



Министерство образования  
Республики Беларусь

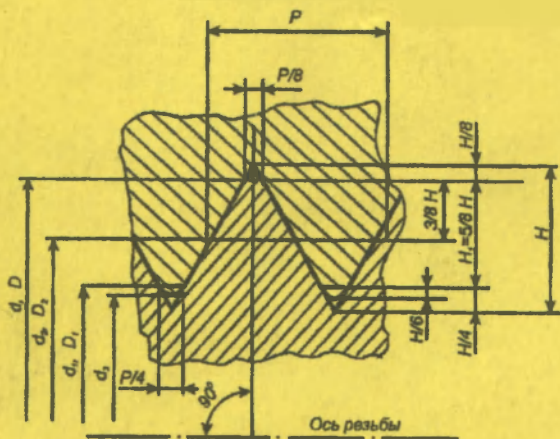
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Стандартизация, метрология  
и информационные системы»

# НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ 1 ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

## КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

### Часть 1



Минск 2006

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Стандартизация, метрология  
и информационные системы»

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ  
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие  
для студентов инженерно-технических специальностей

В 2 частях

Часть 1

Под редакцией Б.В. Цитовича и П.С. Серенкова

Минск 2006

УДК [006.015.3+531.7](075.8)

ББК 30.10 я 7

Н 83

Рекомендовано Редакционно-издательским советом  
Белорусского национального технического университета

Авторы:

Б.В. Цитович, П.С. Серенков, К.И. Дадьков,  
Л.В. Купреева, А.В. Кусяк, Г.В. Боровец

Рецензенты:

И.Г. Леонов, заведующий кафедрой «Стандартизация, метрология и сертификация» Белорусского государственного института повышения квалификации и переподготовки кадров, кандидат технических наук;  
Н.А. Кусакин, директор Белорусского государственного института стандартизации и сертификации, кандидат технических наук, доцент

**Цитович, Б.В.**

Н 83 Нормирование точности и технические измерения. Курсовое проектирование: учебно-методическое пособие для студентов инженерно-технических специальностей. В 2 ч. Ч. 1 / Б.В. Цитович [и др.]; под ред. Б.В. Цитовича и П.С. Серенкова. – Мн.: БНТУ, 2006. – 176 с.

ISBN 985-479-406-7 (Ч.1).

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с типовыми программами дисциплин «Стандартизация норм точности» и «Нормирование точности и технические измерения».

В первой части рассмотрены основные разделы лекционного курса двух дисциплин с целью дальнейшего их использования при проведении практических занятий и выполнения курсового проекта или работы.

Методические рекомендации, приведенные в пособии, могут быть также использованы для самостоятельной работы студентов как дневного, так и заочного отделений высших учебных заведений.

УДК [006.015.3+531.7](075.8)  
ББК 30.10 я7

ISBN 985-479-406-7 (Ч.1)

ISBN 985-479-408-3

© БНТУ, 2006

## Оглавление

Введение.....	5
1. СТРУКТУРА КУРСОВОЙ (КОНТРОЛЬНОЙ) РАБОТЫ. . .	7
1.1. Выбор и обоснование норм точности соединений. . . . .	7
1.1.1. Выбор норм точности элементов сложного изделия. . . . .	7
1.1.2. Обоснование заданных норм точности элементов изделий. . . . .	7
1.2. Анализ норм точности геометрических параметров деталей. . . . .	8
1.3. Выбор методик измерительного контроля геометрических параметров. . . . .	9
2. НАЗНАЧЕНИЕ И АНАЛИЗ НОРМ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ. . . . .	11
2.1. Краткое описание состава и работы изделия. . . . .	11
2.2. Выбор норм точности для отдельных поверхностей и соединений. . . . .	12
2.2.1. Выбор посадок гладких цилиндрических поверхностей. . . . .	13
2.2.2. Пример расчёта посадки с зазором. . . . .	17
2.2.3. Пример расчёта переходной посадки. . . . .	21
2.2.4. Пример расчёта посадки с натягом. . . . .	26
2.2.5. Выбор допусков формы и расположения поверхностей. . . . .	28
2.2.6. Выбор общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей. . . . .	34
2.2.7. Выбор требований к шероховатости поверхности. . . . .	42
2.3. Комплексное назначение норм точности для типовых соединений с несколькими сопрягаемыми поверхностями. . . . .	46
2.3.1. Выбор и расчет посадок подшипников качения. Выбор допусков формы и расположения и параметров шероховатости поверхностей деталей, сопрягаемых с подшипниками. . . . .	47
2.3.2. Выбор и расчет посадок шпоночного соединения. Выбор допусков формы и расположения и параметров шероховатости поверхностей шпоночного соединения. . . . .	69

2.3.3. Выбор посадок для шлицевого соединения. Выбор допусков формы и расположения и параметров шероховатости поверхностей шлицевого соединения. . . . .	81
2.3.4. Выбор посадок для резьбового соединения. Выбор норм точности деталей резьбового соединения. . . . .	91
2.3.5. Выбор и назначение норм точности зубчатых колес и передач. . . . .	108
<b>3. ВЫБОР МЕТОДИК ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОНТРОЛЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ. . . . .</b>	<b>129</b>
3.1. Измерительный контроль калибрами. . . . .	133
3.2. Измерительный контроль универсальными средствами измерений. . . . .	143
<b>4. УКАЗАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ЧЕРТЕЖАХ. . . . .</b>	<b>149</b>
4.1. Обозначения посадок и допусков гладких поверхностей. Обозначения полей допусков деталей. . . . .	149
4.2. Обозначения допусков формы и расположения поверхностей. . . . .	151
4.3. Обозначения параметров шероховатости поверхностей. . . . .	156
<b>5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ, ЭСКИЗОВ И ЧЕРТЕЖЕЙ. . . . .</b>	<b>163</b>
5.1. Оформление пояснительной записки. . . . .	163
5.2. Оформление эскизов и чертежей. . . . .	167
<b>Л и т е р а т у р а. . . . .</b>	<b>169</b>
<b>Технические нормативные правовые акты. . . . .</b>	<b>169</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ. . . . .</b>	<b>173</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 1. . . . .</b>	<b>173</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 2. . . . .</b>	<b>174</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 3. . . . .</b>	<b>175</b>

## Введение

Настоящее учебно-методическое пособие разработано для выполнения курсового проекта (курсовой работы, контрольной работы) по дисциплинам «Нормирование точности и технические измерения» и «Стандартизация норм точности». Материалы, изложенные в пособии, предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения машиностроительных и приборостроительных специальностей вузов.

Данное пособие можно использовать при выполнении курсового проекта и других работ (домашних заданий и расчетно-графических работ) по вышеперечисленным дисциплинам. Оно может быть полезным для подготовки к практическим занятиям по соответствующим дисциплинам и при выполнении курсовых проектов по дисциплинам, связанным с проектированием механических изделий и/или узлов машино- и приборостроения.

Учебно-методическое пособие состоит из двух частей. В первой части представлены структура и состав курсовой работы, рекомендации по выбору и назначению норм точности, методик контроля параметров, а также основные требования к оформлению работы. Во второй части содержатся варианты заданий, рекомендации и примеры указания норм точности на чертежах, а также примеры оформления некоторых частей работы.

Пособие дает возможность выбора и назначения норм точности в соответствии с заданными требованиями, которые могут быть представлены чертежом изделия и/или условиями отдельных задач. Номенклатуру данных и объем задания преподаватель выбирает по учебному плану в соответствии с видом и объемом работ. Возможно следующее использование вариантов заданий, представленных во второй части пособия:

- выбор норм точности сопряжений и элементов деталей в соответствии с заданным эскизом сложного изделия, расчет посадок и определение допусков, предельных отклонений и других требований в соответствии с принятыми нормами точности;

- расчет посадок и других норм точности в соответствии с заданными вариантами задач;
- выбор норм точности сопряжений и элементов деталей в соответствии с заданным эскизом сложного изделия, расчет посадок и определение допусков, предельных отклонений и других требований в соответствии с заданными вариантами задач.

# 1. СТРУКТУРА КУРСОВОЙ (КОНТРОЛЬНОЙ) РАБОТЫ

## 1.1. Выбор и обоснование норм точности соединений

### 1.1.1. Выбор норм точности элементов сложного изделия

По исходному чертежу сложного изделия (редуктор, коробка передач, коробка скоростей или фрагменты подобных конструкций), не содержащему требований к нормам точности элементов, необходимо дать краткое описание состава и работы изделия.

Далее следует выбрать посадки гладких цилиндрических поверхностей, включая посадки подшипников качения на вал и в корпус, выбрать шпоночное и/или шлицевое соединения, резьбовую посадку, а также нормы точности зубчатых передач; дать краткое обоснование каждого выбранного стандартного соединения со ссылкой на соответствующий технический нормативный правовой акт или другой источник информации (справочная или учебная литература, конструкции-аналоги и др.).

В соответствии с рекомендациями руководителя выполнить рабочие чертежи типовых деталей (вал, втулка, крышка, зубчатое колесо и др.) с указанием всех необходимых норм точности (допуски размеров, формы и расположения поверхностей, параметры и характеристики шероховатости поверхностей). При необходимости дать краткое обоснование выбранной нормы точности. При выполнении чертежа зубчатого колеса особое внимание обратить на таблицу параметров зубчатого венца.

### 1.1.2. Обоснование заданных норм точности элементов изделий

В соответствии с требованиями к соединениям деталей необходимо выбрать и/или пояснить выбор посадок гладких



цилиндрических поверхностей, включая посадки подшипников качения на вал и в корпус, шпоночное и/или шлицевое соединение, резьбовую посадку, а также нормы точности зубчатой передачи. Далее следует дать краткое обоснование каждого выбранного стандартного соединения со ссылкой на соответствующий технический нормативный правовой акт или другой источник информации (справочная или учебная литература, конструкции-аналоги и др.).

После этого надо выполнить рабочие чертежи деталей (вал, зубчатое колесо, др.) с указанием необходимых норм точности (допуски размеров, формы и расположения поверхностей, параметры и характеристики шероховатости поверхностей). Значения основных параметров деталей и требования к их точности выбирают из решений предыдущей задачи, остальные параметры – из конструктивных соображений. При необходимости следует дать краткое обоснование выбранной нормы точности.

## **1.2. Анализ норм точности геометрических параметров деталей**

Для двух стандартных соединений деталей (одного с зазором или с натягом, другого – с переходной посадкой) надо построить схемы расположения полей допусков, рассчитать предельные и вероятностные значения зазоров (натягов), а для переходных посадок – вероятность зазоров и натягов. Привести все варианты условных обозначений посадок.

Для заданной размерной цепи изделия построить схему конструкторской размерной цепи с указанием всех входящих в нее звеньев, предложить метод обеспечения точности замыкающего звена. Выполнить расчет размерной цепи на максимум-минимум и вероятностный расчет, провести сравнительный анализ результатов расчетов.

В соответствии с выбранными нормами точности зубчатой передачи для входящих в нее зубчатых колес назначить

контрольный комплекс, найти значения допусков (предельных отклонений) контролируемых параметров каждого зубчатого колеса, определить средства контроля, привести схемы контроля показателей норм точности (по указанию руководителя).

### **1.3. Выбор методик измерительного контроля геометрических параметров**

В соответствии с назначенными преподавателем объектом измерения и контролируемыми параметрами деталей выбрать комплект калибров для обеспечения измерительного контроля геометрических параметров охватываемой и охватывающей поверхностей.

При описании измерительного контроля калибрами необходимо:

- дать краткую характеристику методики контроля калибрами охватываемой и охватывающей поверхностей;
- построить схемы расположения полей допусков калибров;
- выполнить эскизы рабочих калибров с указаниями требований к размерам, форме и расположению рабочих поверхностей и параметров их шероховатости, а также маркировки калибров.

Затем следует выбрать одну методику выполнения измерений (МВИ) или несколько взаимно дополняющих МВИ для обеспечения измерительного контроля заданных геометрических параметров деталей универсальными средствами измерений и дать их краткое описание. Параметр детали задается как конкретная геометрическая величина с указанием норм точности.

В описание МВИ для обеспечения измерительного контроля должны войти:

- метод измерений;
- допустимая погрешность измерений и предел реализуемой погрешности;

- средства измерений (СИ) и вспомогательные устройства;
- основные метрологические характеристики применяемых СИ;
- схема измерений или измерительного контроля;
- схема контрольных точек и/или контрольных сечений (при необходимости);
- условия измерений.

При описании МВИ следует рассмотреть измерения множества номинально одинаковых физических величин детали (например, размер в разных сечениях одной и той же поверхности) и измерение параметров партии взаимозаменяемых деталей.

## 2. НАЗНАЧЕНИЕ И АНАЛИЗ НОРМ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ

### 2.1. Краткое описание состава и работы изделия

Если к заданию прилагается эскиз сложного изделия без указания основных размеров элементов и требований к их точности, то для обоснованного назначения необходимых норм точности следует выяснить, как изделие работает. Результаты анализа формулируют в виде краткого описания состава и работы изделия. На рис.1 представлен фрагмент сложного изделия (редуктора), состав и работа которого понятны из эскиза, а далее представлен возможный вариант их описания.

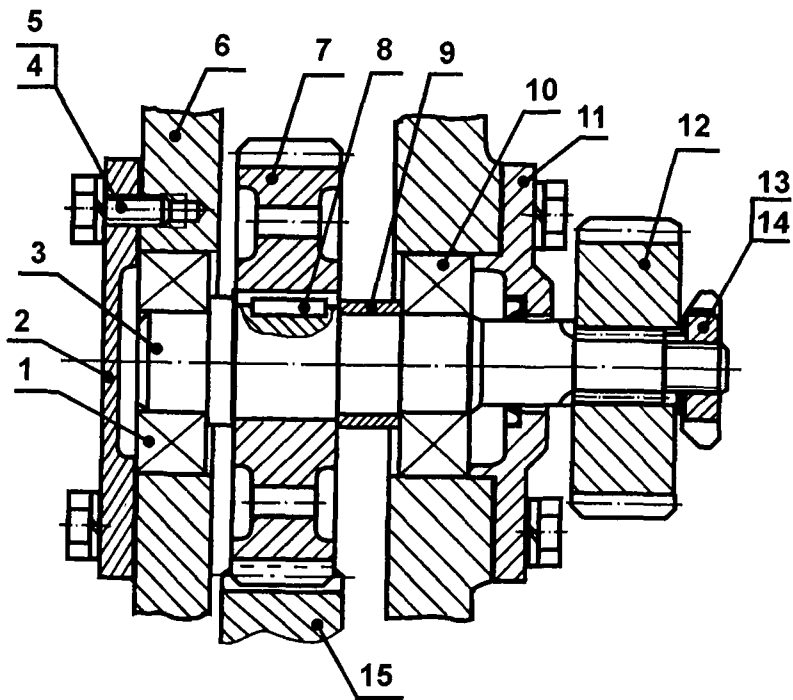


Рис. 1. Эскиз сложного изделия (фрагмент зубчатого редуктора)

Краткое описание состава и работы изделия может выглядеть следующим образом.

В редукторе со сборным корпусом 6 в подшипниках качения 1 и 10 установлен вал 3. На валу 3 установлено зубчатое колесо 7. Шпонка 8 входит в пазы вала 3 и зубчатого колеса 7 и предназначена для передачи крутящего момента. Распорная втулка 9 предотвращает осевое смещение зубчатого колеса 7. Размер прокладки между подшипником качения 10 и крышкой 11 является замыкающим звеном многозвенной размерной цепи (направление – вдоль оси вала). На консольно выступающем конце вала 3 при помощи шлицевого соединения и гайки 13 со стопорным кольцом 14 закреплено зубчатое колесо 12.

Винты 5 с кольцами 4 предназначены для крепления на корпусе 6 крышек 2 и 11. На эскизе не показан второй вал с сопрягаемым зубчатым колесом 15.

Очевидно, что более полный эскиз (чертеж) должен сопровождаться более подробным описанием с обоснованным назначением всех необходимых норм точности. В рамках курсовой работы не ставится задача представить чертеж общего вида сложного изделия, который позволил бы разработать всю рабочую документацию. Законченный (окончательно оформленный) эскиз должен включать необходимую информацию обо всех заданных сопряжениях и размерных цепях, обеспечивающую возможность разработки чертежей деталей, которые определяет руководитель.

## **2.2. Выбор норм точности для отдельных поверхностей и соединений**

При назначении норм точности по аналогии дают краткую характеристику работы соединения или поверхности и указывают источник, откуда взята рекомендуемая норма. Например: «Допуск плоскостности рабочей поверхности стола назначаем по 6-й степени точности, как рекомендует справочник [1] для соответствующих деталей приборов нормальной точности.

При максимальной длине стола 160 мм допуск плоскостности составит 10 мкм».

Следует различать аналоги в виде технических нормативных правовых актов (такие как стандартные резьбовые посадки с натягом, посадки подшипников качения и др.) и аналоги, представленные в справочной или учебной литературе, конструкции аналогичных изделий и др. При использовании аналогов, не включенных в состав технических нормативных правовых актов, можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в настоящем пособии.

Анализ норм точности геометрических параметров деталей включает построение схем расположения полей допусков, расчет предельных значений размеров поверхностей, а для посадок – расчет предельных, средних и вероятностных значений зазоров (натягов), а также выводы по результатам выполненных расчетов или другой аналитической работы. Необходимые примеры приведены в настоящем издании.

### ***2.2.1. Выбор посадок гладких цилиндрических поверхностей***

В Единой системе допусков и посадок (ЕСДП) стандартизованы поля допусков, а посадки не имеют стандартных наименований. Однако любые посадки, образованные с применением стандартных полей допусков, являются стандартными. Рекомендуемые посадки образуются только в системах основного отверстия или основного вала.

Посадки с нулевым гарантированным зазором типа  $H/h$  («скольжения») применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить относительное продольное перемещение деталей или поворот их относительно друг друга с небольшой скоростью, например, при установочных или регулировочных перемещениях. При сравнительно низких требованиях к точности можно использовать посадку  $H11/h11$ , при более высоких –  $H8/h7$  или  $H7/h6$ .

Посадки с наименьшим гарантированным зазором («движения») используют для обеспечения точного вращения деталей с небольшой скоростью. К таким посадкам относятся посадки типа  $H/g$  или  $G/h$ . В опорах скольжения, работающих при средних скоростях, применяют посадки с несколько большим гарантированным зазором, например,  $H7/f7$  или  $H8/f8$ .

При сравнительно невысоких требованиях к точности вращения и относительно высоких скоростях в опорах скольжения используют так называемые «ходовые» и «широкоходовые» посадки типа  $H7/e8$ ,  $H8/e8$ . Такие же посадки применяют в направляющих скольжения, обеспечивающих свободное перемещение деталей, а для создания разъемных неподвижных соединений (например, крышка – корпус), при наличии требования легкой сборки и разборки, можно использовать более грубые посадки, такие как  $E9/h8$ ,  $H8/d9$ ,  $H9/d9$ , а при отсутствии требований к точности центрирования – посадку  $H11/d11$ .

Все посадки с гарантированными натягами используют для передачи крутящих моментов или осевых сил либо для неразъемных соединений деталей, которые должны препятствовать относительному перемещению соединяемых деталей под действием крутящих моментов или осевых сил.

В справочных материалах рекомендуются следующие посадки в порядке возрастания гарантированного натяга: «легкопрессовые», «среднепрессовые», «тяжелые прессовые» и «усиленные прессовые». К посадкам с минимальным гарантированным натягом («легкопрессовым») относят посадки  $H7/p6$ ,  $H7/r6$ ,  $P7/h6$  и ряд других. Их используют в соединениях, передающих без дополнительных элементов крепления крутящий момент, который не превышает  $1/4$  предельного крутящего момента (наибольшего момента, передаваемого соответствующим валом).

Посадки с умеренным гарантированным натягом («среднепрессовые») обеспечивают наименьшее значение относительного натяга (отношение натяга в сопряжении к номинальному диаметру сопряжения) до  $0,5$  мкм/мм. Такие посадки

применяют в соединениях, без дополнительных элементов крепления передающих крутящий момент до  $1/2$  предельного значения. К среднепрессовым посадкам относят  $H7/s6$ ,  $H7/s7$ ,  $S7/h6$  и ряд других.

Посадки с большим гарантированным натягом («тяжелые прессовые») дают наименьший относительный гарантированный натяг до  $1$  мкм/мм и при достаточной площади сопрягаемых поверхностей образуют соединения, равнопрочные валу. К таким посадкам относят сопряжения  $H7/t6$ ,  $H7/u7$ ,  $T7/h6$  и т. д.

Посадки с наибольшими гарантированными натягами («усиленные прессовые», обеспечивающие относительные натяги более  $1$  мкм/мм) дают равнопрочные валу соединения. Для таких посадок используют сочетания полей допусков  $H8/x8$  и  $H8/z8$ .

Переходные посадки, как правило, применяют для центрирования сопрягаемых деталей. Иногда для этих целей применяют посадки с нулевым гарантированным зазором (типа  $H/h$ ), однако в таких сопряжениях максимальный зазор может оказаться слишком большим. Уменьшить максимальные зазоры можно за счет ужесточения допусков (вариант экономически невыгодный) или за счет сближения дальних отклонений при сохранении значений допусков. В этом случае поля допусков начинают перекрываться, появляется вероятность получения при сборке посадок с натягом. Вероятность появления натягов тем больше, чем выше по отношению к полю допуска отверстия расположено поле допуска вала. Одновременно растут предельные значения максимальных натягов, повышается точность центрирования деталей, но усложняются условия их сборки. Если сопряжения с зазором можно собирать без применения слесарного инструмента, то при сборке деталей с большой вероятностью натягов в сопряжении требуются или специальный инструмент, или даже прессовое оборудование.

Переходные посадки можно разделить на три группы: посадки с преимущественными зазорами («плотные»), посадки с примерно равной вероятностью зазоров и натягов («напряженные») и посадки с преимущественными натягами («глухие»).



«Плотные» посадки обеспечивают довольно высокую точность центрирования и используются для сопряжений с валами зубчатых колес, шкивов, полумуфт и т. д. Типы посадок с преимущественными зазорами:  $H7/js6$ ,  $H8/js7$ ,  $Js7/h6$  и др. Как правило, детали собираются в соединения без применения слесарного инструмента.

«Напряженные» посадки образуются при использовании сочетаний полей допусков с большей степенью перекрытия, например:  $H7/k6$ ,  $H8/k7$ ,  $K7/h6$  и т. д. Они обеспечивают высокую точность центрирования деталей и могут использоваться в условиях вибрационных или динамических нагрузок. Для сборки и разборки таких соединений необходимо применение слесарного инструмента.

«Глухие» посадки практически всегда обеспечивают натяги в соединениях, и для их сборки могут использоваться нагревательные, холодильные установки или прессы. Это посадки  $H7/n6$ ,  $N6/h5$ ,  $N7/h6$  и т. д. Область применения таких посадок – соединения, в которых не допускаются зазоры, как возможные причины мертвых ходов, а также ударов и других нежелательных динамических явлений.

Более полные рекомендации по выбору посадок и допусков несопрягаемых поверхностей содержатся в справочниках.

Посадки могут обозначаться:

- с указанием полей допусков в буквенно-цифровой форме:  $\varnothing 20 H7/g6$ ;
- с указанием числовых значений предельных отклонений:

$$\varnothing 20 \frac{+0,021}{-0,007};$$

$$-0,020$$

- с одновременным указанием полей допусков в буквенно-цифровой форме и числовых значений предельных отклонений (в скобках):  $\varnothing 20 \frac{H7^{(+0,021)}}{g6^{(-0,007)}}$ .

Допуски размеров ограничивают отклонения формы и расположения поверхностей, однако в определенных случаях необходимо специально назначать допуски формы и расположения поверхностей. При выполнении чертежей деталей должны быть указаны все нормированные требования, включая параметры и характеристики шероховатости поверхностей. Вопросы назначения требований к точности формы и расположения, а также требований к параметрам микрогеометрии поверхностей будут рассмотрены в последующих разделах данного пособия.

### 2.2.2. Пример расчёта посадки с зазором

**З а д а ч а:** выбрать посадку распорной втулки на вал диаметром 32 мм, провести вероятностный расчет посадки.

Основным назначением распорной втулки является фиксация размера между подшипником качения и зубчатым колесом. Особых требований по точности сопряжения предъявлять нет надобности, соединение должно собираться легко, поэтому для данного соединения назначаем посадку  $\text{Ø}32\text{H}9/d9$ .

Рассчитываем предельные размеры отверстия  $\text{Ø}32\text{H}9$ .

По ГОСТ 25346-89 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений» определяем значения допуска  $IT9 = 62$  мкм и основного (нижнего) отклонения  $EI = 0$  мкм.

Верхнее отклонение будет равно

$$ES = EI + IT9 = 0 + 62 = +62 \text{ мкм.}$$

Предельные размеры отверстия:

$$D_{\min} = D_0 + EI = 32,000 + 0 = 32,000 \text{ мм;}$$

$$D_{\max} = D_0 + ES = 32,000 + 0,062 = 32,062 \text{ мм.}$$

Рассчитываем предельные размеры вала  $\text{Ø}32d9$ .

По ГОСТ 25346 определяем значения допуска  $IT9 = 62$  мкм и основного (верхнего) отклонения  $es = -80$  мкм.

Нижнее отклонение будет равно

$$ei = es - IT9 = -80 - 62 = -142 \text{ мкм.}$$

Предельные размеры вала:

$$d_{\min} = d_0 + ei = 32,000 - 0,142 = 31,858 \text{ мм;}$$

$$d_{\max} = d_0 + es = 32,000 - 0,080 = 31,920 \text{ мм.}$$

Результаты расчётов оформим в виде таблицы (табл. 1).

Таблица 1

#### Расчёт предельных размеров сопряжения

Размер	$IT$ , мкм	$ES(es)$ , мкм	$EI(ei)$ , мкм	$D_{\min}(d_{\min})$ , мм	$D_{\max}(d_{\max})$ , мм
$\text{Ø}32H9$	62	+62	0	32,000	32,062
$\text{Ø}32d9$	62	-80	-142	31,858	31,920

Строим схему расположения полей допусков сопрягаемых деталей (рис. 2) и рассчитываем предельные значения зазоров:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 32,062 - 31,858 = 0,204 \text{ мм;}$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 32,000 - 31,920 = 0,080 \text{ мм.}$$

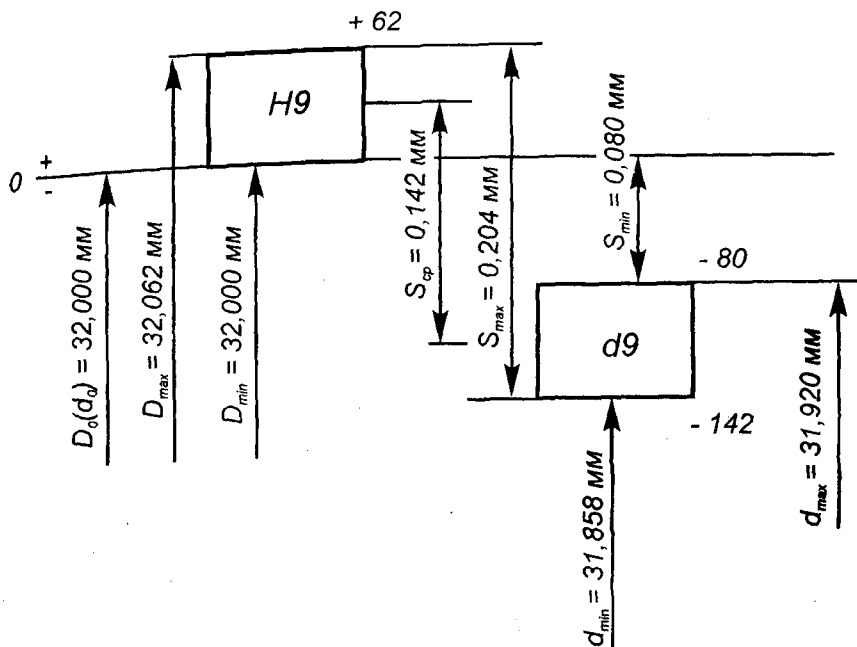


Рис. 2. Схема расположения полей допусков вала и втулки

Средний зазор

$$S_{cp} = (S_{max} + S_{min})/2 = (0,204 + 0,080)/2 = 0,142 \text{ мм.}$$

Допуск посадки

$$T_S = IT_D + IT_d = 0,062 + 0,062 = 0,124 \text{ мм.}$$

Принимаем, что и размеры вала, и размеры распорной втулки распределены по нормальному закону и центр группирования каждого из размеров совпадает с координатой середины поля допуска. При нормальном распределении параметра 99,73 % всех значений попадают в диапазон, ограниченный значением 6 стандартных отклонений ( $\pm 3\sigma$ ). Если принять, что данный диапазон равен допуску ( $T = 6\sigma$ ), то на долю несо-

ответствующих единиц продукции будет приходиться 0,27 % деталей, что для условий машиностроительного производства является приемлемым. Следовательно, стандартное отклонение значений нормируемого параметра можно рассчитать по приближенной формуле как шестую часть допуска:

$$\sigma_d = T_d/6,$$

$$\sigma_D = T_D/6.$$

Тогда стандартное отклонение посадки получим путем геометрического суммирования стандартных отклонений размеров вала и втулки:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{\left(\frac{IT_D}{6}\right)^2 + \left(\frac{IT_d}{6}\right)^2}.$$

Так как зазор – разность между диаметрами втулки и вала, то при распределении размеров в партии деталей по нормальному закону сами зазоры также будут распределены по нормальному закону. Центр группирования зазоров будет соответствовать среднему значению зазора. Таким образом, предельные значения вероятных зазоров можно получить как

$$S_{\max. \text{вер.}} = S_{\text{ср}} + 3\sigma_S;$$

$$S_{\min. \text{вер.}} = S_{\text{ср}} - 3\sigma_S.$$

Рассчитаем предельные значения вероятных зазоров.

$$\sigma_S = \sqrt{\left(\frac{62}{6}\right)^2 + \left(\frac{62}{6}\right)^2} = 14,6 \text{ мкм};$$

$$S_{\max.\text{вер.}} = 142 + 3 \cdot 14,6 = 185,8 \text{ мкм} \approx 0,186 \text{ мм};$$

$$S_{\min.\text{вер.}} = 142 - 3 \cdot 14,6 = 98,2 \text{ мкм} \approx 0,098 \text{ мм}.$$

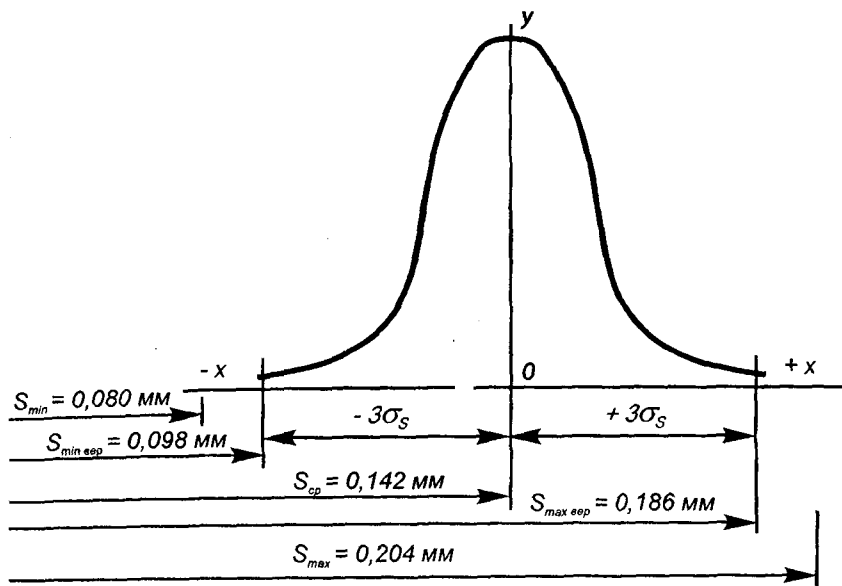


Рис. 3. Схема распределения вероятных зазоров сопрягаемых деталей

### 2.2.3. Пример расчёта переходной посадки

**З а д а н и е:** выбрать посадку зубчатого колеса на вал диаметром 34 мм, провести вероятностный расчет посадки.

Выбор посадки зубчатого колеса на вал определяется условиями работы передачи, точностью передачи, условиями сборки узла. Для колёс, перемещаемых вдоль оси вала, применяют посадки  $H7/g6$ ,  $H7/h6$ , для неподвижных колёс –  $H7/js7$ ,  $H7/k6$ . При значительных скоростях и динамических нагрузках рекомендуются посадки  $H7/n6$ ,  $H7/p6$ ,  $H7/s6$ . Для тихоходных колёс невысокой точности (9...10-й степени точности) применяют посадки  $H8/h7$ ,  $H8/h8$ .

В данном примере выбираем переходную посадку  $\text{Ø}34\text{H7/k6}$ , которая позволит обеспечить точность центрирования сопрягаемых деталей, возможность самоустановки колеса под нагрузкой, легкость сборки и разборки соединения.

Рассчитываем предельные размеры отверстия  $\text{Ø}34\text{H7}$ .

По ГОСТ 25346 определяем значения допуска  $IT7 = 25$  мкм и основного (нижнего) отклонения  $EI = 0$ .

Верхнее отклонение будет равно

$$ES = EI + IT7 = 0 + 25 = +25 \text{ мкм.}$$

Предельные размеры отверстия:

$$D_{\min} = D_0 + EI = 34,000 + 0 = 34,000 \text{ мм;}$$

$$D_{\max} = D_0 + ES = 34,000 + 0,025 = 34,025 \text{ мм.}$$

Рассчитываем предельные размеры вала  $\text{Ø}34\text{k6}$ .

