значение предельного отклонения в миллиметрах.

На рис. 5.8, е дан пример условного обозначения отклонения от плоскостности, а на рис. 5.8, ж его указание посредством текста.

Предельные отклонения формы и взаимного расположения поверхностей допускается не указывать на чертежах, но в этом случае они не должны превышать допуски на соответствующие размеры.

## 5.5. Покрытия поверхностей деталей

Покрытия позволяют улучшить характеристики применяемых материалов. По назначению покрытия подразделяют на: *защитные, защитно-декоративные, декоративные и специальные*. По виду наносимого материала – *металлические и лакокрасочные*. По количеству слоев различных материалов, наносимых на поверхность, – на *однослойные и многослойные*. Особое место среди покрытий занимают покрытия для защиты от атмосферной коррозии.

При назначении металлического покрытия необходимо учитывать, из какого металла или сплава изготовляют деталь, последующую возможную после нанесения покрытия обработку детали, возможность присоединения других деталей пайкой, требования к шероховатости покрываемой поверхности. Так как допуски на размеры проставляются до нанесения покрытия, то после нанесения покрытия размеры детали изменяются. Поэтому для правильного назначения на размеры предельных отклонений и допусков конструктор должен рассчитать размерную цепь, включающую размер детали до покрытия, толщину покрытия, и окончательный размер, полученный после нанесения покрытия. При конструировании деталей необходимо также помнить, что наличие острых кромок приводит к ускоренному разрушению покрытий.

В практике применяют шесть способов нанесения покрытий: *гальванический, химический, анодизационный, горячий, диффузионный и металлизационный*. Наиболее распространенными в приборостроении являются первых три способа нанесения покрытий.

*Гальванические покрытия* получают путем осаждения на поверхности детали слоя металла из электролита, содержащего ионы данного металла. Наиболее распространенными гальваническими покрытиями являются *цинкование, кадмирование, никелирование и хромирование*.

В таблице 5.9 приведены основные характеристики антикоррозийных покрытий поверхностей деталей из сталей, медных, алюминиевых и магниевых сплавов.

Таблица 5.9 – Антикоррозийные покрытия

Наименование покрытия	Параметры шероховатости поверхности, мкм		Толщина покрытия, мкм	Условное обозначение на чертеже
	$R_a$	$R_z$		
<b>Детали из углеродистых и низкоуглеродистых сталей</b>				
Цинкование с хромированием	–	40...20	3...6	<i>Ц3. xp</i>
			6...9	<i>Ц6. xp</i>
			9...13	<i>Ц9. xp</i>
Кадмирование с хромированием	1,25...0,63	–	15...21	<i>Кд15. xp</i>
Кадмирование с фосфатированием	1,25...0,63	–	9...15	<i>Кд9. фос</i>
Хромирование	1,25...0,63	–	18...24	<i>X18</i>
Никелирование химическое	1,25...0,63	–	50...80	<i>X50</i>
			18...24	<i>Хим. Н18</i>
Химическое оксидирование	–	–	–	<i>Хим. окс</i>
Хромирование с подслоями меди и никеля	1,25...0,63	–	51...66	<i>M36.H15.X</i>
Никелирование с подслоем меди	2,5...1,25	–	42...55	<i>M33. Н9</i>
<b>Детали из нержавеющей стали</b>				
Пассивирование	2,5...1,25	20...5	–	<i>Хим. пас</i>
Электрополирование	5...6	–	–	<i>Электрополировать</i>
<b>Детали из медных сплавов</b>				
Хромирование	4...6	40...10	6...9	<i>X6</i>
			9...13	<i>X9</i>
Никелирование	2,5...1,25	40...10	6...9	<i>Н6</i>
			9...13	<i>Н9</i>
<b>Детали из алюминиевых и магниевых сплавов</b>				
Анодное оксидирование	–	–	–	<i>Ан. окс</i>
Химическое оксидирование	–	–	–	<i>Хим. окс</i>

*Химические покрытия* получают посредством химической обработки деталей в специальных растворах (*оксидирование, фосфатирование, хромирование, пассивирование*) или посредством веществ, способных восстанавливать металлы из растворов их солей без применения электрического тока (*химическое серебрение, никелирование*).

*Анодизационные покрытия* получают путем электрохимического оксидирования алюминиевых и магниевых сплавов.