По ГОСТ 25346 определяем значения допуска  $IT6 = 16$  мкм и основного (нижнего) отклонения  $ei = +2$  мкм.

Верхнее отклонение будет равно

$$es = ei + IT6 = +2 + 16 = +18 \text{ мкм.}$$

Предельные размеры вала:

$$d_{\min} = d_0 + ei = 34,000 + 0,002 = 34,002 \text{ мм;}$$

$$d_{\max} = d_0 + es = 34,000 + 0,018 = 34,018 \text{ мм.}$$

Результаты расчётов оформим в виде таблицы (табл. 2).

Таблица 2

Расчёт предельных размеров деталей сопряжения

Размер	$IT$ , МКМ	$ES(es)$ , МКМ	$EI(ei)$ , МКМ	$D_{\min}(d_{\min})$ , ММ	$D_{\max}(d_{\max})$ , ММ
$\text{Ø}34\text{H7}$	25	+25	0	34,000	34,025
$\text{Ø}34\text{k6}$	16	+18	+2	34,002	34,018

Строим схему расположения полей допусков сопрягаемых деталей и рассчитываем предельные значения табличных зазоров (натягов).

$$D_{\text{ср}} = (D_{\text{max}} + D_{\text{min}})/2 = (34,025 + 34,000)/2 = 34,0125 \text{ мм};$$

$$d_{\text{ср}} = (d_{\text{max}} + d_{\text{min}})/2 = (34,002 + 34,018)/2 = 34,010 \text{ мм};$$

$$S_{\text{max}} = D_{\text{max}} - d_{\text{min}} = 34,025 - 34,002 = 0,023 \text{ мм};$$

$$N_{\text{max}} = d_{\text{max}} - D_{\text{min}} = 34,018 - 34,000 = 0,018 \text{ мм}.$$

Допуск посадки

$$T_{(S,N)} = IT_D + IT_d = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}.$$

Принимаем нормальный закон распределения размеров и рассчитываем предельные значения вероятных зазоров (натягов). В рассматриваемом сопряжении

$$D_{\text{ср}} > d_{\text{ср}},$$

поэтому в данном сопряжении будет большая вероятность возникновения зазоров.

Рассчитываем математическое ожидание и стандартное отклонение зазоров:

$$M_S = D_{\text{ср}} - d_{\text{ср}} = 34,0125 - 34,010 = 0,0025 \text{ мм};$$

$$\sigma_{(S,N)} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{\left(\frac{IT_D}{6}\right)^2 + \left(\frac{IT_d}{6}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{25}{6}\right)^2 + \left(\frac{16}{6}\right)^2} = 4,9 \text{ мкм}.$$

**Примечание.** Если средний диаметр отверстия меньше среднего диаметра вала, то в сопряжении будет большая вероятность возникновения натягов. В этом случае рассчитывают математическое ожидание натягов. Если средний диаметр отверстия равен среднему диаметру вала, то в сопряжении вероятность возникновения зазоров и натягов будет одинакова. Математическое ожидание зазоров и натягов в этом случае равно нулю.



Рассчитаем предельные значения вероятных зазоров и натягов:

$$S_{\max.\text{вер.}} = M_S + 3\sigma_{(S,N)} = 2,5 + 3 \cdot 4,9 = 17,2 \text{ мкм} = 0,017 \text{ мм};$$

$$S_{\min.\text{вер.}} = M_S - 3\sigma_{(S,N)} = 2,5 - 3 \cdot 4,9 = -12,2 \text{ мкм};$$

$$N_{\max.\text{вер.}} = 12,2 \text{ мкм} = 0,012 \text{ мм}.$$

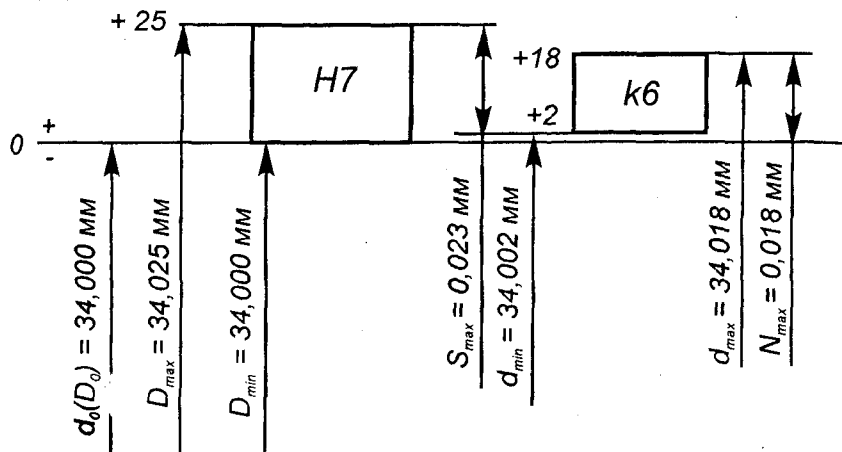


Рис. 4. Схема расположения полей допусков сопрягаемых деталей

При применении переходных посадок в сопряжениях возможны зазоры или натяги. Поэтому рассчитываем вероятность их получения. Для определения площади, заключённой между кривой Гаусса, выбранными ординатами и осью абсцисс (на рис. 5 заштрихована площадь, определяющая процент зазоров), удобно использовать табулированные значения функции (прил. 3):

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz,$$

где  $z = \frac{x}{\sigma}$ .

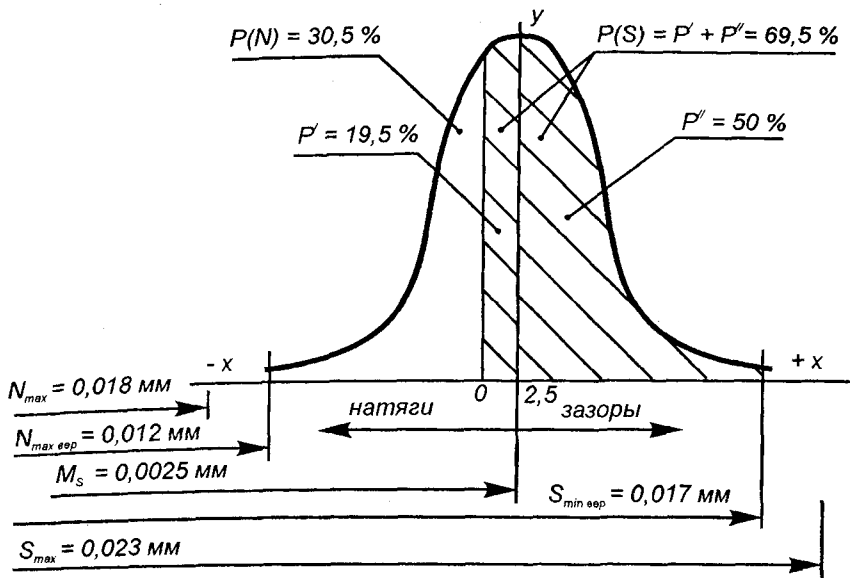


Рис. 5. Распределение вероятных зазоров (натягов)

В данном примере

$$x = M_S = 2,5 \text{ мкм};$$

$$\sigma_{(S,N)} = 4,9 \text{ мкм.}$$

Тогда

$$z = M_S / \sigma_{(S,N)} = 2,5 / 4,9 = 0,51;$$

$$\Phi(z = 0,51) = 0,1950 = 19,5 \text{ \%}.$$

Таким образом, с учетом симметрии распределения ( $P'' = 0,5$ ), вероятность получения зазоров в сопряжении  $\varnothing 34H7/k6$  составляет

$$P(S) = 50 \% + 19,5 \% = 69,5 \text{ \%}.$$

Определим вероятность получения натягов, принимая что  $0,9973 \approx 1$ :

$$P(N) = 30,5\%.$$

#### 2.2.4. Пример расчёта посадки с натягом

В рассматриваемом узле редуктора применение посадки с натягом нецелесообразно. Поэтому в методическом плане приводим пример расчёта посадки с натягом, который может быть использован в другом узле или как вариант задания контрольной работы.

Принимаем сопряжение  $\varnothing 63S8/h7$ .

Таблица 3

Расчёт предельных размеров сопряжения

Размер	$IT$ , МКМ	$ES (es)$ , МКМ	$EI (ei)$ , МКМ	$D_{\min} (d_{\min})$ , ММ	$D_{\max} (d_{\max})$ , ММ
$\varnothing 63S8$	46	- 53	- 99	62,901	62,947
$\varnothing 63h7$	30	0	- 30	62,970	63,000

Строим схему расположения полей допусков сопрягаемых деталей и рассчитываем предельные значения табличных натягов.

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 63,000 - 62,901 = 0,099 \text{ мм};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 62,970 - 62,947 = 0,023 \text{ мм};$$

$$N_{\text{ср}} = (N_{\max} + N_{\min})/2 = (0,099 + 0,023)/2 = 0,061 \text{ мм}.$$

Допуск посадки

$$T_N = IT_D + IT_d = 0,046 + 0,030 = 0,076 \text{ мм}.$$

Принимаем нормальные законы распределения случайных размеров и рассчитываем предельные значения вероятных натягов:

$$N_{\max.\text{вер.}} = N_{\text{ср}} + 3\sigma_N;$$

$$N_{\min.\text{вер.}} = N_{\text{ср}} - 3\sigma_N,$$

где  $\sigma_N$  – стандартное отклонение сопряжения:

$$\sigma_N = \sqrt{\left(\frac{46}{6}\right)^2 + \left(\frac{30}{6}\right)^2} = 9,1 \text{ мкм};$$

$$N_{\max.\text{вер.}} = 61 + 3 \cdot 9,1 = 88,3 \text{ мкм} \approx 0,088 \text{ мм};$$

$$N_{\min.\text{вер.}} = 61 - 3 \cdot 9,1 = 33,7 \text{ мкм} \approx 0,034 \text{ мм}.$$

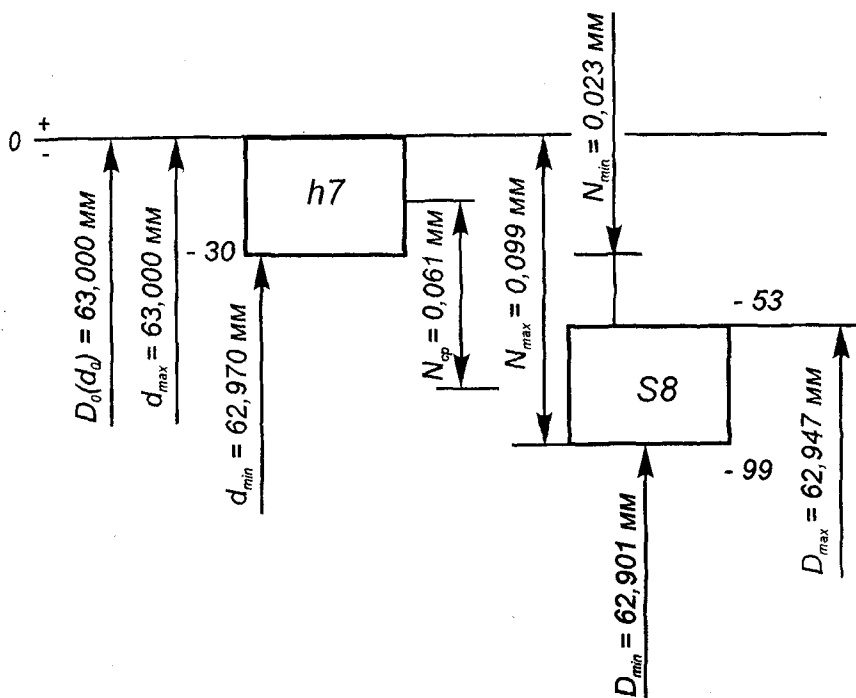


Рис. 6. Схема расположения полей допусков сопрягаемых деталей

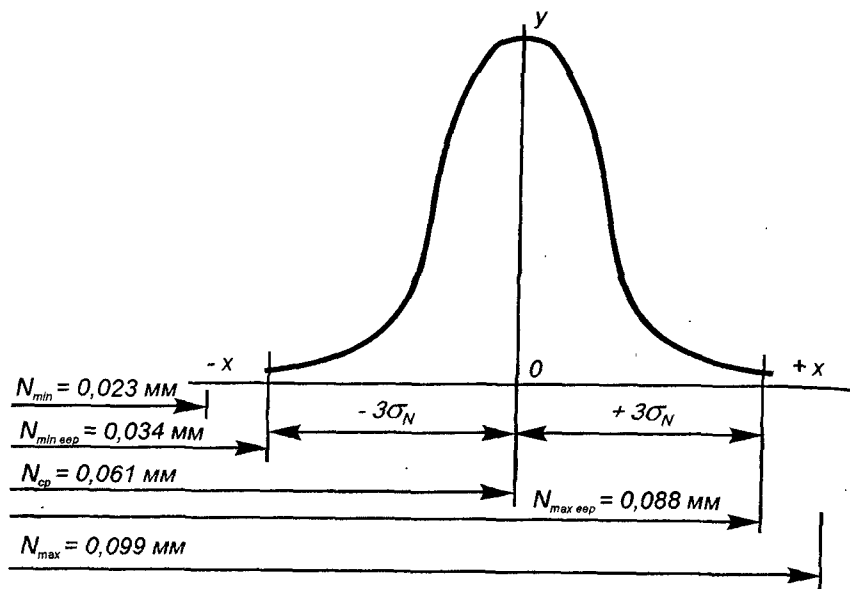


Рис. 7. Распределение вероятных натягов

### 2.2.5. Выбор допусков формы и расположения поверхностей

При назначении допусков формы и расположения поверхностей можно пользоваться следующими рекомендациями.

При нормировании точности формы плоских и прямолинейных поверхностей деталей (назначение допусков плоскостности и/или прямолинейности) степени точности 1 и 2 применяют для измерительных и рабочих поверхностей особо точных средств измерений (плоскопараллельных концевых мер длины, лекальных линеек и т.д.), направляющих прецизионных измерительных приборов и технологического оборудования. Допуски формы степеней точности 3 и 4 назначают на измерительные поверхности средств измерений нормальной точности (поверочных линеек и плит, микрометров, угломеров и др.), а также на такие рабочие поверхности, как опорные

поверхности рамных и брусковых уровней, квадрантов и др. Такие же допуски формы назначают на поверхности направляющих приборов и технологического оборудования повышенной точности, а также на базовые, установочные и измерительные поверхности контрольных приспособлений повышенной точности.

Допуски плоскостности и/или прямолинейности степеней точности 5 и 6 используют для поверхностей направляющих и столов приборов и станков нормальной точности, базовых и установочных поверхностей технологических приспособлений повышенной точности, плоских рабочих поверхностей упорных подшипников. Степени 7 и 8 – для разметочных плит, рабочих поверхностей ползунов, опорных поверхностей рам технологического оборудования, корпусов подшипниковых опор, разъемов корпусов редукторов, опорных и привалочных поверхностей станин. Девятая и десятая степени точности формы применяют для неподвижных поверхностей стыков и опорных поверхностей машин пониженной точности, работающих в легких режимах нагружения, для поверхностей присоединения арматуры. Степени точности 11 и грубее применяют для неотчетливых рабочих поверхностей машин пониженной точности.

При назначении норм точности формы цилиндрических поверхностей (назначение допусков цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения) допуски формы степеней точности 1 и 2 используют для роликов подшипников класса точности 2, деталей плунжерных и золотниковых пар, подшипниковых шеек прецизионных шпинделей. Допуски степеней точности 3 и 4 назначают на посадочные поверхности подшипников 4-го и 5-го классов точности и сопрягаемые с ними поверхности валов и корпусов, на поверхности поршневых пальцев, плунжеров, цапф осей гироскопов. Допуски 5-й и 6-й степеней могут использоваться для назначения норм точности посадочных поверхностей подшипников 6-го, 0-го и нормального классов точности и сопрягаемых с ними поверх-

ностей. Их можно назначать на посадочные поверхности валов редукторов и поршневых пальцев двигателей внутреннего сгорания, золотников, гильз, цилиндров и других деталей гидравлической и пневматической аппаратуры средних и низких давлений (без уплотнения) и высоких давлений (с уплотнениями). Степени точности 7 и 8 – для подшипников скольжения гидротурбин, двигателей и редукторов, для отверстий под втулки в шатунах двигателей внутреннего сгорания. Допуски 9-й и 10-й степеней точности можно использовать для подшипников скольжения, работающих при низких частотах вращения, для поршней и цилиндров гидроаппаратуры низкого давления (с мягким уплотнением). Степени точности от 11-й и грубее предназначены для несопрягаемых поверхностей и поверхностей с неуказанными допусками.

Назначенные допуски формы и расположения поверхностей указывают с использованием соответствующих условных обозначений. На рис. 8 изображено несколько примеров обозначений допусков формы и расположения поверхностей.

Если отклонения формы и (или) расположения непосредственно ограничиваются допуском размера соответствующего элемента детали, они могут не нормироваться. В таком случае предельные значения допусков формы и расположения ограничиваются допусками размера (условное наименование «грубая относительная геометрическая точность»). Можно ужесточить допуски формы и расположения подобных элементов, ограничив их значения определенной долей допуска размера. Уровни относительной геометрической точности *A*, *B* и *C* определяются долей допусков формы и расположения от допуска размера – соответственно 60, 40 и 25 % (а для допусков цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения – вдвое меньше, что соответствует 30, 20 и 12 %).

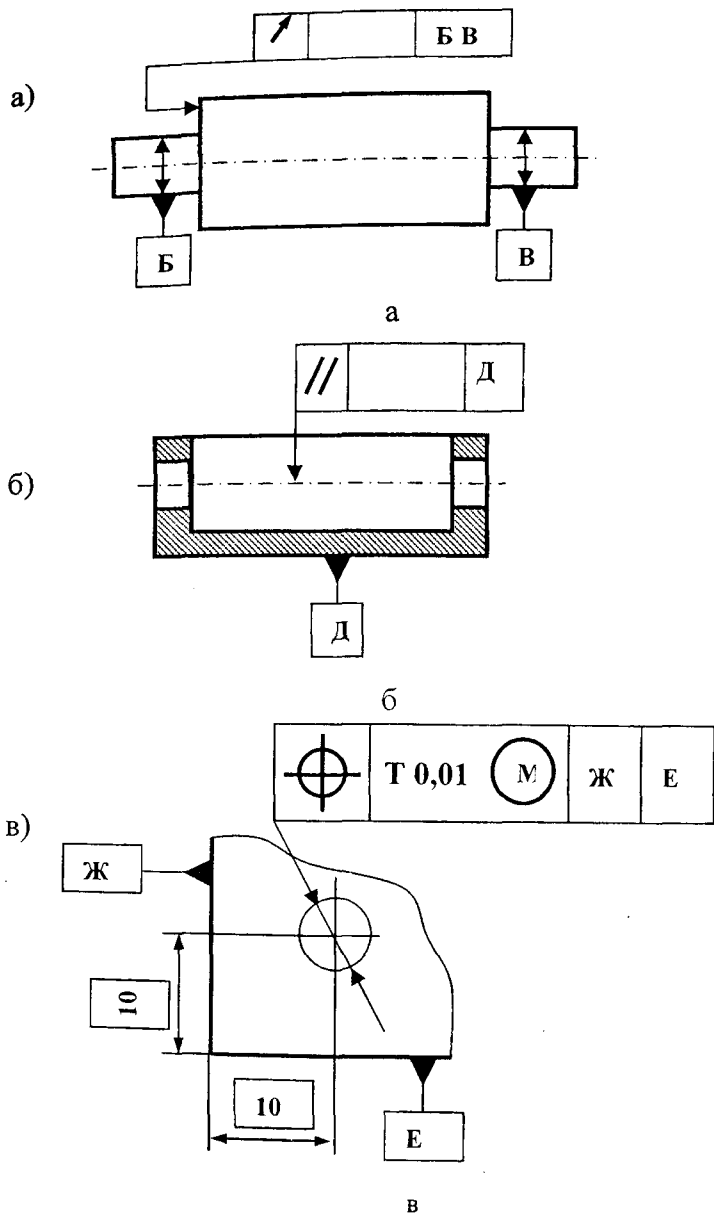


Рис. 8. Примеры обозначения допусков:  
 а) торцового биения; б) параллельности; в) позиционного допуска



Допуски формы и расположения грубой относительной геометрической точности (отклонения формы и расположения допустимы в пределах всего поля допуска размера) не требуют специального назначения и обозначений. Их выбирают для несопрягаемых поверхностей; для поверхностей, к которым не предъявляются особые требования по точности центрирования; для поверхностей в соединениях с зазором, если он предназначен для обеспечения собираемости, без относительных перемещений деталей. Такие допуски устанавливают для поверхностей соединений с переходными посадками при возможности небольших натягов, если при эксплуатации соединения не подвергаются тяжелым нагрузкам с ударами и вибрацией и не подлежат разборке и повторной сборке.

Допуски формы и расположения нормальной относительной геометрической точности (*A*) назначают на поверхности подвижных соединений при небольших скоростях относительных перемещений и легких нагрузках, если не предъявляются повышенные требования к плавности хода или стабильности трения. Они также могут применяться для поверхностей соединений с небольшими натягами (включая соединения с переходными посадками) при необходимости обеспечения повышенных требований к точности центрирования и стабильности натяга, если соединения подлежат разборке и повторной сборке. Такой же уровень относительной геометрической точности обычно используют для допусков формы и расположения рабочих поверхностей калибров, а также для назначения технологических допусков формы и расположения, обеспечивающих точность технологических и измерительных баз при установленных допусках размеров 4...12 квалитетов.

Допуски формы и расположения повышенной относительной точности (*B*) назначают на поверхности подвижных соединений, работающих при средних относительных скоростях перемещения и умеренных нагрузках, если к соединениям предъявляют повышенные требования по плавности хода и герметичности уплотнений. Аналогичный уровень точности

применяют для поверхностей соединений с натягом (включая соединения с переходными посадками) для обеспечения повышенных требований к точности и прочности изделия, работающего в условиях больших скоростей и нагрузок с ударами и вибрациями. Такой же уровень точности используют для назначения технологических допусков формы и расположения, обеспечивающих требуемую точность обработки и упрощенного контроля параметров деталей, в том числе и активного контроля размеров.

Допуски формы и расположения, соответствующие высокой относительной геометрической точности (С), назначают на параметры поверхностей подвижных соединений, работающих при высоких скоростях и нагрузках, если предъявляются высокие требования к точности хода, стабильности трения и герметичности уплотнений. Такие же требования предъявляют к поверхностям соединений с натягом (включая соединения с переходными посадками) при высоких требованиях к точности и прочности соединений, работающих в условиях воздействия больших скоростей и нагрузок с ударами и вибрациями.

Рассмотрим назначение допусков формы и расположения поверхностей на примерах типовых конструкторских задач.

В соединении «зубчатое колесо – вал» Ø32 Н7/п6 (переходная посадка в системе основного отверстия с преимущественными натягами) крутящий момент передается дополнительным конструктивным элементом, например, штифтом или шпонкой. В данном случае рекомендуется назначать допуски формы цилиндрических поверхностей (вала и отверстия) с использованием уровня относительной геометрической точности А. Расчетные значения допусков цилиндричности или круглости и профиля продольного сечения, если принять, что допуск формы составляет около 30 % от допуска размера, будут для отверстия  $0,3 \cdot 25 = 7,5$  мкм, а для вала  $0,3 \cdot 16 = 4,8$  мкм. Округленные значения допусков можно принять равными 8 и 5 мкм, что будет соответствовать допускам цилиндричности

или круглости и профиля продольного сечения 6-й степени точности для отверстия и 5-й степени точности для вала.

Другой пример – выбор допуска формы (плоскостности) для привалочной поверхности кронштейна технологического приспособления. Поскольку координирующее положение привалочной поверхности размер 63 мм ограничен общим допуском среднего класса точности (класс  $m$ ) по ГОСТ 30893.1-2002 (см. следующий параграф), который равен 600 мкм, выбор допуска формы по уровню относительной геометрической точности  $A$ ,  $B$  или  $C$  нерационален. Для привалочных поверхностей таких деталей справочник рекомендует назначать допуск формы степеней точности 7 – 8 [1]. При максимальной длине привалочной поверхности 50 мм допуск плоскостности по 8-й степени точности (более экономичной) составит 16 мкм.

Более подробные рекомендации по выбору норм точности формы и расположения поверхностей содержатся в справочнике [1].

### ***2.2.6. Выбор общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей***

Обозначение всех геометрических параметров деталей на чертеже должно быть полным и пониматься однозначно: не должно быть разночтений и произвольного истолкования требований при изготовлении и контроле.

Если для нормального функционирования нет необходимости в назначении специальных точностных требований (например, на несопрягаемые поверхности), все равно обозначения необходимы для наладки технологического оборудования и предотвращения конфликтных ситуаций при контроле точности параметров. Заданные нормы предотвращают возможные споры о правильности разбраковки изделий между изготовителем и контролером, споры о годности изделий между поставщиком и потребителем и т. п. Для решения таких задач используют общие допуски размеров, формы и расположения

Общие допуски размеров, формы и расположения оговаривают записью в технических требованиях для тех случаев, когда требования к точности соответствующего элемента детали не указаны индивидуально. Их устанавливают два новых стандарта, введенные с 01.10.2004 г.:

- ГОСТ 30893.1-2002 (ИСО 2768-1-89) «Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками»;
- ГОСТ 30893.2-2002 (ИСО 2768-2-89) «Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально».

Общий допуск размера – допуск линейного или углового размера, указываемый на чертеже или в других технических документах общей записью и применяемый в тех случаях, когда предельные отклонения (допуски) не указаны индивидуально у соответствующих номинальных размеров.

Общий допуск формы или расположения – допуск, указываемый на чертеже или в других технических документах общей записью и применяемый в тех случаях, когда допуск формы или расположения не указан индивидуально для соответствующего элемента детали.

Общие допуски по ГОСТ 30893.1 и ГОСТ 30893.2 применяются, если на чертеже или в другой технической документации имеются ссылки на эти стандарты, оформленные соответствующим образом.

Требования стандартов распространяются на металлические детали, изготовленные резанием (в части допусков размеров и на детали, изготовленные формообразованием из листового металла), и при соответствующих указаниях устанавливаются общие допуски для тех элементов, для которых на чертеже эти допуски не указаны индивидуально. Общие допуски могут применяться также для неметаллических деталей и деталей, обрабатываемых способами, не относящимися к

обработке резанием, если они не предусмотрены другими стандартами и пригодны для этих деталей. Например, не стандартов, регламентирующих допуски размеров заготовок вырезаемых из листа технологическим лазером (допуски толщины заготовки нормированы стандартами на прокат).

Принципы назначения общих допусков размеров формы и расположения поверхностей содержатся в рекомендуемых приложениях к соответствующим стандартам. Там сказано, что преимущества применения общих допусков будут проявляться в полной мере, если обычная точность данного производства обеспечивает соблюдение общих допусков, указанных на чертежах. Поэтому для конкретного производства рекомендуется определять с помощью измерений, какова обычная производственная точность, и назначать такие общие допуски, которые соответствуют этой точности. В ситуации когда точность производства неизвестна, рекомендуется назначение общих допусков среднего или более грубого класса точности.

Общие допуски размеров установлены по четырем классам точности:

- точный  $f$ ;
- средний  $m$ ;
- грубый  $c$ ;
- очень грубый  $v$ .

Общие допуски формы и расположения установлены по трем классам точности, обозначаемым в порядке убывания точности прописными буквами латинского алфавита  $H, K, L$ .

Общие допуски формы и расположения поверхностей являются независимыми (их значения не зависят от действительных размеров рассматриваемых и базовых элементов).

ГОСТ 30893.2 не устанавливает общие допуски следующих видов:

- цилиндричности, профиля продольного сечения;
- наклона, перегиба осей, позиционные;
- полного радиального и полного торцового биения, формы заданного профиля и формы заданной поверхности.

Отклонения, нормируемые такими допусками, непосредственно ограничиваются допусками линейных и угловых размеров или другими видами допусков формы и расположения, если они назначены. Если этого ограничения недостаточно, то допуски формы и расположения соответствующих элементов следует указывать непосредственно на чертеже.

Общий допуск круглости для элементов с не указанными на чертеже предельными отклонениями размеров практически равен половине допуска диаметра, но не должен превышать общего допуска на радиальное биение. Общий допуск параллельности равен допуску размера между рассматриваемыми элементами.

Ниже в качестве справочных материалов приведены числовые значения общих допусков размеров (табл. 4 – 6), общих допусков формы и расположения поверхностей (табл. 7 – 10).

Таблица 4

Предельные отклонения линейных размеров (кроме размеров притупленных кромок, радиусов скругления и высот фасок) по классам точности общих допусков

Класс точности	Предельные отклонения для интервалов номинальных размеров, мм										
	от 0,5 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 30	св. 30 до 120	св. 120 до 400	св. 400 до 1000	св. 1000 до 2000	св. 2000 до 4000	св. 4000 до 6000	св. 6000 до 8000	св. 8000 до 10000
Точный <i>f</i>	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	-	-	-	-
Средний <i>m</i>	±0,10	+0,10	±0,2	±0,30	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±5	±8
Грубый <i>s</i>	±0,20	±0,30	±0,5	±0,80	±1,2	±2,0	±3,0	±4	±8	±12	±20
Очень грубый <i>v</i>	-	±0,50	±1,0	±1,50	±2,5	±4,0	±6,0	±8	±12	±20	±30

**Примечание.** Для размеров менее 0,5 мм предельные отклонения следует указывать непосредственно у номинального размера.

Предельные отклонения размеров притупленных кромок (радиусов скругления и высот фасок) по классам точности общих допусков

Класс точности	Предельные отклонения для интервалов номинальных размеров, мм		
	от 0,5 до 3	св. 3 до 6	св. 6
Точный <i>f</i>	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$	$\pm 1$
Средний <i>m</i>	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$	$\pm 1$
Грубый <i>c</i>	$\pm 0,4$	$\pm 1,0$	$\pm 2$
Очень грубый <i>v</i>	$\pm 0,4$	$\pm 1,0$	$\pm 2$

**Примечание.** Для размеров менее 0,5 мм предельные отклонения следует указывать непосредственно у номинального размера.

Таблица 6

Предельные отклонения угловых размеров по классам точности общих допусков

Класс точности	Предельные отклонения для номинальных длин меньшей стороны угла, мм				
	до 10	св. 10 до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 400	св. 400
Точный <i>f</i>	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$	$\pm 10'$	$\pm 5'$
Средний <i>m</i>					
Грубый <i>c</i>	$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 15'$	$\pm 10'$
Очень грубый <i>v</i>	$\pm 3^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$

Общие допуски прямолинейности и плоскостности  
для элементов с не указанными на чертеже  
предельными отклонениями (общими допусками)

Класс точности	Общие допуски прямолинейности и плоскостности для интервалов номинальных длин, мм					
	до 10	св. 10 до 30	св. 30 до 100	св. 100 до 300	св. 300 до 1000	св. 1000 до 3000
<i>H</i>	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
<i>K</i>	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
<i>L</i>	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

Таблица 8

Общие допуски перпендикулярности

Класс точности	Общие допуски перпендикулярности для интервалов номинальных длин более короткой стороны угла, мм			
	до 100	св. 100 до 300	св. 300 до 1000	св. 1000 до 3000
<i>H</i>	0,2	0,3	0,4	0,5
<i>K</i>	0,4	0,6	0,8	1,0
<i>L</i>	0,6	1,0	1,5	2,0

Таблица 9

Общие допуски симметричности и пересечения осей

Класс точности	Общие допуски симметричности и пересечения осей для интервалов номинальных длин более короткой стороны угла, мм			
	до 100	св. 100 до 300	св. 300 до 1000	св. 1000 до 3000
<i>H</i>	0,5			
<i>K</i>	0,6		0,8	1
<i>L</i>	0,6	1,0	1,5	2

**Примечание.** Допуски симметричности и пересечения осей указы-  
ваны в диаметральном выражении.



Общие допуски радиального и торцового биения, а также биения в заданном направлении (перпендикулярно к образующей поверхности) должны соответствовать указанным в табл. 10.

Таблица 10

Общие допуски биения по классам точности общих допусков формы и расположения поверхностей

Класс точности	Допуск биения, мм
<i>H</i>	0,1
<i>K</i>	0,2
<i>L</i>	0,5

При наличии на чертеже ссылки на ГОСТ 30893.2 применяют общие допуски формы и расположения поверхностей, приведенные в табл. 7 – 10.

Допуск прямолинейности выбирают исходя из длины элемента, а плоскостности – по длине большей стороны поверхности или ее диаметру, если поверхность ограничена круговым контуром. Для общих допусков расположения и биения за базу следует принимать наиболее протяженный из двух рассматриваемых элементов. Если два элемента имеют одинаковую длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

За базу следует принимать подшипниковые (опорные) поверхности, если они могут быть однозначно определены из чертежа (например, заданы как базы для указанных допусков биения). В других случаях за базу для общего допуска радиального биения следует принимать более длинный из двух соосных элементов. Если элементы имеют одинаковую номинальную длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

Общие допуски соосности применяются в случаях, когда измерение радиального биения невозможно или нецелесообразно. Общий допуск соосности в диаметральном выражении следует принимать равным общему допуску радиального биения.

Примеры обозначений общих допусков на чертежах в составе технических требований представлены на рис. 9 и 10.

*Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – т.*

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.							
Рук.							
					Лист	Листов	
					БНТУ		

Рис. 9. Пример обозначения общих допусков размеров на чертежах

*Общие допуски формы и расположения – ГОСТ 30893.2 – К.*

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.							
Рук.							
					Лист	Листов	
					БНТУ		

Рис. 10. Пример обозначения общих допусков формы и расположения на чертежах

### 2.2.7. Выбор требований к шероховатости поверхности

Требования к шероховатости поверхности устанавливают путем выбора параметров шероховатости (одного или нескольких), назначения числовых значений выбранных параметров и базовых длин, на которых происходит определение этих параметров. ГОСТ 2789-73 «Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики» не предусматривает обязательной связи между базовой длиной и определенными числовыми значениями параметров шероховатости, хотя устанавливает их рекомендуемые соотношения.

Выбор вида параметров и характеристик для нормирования шероховатости должен производиться с учетом назначения и требуемых эксплуатационных свойств поверхности (табл. 11). Из высотных параметров шероховатости предпочтительным является параметр  $Ra$ , как наиболее информативный.

Таблица 11

Эксплуатационные свойства поверхности и обеспечивающая их номенклатура параметров шероховатости

Эксплуатационное свойство поверхности	Параметры и характеристики шероховатости, определяющие эксплуатационное свойство
Износоустойчивость при всех видах трения	$Ra$ ( $Rz$ ), $tp$ , направление неровностей
Виброустойчивость	$Ra$ ( $Rz$ ), $Sm$ , $S$ , направление неровностей
Контактная жесткость	$Ra$ ( $Rz$ ), $tp$
Прочность соединения	$Ra$ ( $Rz$ )
Прочность конструкций при циклических нагрузках	$R_{max}$ , $Sm$ , $S$ , направление неровностей
Герметичность соединений	$Ra$ ( $Rz$ ), $R_{max}$ , $tp$
Сопротивление в волноводах	$Ra$ , $Sm$ , $S$

Параметры  $R_z$ ,  $R_{max}$  можно нормировать по функциональным соображениям или когда прямой контроль параметра  $R_a$  затруднителен по техническим причинам (например, для поверхностей, имеющих малые размеры или сложную конфигурацию). В таких случаях принимают во внимание примерное соотношение  $R_z \approx (4..5) R_a$ .

Рекомендуемые значения высотного параметра  $R_a$  для поверхностей типовых сопряжений с учетом вида поверхности и точности ее размеров приведены в табл. 12.

Таблица 12

Рекомендуемые значения параметра  $R_a$  для типовых сопрягаемых поверхностей при точности размеров IT5...IT9, мкм

Соединения	Вид поверхности	Точность размеров поверхности				
		IT5	IT6	IT7	IT8	IT6...IT9
Разъемные неподвижные (посадочные поверхности сменных деталей): при размере до 50 мм	Вал	0,2	0,4	0,4	0,8	
	Отверстие	0,4	0,8	0,8	1,6	
	Вал	0,4	0,8	0,8	1,6	
	Отверстие	0,8	1,6	1,6	3,2	
при размере свыше 50 мм	Вал	0,4	0,8	0,8	1,6	
	Отверстие	0,8	1,6	1,6	3,2	
	Вал	0,1	0,2	0,4	0,8	
	Отверстие	0,2	0,4	0,8	1,6	
Неразъемные неподвижные, собираемые под прессом: при размере до 50 мм	Вал	0,4	0,8	0,8	1,6	
	Отверстие	0,8	1,6	1,6	3,2	
	Вал		1,6			
	Отверстие		3,2			
при размере свыше 50 мм	Вал					0,4...0,8
	Отверстие					0,8...1,6
	Вал					0,1...0,4
	Отверстие					0,2...0,8
Собираемые способом термической деформации	Вал					
Подшипники скольжения:	Отверстие					
с сухим или граничным трением	Вал					
с жидкостным трением	Отверстие					
	Вал					
	Отверстие					

В табл. 13 представлены рекомендуемые значения параметра  $Ra$  для типовых сопрягаемых поверхностей при ограниченных значениях допусков формы и/или расположения этих поверхностей в диапазоне от 3 до 40 мкм.

Таблица 13

Рекомендуемые значения параметра  $Ra$   
для типовых сопрягаемых поверхностей при допусках формы  
и/или расположения до 40 мкм, мкм

Соединения	Вид поверхности	Допуск формы (расположения), мкм			
		3...6	6...16	16...25	25...40
Направляющие скольжения при скоростях относительного перемещения: до 5 м/с свыше 5 м/с	Плоские	0,2	0,4	0,8	1,6
		0,1	0,2	0,4	0,8
Направляющие качения при скоростях относительного перемещения: до 5 м/с свыше 5 м/с	Плоские и цилиндрические	0,1	0,2	0,4	0,8
		0,05	0,1	0,2	0,4

Если к элементам деталей кроме допусков размеров предъявляются дополнительные требования точности, ограничивающие отклонения формы и/или расположения поверхностей, то высотные параметры шероховатости соответствующих поверхностей должны быть назначены с учетом этих дополнительных требований.

Связь между высотными параметрами шероховатости поверхностей и допусками макрогеометрии формально отсутствует, поскольку в ГОСТ 24642-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей»

Основные термины и определения» сказано, что шероховатость не входит в погрешности формы. Однако в том же стандарте отмечено, что при высотных параметрах шероховатости, соизмеримых с отклонениями формы, их необходимо учитывать. Если расстояния между впадинами и выступами микрорельефа (параметры  $R_z$  и  $R_{max}$ ) окажутся большими, чем значения допусков формы, то годные по макрогеометрии детали могут быть забракованы при контроле отклонений формы. Для повышения достоверности контроля следует ограничить высотные параметры шероховатости, увязав их с лимитирующими допусками макрогеометрии поверхностей.

Максимальные значения высотных параметров шероховатости, ограничиваемые такими лимитирующими допусками макрогеометрии, как допуск размера, расположения или формы, должны быть меньше лимитирующего допуска в 2...3 раза. Лимитирующий допуск, как правило, ограничивает шероховатость двух поверхностей или двух противоположных элементов одной поверхности, высотные параметры которых дополнительно накладываются на отклонения формы, расположения и размера. Если лимитирующим является допуск формы номинально цилиндрической поверхности, представленное соотношение сохраняется. Как исключение можно рассматривать ситуацию, когда шероховатость однократно накладывается на реальные отклонения формы и/или расположения, а параметры шероховатости могут превышать половину лимитирующего допуска (например, если лимитирующими высотные параметры шероховатости являются допуски формы плоской поверхности, торцового или полного торцового биения).

В качестве соотношений, приемлемых для нормирования высотных параметров шероховатости поверхностей по лимитирующим значениям допусков макрогеометрии, можно предложить для тривиальных случаев

$$Ra \leq 0,10 T_{lim}$$

или исходя из того, что для традиционных технологических процессов  $Rz$  примерно в 4 раза превышает  $Ra$ :

$$Rz \leq 0,40 T_{\text{lim}},$$

а для случаев с особо жесткими лимитирующими допусками

$$Ra \leq 0,15 T_{\text{lim}}$$

или

$$Rz \leq 0,60 T_{\text{lim}}.$$

Более подробные рекомендации по выбору параметров шероховатости поверхностей содержатся в справочнике [1].

### **2.3. Комплексное назначение норм точности для типовых соединений с несколькими сопрягаемыми поверхностями**

К типовым соединениям с несколькими сопрягаемыми поверхностями, рассматриваемым в данном пособии, можно отнести соединения подшипников качения (посадки внутреннего кольца на вал и наружного кольца в корпус), шпоночные соединения (посадка втулки на вал, посадки по ширине шпонки в паз втулки и в паз вала, посадка по длине шпонки в глухой паз вала), шлицевые соединения (посадки по наружной и внутренней цилиндрическим поверхностям и по ширине шлиц), а также резьбовые посадки. Для всех назначаемых посадок следует построить схемы расположения полей допусков, рассчитать предельные значения размеров поверхностей, предельные зазоры (натяги), а также при необходимости сделать выводы по результатам выполненных расчетов или другой аналитической работы. Примеры выполнения таких работ приведены ниже.

### **2.3.1. Выбор и расчет посадок подшипников качения. Выбор допусков формы и расположения и параметров шероховатости поверхностей деталей, сопрягаемых с подшипниками**

Подшипники качения – это наиболее распространенные стандартные изделия (сборочные единицы) множества конструкций и модификаций, которые изготавливаются на специализированных заводах и встраиваются в более сложные изделия (редукторы, коробки подач и скоростей, шпиндели металлорежущих станков и др.).

Основные функциональные элементы подшипника качения – тела качения (шарики или ролики), которые катятся по дорожкам качения. Дорожки качения, как правило, располагаются на специально изготовляемых наружном и внутреннем кольцах подшипника. Тела качения, как правило, разделены сепаратором, который обеспечивает равномерное распределение тел качения по окружности.

Подшипники классифицируют по следующим признакам:

- 1) по направлению действия воспринимаемой нагрузки:
  - а) радиальные – воспринимают нагрузку, действующую перпендикулярно оси вращения подшипника,
  - б) упорные – воспринимают осевую нагрузку,
  - в) радиально-упорные – воспринимают комбинированную (радиальную и осевую) нагрузку;
- 2) по форме тел качения:
  - а) шариковые – со сферическими телами качения,
  - б) роликовые – с цилиндрическими, коническими и бочкообразными телами качения;
- 3) по количеству рядов тел качения:
  - а) однорядные,
  - б) двухрядные,
  - в) многорядные;
- 4) по наличию уплотнений и защитных шайб:
  - а) открытые – без уплотнений и защитных шайб,



б) закрытые – с одним или двумя уплотнениями, с одной или двумя защитными шайбами или одним уплотнением и одной защитной шайбой.

Стандарты устанавливают следующие серии подшипников: сверхлегкая, особо легкая, легкая, легкая широкая, средняя, средняя широкая, тяжелая. Подшипники различных серий отличаются друг от друга размерами, предельным числом оборотов в минуту, статической и динамической грузоподъемностью и другими параметрами.

В ГОСТ 3189-89 «Подшипники шариковые и роликовые Система условных обозначений» установлены типы подшипников, приведенные в табл. 14 с указанием установленных стандартом условных обозначений.

Таблица 1

Типы подшипников

Типы подшипников	Обозначения
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный со сферическими роликами	3
Роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

В условное обозначение подшипника входят кодовые обозначения серии, типа, конструктивных особенностей, категории и диаметра присоединительного отверстия подшипника (диаметр вала, сопрягаемого с данным подшипником). Полное обозначение стандартного подшипника включает девять позиций, в которых, считая справа налево, закодированы:

- диаметр присоединительного отверстия подшипника (позиции первая и вторая);
- серия диаметров подшипника (третья позиция);
- тип подшипника (четвертая позиция);
- конструктивные особенности (пятая и шестая позиции);
- серия ширин подшипника (седьмая позиция);
- класс точности подшипника (восьмая позиция – отделяется от седьмой знаком тире);
- категория подшипника (девятая позиция).

Диаметр отверстия подшипника для подшипников с диаметром присоединительного отверстия от 20 до 495 мм обозначается числом, которое представляет собой частное от деления диаметра на 5, для подшипников с диаметрами отверстия от 10 до 17 мм обозначения соответствуют приведенным в табл. 15.

Таблица 15

Обозначение диаметра присоединительного отверстия подшипников с диаметрами отверстия от 10 до 17 мм

$d$ , мм	10	12	15	17
Обозначение	00	01	02	03

Для подшипников с диаметром до 9 мм первая позиция указывает фактический внутренний диаметр в миллиметрах. В этом случае на третьем месте справа в обозначении стоит «0».

Для наиболее часто используемых серий, типов и конструктивных особенностей подшипника в качестве кодовых

цифр использованы нули, которые не указывают в условных обозначениях при отсутствии слева других цифр. Например «Подшипник 205 ГОСТ 8338» – радиальный однорядный нормального класса точности, легкой серии, с диаметром отверстия 25 мм. В обозначении использованы только три позиции справа, поскольку остальные четыре позиции формально заняты нулями.

Класс точности подшипника качества указывают перед условным обозначением номера подшипника, отделяя его знаком тире, например: «Подшипник 6-205 ГОСТ 8338» (такой же подшипник шестого класса точности). Самые распространенные классы точности подшипников (классы «нормальный и 0») при условном обозначении их нулем в обозначении подшипника категории *C* не указывают.

Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников и для роликовых радиальных подшипников ГОСТ 52 «Подшипники качества. Общие технические условия» устанавливает следующие классы точности: 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, 3, 2 (обозначения указаны в порядке возрастания точности).

Для роликовых конических подшипников установлены классы точности 8, 7, 0, нормальный, 6X, 6, 5, 4, 2.

Класс точности «нормальный» для всех подшипников кроме конических, обозначают знаком 0. Для конических подшипников нулевой класс точности обозначают знаком 0, нормальный – буквой N. Для обозначения класса точности 6 используют знак X.

Подшипники классов точности 7 и 8 изготавливают по заказу при пониженных требованиях к точности вращения деталей. Нормы точности для таких подшипников устанавливаются в отдельных технических нормативных правовых актах.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации допускаемых значений уровня вибрации или уровня других дополнительных технических требований в ГОСТ 520-2002 установлены три категории подшипников – *A*, *B*, *C*.

К категории *A* относят подшипники классов точности 5, 4, Т, 2, отвечающие повышенным дополнительным требованиям, регламентирующим нормы уровня вибрации, волнистости и отклонения от круглости поверхностей качения, значения осевого и радиального биений, соответствующие следующему более высокому классу точности, моменту трения и угла контакта.

К категории *B* относят подшипники классов точности 0, нормального, 6X, 6, 5, отвечающие повышенным дополнительным требованиям, регламентирующим нормы уровня вибрации, волнистости и отклонения от круглости поверхностей качения, значения осевого и радиального биений, соответствующие следующему, более высокому классу точности, моменту трения и угла контакта, высоте, монтажной высоте и ширине подшипников.

К категории *C* относят подшипники классов точности 8, 7, 0, нормального, 6, к которым не предъявляют дополнительные требования, установленные для подшипников категорий *A* и *B*.

Конкретные значения дополнительных технических требований устанавливаются в нормативных документах на подшипники категорий *A*, *B*, *C* или в конструкторской документации, утвержденной в установленном порядке.

Категорию подшипника *A* или *B* указывают перед обозначением класса точности. Категорию *C* перед условным обозначением подшипника не указывают.

Примеры обозначений (без указания слова «подшипник») и номера стандарта или ТУ с указаниями классов точности:

*A*5-307; 205; *X*-307; *N*-97510.

Знак 0 включают в обозначение, только если слева от него тоже есть знак маркировки, например В0-205.

Основными показателями точности подшипников и их деталей являются:

- точность размеров присоединительных поверхностей ( $d$ ,  $d_m$ ,  $D$ ,  $D_m$ ). Нормируют средние диаметры ( $d_m$ ,  $D_m$ ) наружной или внутренней номинально цилиндрической

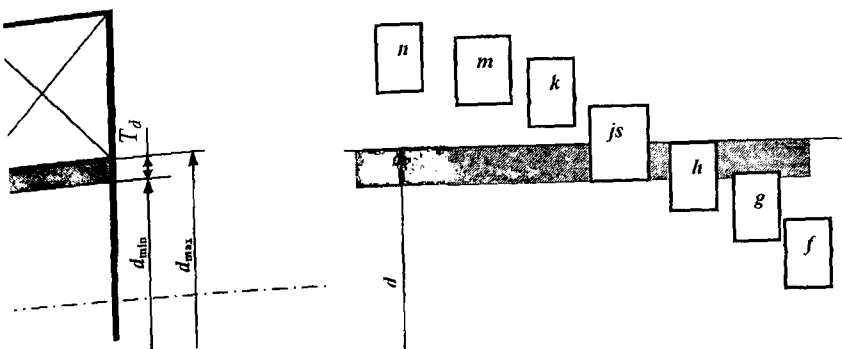
присоединительной поверхности, чтобы ограничить такие отклонения формы, как овальность и конусообразность, наиболее неблагоприятные для подшипника. Средний диаметр определяют расчетом как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего значений диаметра, измеренных в нескольких сечениях кольца;

- точность формы и расположения поверхностей колец (радиальное и торцовое биение, непостоянство ширины колец) и шероховатость их поверхностей;
- точность формы и размеров тел качения;
- боковое биение по дорожкам качения внутреннего и наружного колец.

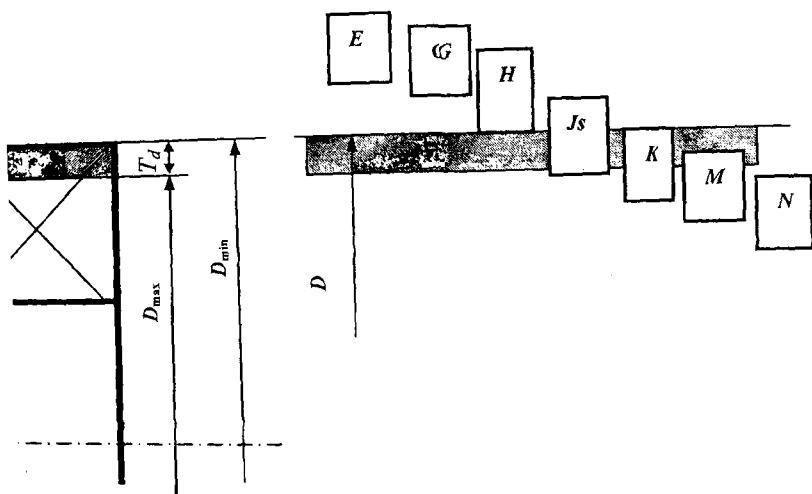
Эти показатели определяют равномерность распределения нагрузки на тела качения, точность вращения, следовательно (вместе с физико-механическими свойствами), и срок службы подшипника.

Стандартное сопряжение подшипника с ответными деталями образуется как сочетание полей допусков присоединительных размеров подшипниковых колец со стандартными полями допусков валов и отверстий.

Расположение полей допусков присоединительных размеров подшипниковых колец (рис. 11) стандартизовано таким образом, чтобы получить необходимые их сочетания со стандартными полями допусков, которые наиболее часто используются в общем машиностроении. Поле допуска отверстия внутреннего кольца подшипника расположено односторонне от номинала в «воздух», а не в «тело детали» (как принято для основного отверстия). В результате сочетание такого поля допуска отверстия подшипника с полями допусков сопрягаемых валов типа *к6*, *т6* или *п6* дает посадки с натягом, в то время как с основным отверстием такие поля допусков дают переходные посадки.



*a*



*б*

Рис. 11. Схемы расположения полей допусков:  
 поля допусков для посадок валов во внутреннее кольцо подшипника;  
 поля допусков для посадок наружного кольца подшипника в корпус

Выбор полей допусков поверхностей валов и корпусов, сопряженных с кольцами подшипников, регламентируется ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки». Этот стандарт распространяется на посадочные поверхности валов и отверстий корпусов под подшипники качения, отвечающие следующим требованиям:

1. Валы стальные, сплошные или полые толстостенные, т. е. с отношением  $d/d_b \geq 1,25$ , где  $d$  – диаметр вала,  $d_b$  – диаметр отверстия в нем.

2. Материал корпусов – сталь или чугун.

3. Температура нагрева подшипников при работе – не выше 100 °С.

Выбор посадки кольца подшипника (выбор полей допусков валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с кольцами подшипников) осуществляют с учетом:

- вида нагружения кольца подшипника;
- режима работы подшипника;
- соотношения эквивалентной нагрузки  $P$  и каталожной динамической грузоподъемности  $C$ ;
- типа, размера и класса точности подшипника.

Различают три основных вида нагружения колец подшипника: местное (М), циркуляционное (Ц) и колебательное (К).

При местном нагружении кольцо воспринимает постоянную по направлению радиальную силу ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такой вид нагружения имеет место, например, когда неподвижное кольцо нагружено постоянной по направлению радиальной силой (наружные кольца подшипниковых опор валов в редукторе и т. п.).

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает радиальную силу последовательно всеми элементарными участками окружности дорожки качения и соответственно передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такой

нагружение возникает, когда кольцо вращается относительно действующей на него неподвижной радиальной силы (например, внутреннее кольцо подшипника на вращающемся валу редуктора) или циркулирует сила, а кольцо неподвижно (например, внутреннее кольцо подшипника неподвижного солнечного колеса дифференциальной зубчатой передачи).

При колебательном нагружении на неподвижное кольцо интегрально действуют две радиальные силы (одна постоянна по направлению, а другая, меньшая по значению, циркулирует). Равнодействующая нагрузка не совершает полного оборота, а колеблется между крайними точками дуги окружности.

Для кольца, которое испытывает циркуляционное нагружение, назначают посадку с натягом. Наличие зазора между циркуляционно нагруженным кольцом и посадочной поверхностью детали может привести к проворачиванию кольца с проскальзыванием поверхностей, а следовательно, к развальцовыванию и истиранию металла детали, что недопустимо.

Основная опасность для кольца, которое испытывает местное нагружение, — износ дорожки качения в месте действия нагрузки. Если для этого кольца назначают посадку с зазором и если оно не зафиксировано в осевом направлении, то под действием вибрации и толчков оно постепенно проворачивается по посадочной поверхности. В результате износ дорожки качения происходит более равномерно по всей окружности кольца.

Можно предложить выбирать посадки так, чтобы циркуляционно или колебательно нагруженное (как правило, вращающееся) кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключая возможность проскальзывания этого кольца по сопрягаемой поверхности вала или отверстия в корпусе. Другое кольцо того же подшипника, если оно нагружено местно, может быть посажено с зазором. При таком сочетании посадок колец одного подшипника устраняется опасность заклинивания тел качения из-за чрезмерного уменьшения радиального зазора.



Режим работы подшипника качения по ГОСТ 3325 характеризуется расчетной долговечностью и отношением  $P/C$ , где  $P$  – эквивалентная нагрузка (условная постоянная нагрузка, обеспечивающая тот же срок службы подшипника, какой должен быть в действительных условиях);  $C$  – динамическая грузоподъемность (постоянная радиальная нагрузка, соответствующая расчетному сроку службы):

- легкий режим работы –  $P/C \leq 0,07$ ;
- нормальный режим работы –  $0,07 < P/C \leq 0,15$ ;
- тяжелый режим работы –  $P/C > 0,15$ .

Расчетная долговечность, соответствующая режимам работы:

- тяжелый – от 2500 до 5000 ч;
- нормальный – от 5000 до 10000 ч;
- легкий – более 10000 ч.

Выбор квалитетов, определяющих точность изготовления цапфы вала и отверстия в корпусе под посадку подшипника качения, осуществляется в зависимости от класса точности подшипника. Например, если класс точности подшипника 0, нормальный или 6-й, отверстие в корпусе выполняется по 7-му (реже 6-му) квалитету, а вал – по 6-му (реже 5-му) квалитету и т.д.

При деформации колец подшипников происходит уменьшение радиального зазора, что в итоге может привести к заклиниванию тел качения. После выбора посадок и определения натягов (зазоров) по присоединительным размерам следует выполнить проверку наличия радиального зазора в подшипнике качения после посадки его в корпус или на вал с натягом:

$$G_{\text{пос}} = G_r - \Delta d_1 \quad \text{или} \quad G_{\text{пос}} = G_r - \Delta D_1,$$

где  $G_{\text{пос}}$  – зазор в подшипнике качения после посадки с натягом;

$G_r$  – начальный радиальный зазор;

$\Delta d_1$  – диаметральная деформация беговой дорожки внутреннего кольца при посадке его с натягом;

$\Delta D_1$  – диаметральная деформация беговой дорожки наружного кольца при посадке его с натягом.

$$\Delta d_1 = N_{\text{эф}} \cdot d / d_0;$$

$$\Delta D_1 = N_{\text{эф}} \cdot D / D_0,$$

где  $N_{\text{эф}}$  – эффективный натяг, рассчитываемый как

$$N_{\text{эф}} = 0,85 N_{\text{изм}};$$

$d_0$  – приведенный внутренний диаметр подшипника, рассчитываемый как

$$d_0 = d + (D - d) / 4;$$

$D_0$  – приведенный наружный диаметр подшипника, рассчитываемый как

$$D_0 = D - (D - d) / 4;$$

$N_{\text{изм}}$  – измеренный натяг до сборки (в теоретических расчетах за  $N_{\text{изм}}$  принимают средний натяг как наиболее вероятный);

$$N_{\text{ср}} = (N_{\text{max}} + N_{\text{min}}) / 2.$$

ГОСТ 24810-81 «Подшипники качения. Зазоры» определяет группы зазоров и их обозначения для подшипников различных типов. Так, для подшипников шариковых радиальных однорядных с цилиндрическим отверстием стандарт устанавливает следующие группы зазоров: 6, нормальная, 7, 8, 9-я. Условное обозначение группы радиального зазора, кроме группы «нормальная», должно быть нанесено на подшипник слева от обозначения класса точности.

Если путем расчета будет определено, что зазор в подшипнике после посадки переходит в натяг, следует изменить группу в сторону увеличения зазора или выбрать другую посадку с уменьшенным натягом.

При контроле линейных размеров колец подшипников измеряют единичные диаметры отверстий внутренних колец и единичные диаметры наружных колец. В результате получают значения единичных диаметров и среднего диаметра, значения непостоянства диаметров.

Единичные диаметры отверстий внутренних колец измеряют по схемам, приведенным на рис. 12. Для контроля в двух поперечных сечениях подшипник кладут на торец, затем переворачивают и кладут на противоположный торец.

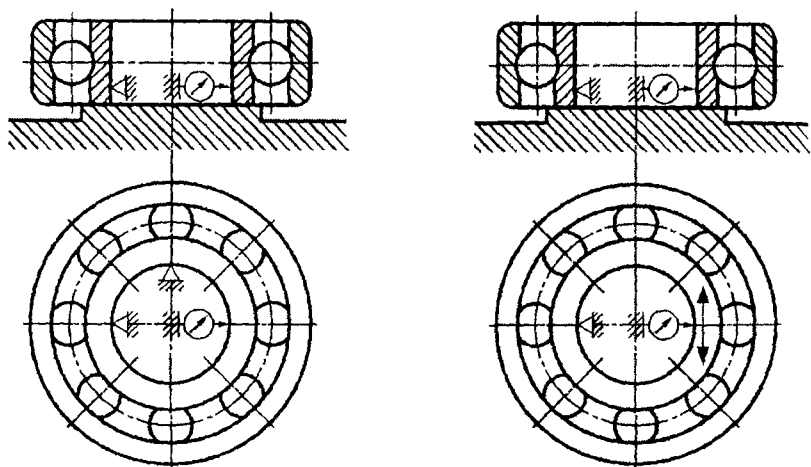


Рис. 12. Схемы измерения единичных диаметров отверстия внутреннего кольца подшипника

Единичные диаметры наружных колец подшипников измеряют подобным образом по схемам, приведенным на рис. 13.

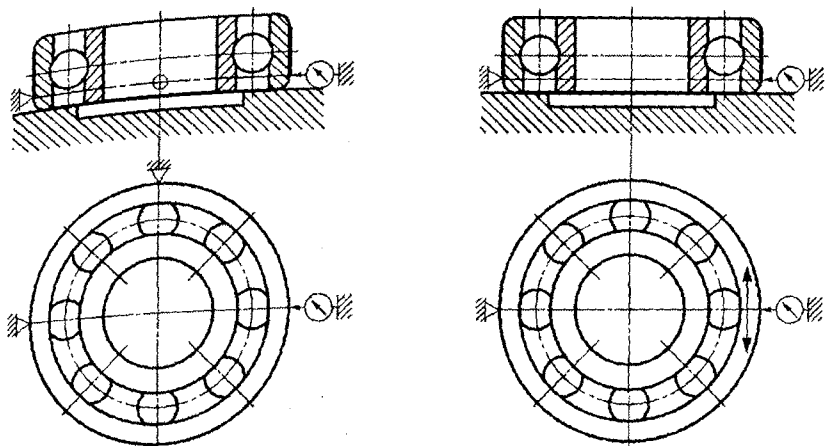


Рис. 13. Схемы измерения единичных наружных диаметров  
наружного кольца подшипника

Контроль единичной ширины колец подшипников проводят по схемам, приведенным на рис. 14.

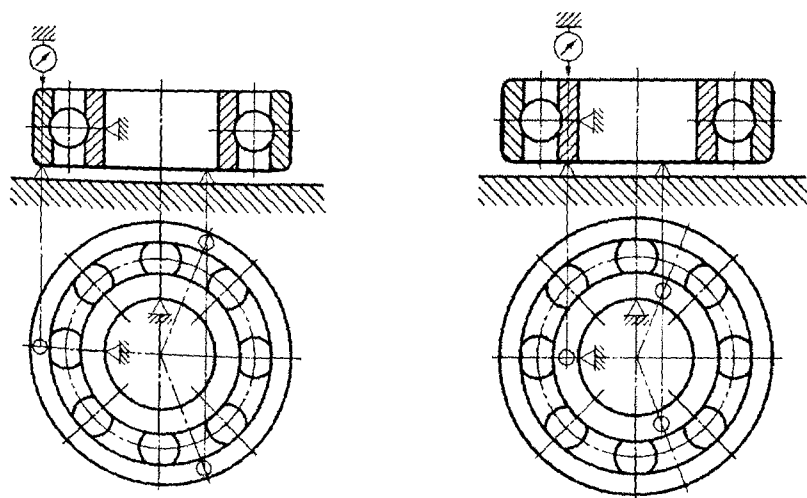


Рис. 14. Схемы измерения единичных ширин колец подшипника

### Пример выбора и расчёта посадок подшипника качения

Рассматриваемый узел редуктора (рис. 15) имеет вал, опорами которого являются два шариковых подшипника с диаметром отверстия 30 мм. Учитывая, что требования к точности вращения вала специально не оговорены, а также то, что данный редуктор не относится к высокоскоростным, принимаем нормальный класс точности подшипников (условное обозначение подшипника 306).

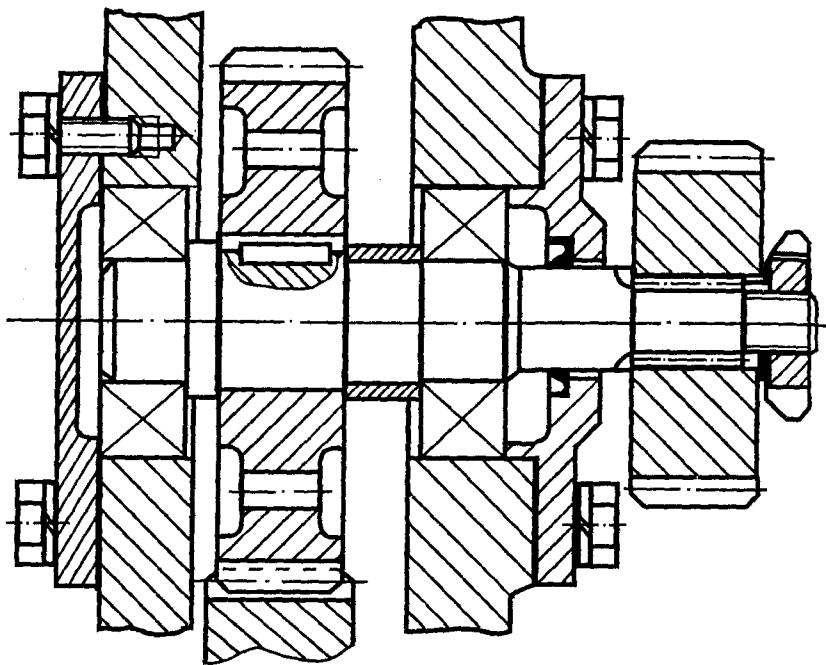


Рис. 15. Фрагмент редуктора

Данный подшипник относится к шариковым радиальным однорядным открытым, серия диаметров средняя (3), серия ширин – узкая. Основные размеры подшипника:

- номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника  $d = 30$  мм;

- номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности наружного кольца  $D = 72$  мм;
- номинальная ширина подшипника  $B = 19$  мм;
- номинальная высота монтажной фаски  $r = 2$  мм.

Определяем виды нагружения колец подшипника (местное, циркуляционное, колебательное). Так как передача крутящего момента осуществляется цилиндрическими зубчатыми колёсами, то в зубчатом зацеплении действует радиальная нагрузка, постоянная по направлению и по значению. Вал вращается, а корпус неподвижен, следовательно, внутреннее кольцо испытывает циркуляционное нагружение, а наружное кольцо – местное. Примем легкий режим работы подшипникового узла. ГОСТ 3325 для такого случая рекомендует поля допусков цапфы вала, сопрягаемой с кольцом подшипника качения,  $k6$  или  $j_6$ . Выбираем поле  $k6$ , которое обеспечивает посадку с натягом (см. рис. 11). Так же на основании рекомендаций стандарта выбираем поле допусков отверстия корпуса  $H7$ . Предельные отклонения средних диаметров колец подшипника качения определяем по ГОСТ 520, предельные отклонения вала  $\varnothing 30k6$  и отверстия корпуса  $\varnothing 72H7$  – по ГОСТ 25347-82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки» и расчеты сводим в таблицы (табл. 16 и 17).