Условное обозначение на чертежах покрытий записывается в следующем порядке: способ обработки основного металла под покрытие; способ получения покрытия; толщина; материал; функциональные или декоративные свойства; дополнительная обработка покрытия. В обозначении покрытия не обязательно

наличие всех перечисленных элементов. Допускается указывать интервал толщин через дефис. Если толщина покрытия равна или меньше 1 мкм, то в обозначении ее не указывают. Для названных выше трех основных способов нанесения покрытий в условном обозначении покрытия применяют следующие буквенные обозначения: «Хим» – химический, «Ан» – анодизационный, «Гор» – горячий, «Диф» – диффузионный, «Мет» – металлизационный. Гальванический не обозначается. Степень блеска покрытия указывают в условном обозначении следующими буквами: «м» – матовое, «б» – блестящее, «г» – глянцевающее, «зк» – зеркальное. Отсутствие в обозначении информации о степени блеска свидетельствует о том, что требования по блеску не устанавливаются.

Запись обозначения покрытия производится в технических требованиях чертежа в строчку, а все составляющие обозначения отделяют друг от друга точками, за исключением материала покрытия и толщины.

**Примеры обозначений:** М18. Н15. Х. зк – хромовое покрытие с подслоем меди толщиной 18 мкм и слоем никеля толщиной 15 мкм, зеркальное; Цб. хр. ч – цинковое покрытие толщиной 6 мкм с черным хромированием. Если на все поверхности детали требуется нанести одно и то же покрытие, то запись делают по типу «Покрытие ЦЗ. хр».

В таблице 5.10 приведены рекомендуемые защитные покрытия для наиболее распространенных видов деталей.

Таблица 5.10 – Рекомендуемые покрытия поверхностей деталей

Виды деталей	Рекомендуемые покрытия
<p>Корпуса, крышки, платы, кронштейны</p> <p>Оси, втулки, валики, пальцы, поводки, направляющие каретки</p> <p>Детали зубчатых передач, колеса, трибы, рейки, секторы</p>	<p>Химическое оксидирование, анодное оксидирование, пассивирование, цинкование, фосфатирование, с дополнительными лакокрасочными покрытиями</p> <p>Цинкование, кадмирование, хромирование, никелирование, анодное оксидирование, химическое оксидирование</p> <p>Цинкование, кадмирование, защитное азотирование, анодное оксидирование, никелирование, хромирование, пассивирование, электрополирование</p>

Крепежные детали	Цинкование, фосфатирование, хромирование, никелирование, кадмирование, оксидирование
Упругие элементы	Цинкование, кадмирование, оксидирование, пассивирование, хромирование
Шкалы, планки, стрелки, индексы и т.п.	Цинкование, кадмирование, никелирование, хромирование, оксидирование, пассивирование
Токопроводящие детали, контактные кольца, наконечники и т.п.	Никелирование, оловянирование, серебрение, родирование, палладирование, золочение
Детали, работающие в условиях трения без покрытия	Антикоррозийные смазки

При нанесении покрытия на отдельные поверхности детали их отмечают буквами и запись делают по типу «*Покрытие поверхности А ...*». Если покрытие наносится на наружную или внутреннюю поверхность, то запись на чертеже делают по типу «*Покрытие наружной поверхности ...*». При нанесении различных покрытий на несколько поверхностей детали их обозначают различными буквами и запись делают по типу «*Покрытие поверхности А ..., поверхности Б...*». Если на большинство поверхностей детали наносят одно и то же покрытие, а на остальные поверхности – другое покрытие, то остальные поверхности обозначают одной буквой и на чертеже детали делают запись по типу «*Покрытие поверхности А ..., остальных ...*» или «*Покрытие ..., кроме поверхности А*».