Таблица 16

Предельные размеры колец подшипников качения

Размер, мм	$ES(es)$ , мкм	$EI(ei)$ , мкм	$D_m \max$ $(d_m \max)$ , мм	$D_m \min$ $(d_m \min)$ , мм
$d = 30$	0	- 10	30,000	29,990
$D = 72$	0	- 13	72,000	71,987

## Предельные размеры цапфы вала и отверстия корпуса

Размер, мм	$ES(es)$ , мкм	$EI(ei)$ , мкм	$D_{\max}$ ( $d_{\max}$ ), мм	$D_{\min}$ ( $d_{\min}$ ), мм
$d = 30$	+ 15	+ 2	30,015	30,002
$D = 72$	+ 30	0	72,030	72,000

Строим схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей подшипникового узла и рассчитываем зазоры (натяги).

По  $d_m$ :

$$N_{\max} = d_{\max} - d_{m \min} = 30,015 - 29,990 = 0,025 \text{ мм} = 25 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - d_{m \max} = 30,002 - 30,000 = 0,002 \text{ мм} = 2 \text{ мкм};$$

$$N_{\text{ср}} = (N_{\max} + N_{\min})/2 = (25 + 2)/2 = 13,5 \text{ мкм}.$$

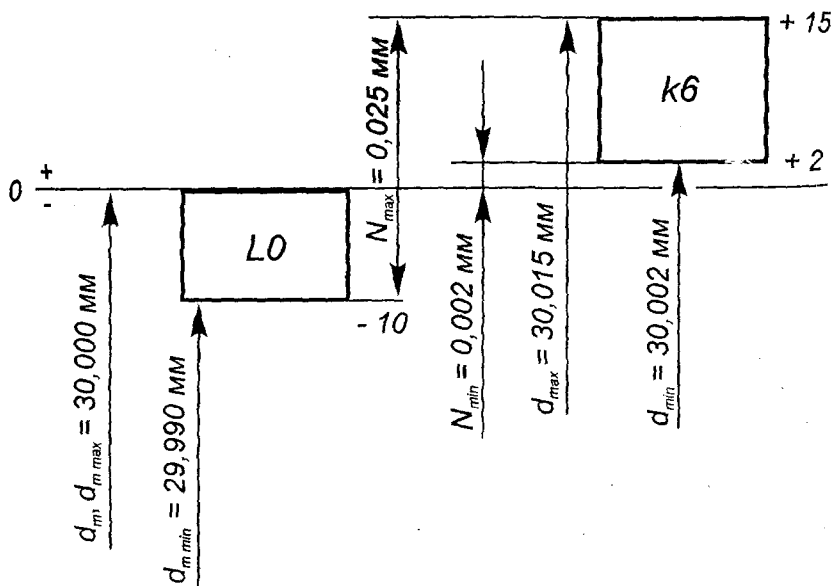


Рис. 16. Схема расположения полей допусков сопряжения  $\text{Ø}30\text{L}0/\text{k}6$

По  $D_m$ :

$$S_{\max} = D_{\max} - D_{m \min} = 72,030 - 71,987 = 0,043 \text{ мм} = 43 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - D_{m \max} = 72,000 - 72,000 = 0,000 \text{ мм};$$

$$S_{\text{cp}} = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (43 + 0)/2 = 21,5 \text{ мкм};$$

$$T_S = IT_{D_m} + IT_D = 30 + 13 = 43 \text{ мкм}.$$

Производим проверку наличия в подшипнике качения радиального зазора, который уменьшается по причине натяга при посадке подшипника на вал. В расчетах принимаем среднее значение натяга и среднее значение зазора в подшипнике как наиболее вероятные:

$$N_{\text{cp}} = 13,5 \text{ мкм};$$

$$N_{\text{эф}} = 0,85 \cdot 13,5 = 11,5 \text{ мкм} = 0,0115 \text{ мм};$$

$$d_0 = d_m + (D_m - d_m)/4 = 30,000 + (72,000 - 30,000)/4 = 40,5 \text{ мм};$$

$$\Delta d_1 = N_{\text{эф}} \cdot d_m / d_0 = 0,0115 \cdot 30 / 40,5 = 0,0085 \text{ мм} = 8,5 \text{ мкм}.$$

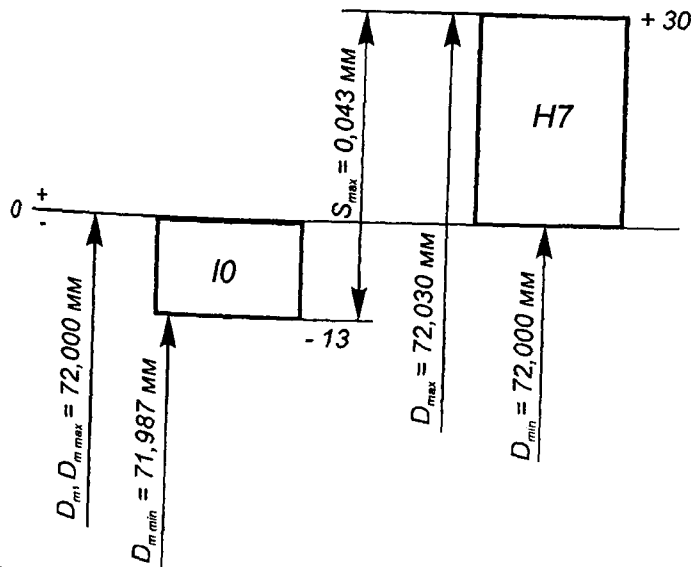


Рис. 17. Схема расположения полей допусков сопряжения  $\text{Ø}72\text{H}7/10$



По ГОСТ 24810 определяем предельные значения теоретических зазоров в подшипнике 306 до сборки:

$$G_{r \min} = 5 \text{ мкм};$$

$$G_{r \max} = 20 \text{ мкм}.$$

Средний зазор в подшипнике 306 определяется как полу-сумма предельных теоретических зазоров:

$$G_{r \text{ ср}} = (G_{r \min} + G_{r \max})/2 = (5 + 20)/2 = 12,5 \text{ мкм}.$$

Тогда

$$G_{\text{пос}} = G_{r \text{ ср}} - \Delta d_1 = 12,5 - 8,5 = 4 \text{ мкм}.$$

Расчёт показывает, что при назначении посадки  $\text{Ø}30L0/k6$  по внутреннему диаметру зазор в подшипнике качения после посадки будет положительным.

На чертежах общего вида выбранные посадки подшипника качения обозначаются:

- на вал –  $\text{Ø}30L0/k6$ , где  $L0$  – поле допуска внутреннего кольца подшипника нормального класса точности;  $k6$  – поле допуска вала;
- в корпус –  $\text{Ø}72H7/l0$ , где  $H7$  – поле допуска отверстия корпуса;  $l0$  – поле допуска наружного кольца подшипника нормального класса точности.

По ГОСТ 20226-82 «Подшипники качения. Заплевичики для установки подшипников качения. Размеры» определяем диаметры заплевичиков вала и корпуса.

Для диаметра вала  $d = 30$  мм шариковых подшипников наименьший и наибольший диаметры заплевичика соответственно равны  $d_a^{\min} = 36$  мм и  $d_a^{\max} = 39$  мм. Выбираем диаметр заплевичика  $d_a = 36$  мм, как предпочтительный размер из ряда  $Ra20$ .

Для внутреннего диаметра корпуса  $D = 72$  мм шариковых подшипников диаметр заплечика равен  $D_a = 65$  мм.

Шероховатость посадочных поверхностей сопрягаемых с кольцами подшипника деталей зависит от диаметра и класса точности подшипника. Наибольшие значения параметров  $Ra$  для посадочных поверхностей валов, отверстий и торцов заплечиков валов и корпусов представлены в табл. 18.

Таблица 18

Значения параметров шероховатости  $Ra$  для посадочных поверхностей, сопрягаемых с подшипниками

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Номинальные диаметры	
		до 80 мм	80...500 мм
		$Ra$ , мкм	
Валов	0	1,25	2,5
	6, 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6, 5, 4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6, 5, 4	1,25	2,5

По ГОСТ 3325, табл. 3, выбираем требования к шероховатости (можно также использовать табл. 18 данного издания):

- посадочной поверхности вала под кольцо подшипника  $Ra$  1,25;
- посадочной поверхности корпуса под кольцо подшипника  $Ra$  1,25;
- торцевой поверхности заплечика вала  $Ra$  2,5.

Исходя из рекомендаций, приведенных в п. 2.2.7, назначаем более жесткие требования к шероховатости посадочной поверхности вала под кольцо подшипника  $Ra$  0,32, посадоч-

ной поверхности корпуса под кольцо подшипника  $Ra\ 0,32$ , торцовой поверхности заплечика вала  $Ra\ 1,25$ .

В ГОСТ 3325 также нормированы требования к форме посадочных поверхностей вала и корпуса, сопрягаемых с кольцами подшипника, и к торцовому биению заплечиков валов и отверстий корпусов.

Из табл. 4 ГОСТ 3325 выбираем значения:

- допуска круглости посадочной поверхности вала под кольцо подшипника 3,5 мкм;
- допуска профиля продольного сечения посадочной поверхности вала под кольцо подшипника 3,5 мкм;
- допуска круглости посадочной поверхности корпуса под кольцо подшипника 7,5 мкм;
- допуска профиля продольного сечения посадочной поверхности корпуса под кольцо подшипника 7,5 мкм.

Следует отметить, что ограничения, наложенные стандартом на форму поверхностей, сопрягаемых с подшипниками могут не совпадать со стандартными допусками формы по ГОСТ 24643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения». Однако можно согласовать эти требования за счет ужесточения «расчетных» допусков до ближайших стандартных значений, установленных в общетехнических стандартах. Исходя из этого назначаем допуск круглости посадочной поверхности вала под кольцо подшипника равным 3 мкм и допуск профиля продольного сечения посадочной поверхности вала под кольцо подшипника равным 3 мкм, допуск круглости посадочной поверхности корпуса под кольцо подшипника равным 6 мкм и допуск профиля продольного сечения посадочной поверхности корпуса под кольцо подшипника равным 6 мкм.

Стандарт нормирует также торцовое биение заплечиков валов и отверстий корпусов. Из табл. 5 ГОСТ 3325 выбираем значения:

- допуска торцового биения заплечика вала 21 мкм;
- допуска торцового биения заплечика корпуса 30 мкм.

Допуск торцового биения заплечика вала можно округлить до значения 20 мкм.

Суммарное допустимое отклонение от соосности, вызванное неблагоприятным сочетанием всех видов погрешностей обработки, сборки и деформации подшипников посадочных поверхностей вала и корпуса под действием нагрузок, оценивается допустимым углом взаимного перекоса  $\theta_{\max}$  между осями внутреннего и наружного колец подшипников качения, смонтированных в подшипниковых узлах. В прил. 7 ГОСТ 3325 приведены числовые значения допусков соосности посадочных поверхностей для валов и для корпусов в подшипниковых узлах различных типов при длине посадочного места  $B_1 = 10$  мм (в диаметральной выражении). При другой длине посадочного места  $B_2$  для получения соответствующих допусков соосности табличные значения следует умножить на  $B_2/10$ . Подшипник 306 имеет ширину  $B_2 = 19$  мм и относится к группе радиальных однорядных шариковых. Примем нормальный ряд зазоров. Тогда допуск соосности поверхностей вала составит  $T_{\text{соосн}} = 4 \cdot B_2/10 = 4 \cdot 19/10 = 7,6$  мкм; ужесточаем рассчитанный допуск по ГОСТ 24643 и принимаем  $T_{\text{соосн}} = 6$  мкм. Соответственно для поверхностей корпуса  $T_{\text{соосн}} = 8 \cdot B_2/10 = 15,2$  мкм; ужесточаем до значения  $T_{\text{соосн}} = 12$  мкм.

Допуски соосности можно заменить допусками радиального биения тех же поверхностей относительно их общей оси с учетом того, что на те же поверхности обязательно задаются допуски цилиндричности, которые вместе с допусками радиального биения ограничивают такие же отклонения, какие ограничивают допуски соосности.

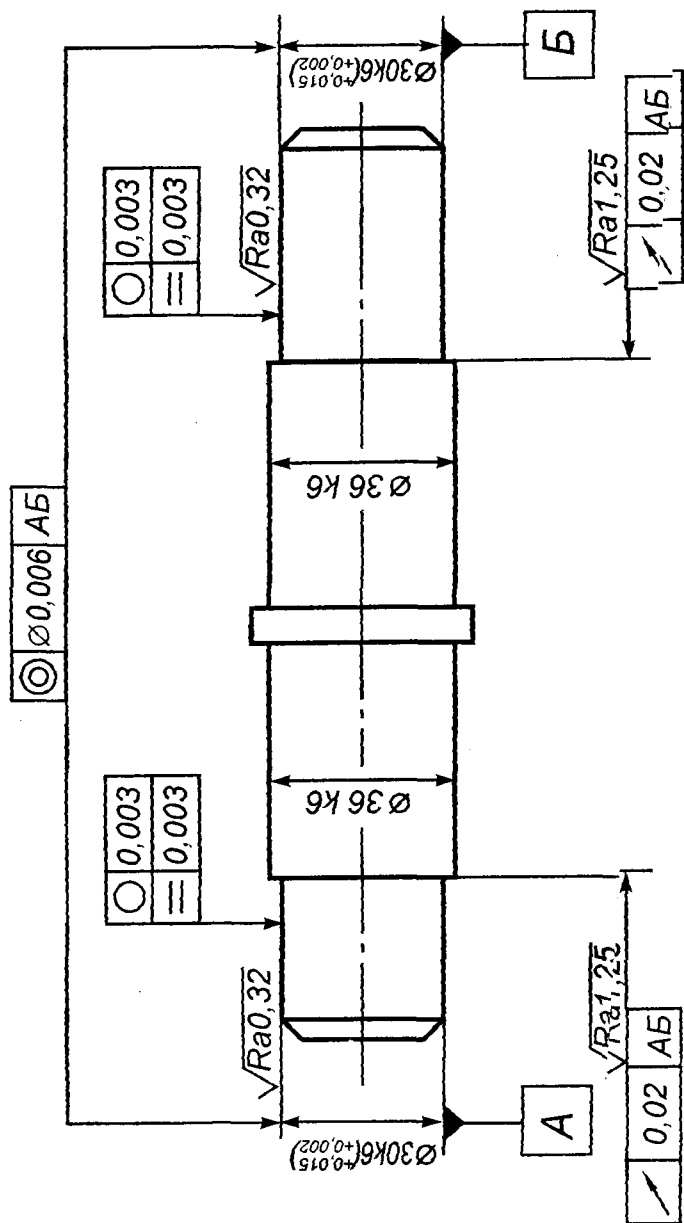


Рис. 18. Пример обозначения точностных требований к поверхностям вала, сопрягаемым с подшипниками качения

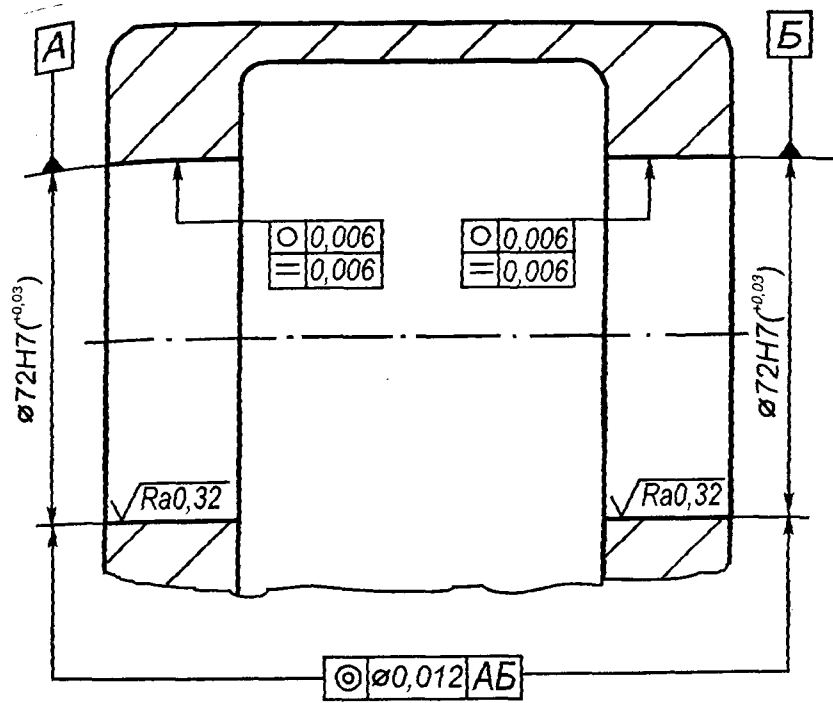


Рис. 19. Пример обозначения точностных требований к поверхностям отверстий корпуса, сопрягаемым с подшипником качения

**2.3.2. Выбор и расчет посадок шпоночного соединения. Выбор допусков формы и расположения и параметров шероховатости поверхностей шпоночного соединения**

Шпоночное соединение – один из видов соединений вала со втулкой, в котором использован дополнительный конструктивный элемент (шпонка), предназначенный для предотвращения их взаимного поворота. Чаще всего шпонка используется для передачи крутящего момента в соединении вала с зубчатым колесом или со шкивом, неподвижных по отношению друг к другу.

Однако возможны и другие соединения (подвижные), например, такие, в которых зубчатое колесо (блок зубчатых колес), полумуфта или другая деталь могут перемещаться в одном направлении, а шпонка вместе с валом служит направляющей продольного перемещения и передает крутящий момент. Длинные направляющие шпонки обычно крепят к валу винтами.

Шпонки в подвижных соединениях могут быть закреплены на втулке и служат для передачи крутящего момента и для предотвращения поворота втулки в процессе ее перемещения вдоль неподвижного вала, как это сделано у кронштейна на тяжелой стойке для измерительных головок типа микроторов. В этом случае направляющей является вал со шпоночным пазом.

В отличие от соединений «вал – втулка» с натягом, которые обеспечивают взаимную неподвижность деталей без дополнительных конструктивных элементов, шпоночные соединения являются разъемными. Они позволяют осуществить разборку и повторную сборку конструкции с обеспечением того же эффекта, что и при первичной сборке. Поперечное сечение шпоночного соединения с призматической шпонкой представлено на рис. 20.

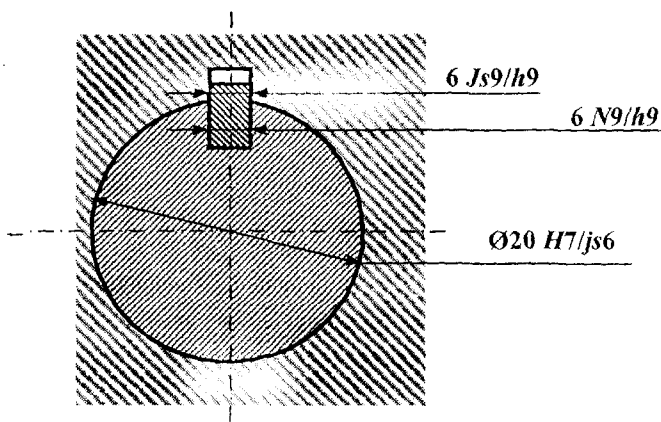


Рис. 20. Сечение шпоночного соединения с призматической шпонкой

Из рис. 20 видно, что для размещения шпонки необходимы соответствующие конструктивные элементы (в данном случае – пазы) на валу и во втулке. На поперечном сечении шпоночного соединения показаны три посадки: центрирующее соединение вал – втулка ( $\text{Ø}20\ H7/j_6$ ) и два соединения по ширине шпонки: шпонка – паз вала ( $6\ N9/h9$ ) и шпонка – паз втулки ( $6\ J_9/h9$ ).

В размерной цепи по высоте шпонки специально предусмотрен зазор по номиналу (суммарная глубина пазов втулки и вала больше высоты шпонки). Если призматическую шпонку с закругленными торцами закладывают в глухой паз на валу, по длине шпонки образуется соединение с нулевым гарантированным зазором  $H15/h14$  (на рисунке не показано).

Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой втулки на вал. Это гладкое цилиндрическое соединение, которое можно назначить с очень малыми зазорами или с небольшими натягами, следовательно, предпочтительно использование переходных посадок.

По форме шпонки разделяются на призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные. Сегментные и клиновые шпонки обычно используют в неподвижных соединениях. Призматические шпонки дают возможность получать как подвижные, так и неподвижные соединения. Основные размеры, характеризующие призматическое шпоночное соединение, показаны на рис. 21.

Размеры сечений шпонок и пазов стандартизованы и выбираются по соответствующим стандартам в зависимости от диаметра вала, а вид шпоночного соединения определяется условиями его работы. В стандартах на шпонки некоторых видов предусмотрены разные исполнения, например, призматические шпонки с двумя закругленными торцами, с одним закругленным торцом и с незакругленными торцами, сегментные шпонки «полные» и со срезанным краем сегмента.



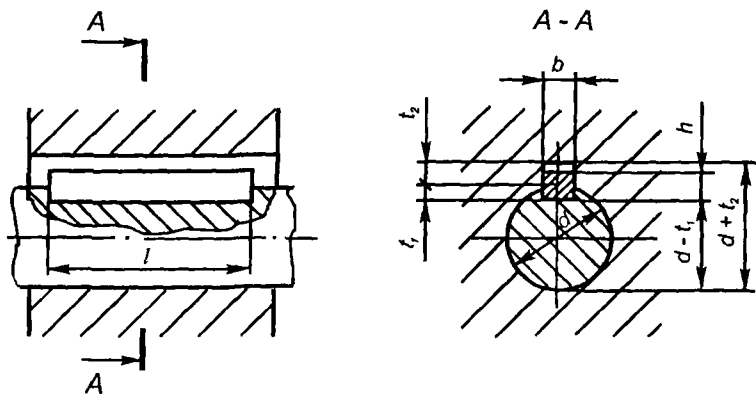


Рис. 21. Основные размеры соединения с призматической шпонкой, где  $h$  – высота шпонки;  $t_1$  – глубина паза вала;  $t_2$  – глубина паза втулки;  $b$  – ширина шпонки и пазов втулки;  $d$  – диаметр сопряжения;  $l$  – длина шпонки и паза вала

Длины призматических шпонок  $l$  по ГОСТ 23360-78 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки» выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18 и далее до 500 мм с полем допуска  $H14$ . Для длины  $L$  шпоночного паза установлено поле допуска  $H15$ .

Предельные отклонения глубин пазов на валу  $t_1$  и во втулке  $t_2$  приведены в табл. 19.

Таблица 19

Предельные отклонения глубин шпоночных пазов

Высота шпонки $h$ , мм	Предельные отклонения $t_1$ и $t_2$ , мм
От 2 до 6	$EI = 0; ES = +0,1$
Св. 6 до 18	$EI = 0; ES = +0,2$
Св. 18 до 50	$EI = 0; ES = +0,3$

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров шпонок:

- ширины  $b$   $h9$ ;
- высоты  $h$   $h9$ , а при высоте  $h$  свыше 6 мм  $h11$ .

Стандартом установлены три вида шпоночных соединений (нормальное, свободное и плотное) и соответствующие поля допусков ширины шпоночных пазов (табл. 20).

Таблица 20

Поля допусков ширины пазов в шпоночных соединениях с призматическими шпонками

Вид шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза	
	на валу	во втулке
Свободное	$H9$	$D10$
Нормальное	$N9$	$Js9$
Плотное	$P9$	$P9$

Свободное соединение используют для обеспечения неотъемлемых конструкций, а также для подвижных соединений со шпоночными соединениями, работающими как направляющие продольного перемещения. Нормальные шпоночные соединения применяют в большинстве изделий, если к ним не предъявляются особые функциональные требования. Плотное соединение назначают для предотвращения больших динамических нагрузок при выборке зазоров в соединениях по ширине шпонки с ударами. Такие условия работы встречаются в изделиях со старт-стопными режимами или с частым реверсированием направления вращения валов.

Для обеспечения качества шпоночного соединения, которое зависит от точности расположения пазов вала и втулки, назначают допуски симметричности и параллельности плоскости симметрии паза относительно плоскости, проходящей через ось посадочной цилиндрической поверхности. Допуски

указывают в соответствии с ГОСТ 2.308-79 «Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей».

Числовые значения допусков расположения определяют из соотношений:

$$T_{\text{парал}} = 0,6 T_{\text{шп}};$$

$$T_{\text{сим}} = 4,0 T_{\text{шп}};$$

где  $T_{\text{шп}}$  – допуск ширины шпоночного паза  $b$ ;

$T_{\text{парал}}$  – допуск параллельности;

$T_{\text{сим}}$  – допуск симметричности в диаметральном выражении.

Полученные расчетные значения допусков расположения округляют до стандартных по ГОСТ 24643.

Сегментные шпонки применяют, как правило, для передачи небольших крутящих моментов. Поля допусков ширины паза сегментного шпоночного соединения в зависимости от характера шпоночного соединения представлены в табл. 21.

Таблица 21

Поля допусков ширины пазов в шпоночных соединениях с сегментными шпонками

Характер шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза	
	на валу	во втулке
Нормальное	<i>N9</i>	<i>Js9</i>
Плотное	<i>P9</i>	<i>P9</i>

Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения ширины паза вала по  $H11$ , ширины паза втулки по  $D10$ .

Стандарт устанавливает поля допусков размеров шпонки по ширине  $b$   $h9$ , по высоте  $h$   $h11$  и по диаметру  $D$   $h12$ .

Шероховатость поверхностей шпоночного паза выбирается в зависимости от полей допусков размеров шпоночного соединения. Рекомендуемые значения параметров шероховатости поверхностей шпоночных пазов ( $Ra$  3,2 или 6,3 мкм, не более) представлены в табл. 22.

Таблица 22

Параметры шероховатости поверхности элементов шпоночного соединения

Допуск размера по квалитетам	Номинальные размеры (мм)			
	до 18	св. 18 до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 500
	$Ra$ , мкм, не более			
IT 9	3,2	3,2	6,3	6,3
IT 10	3,2	6,3	6,3	6,3

При назначении высотных параметров шероховатости поверхностей следует обратить внимание на согласованность их с наиболее жесткими допусками макрогеометрии (см. п. 2.2.7).

### Пример расчёта посадок шпоночного соединения

Условия могут быть представлены в виде задачи с указанием основных параметров и вида соединения. Если параметры шпоночного соединения представлены на чертеже общего вида, там же, в технических требованиях, может быть указан вид соединения. При отсутствии таких указаний вид шпоночного соединения разработчик чертежей выбирает самостоятельно, исходя из функционирования изделия.

Рассмотрим пример расчета соединения зубчатого колеса и вала (см. рис. 15) с использованием призматической шпонки по ГОСТ 23360 (для вала  $\varnothing 34$  мм  $b \times h = 10 \times 8$  мм, длина шпонки  $l = 25$  мм). Условное обозначение:

Шпонка 10×8×25 ГОСТ 23360-78.

Так как к заданному узлу не предъявляются особые требования, выбираем для посадки шпонки нормальное соединение.

По размеру  $b$ :

- паз вала  $B_1 = 10N9$

$$ES = 0,$$

$$EI = - 36 \text{ мкм},$$

$$B_{1\max} = 10,000 + 0 = 10,000 \text{ мм},$$

$$B_{1\min} = 10,000 - 0,036 = 9,964 \text{ мм};$$

- ширина шпонки  $b_2 = 10h^9$

$$es = 0,$$

$$ei = - 36 \text{ мкм},$$

$$b_{2\max} = 10,000 + 0 = 10,000 \text{ мм},$$

$$b_{2\min} = 10,000 - 0,036 = 9,964 \text{ мм};$$

- паз втулки  $B_3 = 10J_59$

$$ES = + 18 \text{ мкм},$$

$$EI = - 18 \text{ мкм},$$

$$B_{3\max} = 10,000 + 0,018 = 10,018 \text{ мм},$$

$$B_{3\min} = 10,000 - 0,018 = 9,982 \text{ мм}.$$

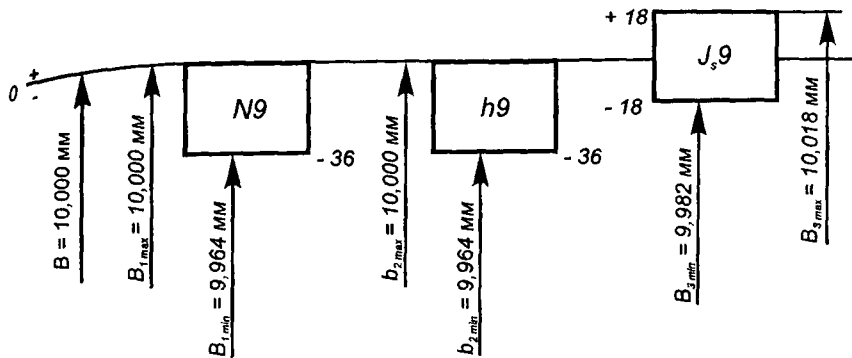


Рис. 22. Схема расположения полей допусков шпоночного соединения

Рассчитываем табличные зазоры (натяги) по размеру  $b$ :

- соединение шпонки  $b_2 = 10h9$  с пазом вала  $B_1 = 10N9$ :

$$S_{1 \max} = B_{1 \max} - b_{2 \min} = 10,000 - 9,964 = 0,036 \text{ мм},$$

$$N_{1 \max} = b_{2 \max} - B_{1 \min} = 10,000 - 9,964 = 0,036 \text{ мм};$$

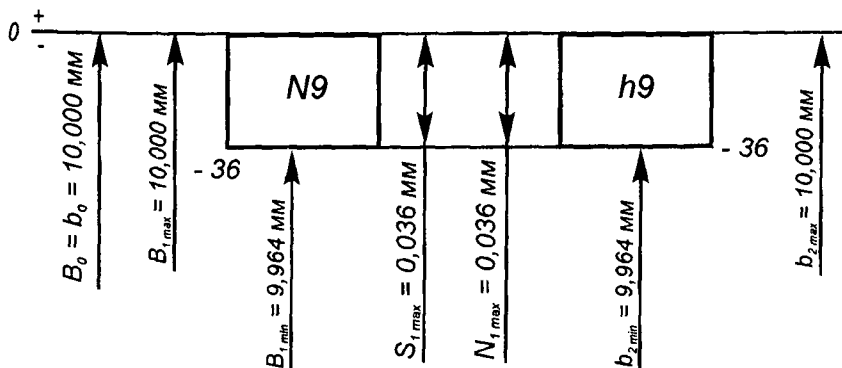


Рис. 23. Схема расположения полей допусков ширины шпонки и ширины паза вала

- Соединение шпонки  $b_2 = 10h9$  с пазом втулки  $B_3 = 10J_s9$

$$S_{2\max} = B_{3\max} - b_{2\min} = 10,018 - 9,964 = 0,054 \text{ мм},$$

$$N_{2\max} = b_{2\max} - b_{3\min} = 10,000 - 9,982 = 0,018 \text{ мм}.$$

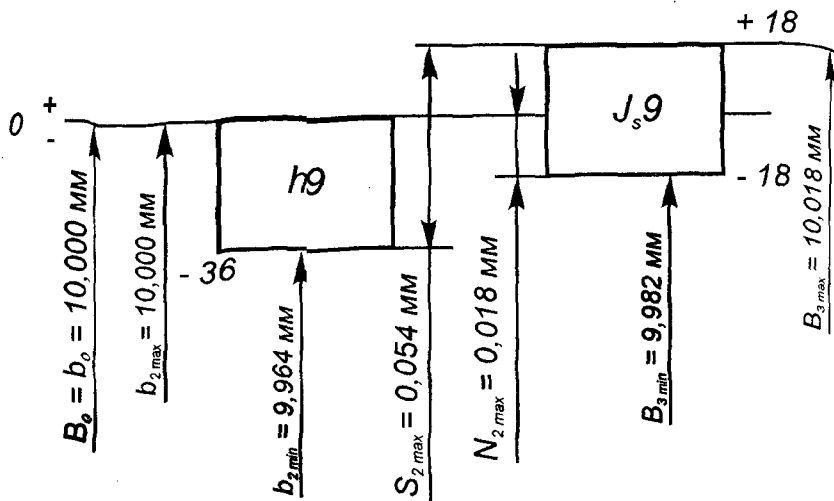


Рис. 24. Схема расположения полей допусков ширины шпонки и ширины паза втулки

По высоте шпонке  $h$ :

- глубина паза вала

$$t_1 = 5^{+0,2} \text{ мм (ГОСТ 23360),}$$

$$t_{1\max} = 5,200 \text{ мм},$$

$$t_{1\min} = 5,000 \text{ мм};$$

- Высота шпонки

$$h = 8 h11,$$

$$h_{\max} = 8,000 \text{ мм},$$

$$h_{\min} = 7,910 \text{ мм};$$

- глубина паза втулки

$$t_2 = 3,3^{+0,2} \text{ мм (ГОСТ 23360)},$$

$$t_{2\max} = 3,500 \text{ мм},$$

$$t_{2\min} = 3,300 \text{ мм}.$$

Тогда

$$S_{\max} = t_{1\max} + t_{2\max} - h_{\min} = 5,200 + 3,500 - 7,910 = 0,790 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = t_{1\min} + t_{2\min} - h_{\max} = 5,000 + 3,300 - 8,000 = 0,300 \text{ мм}.$$

По длине шпонки  $l = 25 \text{ мм}$ :

- длина шпонки

$$l_1 = 25h14 \text{ (ГОСТ 23360)},$$

$$l_{1\max} = 25,000 \text{ мм},$$

$$l_{1\min} = 24,480 \text{ мм (ГОСТ 25346)};$$

- длина паза вала

$$L_2 = 25 H15 \text{ (ГОСТ 23360)},$$

$$L_{2\max} = 25,840 \text{ мм},$$

$$L_{2\min} = 25,000 \text{ мм (ГОСТ 25346)};$$



$$S_{\max} = L_{2\max} - l_{1\max} = 25,840 - 24,480 = 1,360 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = L_{2\min} - l_{1\min} = 25,000 - 25,000 = 0,000 \text{ мм}.$$

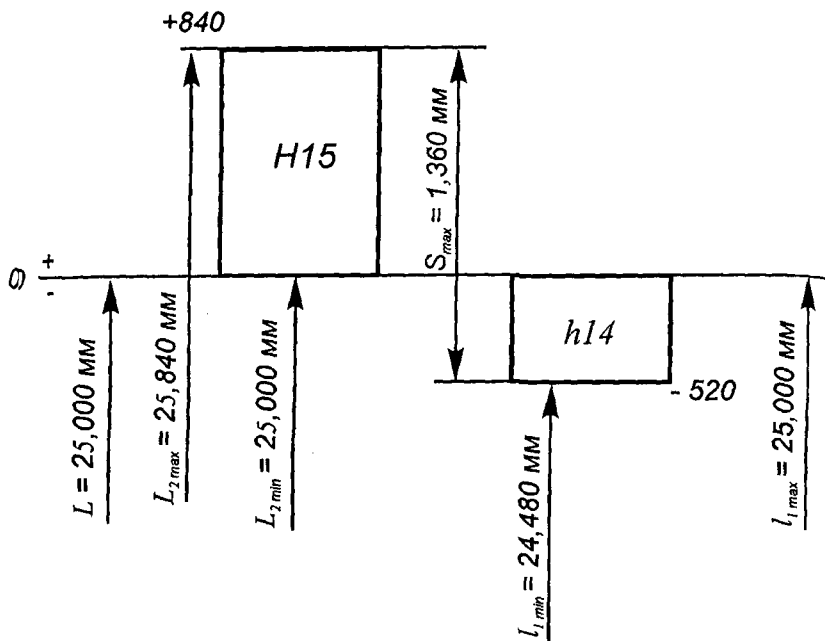


Рис. 25. Схема расположения полей допусков по длине шпоночного паза

На чертежах деталей проставляются следующие точностные требования, относящиеся к шпоночным соединениям:

- номинальный размер вала  $d$  и номинальный размер отверстия втулки  $D$  с предельными отклонениями;
- для паза вала – размер  $t_1$  (предпочтительный вариант) или  $d - t_1$  с предельными отклонениями;
- для паза втулки – размер  $d + t_2$  с предельным отклонением;
- номинальные размеры ширины паза вала и паза втулки с соответствующими отклонениями;

- допуски расположения плоскости симметрии паза относительно оси посадочной цилиндрической поверхности ( $T_{\text{парал}}$  и  $T_{\text{сим}}$ );
- параметры шероховатости поверхности элементов шпоночного соединения, устанавливаемые в зависимости от номинального размера и допуска (см. табл.22).

Шероховатость дна шпоночного паза рекомендуется нормировать параметром  $Ra$  не более 6,3 мкм.

### **2.3.3. Выбор посадок для шлицевого соединения.**

#### ***Выбор допусков формы и расположения и параметров шероховатости поверхностей шлицевого соединения***

Шлицевое соединение – вид соединения валов со втулками по поверхностям сложного профиля с продольными выступами (шлицами) и впадинами. Обычно шлицевые соединения используют для передачи крутящих моментов в соединениях вала с зубчатым колесом (блоком зубчатых колес), со шкивом, полумуфтой или другой деталью. Как правило, это подвижные соединения, в которых втулка может перемещаться в осевом направлении, а шлицевые поверхности используют как направляющие для продольного перемещения деталей. Однако возможно и применение неподвижных шлицевых соединений.

Технологически шлицевые соединения сложнее шпоночных, но обеспечивают хорошее центрирование втулки на валу и позволяют передавать значительные вращающие моменты, поскольку большое число шлиц обеспечивает меньшую концентрацию напряжений.

На уровне межгосударственных стандартов стандартизованы элементы деталей и соединений с прямобоочной (ГОСТ 1139-80 «Соединения шлицевые прямобоочные. Размеры и допуски») и эвольвентной (ГОСТ 6033-80 «Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины») формой профиля зубьев. Наиболее широко

распространены прямобочные шлицевые соединения с четным числом шлиц.

Выбор типа шлицевых соединений связан с конструктивными и технологическими особенностями соединений. Шлицевые валы обычно обрабатывают инструментом, имеющим форму впадины или ее части (фасонная фреза, шлифовальный круг), а шлицевые отверстия чаще всего получают с помощью обработки протяжками – специальным многолезвийным режущим инструментом, образующим полный профиль отверстия за один проход инструмента.

Шлицы с эвольвентным профилем зуба имеют повышенную прочность благодаря утолщению зуба к основанию, но сложность получения эвольвентных зубьев вала и впадин втулки выше.

Шлицевые соединения должны обеспечить соосность функционально важных поверхностей втулки и вала. В шлицевых соединениях посадки могут осуществляться по трем поверхностям: по наружной цилиндрической поверхности (размер  $D$ ), внутренней цилиндрической поверхности (размер  $d$ ) и по боковым поверхностям впадин втулки и шлиц вала (размер  $b$ ). При одновременном сопряжении по трем поверхностям нужны очень высокие требования к точности всех элементов по размерам, форме и расположению, которые могут рассматриваться как функционально неоправданные. Поэтому для любого шлицевого соединения введены «центрирующие» и «нецентрирующие» поверхности (понятия отражают степень участия поверхностей в обеспечении взаимного расположения сопрягаемых деталей). По нецентрирующим элементам назначают грубые посадки с большими зазорами или обеспечивают зазор по номиналу, что существенно удешевляет соединение без потерь функциональной точности.

Существуют три способа центрирования сопрягаемых прямобочных шлицевых втулки и вала: по наружному диаметру  $D$  (рис. 26, а); по внутреннему диаметру  $d$  (рис. 26, б); по боковым сторонам зубьев  $b$  (рис. 26, в).

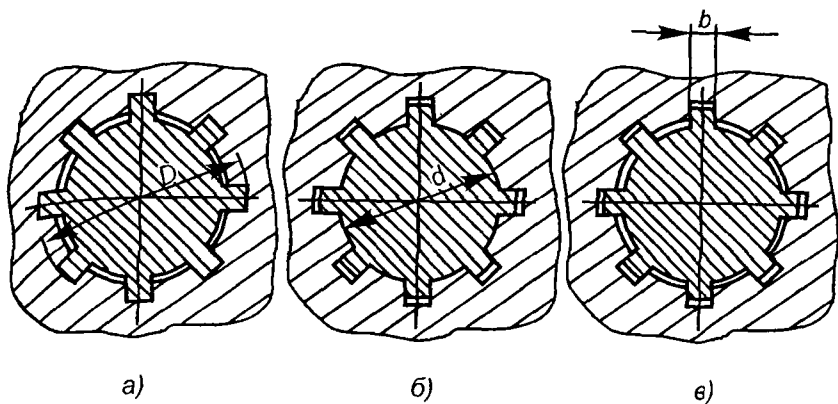


Рис. 26. Центрирование в прямоугольных шлицевых соединениях

Если в изделии не требуется повышенная износостойкость шлицевой поверхности втулки (конструктор устраивает средняя твердость поверхности шлицевого отверстия), применяют центрирование по наружному диаметру  $D$ . Такое центрирование применяют для неподвижных шлицевых соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.

В этом случае поверхность шлицевого отверстия может быть окончательно обработана высокопроизводительными и точными методами протягивания или калибрования. Шлицевый вал можно получить фрезерованием с последующей термообработкой (например, закалкой) и шлифованием по диаметру  $D$ .

Если необходима повышенная износостойкость шлицевой поверхности втулки, она должна иметь высокую твердость, значит, обработка чистовой протяжкой неприменима. В таком случае прибегают к центрированию по  $d$  и отверстие во втулке шлифуют на внутришлифовальном станке.

Центрирование по ширине  $b$ , при котором точность центрирования ниже, чем по другим элементам, целесообразно применять при передаче больших крутящих моментов в условиях переменных нагрузок, например, при частом реверсировании направления вращения или старт-стопных режимах работы. Ми-

нимальные зазоры между зубьями и впадинами служат для предотвращения больших динамических нагрузок с ударами.

В зависимости от нагруженности шлицевого соединения с прямобочным профилем выбирают его серию (легкая, средняя, тяжелая), чем определяют размеры и число зубьев (шлиц)  $z$ . При одном и том же внутреннем диаметре более тяжелая серия отличается увеличенной высотой зуба (шлица) и соответственно наружного диаметра. Тяжелая серия имеет большее число шлиц по сравнению со средней.

Выбор посадок в шлицевых соединениях зависит от требований к точности центрирования и принятого способа центрирования. Посадки в прямобочных шлицевых соединениях нормированы ГОСТ 1139, а эвольвентных – ГОСТ 6033.

Для эвольвентных шлицевых соединений предусмотрены возможности центрирования по боковым поверхностям зубьев и по наружному диаметру.

Поля допусков боковых поверхностей зубьев для эвольвентных шлицевых соединений нормируют не квалитетами, а степенями точности (7...11). Обозначение полей допусков размеров ширины эвольвентной впадины втулки и толщины эвольвентного зуба вала включает число (степень точности), за которым следует буква (основное отклонение). Поля допусков по боковым поверхностям зубьев элементов эвольвентных шлицевых соединений приведены в ГОСТ 6033.

Особенностью полей допусков боковых поверхностей зубьев эвольвентных шлицевых соединений является то, что устанавливаются два вида допусков ширины впадины втулки и толщины зуба вала:

$T$  – суммарный допуск, включающий отклонение собственно ширины впадины (толщины зуба) и отклонение формы и расположения элементов профиля впадины (зуба), контролируемый комплексным калибром;

$T_e$  ( $T_s$ ) – допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала), контролируемый отдельно в случаях, когда не применяется комплексный калибр.

Допуски и основные отклонения для диаметров окружности впадины втулки  $D$  и окружности вершин зубьев вала  $d$  заимствованы из ГОСТ 25346.

При назначении допусков формы и расположения элементов шлицевых соединений можно руководствоваться следующими рекомендациями (рис. 27):

1) для прямобочных шлицевых соединений:

- допуски параллельности плоскости симметрии зубьев вала и пазов втулки относительно оси центрирующей поверхности не должны превышать на длине 100 мм: 0,03 мм – в соединениях повышенной точности, определяемой допусками размеров  $b$  от  $IT6$  до  $IT8$ ; 0,05 мм – в соединениях нормальной точности при допусках размеров  $b$  от  $IT9$  до  $IT10$ . При центрировании по боковым сторонам шлиц выбирают дополнительную базу – ось одной из нецентрирующих поверхностей шлицевого вала (обычно с более жестким допуском);
- допуски радиального биения центрирующих поверхностей шлицев относительно общей оси посадочных поверхностей под подшипники следует назначать по 7-й степени точности ГОСТ 24643 при допусках центрирующих поверхностей 6...8 квалитетов и по 8-й степени точности при допусках центрирующих поверхностей 9...10 квалитетов;

2) для эвольвентных шлицевых соединений предельные значения радиального биения  $F_r$  и допуска направления зуба  $F_\beta$  следует принимать по ГОСТ 6033.

Параметры  $Ra$  шероховатости (ГОСТ 2789) для поверхностей элементов прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений должны быть согласованы с самыми жесткими допусками макрогеометрии и не превышать по параметру  $Ra$  значений 1,25 мкм для центрирующих поверхностей; 2,5 мкм для нецентрирующих боковых поверхностей шлиц подвижных соединений; 4,0 мкм для нецентрирующих боковых поверхностей шлиц неподвижных соединений и 10 мкм для нецентрирующих цилиндрических поверхностей шлиц.

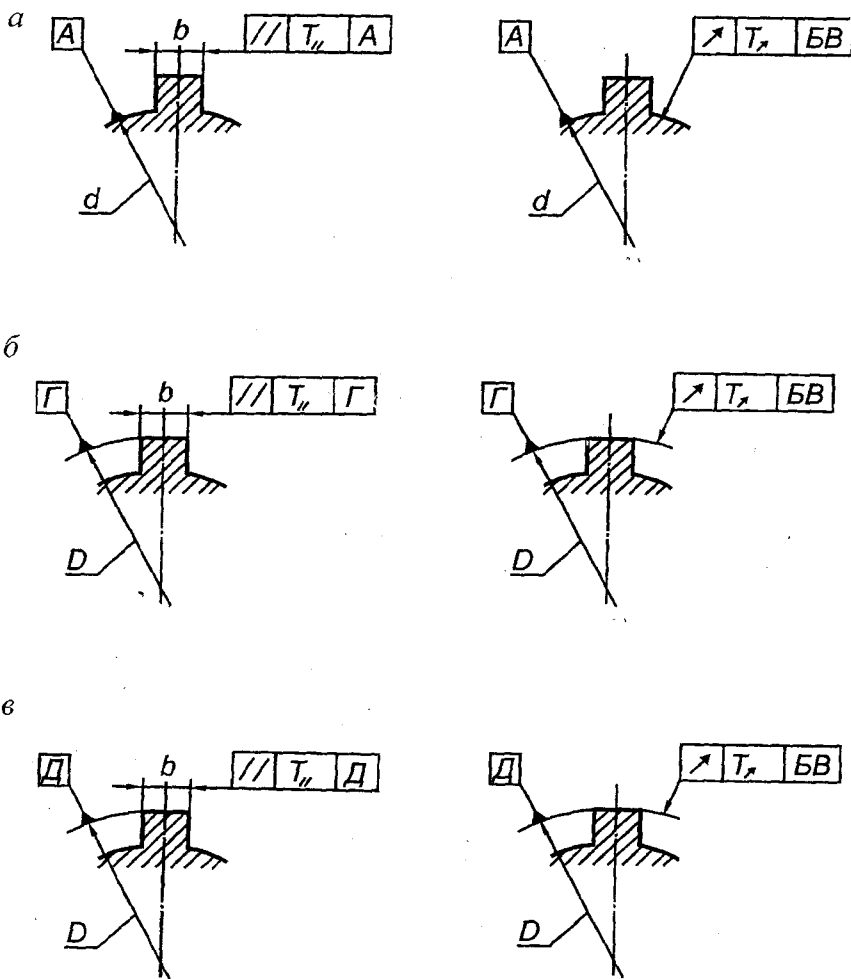


Рис. 27. Обозначения допусков параллельности и радиального биения элементов наружной шлицевой поверхности:

а – при центрировании по внутреннему диаметру;

б – при центрировании по наружному диаметру;

в – при центрировании по боковым сторонам шлиц.

База БВ – общая ось посадочных поверхностей вала (посадочных поверхностей под подшипники). База Д – ось выбранной нецентрирующей поверхности шлицевого вала при центрировании по боковым сторонам шлиц

Требования к чертежам шлицевых соединений и их элементов регламентирует ГОСТ 2.409-74 «Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений».

Условные обозначения шлицевых соединений и их элементов различаются в зависимости от профиля зубьев.

Обозначения прямобочных шлицевых соединений валов и втулок содержат букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры  $d$ ,  $D$  и  $b$ , за которыми следуют обозначения посадок. Пример условного обозначения шлицевого соединения с числом зубьев  $z = 6$ , внутренним диаметром  $d = 28$  мм, наружным диаметром  $D = 34$  мм, шириной зуба  $b = 7$  мм, с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования  $H7/f7$  и по размеру  $b - D9/f8$ :

$$d - 6 \times 28 \ H7/f7 \times 34 \ H12/a11 \times 7 \ D9/f8.$$

При центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования  $H8/h7$  и по размеру  $b - F10/h9$ :

$$D - 6 \times 28 \times 34 \ H8/h7 \times 7 \ F10/h9.$$

При центрировании по боковым сторонам профиля:

$$b - 6 \times 28 \times 34 \ H12/a11 \times 7 \ D9/h8.$$

Условные обозначения требований к точности эвольвентных шлицевых соединений содержат: номинальный диаметр соединения  $D$ ; обозначение посадки соединения (указывают обозначения полей допусков), помещаемое после размеров центрирующих элементов, обозначение стандарта.

Пример условного обозначения эвольвентного шлицевого соединения  $D = 50$  мм;  $m = 2$  мм, с центрированием по боковым поверхностям зубьев:

$$50 \times 2 \times 9 \ H/9g \ \text{ГОСТ 6033-80.}$$



То же с центрированием по наружному диаметру, с посадкой по центрирующему диаметру  $H7/g6$  и посадкой по нецентрирующим поверхностям зубьев  $9H/9h$ :

$$50 \times H7/g6 \times 2 \text{ ГОСТ } 6033-80.$$

То же с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой  $H7/g6$  и посадкой по нецентрирующим боковым поверхностям зубьев  $9H/9h$ :

$$i \ 50 \times 2 \times H7/g6 \text{ ГОСТ } 6033-80.$$

### **Пример расчета прямобочного шлицевого соединения**

Рассмотрим прямобочное шлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру  $D - 6 \times 16 \times 20 \ H7/n6 \times 4 \ F8/j7$  (средняя серия по ГОСТ 1139). Расчет предельных размеров элементов шлицевого соединения и зазоров (натягов) аналогичен расчету гладких сопряжений. Поля допусков выбираются по ГОСТ 25346 или ГОСТ 1139.

Расчет предельных размеров и зазоров (натягов) по сопряжению  $\varnothing 20 \ H7/n6$ :

$$D_{\max} = D_0 + ES = 20,000 + 0,021 = 20,021 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D_0 + EI = 20,000 + 0,000 = 20,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d_0 + es = 20,000 + 0,028 = 20,028 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d_0 + ei = 20,000 + 0,015 = 20,015 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 20,021 - 20,015 = 0,006 \text{ мм};$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 20,028 - 20,000 = 0,028 \text{ мм}.$$

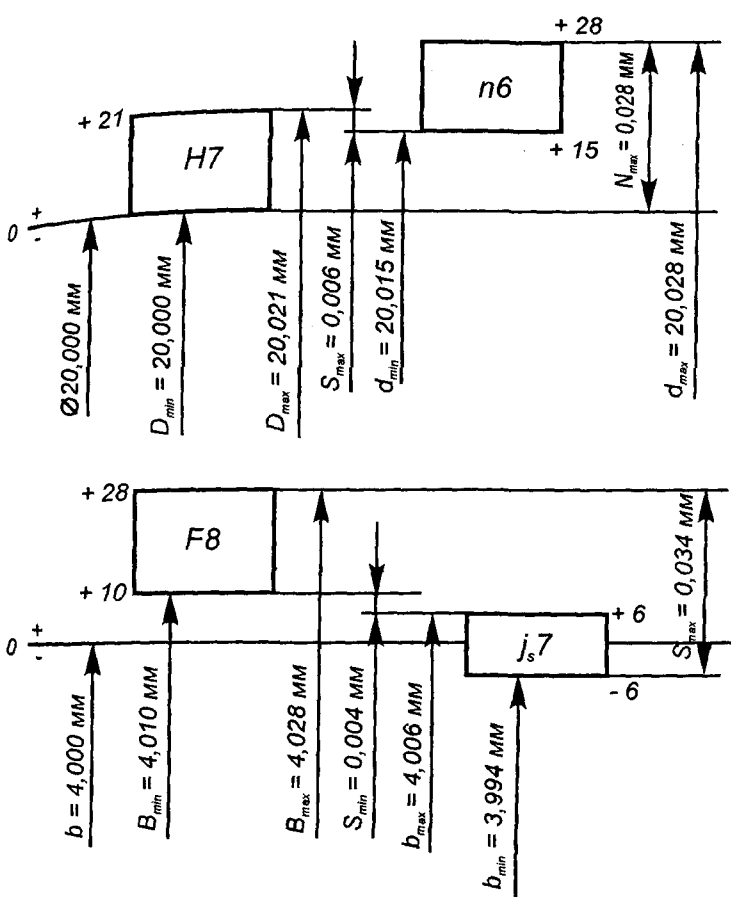


Рис. 28. Схемы расположения полей допусков элементов шлицевого соединения

Расчёт предельных размеров и зазоров по ширине шлиц  $4F8/j_s 7$ :

$$B_{\max} = B_0 + ES = 4,000 + 0,028 = 4,028 \text{ мм};$$

$$B_{\min} = B_0 + EI = 4,000 + 0,010 = 4,010 \text{ мм};$$

$$b_{\max} = b_0 + es = 4,000 + 0,006 = 4,006 \text{ мм};$$

$$b_{\min} = b_0 + ei = 4,000 - 0,006 = 3,994 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = B_{\max} - b_{\min} = 4,028 - 3,994 = 0,034 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = B_{\min} - b_{\max} = 4,010 - 4,006 = 0,004 \text{ мм}.$$

Для нецентрирующего внутреннего диаметра  $d = 16 \text{ мм}$  ГОСТ 1139 устанавливаем предельные значения:

- поле допуска отверстия втулки  $\varnothing 16 H11(^{+0,110})$ , т. е.

$$D_{\max} = D_0 + ES = 16,000 + 0,110 = 16,110 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = D_0 + EI = 16,000 + 0,000 = 16,000 \text{ мм};$$

- диаметр вала  $d_1$  не менее 14,5 мм:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{1\min} = 16,110 - 14,500 = 1,610 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{1\max} = 16,000 - 16,000 = 0,000 \text{ мм};$$

$$S_{\text{ср}} = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (1,610 + 0)/2 = 0,805 \text{ мм}.$$

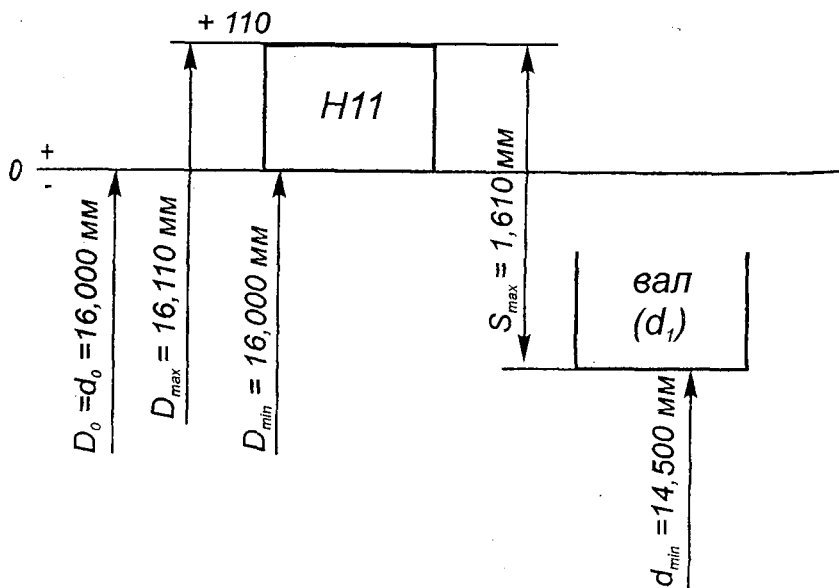


Рис. 29. Схема расположения полей допусков шлицевого соединения по внутреннему диаметру

### 2.3.4. Выбор посадок для резьбового соединения. Выбор норм точности деталей резьбового соединения

Резьбовым соединением по ГОСТ 11708-82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба. Термины и определения» называется соединение двух деталей с помощью резьбы, в которой одна из деталей имеет наружную резьбу, а другая – внутреннюю.

Резьбовые соединения являются одним из самых распространенных видов соединений. В машиностроении около 80 % деталей либо имеют резьбовые поверхности, либо их крепление осуществляется с помощью резьбовых изделий.

Основными достоинствами резьбовых соединений являются сравнительно легкая сборка-разборка и высокий уровень взаимозаменяемости изделий.

К недостаткам резьбовых соединений можно отнести усложнение конструкции и технологии (обработка резьбовых поверхностей требует применения специального оборудования и инструмента, усложняется контроль деталей).

В зависимости от формы профиля резьбы делятся на:

- метрические (с треугольным профилем, исходным для которого является равносторонний треугольник с углом при вершине  $60^\circ$ );
- дюймовые (с симметричным треугольным профилем и углом при вершине  $55^\circ$ ), применяемые обычно для труб, трубные;
- прямоугольные (с прямоугольным профилем);
- трапециевидные (с симметричным трапециевидным профилем);
- упорные (с несимметричным трапециевидным профилем);
- круглые (с профилем, образованным дугами).

Кроме того, разработаны резьбы, предназначенные для деталей из определенных материалов, например, для деталей из пластмасс, для керамических деталей, специальные резьбы для конкретных видов изделий, например, окулярные резьбы и др.

По функциональному назначению следует различать резьбовые соединения *делительные* («отсчетные») и *силовые*. Первые предназначены для обеспечения высокой точности линейных и угловых перемещений в измерительных приборах и технологическом оборудовании. Так, в микрометрических приборах основной измерительный преобразователь – микрометрическая пара винт – гайка, в делительных машинах также основным механизмом является пара винт – гайка.

Силовые резьбовые соединения предназначены для создания значительных сил при перемещении деталей (винтовые прессы, домкраты) или для предотвращения взаимного перемещения соединенных деталей (соединения крышка – корпус, резьбовые соединения деталей трубопроводов, крепление втулки на валу и др.). Деление резьбовых соединений на «отсчетные» и силовые условно и осуществляется исходя из основной функции механизма.

В зависимости от характера функционирования различают *неподвижные* (крепежные) и *подвижные* (кинематические) резьбовые соединения. Подвижные резьбовые соединения образуются благодаря применению посадок с зазором. В неподвижных соединениях можно использовать все виды посадок – с натягом, переходные и с зазором. Для того чтобы обеспечить неподвижность резьбового соединения при посадке с зазором, используют искусственные методы его выборки (вплоть до создания натягов в соединении) либо применяют дополнительные конструктивные элементы, предохраняющие детали от самоотвинчивания (стопорные шайбы, контргайки, проволочные замки, герметики и др.). Из этого следует, что в неподвижных резьбовых соединениях, полученных применением посадки с зазором, после окончательной сборки возможны натяги по рабочим сторонам профиля резьбы при сохранении зазоров по противоположным сторонам профиля. В тех резьбовых соединениях, где применяют переходные посадки, натяги создают с использованием специальных «элементов заклинивания» (плоский бурт или цилиндрическая цапфа на

шпильке либо заклинивание по не полностью нарезанному профилю резьбы).

В практической деятельности наибольшее распространение получили метрические резьбы.

Для метрических резьб стандартизованы:

- профиль резьбы;
- номинальные диаметры и шаги;
- нормы точности.

Профиль метрической резьбы регламентирован ГОСТ 9150-2002 (ИСО 68-1-98) «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль».

В основу профиля резьбы положен исходный треугольник резьбы (рис. 30) с углом профиля  $60^\circ$ , высотой исходного треугольника  $H$  и заданным шагом  $P$ .

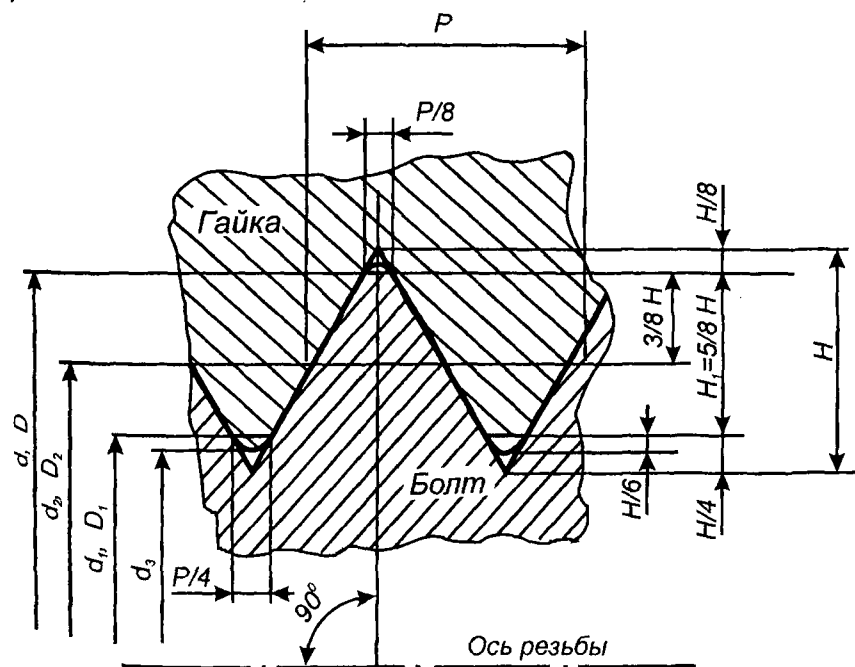


Рис. 30. Номинальный профиль метрической резьбы и основные размеры его элементов

К основным размерам элементов метрической резьбы относятся:

$d, D$  – наружный диаметр наружной резьбы (болта), наружный диаметр внутренней резьбы (гайки);

$d_2, D_2$  – средний диаметр наружной резьбы (болта), средний диаметр внутренней резьбы (гайки);

$d_1, D_1$  – внутренний диаметр наружной резьбы (болта) внутренний диаметр внутренней резьбы (гайки);

$d_3$  – внутренний диаметр болта по дну впадины;

$P$  – шаг резьбы;

$H$  – высота исходного треугольника;

$\alpha$  – угол профиля резьбы;

$R$  – номинальный радиус закругления впадины болта;

$H_1 = 5/8 H$  – рабочая высота профиля.

ГОСТ 8724-2002 (ИСО 261-98) «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги» устанавливает диаметры метрической резьбы от 0,25 до 600 мм и шаги от 0,075 до 6 мм.

Стандартом установлены 3 ряда диаметров резьбы (при выборе диаметра предпочтение отдается первому ряду). Для каждого номинального диаметра резьбы определены соответствующие шаги, которые могут включать крупный шаг и один или несколько мелких шагов.

Номинальные значения диаметров метрической резьбы регламентированы ГОСТ 24705-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры».

Стандартизованы резьбовые посадки *с зазором, с натягом и переходные*, которые определяют характер соединения  $\Pi$  боковым сторонам резьбового профиля.

Система допусков и посадок метрической резьбы нормирована следующими стандартами:

- ГОСТ 16093-81 «Основные нормы взаимозаменяемости Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором»;

- ГОСТ 4608-81 «Основные нормы взаимозаменяемости Резьба метрическая. Посадки с натягом»;

-ГОСТ 2483481 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки».

Для получения резьбовых посадок с зазором нормируют допуски диаметров резьбы по степеням точности от 3 до 10. Для нормирования положения полей допусков внутренней резьбы (гайки) предусмотрены четыре основных отклонения –  $H, G, F, E$  (рис. 31), а для наружной резьбы (болта) пять основных отклонений –  $h, g, f, e, d$  (рис. 32).

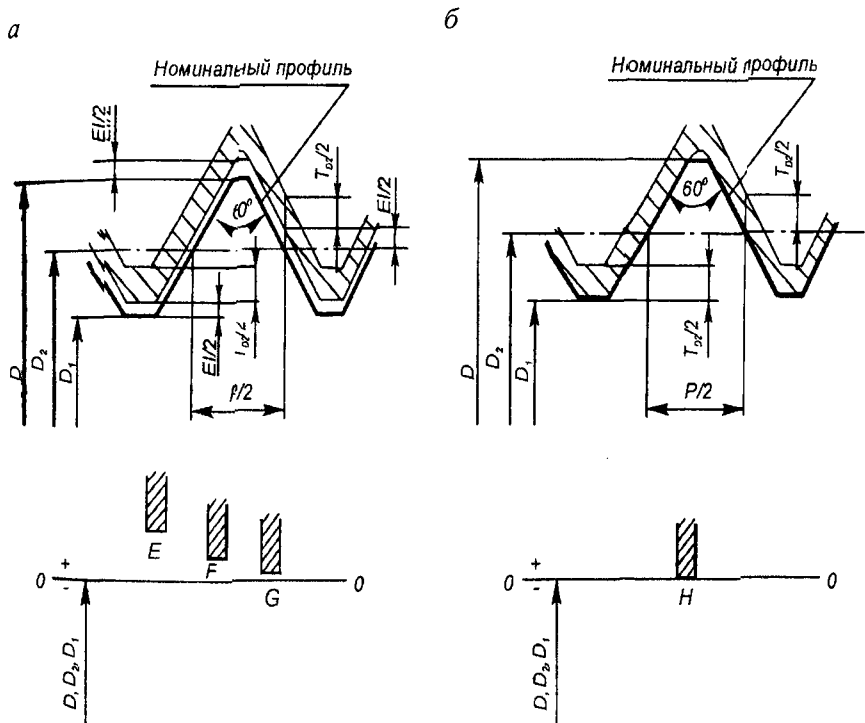
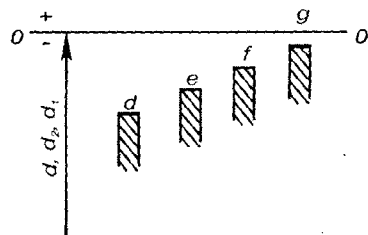
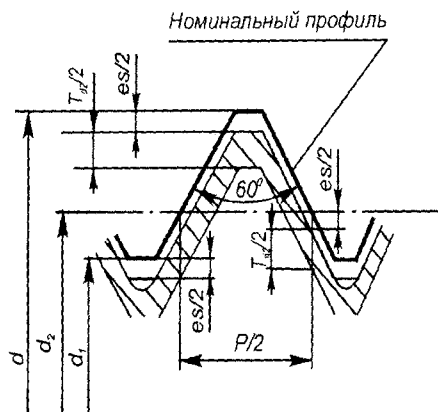


Рис. 31. Схемы полей допусков внутренней резьбы:  
а – с основными отклонениями  $E, F, G$ ; б – с основным отклонением  $H$



а



б

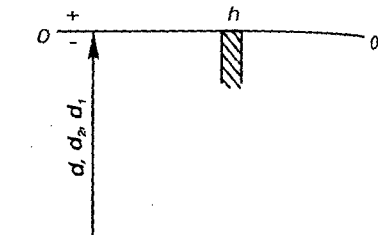
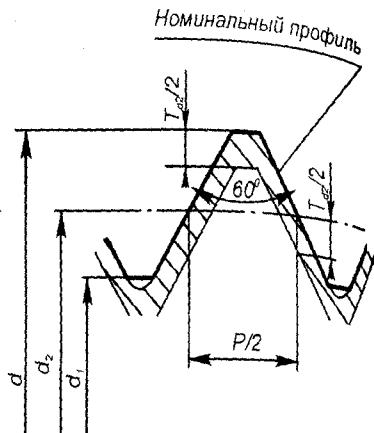


Рис. 32. Схемы полей допусков наружной резьбы:  
а – с основными отклонениями  $d, e, f, g$ ; б – с основным отклонением  $h$

Для наружной и внутренней резьбы кроме степеней точности установлены также три класса точности, условно названные *точный*, *средний* и *грубый*, в которые входят допуски определенных стандартом степеней точности.