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ванторин, В. Д. Механизмы приборных и вычислительных систем / В. Д. Ванторин. – М. : Высшая школа, 1985. –415с.
2. Вopilкин, Е. А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем / Е. А. Вopilкин. – М. : Высшая школа, 1980. –463с.
3. Вышинский, Н. В. Техническая механика / Н. В. Вышинский. – Мн.: ИВЦ Минфина, 2006. – 251 с.
4. Вышинский, Н. В. Техническая механика. Курсовое проектирование / Н. В. Вышинский. – Мн.: Бестпринт, 2001. – 164 с.
5. Вышинский, Н. В. Техническая механика. Сборник задач : пособие / Н. В. Вышинский. – Минск : БГУИР, 2023. – 97 с.
6. Вышинский Н.В. Техническая механика. В 4-х частях. Ч. 1 / Н. В. Вышинский. Минск: БГУИР, 2018.– 127с. – Режим доступа: <http://www.bsuir.by/ru/kaf-inzh-graf/vyshinskiy-n-v>.
7. Вышинский Н.В. Техническая механика. В 4-х частях. Ч. 2. Механика материалов / Н. В. Вышинский. Минск : БГУИР, 2019. – 104 с. – Режим доступа: <http://www.bsuir.by/ru/kaf-inzh-graf/vyshinskiy-n-v>.
8. Вышинский Н.В. Техническая механика. В 4-х частях. Ч. 3. Механика конструкций / Н. В. Вышинский. Минск : БГУИР, 2020. – 75 с. – Режим доступа: <http://www.bsuir.by/ru/kaf-inzh-graf/vyshinskiy-n-v>.
9. Вышинский Н.В. Техническая механика. В 4-х частях. Ч. 4. Детали приборов. Точность механизмов / Н. В. Вышинский. Минск : БГУИР, 2021. – 98 с. – Режим доступа: <http://www.bsuir.by/ru/kaf-inzh-graf/vyshinskiy-n-v>.
10. Вышинский, Н. В. Электромеханический привод. Электрические контакты /Н. В. Вышинский, В. М. Сурин. –Минск : МРТИ, 1985. –32с.
11. Вышинский, Н. В. Опоры и направляющие / Н. В. Вышинский, В. М. Сурин. –Минск : МРТИ, 1988, – 19 с.
12. Гжиров, Р. И. Краткий справочник конструктора / Р. И. Гжиров. –Л. : 1984. –464 с.
13. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев. – М. : 1985. –352 с.
14. Жданович, В. М. Конструирование периферийных устройств ЭВА / В. М. Жданович. –Минск : Вышэйшая школа, 1980. –272 с.
15. Иосилевич, Г.В. Прикладная механика / Г. В. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев. –М. : Машиностроение, 1975. –576с.
16. Красковский, Е. Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Ю. В. Дружинин, Е. М. Филатов. –М. : Высшая школа, 1991. –431с.
17. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. В .Н. Кудрявцева. –Л. : Машиностроение, 1984. –400с.
18. Курсовое проектирование механизмов РЭС / Под ред. Г.И.Рощина. –М. : Высшая школа, 1991. –246 с.

19. Первицкий, Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов / Ю. Д. Первицкий. – М. : Машиностроение, 1976. –456с.
20. Прикладная механика / Под ред. В. М. Осецкого. – М. : Машиностроение, 1977. –398 с.
21. Прикладная механика / Под ред. К.И.Заблонского. – Киев: Высшая школа, 1984. – 279 с.
22. Рошин, Г. И. Несущие конструкции, механизмы и механические узлы ЭВА / Г. И. Рошин. – М. : Советское радио, 1980. –237 с.
23. Скойбеда, А.Т. Прикладная механика / А. Т. Скойбеда, А. А. Миклашенич, Е. Н. Левковский и др.; под ред. А. Т. Скойбеда. – Минск.: Выш. шк. 1997. – 522с.
24. Справочник конструктора-приборостроителя. Проектирование. Основные нормы / В. Л. Соломахо, Р. И. Томилин, Б. В. Цитович, Л. Г. Юдовин. – Минск : Вышэйшая школа, 1988. –272 с.
25. Справочник конструктора–приборостроителя. Детали и механизмы приборов / В. Л. Соломахо, Р. И. Томилин, Б. В. Цитович, Л. Г. Юдовин. –Минск : Вышэйшая школа, 1990. –440 с.
26. Справочник конструктора точного приборостроения / Под ред. К. Н. Явленского, Б. П. Тимофеева, Е. Е. Чаадаевой. –Л. : Машиностроение, 1989. –792 с.
27. Сурин, В.М. Прикладная механика / В. М. Сурин. – Минск : ООО Новое знание, 2005. –388с.
28. Сурин, В. М. Техническая механика : метод. пособие / В. М. Сурин. – Минск : БГУИР, 2008. –45 с.
29. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. Часть 1. Расчеты / Под ред. О. Ф. Тищенко. –М.: Высшая школа, 1978. – 327 с.
30. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. Часть 2. Конструирование / Под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1978. –232с.

*Учебное издание*

**Вышинский** Николай Владимирович,  
**Зайцев** Илья Александрович

**ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА.  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.**  
2-е издание с изменениями и дополнениями

ПОСОБИЕ

Корректор  
Компьютерная правка, оригинал-макет

Подписано в печать 00.00.0000. Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».  
Отпечатано на ризографе. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 100 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение: учреждение образования  
«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий №1/238 от 24.03.2014,  
№2/113 от 07.04.2014, №3/615 от 07.04.2014.  
Ул. П. Бровки, 6, 220013, г. Минск