Резьбы точного класса рекомендуется применять для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений и при необходимости малых колебаний характера посадки. Средний класс точности рекомендуется для резьб общего назначения. Для резьб, нарезаемых на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т.д., предпочтение отдается грубому классу точности.

ГОСТ 16093 устанавливает также три группы длин свинчивания: короткие  $S$ , нормальные  $N$  и длинные  $L$ .

При одном и том же классе точности допуск на средний диаметр резьбы при длине свинчивания  $L$  рекомендуется увеличивать, а при длине свинчивания  $S$  – уменьшать на одну степень точности по сравнению с допусками, установленными для длины свинчивания  $N$ . Данные рекомендации позволяют выбирать точность резьбы в зависимости от конструктивных и технологических требований.

Соответствие полей допусков наружной и внутренней резьбы классам точности и длинам свинчивания приведено в табл. 23.

Таблица 23

Классы точности резьбовых поверхностей

Класс точности	Длина свинчивания наружной резьбы			Длина свинчивания внутренней резьбы		
	$S$	$N$	$L$	$S$	$N$	$L$
Точный	(3h4h)	4g; 4h	(5h4h)	4H	4H5H; 5H	6H
Средний	5g6g (5h6h)	6d; 6e; 6f; 6g; 6h	(7e6e); 7g6g; (7h6h)	(5G); 5H	6G; 6H	(7G); 7H
Грубый		8g (8h)*	(9g8g)		7G; 7H	8G; 8H

Примечания:

1. Выделенные подчеркиванием поля допусков предпочтительны.
2. Применение полей допусков, заключенных в скобки, следует по возможности ограничить.
3. При длинах свинчивания  $S$  и  $L$  допускаются поля допусков, установленные при длинах свинчивания  $N$ .

\* Только для резьбы с шагом  $P \geq 0,8$  мм.

Резьбовые посадки с гарантированным зазором применяются для крепежных резьб в следующих случаях:

- для соединений деталей, работающих при высокой температуре (для компенсации температурных деформаций, предохранения соединений от заедания и обеспечения

возможности разборки деталей без повреждения, размещения смазки);

- при необходимости быстрой и легкой свинчиваемости деталей (даже при наличии небольшого загрязнения или повреждения резьбы);
- при нанесении на резьбовые детали антикоррозионного покрытия значительной толщины.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из цифры, обозначающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение (например,  $5H$ ,  $6e$ ), и следует за обозначением размера резьбы.

Для внутренней резьбы (гайки) поля допусков задаются на средний  $D_2$  и внутренний  $D_1$  диаметры; для наружной резьбы (болта) – на средний  $d_2$  и наружный  $d$  диаметры. Например, в обозначении  $5H6H$  указаны поле допуска внутренней резьбы по диаметру  $D_2$  ( $5H$ ) и поле допуска внутренней резьбы по диаметру  $D_1$  ( $6H$ ).

Если обозначения полей допусков двух диаметров совпадают, то в общем обозначении они не повторяются. Например, поле допусков наружной резьбы (болта) по диаметрам  $d_2$  и  $d$ .

Посадка в резьбовом соединении обозначается дробью, в числителе которой указывается обозначение поля допуска внутренней резьбы, в знаменателе – наружной резьбы. Например,  $M12-6H/6g$ , где  $M$  – резьба метрическая; 12 мм – номинальный диаметр резьбы; шаг резьбы – крупный ( $P = 1,75$  мм – в обозначении не указывается);  $6H$  – поле допуска внутренней резьбы (гайки) по среднему и внутреннему диаметрам;  $6g$  – поле допуска наружной резьбы (болта) по среднему и наружному диаметрам.

Обозначение левой метрической резьбы с мелким шагом и длиной свинчивания, отличающейся от нормальной, имеет следующий вид:  $M12 \times 1 LH-6H/6g - 30$ , где шаг резьбы – мелкий ( $P = 1$  мм);  $LH$  – левая резьба; длина свинчивания 30 мм. Нормальная длина свинчивания ( $N$ ) в обозначении не указывается.

При обозначении многозаходной метрической резьбы используются буква  $M$ , номинальный диаметр резьбы, буквы  $P$  и  $n$

значение хода резьбы, буква  $P$  и значение шага. Например, условное обозначение двухзаходной резьбы с номинальным диаметром 16 мм, ходом 3 мм и шагом 1,5 мм:  $M16 \times Ph3 P1,5$ .

Резьбовые посадки с натягом (ГОСТ 4608) предусмотрены для метрических резьб с диаметрами от 5 до 45 мм и шагами от 0,8 до 3 мм. Эти посадки предназначены для наружных резьбовых деталей из стали, сопрягаемых с внутренними резьбами в деталях из стали, высокопрочных и титановых сплавов, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов.

Для получения резьбовых посадок с натягом по среднему диаметру предусмотрены следующие поля допусков (рис. 33): для внутренней резьбы (гайки) –  $2H$ , для наружной резьбы (болта) –  $3n$ ,  $3p$ ,  $2r$ , для диаметров выступов внутренней резьбы –  $4D$ ,  $5D$ ,  $4C$ ,  $5C$ , а для диаметров выступов наружной резьбы –  $6e$ ,  $6c$ .

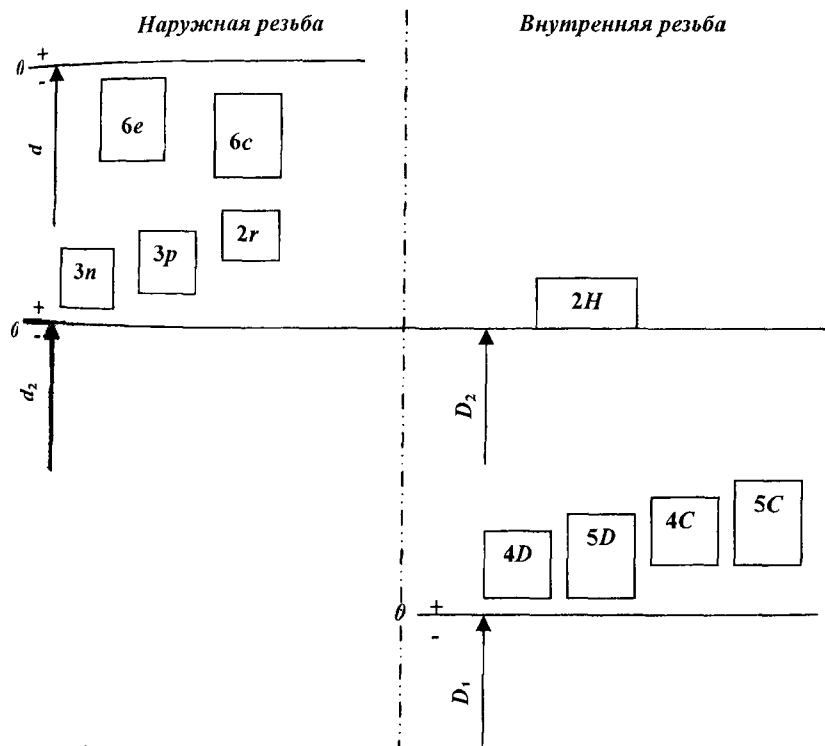


Рис. 33. Поля допусков резьб для соединений с натягом

Посадки с натягом по среднему диаметру резьбы рассмотрены только в системе основного отверстия.

Резьбовые посадки с натягом по среднему диаметру используются в тех случаях, когда необходимо обеспечить герметичность или предотвратить самоотвинчивание шпилек под действием вибраций, переменных нагрузок и изменения рабочей температуры. Примером может служить посадка резьбы шпилек в корпуса двигателей, в ступицы колёс автомобилей и т. п.

При необходимости обеспечения более однородного натяга и повышения прочности соединений резьбовые детали сортируют на группы, а затем собирают из одноименных групп (селективная сборка). Предусмотрена сортировка резьбовых деталей по среднему диаметру на две или три группы.

Для устранения заклинивания при свинчивании тугой резьбы по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены гарантированные зазоры.

Для резьб с натягом стандартом нормированы предельные отклонения шага и угла наклона боковой стороны профиля. Кроме того, на качество резьбовых соединений с натягом влияют отклонения формы наружной и внутренней резьбы. В данном случае отклонение формы, определяемое разностью между наибольшим и наименьшим действительными средними диаметрами, не должно превышать 25 % допуска среднего диаметра. «Обратная конусность» не допускается.

Виды посадок с натягом в зависимости от материала детали с внутренней резьбой и шага резьбы приведены в табл. 24.

Пример условного обозначения резьбовой посадки с натягом резьбы:  $M16-2H4C(3)/3h(3)$ , где  $M$  – резьба метрическая; 16 мм – номинальный диаметр резьбы; шаг резьбы – крупный ( $P = 2$  мм, в обозначении не указывается);  $2H$  – поле допуска внутренней резьбы по среднему диаметру,  $4C$  – поле допуска внутренней резьбы по внутреннему диаметру;  $3h$  – поле допуска наружной резьбы по среднему диаметру; в скобках указано число сортировочных групп (3). Поля допусков наруж-

ной резьбы по наружному диаметру –  $6e$  ( $P$  до 1,25 мм) или  $6c$  ( $P$  свыше 1,25 мм) в обозначении не указываются. Данная резьба применяется, если материал детали с внутренней резьбой – сталь или высокопрочные и титановые сплавы.

Таблица 24

Резьбовые посадки с натягом

Материал детали с внутренней резьбой	Посадка при $P$ , мм		Дополнительные условия сборки
	до 1,25	св. 1,25	
Чугун и алюминиевые сплавы	$2H5D/2r$	$2H5C/2r$	–
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	$2H5D(2)/3p(2)$	$2H5C(2)/3p(2)$	Сортировка на две группы
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	$2H4D(3)/3n(3)$	$2H4C(3)/3n(3)$	Сортировка на три группы

Для образования переходных резьбовых посадок ГОСТ 24834 предусматривает следующие поля допусков (рис. 34): для внутренней резьбы (гайки) –  $3H, 4H, 5H, 6H$ , для наружной резьбы (болта) –  $2t, 4j_h, 4j, 4jk, 6g$ .

В переходных посадках дополнительно применяются элементы заклинивания шпилек: конический сбеги резьбы, плоский бурт и цилиндрическая цапфа.

Варианты переходных резьбовых посадок в зависимости от номинального диаметра резьбы и материала детали с внутренней резьбой приведены в табл. 25.

Для деталей в переходных резьбовых посадках требования к точности шага, углов, отклонениям формы наружной и внутренней резьбы аналогичны требованиям к деталям для резьбовых соединений с натягом.

Пример условного обозначения резьбовой переходной посадки:  $M16-4H6H/4j,k$ , где  $M$  – резьба метрическая; 16 мм – но-

минальный диаметр резьбы; шаг резьбы – крупный и  $P = 2$  (в обозначении не указывается);  $4H$  – поле допуска внутренней резьбы (гайки) по среднему диаметру,  $6H$  – поле допуска внутренней резьбы (гайки) по внутреннему диаметру;  $4jk$  – поле допуска наружной резьбы (болта) по среднему диаметру. Поле допуска наружной резьбы (болта) по наружному диаметру  $6g$  (в обозначении не указывается).

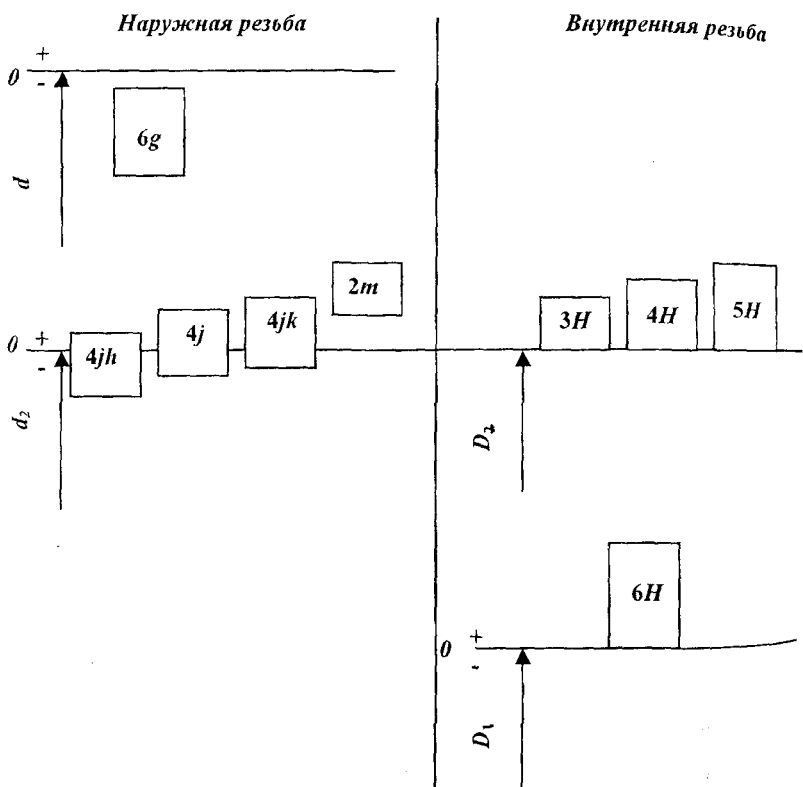


Рис. 34. Поля допусков резьб для соединений с переходными посадками

## Переходные резьбовые посадки

Номинальный диаметр резьбы, мм	Материал детали с внутренней резьбой	Посадки
От 5 до 16	Сталь	4H6H/4jk; 3H6H/2m
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	5H6H/4jk; 3H6H/2m
От 18 до 30	Сталь	4H6H/4j; 3H6H/2m
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	5H6H/4j; 3H6H/2m
От 30 до 45	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	5H6H/4jh

**Примеры расчёта посадок резьбовых соединений**

Дана резьбовая посадка с зазором: M12×1,5 – 6H/6g.

Определяем номинальные значения диаметров внутренней резьбы (гайки) и наружной резьбы (болта) по ГОСТ 24705:

$$d = D = 12,000 \text{ мм};$$

$$d_2 = D_2 = 11,026 \text{ мм};$$

$$d_1 = D_1 = 10,376 \text{ мм};$$

$$d_3 = 10,160 \text{ мм};$$

$$P = 1,5 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения диаметров резьбовых деталей с внутренней резьбой (гайки) и наружной резьбой (болта) выбираем по ГОСТ 16093 и результаты представляем в таблице (табл. 26).



Предельные отклонения диаметров  
резбовых поверхностей

Номинальный диаметр резьбы, мм	Предельные отклонения болта, мкм		Предельные отклонения гайки, мкм	
	<i>es</i>	<i>ei</i>	<i>ES</i>	<i>EI</i>
$D = d = 12,000$	-32	-268	не ограничено	0
$D_2 = d_2 = 11,026$	-32	-172	+190	0
$D_1 = d_1 = 10,376$	-32	не ограничено	+300	0

Определяем предельные размеры внутренней резьбы (гайки) и наружной резьбы (болта) и результаты представляем в таблице (табл. 27).

Таблица 27

Предельные размеры резьбовых поверхностей  
(по диаметрам)

Предельный размер, мм	Болт			Гайка		
	$d$ , мм	$d_2$ , мм	$d_1$ , мм	$D$ , мм	$D_2$ , мм	$D_1$ , мм
Наибольший	$12,000 - 0,032 = 11,968$	$11,026 - 0,032 = 10,994$	$10,376 - 0,032 = 10,344$	не ограничен	$11,026 + 0,190 = 11,216$	$10,376 + 0,300 = 10,676$
Наименьший	$12,000 - 0,268 = 11,732$	$11,026 - 0,172 = 10,854$	не ограничен	12,000	11,026	10,676

Строим схему расположения полей допусков резьбового соединения  $M12 \times 1,5 - 6H/6g$  (рис. 35).

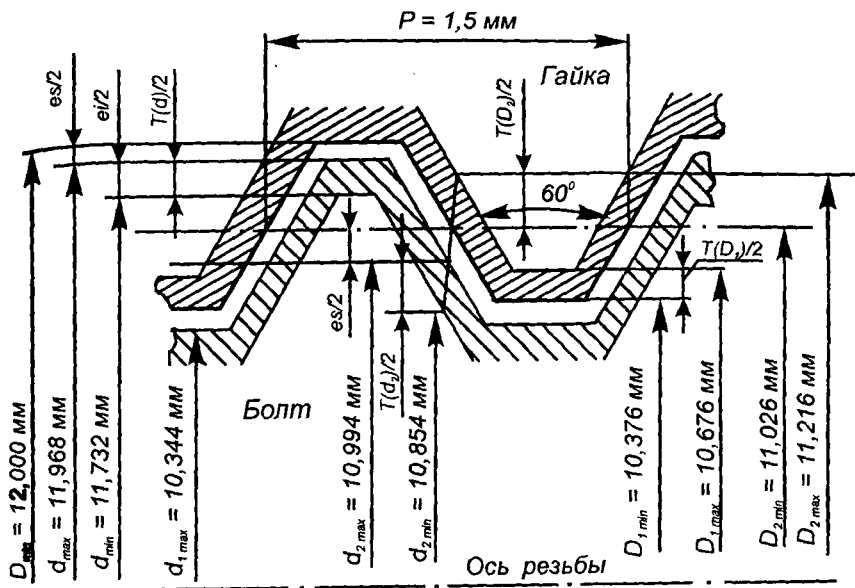


Рис. 35. Схема расположения полей допусков резьбового соединения  $M12 \times 1,5-6H/6g$

Рассчитываем предельные значения зазоров в резьбовой посадке:

- по  $D$  ( $d$ ):

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 12,000 - 11,968 = 0,032 \text{ мм},$$

$S_{\max}$  не нормируется;

- по  $D_2$  ( $d_2$ ):

$$S_{2\min} = D_{2\min} - d_{2\max} = 11,026 - 10,994 = 0,032 \text{ мм},$$

$$S_{2\max} = D_{2\max} - d_{2\min} = 11,216 - 10,854 = 0,362 \text{ мм};$$

- по  $D_1$  ( $d_1$ ):

$$S_{1\min} = D_{1\min} - d_{1\max} = 12,000 - 11,968 = 0,032 \text{ мм},$$

$S_{1\max}$  не нормируется.

Дана резьбовая посадка с натягом: M16 – 2H5C/2r.

Определяем номинальные значения диаметров внутренней и наружной резьб (ГОСТ 24705):

$$d = D = 16,000 \text{ мм};$$

$$d_2 = D_2 = 14,701 \text{ мм};$$

$$d_1 = D_1 = 13,835 \text{ мм};$$

$$d_3 = 13,546 \text{ мм};$$

$$P = 2 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения диаметров резьбовых поверхностей внутренней и наружной резьбы выбираем по ГОСТ 4608 и результаты представляем в таблице (табл. 28).

Таблица 28

Предельные отклонения диаметров резьбовых поверхностей

Номинальный диаметр резьбы, мм	Предельные отклонения болта, мкм		Предельные отклонения гайки, мкм	
	<i>es</i>	<i>ei</i>	<i>ES</i>	<i>EI</i>
$D = d = 16,000$	-150	-430	не ограничено	0
$D_2 = d_2 = 14,701$	+173	+110	+85	0
$D_1 = d_1 = 13,835$	-	-	+450	+150

Определяем предельные размеры внутренней (гайки) и наружной (болта) резьбы и результаты представляем в таблице (табл. 29).

## Пределные размеры внутренней и наружной резьбы

Пределный размер, мм	Болт		Гайка		
	$d$ , мм	$d_{2, мм}$	$D$ , мм	$D_{2, мм}$	$D_1$ , мм
Наибольший	16,000 – – 0,15 = = 15,850	14,701+ + 0,173 = = 14,874	не ограни- чен	14,701+ + 0,085 = = 14,786	13,835+ + 0,450 = = 14,285
Наименьший	16,000 – – 0,430 = = 15,570	14,701+ + 0,110 = = 14,811	16,000	14,701	13,835 + + 0,150 = = 13,985

Строим схему расположения полей допусков резьбового соединения  $M16 - 2H5C/2r$  (рис. 36).

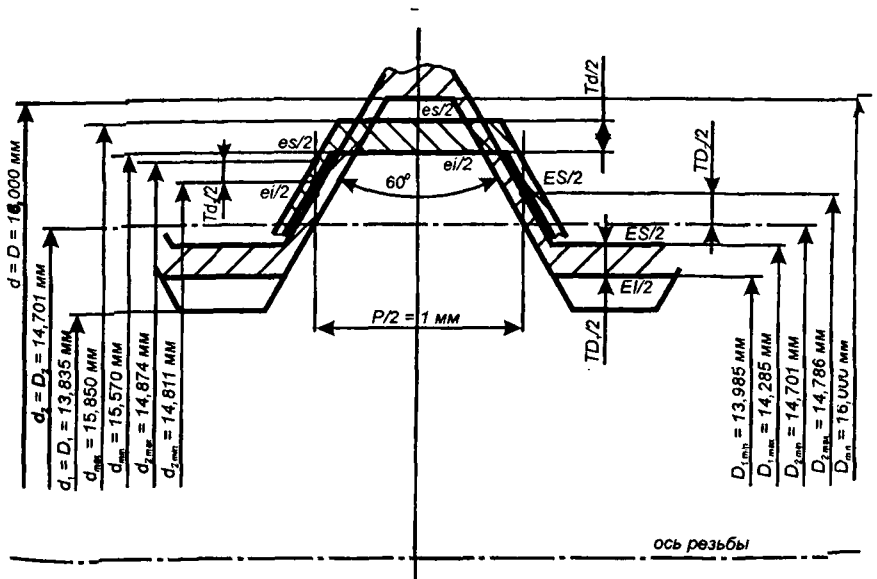


Рис. 36. Схема расположения полей допусков резьбового соединения  $M16 - 2H5C/2r$

Рассчитываем предельные значения натягов в резьбовой посадке (только по среднему диаметру):

$$N_{2 \max} = d_{2\max} - D_{2\min} = 14,874 - 14,701 = 0,173 \text{ мм};$$

$$N_{2 \min} = d_{2\min} - D_{2\max} = 14,811 - 14,786 = 0,025 \text{ мм}.$$

### ***2.3.5. Выбор и назначение норм точности зубчатых колес и передач***

Зубчатые передачи предназначены для передачи крутящих моментов от ведущего вала ведомому при заданном соотношении угловых скоростей валов.

В приборах и технологическом оборудовании (в кинематических цепях станков, воспроизводящих сложные поверхности, например, при обработке резьбы и зубчатых колес) применяют так называемые «отсчетные передачи» (их также называют «кинематические» или «делительные»). Колеса этих передач в большинстве случаев имеют небольшой модуль и работают при малых нагрузках и небольших скоростях. Основное внимание в таких передачах уделяют согласованности углов поворота ведущего и ведомого зубчатых колес, то есть их кинематической точности. Кинематическая точность передачи определяет уровень непостоянства передаточного отношения за полный оборот зубчатого колеса. Одним из показателей кинематической точности является кинематическая погрешность передачи – разность действительного и номинального углов поворота ведомого колеса.

В технике часто встречаются и «силовые» (тяжело нагруженные) зубчатые передачи, это передачи в редукторах и коробках скоростей тяжелых машин, передачи подъемно-транспортных механизмов, штамповочных и ковочных прессов и т.д. Зубчатые колеса таких передач обычно характеризуются большими модулями и имеют относительно широкие зубчатые венцы. К этим передачам обычно не предъявляют высоких требо-

ваний по точности угловых перемещений при вращении. При передаче больших крутящих моментов нужен надежный контакт зубьев по боковым поверхностям и максимальное использование площади рабочих поверхностей зубьев.

Деление зубчатых передач на «отсчетные» и «силовые» достаточно условно, поскольку все они передают крутящие моменты и все должны обеспечить пропорциональность углов поворота. Например, передачи в механических или электронно-механических часах вполне могут оказаться силовыми, если малые по абсолютному значению крутящие моменты передаются узкими зубцами с мелким модулем.

Как отсчетные, так и силовые передачи могут работать при разных скоростях, на основании чего их делят на *скоростные* (высокоскоростные, быстроходные) и *тихоходные*. К скоростным относят передачи, работающие при относительно высоких окружных скоростях (15 – 100 м/с) и частотах вращения быстроходного вала 500 – 5000 об/мин. Примеры скоростных передач – первые ступени редукторов турбин судовых и авиационных двигателей. Такие передачи встречаются в коробках скоростей автомобилей, в редукторах станков и другого технологического оборудования при использовании в нем высокооборотных двигателей. Колеса скоростных передач обычно имеют средние модули и передают не слишком большие моменты, при этом их зубья могут подвергаться значительным динамическим воздействиям.

Для снижения динамических нагрузок в скоростных передачах предъявляют повышенные требования к плавности их работы. Плавность работы передачи зависит от колебания мгновенных передаточных отношений, то есть от изменений передаточных отношений за моменты времени, которые значительно меньше времени полного оборота зубчатого колеса в зацеплении. Эти колебания многократно воспроизводятся за один оборот колеса. Основными причинами неплавности являются такие погрешности зубчатых венцов, как неправильное взаимное расположение зубьев (погрешности шага) и не-

точность формы рабочих поверхностей (погрешности формы профиля зубьев). Низкий уровень плавности работы зацепления приводит к повышению уровня вибраций и шума при работе изделия.

Для характеристики плавности работы реального колеса или передачи используют циклические погрешности, которые повторяются с некоторой определенной частотой за один оборот колеса, например, погрешности зубцовой или удвоенной зубцовой частоты. Под циклической погрешностью зубцовой частоты понимают удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности передачи с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Зубчатые передачи, не имеющие явно выраженного эксплуатационного характера (передача не требует высокой точности передаточного отношения, работает при небольших скоростях и передает средние крутящие моменты), относят к передачам общего назначения. Такие передачи используют, как правило, для обеспечения вспомогательных функций механизмов машин (например, передача ручного привода в автоматизированном оборудовании) и иногда называют вспомогательными. К таким передачам не предъявляют повышенных требований по какой-либо из норм точности.

Эвольвентное зацепление теоретически способно работать при нулевых боковых зазорах (толщина зуба, находящегося в зацеплении, равна ширине впадины ответного колеса). Однако неточности изготовления зубчатого венца приводят к искажению формы и взаимному смещению реальных профилей зубьев, что может вызвать их деформацию или поломку. Смещение реальных профилей зубьев может также быть следствием неточностей изготовления корпусных деталей и монтажа зубчатых колес. Видоизменяют профиль зубьев и его расположение также температурные и силовые деформации. Для компенсации технологических неточностей и эксплуатационных искажений назначают боковой зазор между нерабо-

ними профилями зубьев, обеспечивающий нормальную работу передачи.

ГОСТ 1643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» устанавливает 12 степеней точности цилиндрических зубчатых колес и передач — с 1 по 12 в порядке убывания точности. В настоящее время допуски и предельные отклонения параметров зубчатых колес и передач нормированы для степеней точности 3...12, а степени 1 и 2 предусмотрены как перспективные. Для каждой передачи (зубчатого колеса) стандартом установлены нормы точности трех видов, определяющие степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев.

Независимо от степеней точности устанавливают виды сопряжений, которые определяют требования к боковому зазору. ГОСТ 1643 устанавливает для зубчатых колес и передач с модулем от 1 до 55 мм шесть видов сопряжений (*A, B, C, D, E, H*) и восемь видов допуска (*a, b, c, d, h, x, y, z*) гарантированного бокового зазора  $j_n \min$ . С увеличением в сопряжении гарантированного бокового зазора  $j_n \min$  обычно возрастает и ширина поля допуска бокового зазора, которая определяется видом допуска зазора (рис. 37). Вид допуска в таком случае обозначают строчной буквой, одноименной виду сопряжения (кроме вида допуска *e*). В большинстве случаев для зубчатых колес и передач рекомендуется поддерживать определенное соответствие между видом сопряжения, допуском бокового зазора и классом отклонения межосевого расстояния (табл. 30).



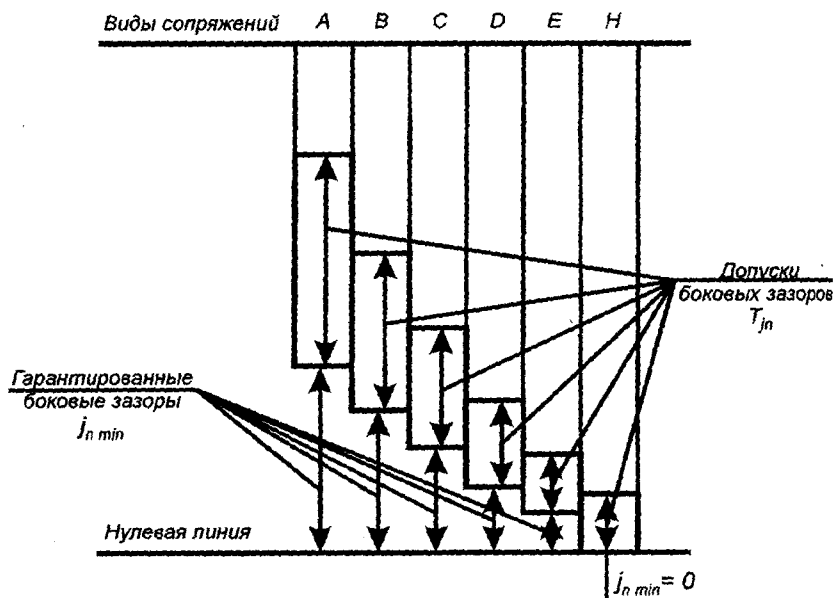


Рис. 37. Виды сопряжений, гарантированные боковые зазоры и допуски боковых зазоров

Таблица 30

Рекомендуемое соответствие норм точности зубчатых колес

Степень точности	Вид сопряжения	Допуск бокового зазора	Класс отклонений межосевого расстояния
3-7	H	<i>h</i>	II
3-7	E	<i>h</i>	II
3-8	D	<i>d</i>	III
3-9	C	<i>c</i>	IV
3-11	B	<i>b</i>	V
3-12	A	<i>a</i>	VI

Диапазон реального бокового зазора в передаче зависит от вида сопряжения, вида допуска зазора и класса точности межосевого расстояния в передаче.

Вид сопряжения устанавливает минимальное значение зазора, вид допуска ограничивает рассеяние зазора между минимальным (гарантированным) и максимально допустимым значениями. Класс точности нормирует рассеяние межосевого расстояния в передаче, от которого зависит (ближение зубчатых венцов, а значит, и боковой зазор. Для отдельно взятого зубчатого колеса боковой зазор рассматривают как зазор между нерабочими профилями зубьев в воображаемом сопряжении рассматриваемого колеса с идеальным при выдержанном номинальном межосевом расстоянии.

Обозначение точности зубчатой передачи или колеса включает обозначения назначенных норм точности, то есть степеней точности по показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и норм бокового зазора в передаче. При установлении неодинаковых степеней точности по разным нормам, а также при несоответствии между видом сопряжения, допуском бокового зазора и классом точности межосевого расстояния в обозначении пишутся три цифры (степени точности) и две буквы (вид сопряжения и допуск бокового зазора), а через косую черту указывается класс отклонения межосевого расстояния. Например, обозначение 7-8-7 Bc/IV ГОСТ 1643 расшифровывается следующим образом: степень точности по нормам кинематической точности 7, по нормам плавности работы 8, по нормам контакта зубьев 7, вид сопряжения B, вид допуска бокового зазора c, класс точности межосевого расстояния IV.

При одинаковых степенях точности и соблюдении соответствия вида сопряжения, допуска бокового зазора и класса межосевого расстояния обозначение сокращается. Например, обозначение 9-B ГОСТ 1643 читается «степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и кон-

такта зубьев  $9$ , вид сопряжения  $B$ , вид допуска бокового зазора  $b$ , класс точности межосевого расстояния  $V$ »).

При выборе норм точности изготовления зубчатых колес и сборки передач необходимо исходить из назначения передачи, условий ее эксплуатации, специфических требований к ней (при их наличии), т. е. учитывать окружную скорость колес, передаваемую мощность, продолжительность и режим работы, требования к кинематической точности, плавности, бесшумности, отсутствию вибраций, надежности и т.д.

При выборе и обосновании степеней точности и боковых зазоров зубчатых передач следует использовать один из следующих методов:

- аналитический (расчетный);
- экспериментальный (опытный);
- метод подобия.

Аналитический метод заключается в том, что на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допустимого угла рассогласования определяется необходимая степень точности по нормам кинематической точности.

В основу расчета степени точности по норме плавности закладываются расчеты динамики передачи, вибраций и шумовых характеристик передачи.

Степень точности по норме контакта зубьев определяется на основе прочностных расчетов и расчетов на долговечность.

Экспериментальный метод требует изготовления передач с разными нормами точности и проведения экспериментальных исследований этих передач, что может быть реализовано только при подготовке к серийному производству новых изделий на предприятии с большими научно-техническими возможностями.

Метод подобия (метод аналогов) позволяет назначать нормы точности передачи по аналогии с действующими передачами, апробированными эксплуатацией на протяжении длительного периода.

Такой метод рекомендуется использовать при выполнении курсовой (контрольной) работы, т. к. он базируется на обобщенных рекомендациях, приведенных в литературных источниках и нормативной документации. В табл. 31 содержатся обобщенные рекомендации и типовые примеры использования различных степеней точности зубчатых передач.

Таблица 31

Степени точности, применяемые в передачах  
различных машин

Область применения	Степень точности
Измерительные колеса	3-5
Редукторы турбин	3-6
Авиационные двигатели	4-7
Металлорежущие станки	4-8
Магистральные тепловозы и электроподвижной состав	6-7
Легковые автомобили	5-8
Грузовые автомобили	6-9
Тракторы	6-10
Редукторы общего назначения	6-9
Шестерни прокатных станов	6-10
Шахтные лебедки	8-10
Крановые механизмы	7-10
Сельскохозяйственные машины	8-12

Стандарт допускает определенное комбинирование норм кинематической точности, плавности работы и контакта по разным степеням точности. Поскольку между элементами зубчатых колес существует взаимосвязь, нормы плавности работы колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической

точности. Степень точности по нормам контакта может быть назначена не более чем на одну степень грубее степени точности по нормам плавности или любой степени, более точной, чем степень по нормам плавности.

По разным профилям зубьев (левым и правым) одного и того же зубчатого колеса могут быть заданы разные нормы точности. Это может дать определенную экономию при обработке зубчатых колес, предназначенных для неререверсивной работы. Чтобы избежать неправильной сборки, такие колеса имеют асимметричную ступицу или на них наносят специальную отличительную маркировку.

Допускается не назначать, а значит, и не контролировать степень точности на норму, не имеющую принципиального значения для конкретной конструкции зубчатого колеса. Если на одну из норм не задана степень точности, то на соответствующем месте обозначения точности зубчатого колеса вместе с цифрой ставят букву *N*, например, 7-*N*-6-*Ba* ГОСТ 1643.

Возможность комбинирования норм точности позволяет наилучшим образом назначать требования к точности передачи исходя из учета конкретных условий работы. Так, в делительных передачах управляющих или следящих систем основное значение придают кинематической точности и иногда плавности работы, в то время как требования к контакту, а также к боковому зазору заметно понижаются. Особенно это проявляется у передач, рассчитанных на кратковременный срок службы и неререверсивных или же имеющих люфтовые бирающие устройства.

В большинстве случаев для автомобильных и тракторных зубчатых колес, входящих в коробку скоростей, требования к кинематической точности назначаются по более грубой степени точности по сравнению со степенью точности по нормам плавности работы, поскольку основными требованиями к работе передачи являются снижение динамических нагрузок на зубья, уровня вибраций и шума.

Для тяжело нагруженных передач, работающих с невысокими скоростями без реверсирования, например редукторов прокатного оборудования, основным требованием является контакт рабочих поверхностей зубьев (прилегание при обкатывании боковых поверхностей зуба как по длине, так и по высоте). Требования к кинематической точности и к боковым зазорам в этих условиях работы передач не являются решающими. Плавность работы должна предотвратить появление вибраций и шума.

Для высокоскоростных тяжело нагруженных турбинных передач весьма существенны требования ко всем трем видам точности — кинематической, плавности работы и контакта. В то же время у этих передач должны быть значительными боковые зазоры (0,1 модуля и более).

Комбинирование норм точности из разных степеней существенно с технологической точки зрения, поскольку каждая отделочная операция, как правило, повышает качество колеса не по всем трем нормам точности, а только в отношении одной нормы. Например, шлифование зубьев колеса улучшает главным образом кинематическую точность, шевингование — в первую очередь плавность работы колеса, а притирка — контакт между зубьями. Благодаря комбинированию норм из разных степеней точности изготовление становится более экономичным, при этом обеспечиваются требуемые эксплуатационные свойства колеса.

Значения боковых зазоров между нерабочими профилями зубьев устанавливаются, регламентируя нормы на изготовление зубчатых колес и сборку передач. С эксплуатационной точки зрения требования к боковым зазорам непосредственно не связаны с назначенными степенями точности зубчатых передач. Известно, что в точных передачах могут требоваться очень малые, а иногда и очень большие боковые зазоры. Для правильной эксплуатации передачи основное значение имеет наименьший боковой зазор, который может получиться между

зубьями в передаче при наименее выгодном расположении зубчатых колес.

Гарантированный, т. е. наименьший из возможных в передаче, боковой зазор между нерабочими профилями зубьев колеса при контакте рабочих профилей должен быть достаточным для обеспечения нормальных условий работы передачи. Очевидно, что необходимое уменьшение толщины зубьев колес должно учитывать не только значение гарантированного зазора в идеальной передаче, но также и его возможное уменьшение из-за погрешностей изготовления и сборки передач. Этот зазор должен компенсировать возможное изменение размеров колес, возникающее вследствие нагрева передач в процессе эксплуатации, обеспечить нормальные условия смазки зубьев, а также устранить удары по нерабочим профилям, которые могут возникать в случае разрыва из-за динамических явлений контакта рабочих профилей.

При небольших боковых зазорах вероятность заклинивания зубьев передачи значительно возрастает из-за температурных деформаций материала зубьев при нагреве передачи в процессе эксплуатации. Поэтому для предотвращения возможного выхода передач из строя необходимо в первую очередь гарантировать, что боковой зазор не будет меньше допустимого. Наименьший боковой зазор влияет на шум, возникающий при реверсивном и старт-стопном режимах работы передачи. Поэтому необходимо в первую очередь предоставить возможность разработчику выбирать именно наименьший боковой зазор, а не его наибольшее или же среднее значение.

Расчет гарантированного бокового зазора должен производиться исходя из:

- температурного режима работы передачи;
- окружной скорости работы зубчатых колес и способа смазки зубьев;
- влияния свободного поворота колес в пределах бокового зазора на эксплуатационные качества передачи.

## Выбор контрольного комплекса зубчатого колеса

Для оценки метрологических параметров зубчатых колёс необходимо обеспечить их контроль по всем нормам точности (показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и по боковому зазору в передаче). Стандартом регламентированы контрольные комплексы показателей, обеспечивающие проверку соответствия зубчатого колеса всем установленным нормам. В табл. 32 приведены возможные контрольные комплексы.

Таблица 32

### Комплексы контроля цилиндрических зубчатых колёс

Нормы точности	Номера комплексов контроля колёс						
	1	2	3	4	5	6	7
	для степеней точности						
	3-8	3-8	3-8	3-8	9-12	5-12	5-12
Показатели, нормируемые в комплексе							
Кинематической	$F'_{ir}$	$F_{pr}$ и $F^*_{pkr}$	$F_{rr}$ и $F_{vWr}^{**}$	$F_{rr}$ и $F_{cr}^{**}$	$F_{rr}$	$F''_{ir}$ и $F_{vWr}^{***}$	$F''_{ir}$ и $F_{cr}^{***}$
Плавности	$f'_{ir}$ или $f_{zkr}$	$f_{pbr}$ и $f_{fr}$ или $f_{pbr}$ и $f_{ptr}$			$f_{ptr}$	$f''_{ir}$	
Контакта	Пятно контакта или $F_{\beta r}$ или $F_{kr}$						
Боковых зазоров	$E_{Hs}$ и $T_H$ или $E_{Wms}$ и $T_{Wm}$ или $E_{Cs}$ и $T_C$					$E''_{as}$ и $E''_{ai}$	

$F_{pkr}$  — только для степеней 3-6.  
 $F_{vWr}$  и  $F_{cr}$  — для степеней точности 7 и 8 только для диаметров до 1600 мм.  
 $F_{vW}$  и  $F_{cr}$  — только для степеней 5-7.

Каждый из контрольных комплексов устанавливает показатели, необходимые для контроля зубчатого колеса по всем назначенным нормам точности, причем все стандартные комплексы равноправны. Для контроля каждой из норм точности



может быть выбран либо комплексный показатель, либо частный комплекс, характеризующий именно эту норму точности.

Например, в контрольный комплекс может входить комплексный показатель кинематической точности  $F'_{ir}$ , либо частные комплексы из элементарных показателей кинематической точности  $F_{pr}$  и  $F_{pkr}$ , либо  $F_{rr}$  и  $F_{vwr}$ .

Установленные стандартом нормы (предельно допустимые значения или допуски) для зубчатых колес или передач с соответствующими номинальными параметрами и определенной степени точности обозначаются такими же литерами с индексами, но без последней в индексе буквы  $r$ , например,  $F'_i$ ,  $F_p$  и  $F_{pk}$ ,  $F_r$  и  $F_{vw}$ .

При выборе контрольного комплекса для изготовленных зубчатых колес следует отдавать предпочтение не частным комплексам, а комплексным показателям.

В соответствии с имеющимися в стандарте таблицами численных величин отклонений и допусков не все комплексы могут быть использованы для любых размеров колес. Так, например, отклонения измерительного межосевого расстояния нормируются лишь для колес с модулем до 16 и диаметром до 1000 мм, погрешность профиля — для диаметров до 1000 мм, колебания длины общей нормали — для диаметров до 1600 мм. Кроме того, не во всех степенях точности имеются требования ко всем показателям точности.

При выборе комплекса следует руководствоваться принципом инверсии, в соответствии с которым следует отдавать предпочтение методам контроля, в большей степени отвечающим условиям эксплуатации зубчатой передачи. При контроле в качестве измерительной базы рекомендуется использовать конструкторскую (монтажную) базу детали, т. е. поверхность, определяющую положение зубчатого колеса в собранном узле или механизме. Для соблюдения этих условий при контроле в качестве измерительной базы желательно имитировать рабочую ось колеса, а сам контроль осуществлять в однопрофиль-

ном зацеплении с измерительным зубчатым колесом. Однако такие условия не всегда реализуемы и могут быть использованы для измерения не всей номенклатуры показателей.

Требования к точности каждой из перечисленных норм точности могут быть заданы ограничением отклонений комплексных показателей качества колеса или передачи, непосредственно характеризующих нарушение соответствующих эксплуатационных свойств передачи, таких как кинематическая точность, плавность работы, прилегание зубьев и боковых зазоров. Вместе с тем, учитывая большое разнообразие применяемых методов и средств контроля, вследствие различных требований к точности колес, отличий в габаритных размерах колес, объемах производства, применяемых процессах обработки и т. д., во многих случаях нормируют требования к отдельным элементам зубчатых колес. Каждый из элементов является одной из составляющих комплексных погрешностей колеса, о которых говорилось раньше.

Выбор поэлементных показателей точности вместо комплексных может быть обусловлен относительной простотой и дешевизной средств измерений по сравнению с приборами для измерения комплексных показателей. Кроме того, средства измерений поэлементных показателей в ряде случаев значительно удобнее при выявлении конкретных технологических погрешностей (с целью подналадки технологического процесса). Поэтому при контроле точности технологических процессов чаще выбирают поэлементные показатели (параметры), непосредственно связанные с технологическими источниками погрешностей. Поэлементные измерения показателей точности зубчатых колес можно осуществлять непосредственно на рабочем месте, используя технологическое оборудование. Некоторые параметры зубчатого колеса измеряют непосредственно на зуборезном станке, не снимая колеса со станка.

## Основные показатели кинематической точности

Наиболее полно кинематическая точность колес выявляется при измерении кинематической погрешности  $F'_{ir}$  или накопленной погрешности шага зубчатого колеса  $F_{pr}$ , которые являются комплексными показателями.

Вместо этих параметров могут быть использованы частные контрольные комплексы (например  $F_{rr}$  и  $F_{vWr}$ ), содержащие требования к двум параметрам колеса, связанным с радиальной и тангенциальной составляющими кинематической погрешности. В приведенном частном комплексе  $F_{rr}$  — радиальное биение зубчатого венца, а  $F_{vWr}$  — колебание длины общей нормали (тангенциальная составляющая).

Биение рабочей оси зубообрабатывающего станка и неточность установки заготовки колеса относительно этой оси вызывают появление радиальной составляющей кинематической погрешности. Тангенциальная составляющая кинематической погрешности связана с погрешностями угловых («делительных») кинематических перемещений элементов зуборезного станка.

В частных контрольных комплексах, определяющих нормы кинематической точности, используют такие показатели, как колебания измерительного межосевого расстояния за оборот колеса  $F''_{ir}$  или радиальное биение зубчатого венца  $F_{rr}$  (характеризуют радиальную составляющую кинематической погрешности), дополненные погрешностью обката  $F_{cr}$  или колебанием длины общей нормали  $F_{vWr}$  (они характеризуют тангенциальную составляющую кинематической погрешности). Стандарт предусматривает возможности применения других частных комплексов, определяющих степень кинематической точности колес.

## Основные показатели нормы плавности работы

К ним можно отнести такие, как местная кинематическая погрешность  $f'_{ir}$  и циклическая погрешность колеса  $f_{zkr}$ , равная удвоенной амплитуде гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса.

Под циклической погрешностью зубцовой частоты  $f_{zsr}$  понимают составляющую кинематической погрешности колеса, периодически повторяющуюся за один его оборот с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Наиболее совершенным способом выделения циклических погрешностей является гармонический анализ результатов измерения кинематической погрешности, но поскольку измерения на кинематометрах сравнительно редки и дороги, чаще используют другие показатели плавности.

Показателями плавности являются отклонения шага зубьев зубчатого колеса  $f_{pir}$  и отклонения шага зацепления  $f_{pbr}$  от номинальных значений, погрешности профиля зубьев  $f_{fr}$  и др.

Под отклонением (торцового) шага зубьев зубчатого колеса  $f_{pir}$  понимают разность действительного шага и расчетного торцового шага зубчатого колеса.

Под действительным шагом зацепления понимают расстояние между параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса.

Погрешность профиля зуба  $f_{fr}$  – расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными торцовыми профилями, между которыми находится действительный торцовый профиль на активном участке зуба зубчатого колеса. Под действительным торцовым профилем зуба понимается линия пересечения действительной боковой поверхности зубчатого колеса с плоскостью, перпендикулярной к его рабочей оси, а под активным участком зуба – та часть поверхности, которая выполнена по эвольвенте и контактирует с ответным колесом.

## Основные показатели нормы контакта зубьев

Полноту контакта поверхностей зубьев оценивают по пятну контакта (интегральный показатель контакта) или по частным показателям. Пятно контакта можно определять непосредственно в собранной передаче, а также на контрольно-обкатных станках, специальных стендах или на межосемерах при зацеплении контролируемого колеса с измерительным и соблюдении номинального межосевого расстояния. Для контроля пятна контакта боковую поверхность меньшего или измерительного колеса покрывают слоем краски (свинцовый сурик, берлинская лазурь) толщиной не более 4...6 мкм и производят обкатку колес при легком притормаживании. Размеры пятна контакта определяют в относительных единицах – процентах от длины и от высоты активной поверхности зуба. При оценке абсолютной длины пятна контакта из общей длины (в миллиметрах) вычитают разрывы пятна, если они превышают значение модуля зубчатого колеса (рис. 38).

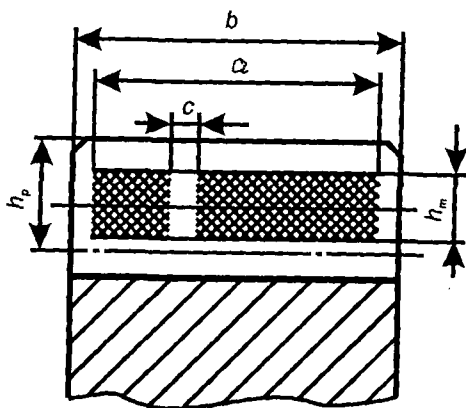


Рис. 38. Суммарное пятно контакта зубьев в передаче,  
где  $a$  – расстояние между крайними точками следов прилегания;  
 $b$  – длина зуба;  $c$  – ширина разрыва пятна;  
 $h_m$  – средняя высота следов прилегания;  
 $h_p$  – высота активной боковой поверхности зуба

Оценка точности контакта боковой поверхности зубьев в передаче может быть выполнена отдельным контролем элементов, влияющих на продольный и высотный контакты зубьев колес.

### Основные показатели бокового зазора

В качестве показателей зазора между нерабочими боковыми поверхностями зубьев колес могут быть использованы:

- межосевое расстояние, определяемое размерами зуба при комплексном контроле в беззазорном зацеплении с измерительным колесом;
- толщина зуба по хорде на заданном расстоянии от окружности выступов;
- длина общей нормали, значение которой зависит от толщины зуба;
- размер по роликам  $M$ , определяемый смещением исходного контура.

Для контроля параметров зубчатых колес применяют множество специально разработанных приборов. К ним относятся кинематомеры и межосемеры, а также приборы для контроля шага (шагомеры), отклонений и колебаний длины общей нормали (нормалемеры) и множество других. Некоторые приборы предназначены для контроля только одного параметра (эвольвентомер — для контроля профиля зуба, шагомер для контроля шага зацепления), другие позволяют контролировать несколько параметров, в том числе и относящиеся к разным нормам точности. Так, межосемер можно использовать для контроля колебания межосевого расстояния за оборот колеса  $F_{i\prime\prime}''$  (показатель из норм кинематической точности), колебания межосевого расстояния на одном зубе  $f_{i\prime\prime}''$  (показатель норм плавности), отклонения межосевого расстояния от номинального  $E_{a\prime\prime}''_s$  и  $E_{a\prime\prime}''_i$  (показатели норм бокового зазора). На этом же приборе можно проконтролировать и суммарное пятно контакта.

## Разработка рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колёс

Исходным документом для разработки рабочих чертежей зубчатых колёс обычно служит чертеж общего вида, который должен содержать:

- изображение детали;
- основные размеры и точностные требования;
- основные параметры зубчатого венца и точность передачи;
- материал детали, покрытие и т. д.

Общие правила разработки рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колёс определяют ГОСТ 2.109-73 «Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам» и ГОСТ 2.403-75 «Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колёс». В соответствии с требованиями стандартов чертеж зубчатого колеса должен содержать сведения, необходимые для его изготовления и контроля: изображение детали с необходимыми размерами, допусками формы, расположения и параметрами шероховатости поверхностей; таблицу параметров зубчатого венца; технические требования, указание материала детали.

Изображения деталей зубчатых передач регламентированы ГОСТ 2.402-68 «Единая система конструкторской документации. Условные изображения зубчатых колёс, реек, червяков и звездочек цепных передач». Количество проекций детали на чертеже должно быть минимальным. Изображение колес, валов-шестерен выполняется в одной проекции – осевой разрез или продольный вид детали. Если в детали содержатся шпоночные пазы, на чертеже дается местный вид на паз или сечение. На чертеже зубчатого колеса в правом верхнем углу помещают таблицу параметров зубчатого венца, которая состоит из трех частей, разделяемых основными линиями.

В первой (верхней) части таблицы помещают основные данные для изготовления, которые включают модуль, число зубьев, нормальный исходный контур (для нестандартной

указывают необходимые для воспроизведения параметры, стандартный задают ссылкой на стандарт), обозначение норм точности по ГОСТ 1643 и другие данные.

Во второй части таблицы помещают данные для контроля норм точности, которые для колес с нестандартным исходным контуром включают полный контрольный комплекс для проверки по нормам кинематической точности, плавности, контакта и бокового зазора. Для колёс со стандартным исходным контуром данные для контроля включают только данные для проверки по нормам бокового зазора, например:

- постоянную хорду  $\overline{S_c}$  и высоту до постоянной хорды  $\overline{h_c}$  (при этом указывают номинальное значение постоянной хорды до третьего знака после запятой (например, 3,803), а высоту до постоянной хорды приводят в виде номинального значения и двух отрицательных отклонений, например:  $3,174_{-0,178}^{-0,099}$ );
- толщину по хорде  $\overline{S_y}$  и высота до постоянной хорды  $\overline{h_{ay}}$  (в этом случае указывают номинальное значение высоты до хорды и контролируемое значение толщины с двумя отрицательными отклонениями);
- размер по роликам  $M$  и диаметр ролика  $D$  (диаметр ролика указывают как номинальное значение, а контролируемый размер  $M$  для наружного зубчатого венца — с двумя отрицательными отклонениями);
- длину общей нормали  $W$  (номинальное значение с двумя отрицательными отклонениями для наружного зубчатого венца).

В третьей части таблицы помещают справочные данные, в которые могут включаться делительный диаметр колеса, данные о сопрягаемом зубчатом колесе и прочие.

При выборе контрольного комплекса можно руководствоваться следующими соображениями:

- номенклатурой средств измерений;



- необходимостью контроля технологических процессов изготовления;

- рациональностью выбора средств измерений.

Например, использование межосемера даёт возможность контролировать  $F_{ir}''$  (показатель кинематической точности),  $f_{ir}''$  (показатель плавности) и  $E_{a''s}$  и  $E_{a''i}$  (показатель бокового зазора). При необходимости на нем можно контролировать и суммарное пятно контакта. Нормалемер даёт возможность контролировать параметры, определяющие кинематическую точность и боковой зазор, и т. д.

### 3. ВЫБОР МЕТОДИК ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОНТРОЛЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Контроль объекта предназначен для определения соответствия контролируемого свойства объекта установленным требованиям. В соответствии с определением контроль предусматривает выполнение двух действий:

- определение действительного значения контролируемого свойства;
- сопоставление действительного значения с нормами.

По результатам сопоставления оценивают соответствие по альтернативному принципу и дают заключение типа «соответствует – не соответствует» или «годен – не годен (брак)».

Контроль может осуществляться с использованием технических средств (аппаратурный контроль) или с использованием экспертной оценки (органолептический контроль). Измерительный контроль – один из видов аппаратурного контроля, который осуществляется с применением средств измерений. Для измерительного контроля геометрических параметров могут быть использованы универсальные или специальные средства измерений. К специальным средствам измерений, предназначенным для контроля только одного конкретного вида объектов, относятся жесткие калибры.

С точки зрения метрологии калибр – однозначная или многозначная мера. Если калибр воспроизводит одну физическую величину, например, контрольный калибр, проходная пробка, непроходная пробка, – это однозначная мера, а если ряд физических величин, например, проходной резьбовой калибр, – это многозначная мера.

При контроле предельными калибрами действительные значения параметров остаются неизвестными, но такой контроль позволяет установить, находятся ли они между заданными предельными значениями. Физические величины, воспроизводимые предельными калибрами, соответствуют нормированным предельным значениям контролируемых пара-

метров. Значит, если при контроле проходной калибр проходит, а непроходной – нет, считается установленным, что действительные значения контролируемых параметров объекта находятся между нормированными значениями.

Измерительный контроль геометрических параметров универсальными средствами измерений можно представить следующим образом. Средства измерений линейных размеров (штангенциркули, микрометры, измерительные головки на стойках или штативах и ряд других) используют для получения действительных размеров измеряемых параметров, которые затем сопоставляют с предельными размерами.

Поскольку действительный размер – это размер, полученный измерением с требуемой точностью, важнейшую роль в измерительном контроле играет установление допустимых погрешностей измерений и сопоставление с ними реальных погрешностей измерений.

Допустимые погрешности измерений линейных размеров установлены стандартом ГОСТ 8.051-81 «Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм». Руководящий документ РД 50-98-86 «Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм (по применению ГОСТ 8.051-81)» содержит описания аттестованных методик выполнения измерений (МВИ) и значения предельных погрешностей измерений при использовании этих МВИ.

Особенностью геометрических параметров любого объекта является то, что номинально одинаковые размеры одного объекта (длина, высота, толщина, «диаметр» и др.) из-за неидеальности формы реальных деталей воспроизводятся на нем бесконечное число раз с незначительными различиями. При этом ни один из действительных размеров годного объекта не имеет права выйти за предельные размеры. Если в ходе контроля не будут найдены экстремальные значения параметров

реального объекта, контроль будет недостаточно представительным, становится возможным пропуск брака.

Поэтому для обеспечения представительности результатов контроля элементов, имеющих значительную протяженность (длину, площадь), приходится измерять номинально одинаковые параметры в выбранном количестве контрольных сечений (контрольных точек). Разработанная схема контрольных сечений (контрольных точек) входит в описание методики контроля; ее представляют как самостоятельную схему или совмещают со схемой измерения параметра, если это не мешает ее чтению и пониманию.

Схема контрольных сечений (точек) становится необходимой, если пропуск экстремального значения может привести к значимой методической погрешности контроля. Опасность возникновения такой погрешности тем больше, чем больше контролируемая и/или базовая поверхности отличаются от идеальных и чем меньше назначено контрольных сечений (точек).

Схемы контрольных сечений (точек) при необходимости включают в методики контроля как универсальными средствами измерений, так и калибрами.

При измерительном контроле геометрических параметров универсальными средствами измерений необходимо определить допустимые погрешности измерений (например, по ГОСТ 8.051), затем выбрать МВИ и убедиться, что реализуемые погрешности измерений не превосходят допустимых погрешностей. Значения реализуемых погрешностей аттестованных МВИ можно найти в РД 50-98-86. При разработке новой МВИ предельные значения реализуемых погрешностей оценивают аналитически или определяют экспериментально в ходе метрологической аттестации МВИ.

Для аналитической оценки реализуемых погрешностей проводят анализ источников погрешностей измерений. Рассматривают возможные причины появления элементарных составляющих погрешностей от каждого из источников и дают оценку

предполагаемого характера изменения каждой из составляющих погрешностей (систематическая или случайная составляющая, ожидаемые тенденции изменения систематических или вид распределения случайных составляющих погрешностей). Затем оценивают предельные значения составляющих погрешностей с использованием информационных источников или экспериментальных данных и комплексируют составляющие с учетом их характера. Полученное с выбранной доверительной вероятностью значение считают оценкой реализуемых погрешностей рассмотренной МВИ. Такую задачу может решить только квалифицированный метролог, поэтому в содержание курсовой (контрольной) работы она не входит.

При контроле геометрических параметров калибрами реализуемые погрешности контроля всегда будут находиться в заданных пределах, если поля допусков калибров будут соответствовать требованиям стандартов. Правила проектирования калибров и стандарты, устанавливающие поля допусков их рабочих поверхностей, прошли апробацию в течение многих десятилетий. Применение предельных калибров для контроля геометрических параметров деталей позволяет сделать контроль высокопроизводительным и объективным, не требующим высокой квалификации контролера. Недостатком калибров являются относительно высокая стоимость их изготовления и узкая область применения (только для контроля конкретных геометрических параметров с определенными номинальными размерами и полями допусков). Последнее обстоятельство приводит к тому, что контроль калибрами экономически целесообразен в массовом и серийном производстве.

Далее представлены методические указания к разработке методик измерительного контроля геометрических параметров калибрами и универсальными средствами измерений.

### 3.1. Измерительный контроль калибрами

*Калибры* – средства измерительного контроля, предназначенные для проверки соответствия действительных размеров, формы и расположения поверхностей деталей заданным.

Калибры применяют для контроля деталей в массовом и серийном производствах. Калибры бывают нормальные и предельные.

*Нормальный* калибр – однозначная мера, которая воспроизводит среднее значение (значение середины поля допуска) контролируемого параметра. При использовании нормального калибра о годности детали судят по зазорам между контурами детали и калибра. Оценка зазора и, следовательно, результаты контроля в значительной мере зависят от квалификации контролера и имеют субъективный характер.

*Предельные* калибры обеспечивают контроль по наибольшему и наименьшему предельным значениям параметров. Предельные калибры применяют для проверки размеров гладких цилиндрических и конических поверхностей, глубины и высоты уступов, параметров резьбовых и шлицевых поверхностей деталей. Изготавливают также калибры для контроля расположения поверхностей деталей, в том числе – нормированных зависимыми допусками.

При контроле предельными калибрами деталь считается годной, если проходной калибр под действием силы тяжести проходит, а непроходной калибр не проходит через контролируемый элемент детали. Результаты контроля практически не зависят от квалификации оператора.

Калибры для контроля гладких цилиндрических деталей нормированы следующими стандартами:

- ГОСТ 2015-84 «Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования»;
- ГОСТ 5939-51 «Калибры предельные гладкие для отверстия менее 1 мм. Допуски»;

- ГОСТ 14807-69 – ГОСТ 14826-69 «Калибры-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры»;
- ГОСТ 18358-93 – ГОСТ 18369-93 «Калибры-скобы для диаметров от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры»;
- ГОСТ 24852-81 «Калибры гладкие для размеров свыше 500 мм до 3150 мм. Допуски»;
- ГОСТ 24853-81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски».

По конструкции калибры для контроля сопрягаемых поверхностей (гладких, шлицевых, резьбовых) делятся на *пробки и скобы* (вместо скоб могут применяться кольца или втулки). Для контроля отверстий используют калибры-пробки, для контроля валов – калибры-скобы.

По назначению калибры делятся на *рабочие и контрольные*.

*Рабочие* калибры предназначены для контроля деталей в процессе их изготовления. Такими калибрами пользуются рабочие и контролеры ОТК на предприятиях.

Комплект рабочих предельных калибров для контроля гладких цилиндрических поверхностей деталей включает:

- проходной калибр (ПР), номинальный размер которого равен наибольшему предельному размеру вала или наименьшему предельному размеру отверстия;
- непроходной калибр (НЕ), номинальный размер которого равен наименьшему предельному размеру вала или наибольшему предельному размеру отверстия.

Для всех калибров устанавливают допуски на изготовление, а для проходного калибра, который при контроле детали изнашивается более интенсивно, дополнительно устанавливают границу износа.

*Контрольные* калибры предназначены для контроля рабочих калибров-скоб. В комплект контрольных калибров входят три калибра, выполненные в виде шайб:

- контрольный проходной калибр (К-ПР);

- контрольный непроходной калибр (К-НЕ);
- калибр для контроля износа проходного калибра (К-И).

Необходимым условием конструирования калибров является соблюдение «принципа подобия», или *принципа Тейлора*. Согласно данному принципу проходной калибр должен быть прототипом сопрягаемой детали с длиной, равной длине соединения, и обеспечивать комплексный контроль (размера, формы и при необходимости расположения поверхностей детали). Непроходной калибр должен обеспечивать контроль собственно размеров детали, значит, должен иметь малую длину контактных поверхностей, чтобы контакт приближался к точечному.

Для построения схем расположения полей допусков необходимы номинальные размеры калибров, которые соответствуют предельным размерам контролируемой калибром поверхности отверстия или вала (рис. 39).

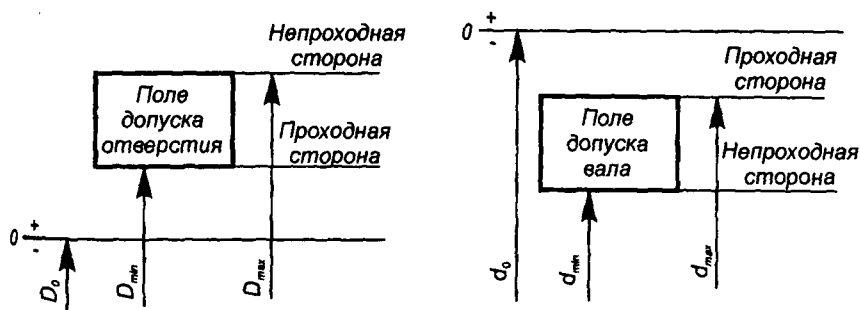


Рис. 39. Схема определения номинальных размеров проходных и непроходных калибров.

Расположение полей допусков калибров по ГОСТ 24853 зависит от номинального размера детали (до 180 мм и свыше 180 мм) и качества (6, 7, 8 и от 9 до 17).

Стандартом установлены следующие допуски на изготовление калибров:

- $H$  – допуск на изготовление калибров для отверстия;



- $H_s$  – допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями (для отверстия);
- $H_1$  – допуск на изготовление калибров для вала;
- $H_p$  – допуск на изготовление контрольного калибра для скобы.

Износ проходных калибров ограничивают значениями:

- $Y$  – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия;
- $Y_1$  – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия.

Для всех проходных калибров поля допусков сдвинуты внутрь поля допуска детали на величину  $Z$  для калибров-пробок и  $Z_1$  для калибров-скоб. Такое расположение поля допуска проходного калибра, подверженного износу, позволяет повысить его долговечность, хотя увеличивает риск выбраковки годных деталей новым калибром.

*Исполнительным* называется размер калибра, по которому изготавливается новый калибр. При определении исполнительного размера пользуются правилом: за «новый» номинальный размер принимают предел максимума материала с расположением поля допуска «в тело» калибра. На чертежах рабочих калибров-пробок и контрольных калибров обозначают наибольший размер с отрицательным отклонением, равным ширине поля допуска, для калибров-скоб – наименьший размер с положительным отклонением.

При подсчете исполнительных размеров калибров (размеры, проставляемые на чертеже) необходимо пользоваться следующими правилами округления:

а) округление размеров рабочих калибров для изделий квалитетов  $IT15$  –  $IT17$  следует производить до целых микрометров;

б) для изделий квалитетов  $IT6$  –  $IT14$  и всех контрольных калибров размеры следует округлять до значений, кратных  $0,5$  мкм, при этом допуск на калибры сохраняется;

в) размеры, оканчивающиеся на 0,25 и 0,75 мкм, следует округлять до значений, кратных 0,5 мкм, в сторону уменьшения допуска изделия.

На эскизах рабочих калибров следует указывать:

- исполнительные размеры;
- допуски формы, а при необходимости и расположения калибров. Числовые значения допусков формы выбирают из ГОСТ 24853 в зависимости от качества допусков изделий;
- шероховатость поверхности. Числовое значение высотного параметра шероховатости следует согласовать с минимальным допуском макрогеометрии; оно не должно превышать регламентируемое ГОСТ 2015;
- другие размеры, необходимые для изготовления;
- твердость рабочих поверхностей в соответствии с требованиями ГОСТ 2015;
- маркировку калибров.

При маркировке на поверхность калибра или его ручку (для калибра-пробки) наносят (рис. 42):

- номинальный размер поверхности, для контроля которой предназначен калибр;
- буквенное обозначение поля допуска контролируемой поверхности;
- тип калибра (ПР, НЕ, К-ПР и т. д.);
- числовые значения предельных отклонений (в миллиметрах) в соответствии с полем допуска контролируемой поверхности;
- товарный знак завода-изготовителя.

### **Пример расчёта калибров для контроля деталей гладких цилиндрических сопряжений**

В качестве примера для расчета калибров выбираем гладкое цилиндрическое сопряжение  $\varnothing 34H7/k6$ .

Определяем предельные отклонения и размеры отверстия  $\varnothing 34H7$ :

$$IT7 = 25 \text{ мкм},$$

$$EI = 0,$$

$$ES = +25 \text{ мкм};$$

$$D_{\max} = 34,000 + 0,025 = 34,025 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = 34,000 + 0 = 34,000 \text{ мм}.$$

Определяем предельные отклонения и размеры вала  $\text{Ø}34k6$ .

$$IT7 = 16 \text{ мкм},$$

$$ei = +2 \text{ мкм},$$

$$es = +18 \text{ мкм};$$

$$d_{\min} = 34,000 + 0,002 = 34,002 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = 34,000 + 0,018 = 34,018 \text{ мм}.$$

Строим схемы расположения полей допусков калибров для контроля отверстия и вала:

а) для отверстия  $\text{Ø}34H7$  – схема, приведенная в ГОСТ 24853 (чертеж 1);

б) для вала  $\text{Ø}34k6$  – схема, приведенная в ГОСТ 24853 (чертеж 3).

В соответствии с выбранной схемой расположения полей допусков калибров для контроля отверстия  $\text{Ø}34H7$  определяем числовые значения параметров  $H$ ,  $Z$ ,  $Y$  (табл. 2 ГОСТ 24853).

$H = 4 \text{ мкм}$  – допуск на изготовление калибров;

$Z = 3,5 \text{ мкм}$  – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра;

$Y = 3 \text{ мкм}$  – допустимый выход размера изношенного проходного калибра за границу поля допуска отверстия.

Строим схемы расположения полей допусков калибров для контроля отверстия  $\varnothing 34H7$  (рис. 40).

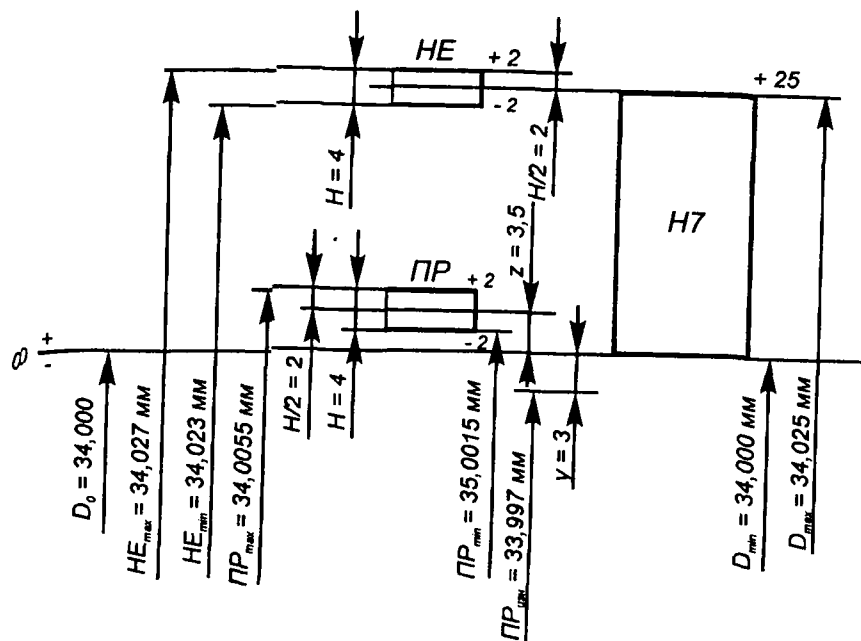


Рис. 40. Схема расположения полей допусков калибров для контроля отверстия  $\varnothing 34H7$

Рассчитываем предельные (табл. 1 ГОСТ 24853) и исполнительные размеры калибров для контроля отверстия  $\varnothing 34H7$ , и результаты сводим в табл. 33.

Таблица 33

Предельные и исполнительные размеры калибров-пробок

Обозначение калибра	Размер, мм			
	наибольший	наименьший	изношенной стороны	исполнительный
ПР	34,0055	34,0015	33,997	34,0055 <sub>-0,004</sub>
HE	34,027	34,023	-	34,027 <sub>-0,004</sub>

В соответствии со схемой расположения полей допусков калибров для контроля вала  $\varnothing 34k6$  определяем числовые значения параметров  $H_1, Z_1, Y_1, H_p$  (табл. 2 ГОСТ 24853):

$H_1 = 4$  мкм – допуск на изготовление калибров;

$Z_1 = 3,5$  мкм – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра;

$Y_1 = 3$  мкм – допустимый выход размера изношенного проходного калибра за границу поля допуска вала;

$H_p = 1,5$  мкм – допуск на изготовление контрольного калибра для скобы.

Строим схемы расположения полей допусков калибров для контроля  $\varnothing 34k6$  (рис. 41).

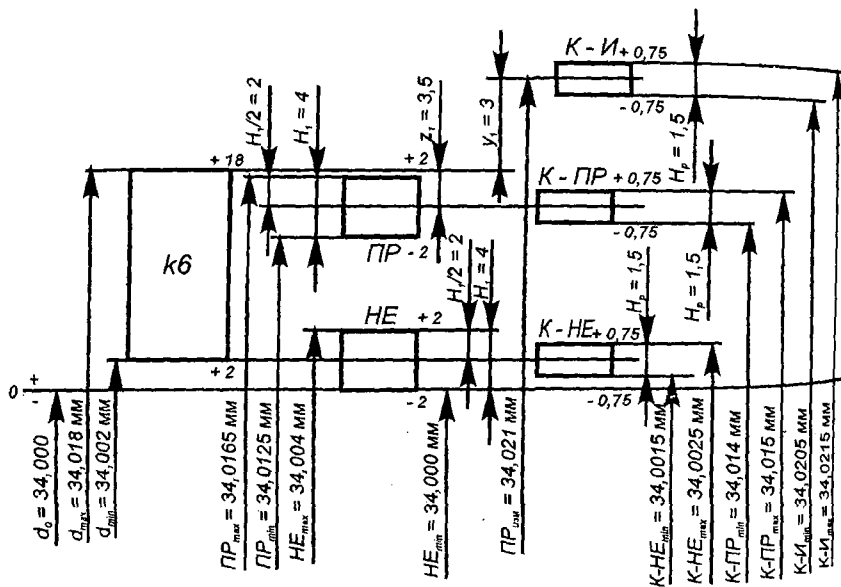


Рис. 41. Схема расположения полей допусков калибров для контроля вала  $\varnothing 34k6$  и контрольных калибров

Рассчитываем предельные (табл. 1 ГОСТ 24853) и исполнительные размеры калибров для контроля вала Ø34k6, и результаты сводим в табл. 34.

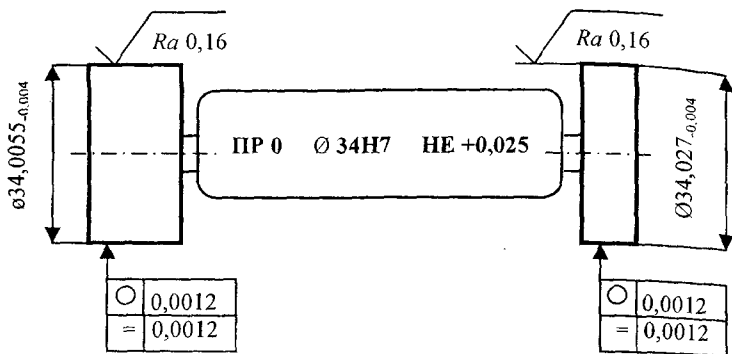
Таблица 34

Предельные и исполнительные размеры калибров-скоб и контрольных калибров

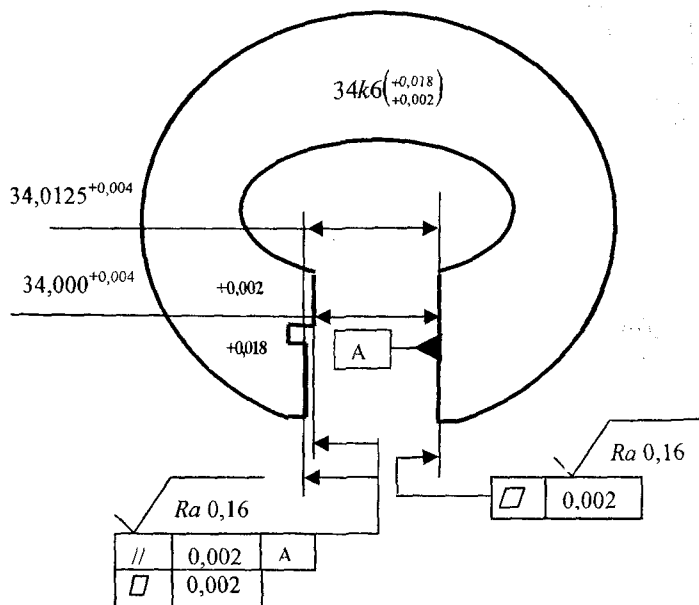
Обозначение калибра	Размер, мм			
	наибольший	наименьший	изношенной стороны	исполнительный
ПР	34,0165	34,0125	34,021	34,0125 <sup>+0,004</sup>
НЕ	34,004	34,000	-	34,000 <sup>+0,004</sup>
К-ПР	34,015	34,014	-	34,015 <sub>-0,0015</sub>
К-НЕ	34,0025	34,0015	-	34,0025 <sub>-0,0015</sub>
К-И	34,0215	34,0205	-	34,0215 <sub>-0,0015</sub>

Выполняем эскизы рабочих калибров для контроля отверстия Ø34H7 (рис. 42, а) и вала Ø34k6 (рис. 42, б):

- калибры-пробки – по ГОСТ 14807 – ГОСТ 14826;
- калибры-скобы – по ГОСТ 18358 – ГОСТ 18369.



a)



б)

Рис. 42. Эскизы рабочих калибров:  
 а) калибр-пробка для контроля отверстия;  
 б) калибр-скоба для контроля вала

### 3.2. Измерительный контроль универсальными средствами измерений

Для измерительного контроля заданного параметра с использованием универсальных средств измерений необходимо разработать методику выполнения измерений (МВИ) соответствующей физической величины. Разработку МВИ осуществляют в соответствии с ГОСТ 8.010-99 «Государственная система обеспечения единства измерений. Методики выполнения измерений. Основные положения».

В соответствии с требованиями ГОСТ 8.010 в документах, регламентирующих МВИ, в общем случае указывают:

- назначение МВИ;
- метод (методы) измерений;
- требования к погрешности измерений или (и) приписанные характеристики погрешности измерений;
- требования к средствам измерений (в том числе к стандартным образцам, аттестованным смесям), вспомогательным устройствам, материалам, растворам или типы средств измерений, их характеристики и обозначения документов, где имеются требования к средствам измерений (стандарты, технические условия);
- условия измерений;
- требования к обеспечению безопасности выполняемых работ;
- требования к обеспечению экологической безопасности;
- требования к квалификации операторов;
- операции при подготовке к выполнению измерений;
- операции при выполнении измерений;
- операции обработки и вычислений результатов измерений;
- нормативы, процедуру и периодичность контроля погрешности результатов выполняемых измерений;
- требования к оформлению результатов измерений;
- другие требования и операции (при необходимости).



Рекомендации по построению и изложению отдельных документов на МВИ приведены в приложении В ГОСТ 8.010.

Разрабатываемое в соответствии с заданием на курсовую (контрольную) работу краткое описание методики выполнения измерений имеет упрощенную форму. Оно должно включать:

- наименование и характеристику объекта измерения и измеряемой физической величины с указанием допустимой погрешности измерений;
- характеристику метода измерений;
- наименования и характеристики средств измерений (СИ) и вспомогательных устройств, метрологические характеристики СИ;
- указание погрешности измерений и вывод о ее соответствии требованиям.

При необходимости в описание дополнительно включают такие элементы, как

- схема измерений ФВ;
- схема контрольных точек (контрольных сечений);
- условия измерений.

Ниже представлены примеры, которые можно использовать при описании элементов методики выполнения измерений. Примеры не носят обязательного характера, описания могут варьироваться при условии обязательного сохранения всех приведенных выше позиций краткого описания.

Описание объекта измерения и измеряемой физической величины может включать наименование, краткую характеристику, а также выбранную допустимую погрешность измерительного контроля, например:

*Объект измерения – ступенчатый вал с гладкими цилиндрическими и одной конической ступенями без элементов прерывания (отверстий, пазов), с гладкими торцами без центровых отверстий. Измерительному контролю подлежит угол  $\alpha = 30^\circ$  наружной конической поверхности с длиной оси  $L = 100$  мм, базовым диаметром 40 мм, с конусностью  $C = 1:5$  (угол конуса*

$\alpha = 11^{\circ}25'16,3''$ ), степень точности угла конуса – шестая (АТ6), допуск угла в линейной мере  $AT_D = 16$  мкм.

Допустимую погрешность  $[\Delta]$  измерения диаметра прием по аналогии с допустимой погрешностью измерительного контроля линейного размера с допуском 16 мкм по ГОСТ 8.051. В этом случае  $[\Delta] = 5$  мкм.

Эскиз или чертеж контролируемого объекта не обязателен, если объект понятен без изображения.

В характеристику метода измерений (в широком смысле) входят наименование вида измерений, классификационные признаки метода и при необходимости указание принципа измерений. Для рассматриваемого случая метод может быть описан следующим образом:

Для измерительного контроля применяем косвенные измерения угла, основанные на прямых измерениях длин с помощью синусной линейки. Измерения разности ординат прямые, осуществляются методом сравнения с мерой, дифференциальным, контактным.

Примеры описания методов измерений наружных цилиндрических поверхностей:

Прямые измерения наружного диаметра гладким микрометром, осуществляемые методом непосредственной оценки, контактными.

Прямые измерения диаметра подшипниковой шейки вала измерительной головкой на стойке, осуществляемые методом сравнения с мерой, дифференциальным, контактными.

Последний пример дает описание для случая измерения диаметра наружной цилиндрической поверхности станковым средством измерений, например, измерительной головкой МИГ на стойке типа С-III с настройкой по блоку концевых мер длины, но часть этого описания подходит для измерения диаметра наружной цилиндрической поверхности таким накладным средством измерений, как рычажная скоба.

В разделе, где приводят наименования и характеристики средств измерений и вспомогательных устройств, метрологические характеристики СИ, следует указать все применяемые средства. Для косвенных измерений угла конуса ниже приведены примеры таких описаний.

*В данной методике выполнения измерений используются:*

- *головка измерительная рычажно-зубчатая 2 ИГ ГОСТ 18833;*
- *стойка С-III ГОСТ 10197;*
- *линейка синусная тип I ГОСТ 4046;*
- *плоскопараллельные концевые меры длины ГОСТ 9038, набор № 1.*

Представление метрологических характеристик применяемых СИ.

*МХ головки измерительной рычажно-зубчатой 2ИГ:*

- *диапазон показаний, мм*  $\pm 0,1;$
- *цена деления, мм*  $0,002;$
- *основная погрешность, мкм:*
  - на диапазоне показаний  $\pm 30$  делений*  $\pm 0,7;$
  - на всем диапазоне показаний*  $\pm 1,2;$
- *диапазон измерений (со стойкой С-III), мм, от 0 до 100.*

*МХ плоскопараллельных концевых мер длины (набор №1, класс точности 3):*

- *ступень дискретности мер в наборе, мм*  $0,0005;$
- *допускаемые отклонения мер размером до 10 мм от номинального значения, мкм*  $\pm 0,8.$

В данном случае для описания измерительного контроля угла конуса с расчетом значения искомой величины представляется необходимая схема измерений (рис. 43).

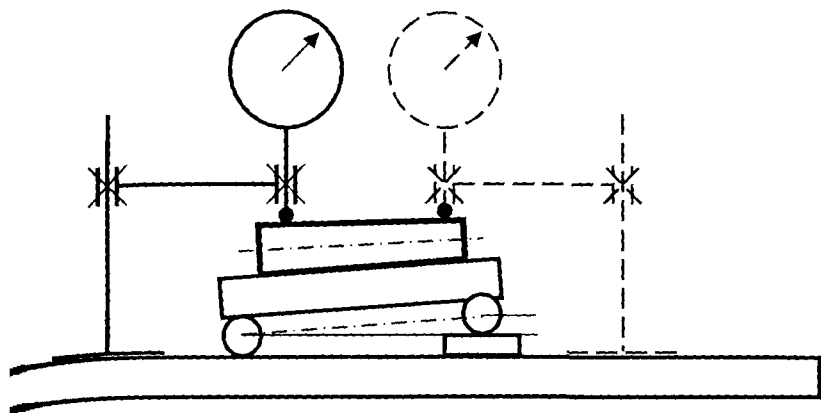


Рис. 43. Схема измерительного контроля угла конуса

На схеме измерений угла конуса с использованием синусной линейки показаны два положения прибора, соответствующие измерениям высоты образующей конуса в двух контрольных точках (контрольных сечениях).

Для оценки погрешности измерений можно воспользоваться нормативным документом РД 50-98-86. В табл. 1 РД 50-98-86 находим устраивающий нас вариант 9а, который описывает измерение наружного размера станковым средством измерений (головка измерительная рычажно-зубчатая ИИГ ГОСТ 18833 на стойке С-III ГОСТ 10197) с настройкой по блоку концевых мер длины класса 3. В данном случае можно записать:

*В соответствии с вариантом 9а РД 50-98-86 при измерении размеров головкой измерительной рычажно-зубчатой ИИГ ГОСТ 18833 на стойке С-III ГОСТ 10197 с настройкой по концевым мерам длины 3 кл. точности в диапазоне длин 50...80 мм при используемом перемещении измерительного стержня до  $\pm 0,1$  мм и температурном режиме  $\pm 2^\circ\text{C}$  предельное значение погрешности измерений  $\Delta$  не превысит 4 мкм, что меньше назначенной нами допустимой погрешности измерительного контроля  $[\Delta] = 5$  мкм.*

Следовательно, выбранная методика выполнения измерений соответствует установленным требованиям точности.

Условия измерений вошли в описание варианта МВИ 9а РД 50-98-86 и поэтому отдельно не приводятся.

Для сокращения объема работ при выполнении курсовой (контрольной) работы описания операций обработки и вычислений результатов измерений, а также требований к оформлению результатов измерений в случае косвенных измерений не приводят.

## 4. УКАЗАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ЧЕРТЕЖАХ

### 4.1. Обозначения посадок и допусков гладких поверхностей. Обозначения полей допусков деталей

#### Пример расшифровки обозначений допусков и посадок

Рассмотрим посадку  $\varnothing 20H7/g6$ . Это предпочтительная посадка в системе основного отверстия, обеспечивающая зазор в сопряжении в системе вал – опора (подшипник скольжения). Номинальный диаметр отверстия и вала 20 мм. Посадка с неравноточными допусками. Поле допуска отверстия  $H7$ , основное отклонение  $H = 0$ , квалитет седьмой. Поле допуска вала  $g6$ , основное отклонение (верхнее)  $g$  отрицательное, квалитет шестой.

Варианты обозначения этой посадки на чертежах показаны в табл. 35.

Таблица 35

Варианты обозначения посадок

С указанием полей допусков в буквенно-цифровой форме	С указанием только числовых значений предельных отклонений	Комбинированное обозначение
$\varnothing 20H7/g6$	$\varnothing 20 \begin{matrix} +0,021 \\ -0,007 \\ -0,020 \end{matrix}$	$\varnothing 20 \frac{H7^{(+0,021)}}{g6^{(-0,007)}}$

В первом варианте поля допусков обозначены буквенно-цифровыми символами (буквы – основное отклонение, число – квалитет), во втором – числовыми значениями предельных отклонений в миллиметрах (верхнее отклонение пишут сверху, нижнее – снизу, отклонение, равное нулю, не проставляют, но оставляют свободное место). Третий вариант включает в

себя оба предыдущих, значения отклонений при этом указывают в скобках. Последнее обозначение включает наиболее полную информацию о сопряжении.

### **Указание общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей на чертежах**

Ссылка на общие допуски линейных и угловых размеров указывается на чертежах в технических требованиях и должна содержать номер стандарта и буквенное обозначение класса точности, например, для класса точности средний:

**«Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – *m*»**  
или: **«ГОСТ 30893.1 – *m*».**

Если кроме указанной ссылки имеется ссылка на другие стандарты, устанавливающие общие допуски для других способов обработки, например литья, то для размеров с неуказанными предельными отклонениями между обработанными и необработанными поверхностями, например в отливках или поковках, применяется больший из двух общих допусков.

Ссылка на общие допуски формы и расположения должна содержать обозначение стандарта и класс точности общих допусков формы и расположения, например:

**«Общие допуски формы и расположения – ГОСТ 30893.2 – *K*»**  
или **«ГОСТ 30893.2 – *K*».**

Ссылка на общие допуски размеров, формы и расположения должна включать общий номер обоих стандартов, обозначение общих допусков размеров по ГОСТ 30893.1 и обозначение общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2, например:

**«Общие допуски ГОСТ 30893 – *mK*»**  
или **«ГОСТ 30893 – *mK*».**

где *m* – класс точности «средний» общих допусков линейных размеров по ГОСТ 30893.1, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2.

## 4.2. Обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах одним из двух способов:

- условными обозначениями (предпочтительный вариант);
- текстом в технических требованиях.

Знак и числовое значение допуска или обозначение базы записывают в рамку допуска, разделенную на два или три поля в следующем порядке (слева направо): в первой части рамки приводят условный знак допуска, во второй – числовое значение допуска в миллиметрах, в третьей (и последующих) – обозначение базы или комплекта баз.












Условные знаки допусков формы и расположения поверхностей, установленные ГОСТ 2.308, приведены в табл. 36.

Таблица 36

Условные знаки допусков формы и расположения поверхностей

Наименование допуска формы и расположения поверхностей	Условное обозначение допуска
1	2
Допуски формы поверхностей	
Допуск прямолинейности	
Допуск плоскостности	□
Допуск круглости	○
Допуск профиля продольного сечения	
Допуск цилиндричности	⊘



1	2
Допуски расположения поверхностей	
Допуск параллельности	
Допуск перпендикулярности	
Допуск наклона	
Допуск соосности	
Допуск симметричности	
Допуск пересечения осей	
Допуск позиционный	
Суммарные допуски формы и расположения поверхностей	
Допуск радиального биения	
Допуск торцового биения	
Допуск биения в заданном направлении	
Допуск полного радиального биения	
Допуск полного торцового биения	
Допуск формы заданного профиля	
Допуск формы заданной поверхности	

Рамку предпочтительно располагать горизонтально. Пересечение рамки какими-либо линиями не допускается. Рамку соединяют с элементом линией со стрелкой. Соединительная линия может быть прямой или ломаной (рис. 44).

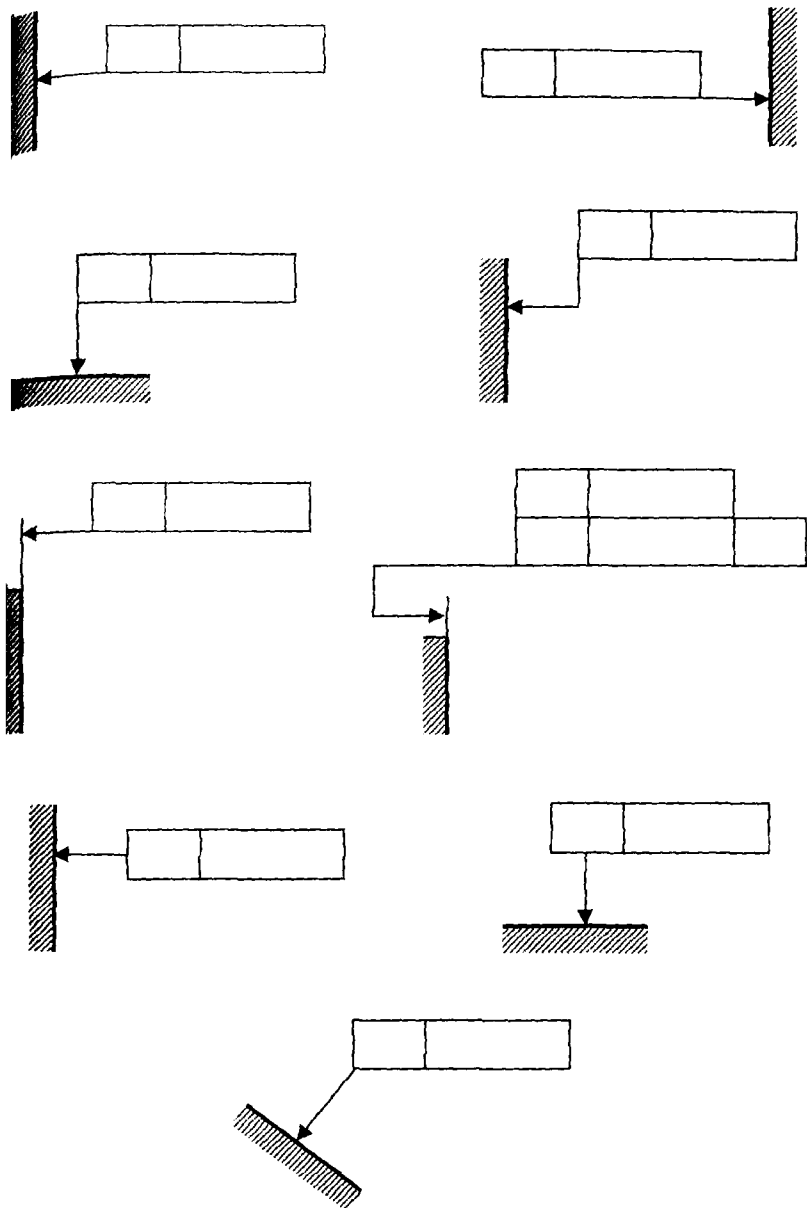


Рис. 44. Рамки и указания элементов при обозначении допусков формы и расположения

Перед числовым значением допуска могут стоять символы  $T$  или  $\emptyset$  – значение допуска приведено в диаметральном выражении, либо  $T/2$  или  $R$  – допуск приведен в радиусном выражении. Предпочтительно указывать допуск в диаметральном выражении.

Размеры нормируемого участка в миллиметрах указывают во второй части рамки после значения допуска через косую черту (рис. 45).



Рис. 45. Примеры условных обозначений допусков формы поверхностей

Если допуск относится к профилю, а не к оси или плоскости симметрии элемента, то стрелку располагают на достаточном расстоянии от конца размерной линии (рис. 46).

Если допуск относится к оси или к плоскости симметрии определенного элемента, то конец соединения линии должен совпадать с продолжением размерной линии соответствующего элемента. Если допуск относится к общей оси (плоскости симметрии), то рамку соединяют с осью (плоскостью симметрии).

База обозначается зачерненным равнобедренным треугольником, который соединяется соединительной линией с рамкой или имеет буквенное обозначение (применяются прописные буквы русского алфавита).

Если базой является поверхность или ее профиль, то основание треугольника располагают на контурной линии поверхности или на ее продолжении. Если базой является ось или плоскость симметрии, то треугольник располагается на конце размерной линии. Если два или более элементов образуют базу, то каждую базу обозначают в алфавитном порядке.

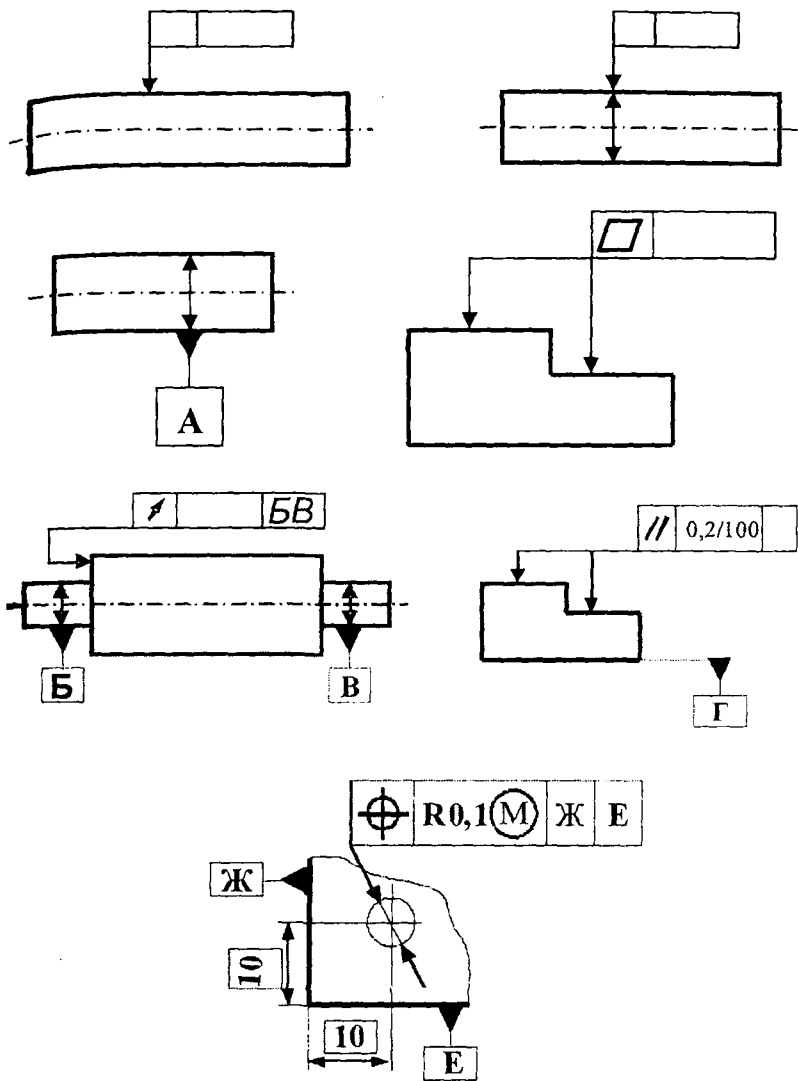


Рис. 46. Примеры обозначений допусков формы и расположения поверхностей

### 4.3. Обозначения параметров шероховатости поверхностей

Обозначения шероховатости поверхности на чертеже нормированы ГОСТ 2.309-73 «Единая система конструкторской документации. Обозначения шероховатости поверхностей» (стандарт полностью соответствует международному стандарту ИСО 1302).

Условные знаки, применяемые для обозначения шероховатости поверхностей и пояснения к ним приведены в табл. 37.

Таблица 37

Условные знаки для обозначения шероховатости поверхностей

Графическое изображение	Пояснение к знаку
	Знак, соответствующий условию нормирования шероховатости, когда метод образования поверхности чертежом не регламентируется; применение предпочтительно
	Знак, соответствующий требованию, чтобы поверхность была образована полным удалением поверхностного слоя материала (например, точением, шлифованием, полированием и т.п., конкретный вид обработки может не указываться). Следы необработанной поверхности ("черновины") не допускаются
	Знак, соответствующий конструкторскому требованию, чтобы поверхность была образована без удаления поверхностного слоя материала (например, литьем, штамповкой, прессованием, конкретный вид образования поверхности может не указываться). Следы зачистки поверхности не допускаются

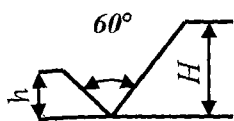


Рис. 47. Размеры знака шероховатости

Стандартом определены размеры знака (рис. 47):  $H = (1,5 \dots 5) h$ .

При применении знака без указания параметра и способа обработки его изображают без полки.

Структура обозначения шероховатости поверхностей представлена на рис. 48. При указании значений параметров зону 3 используют обязательно, остальные – при необходимости указания характеристик микрогеометрии.

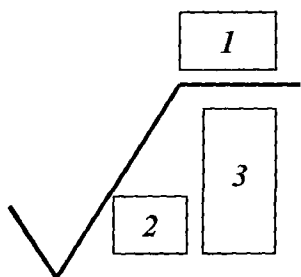


Рис. 48. Структура обозначения шероховатости поверхностей. Зоны для указания: 1 – способа обработки и (или) других дополнительных указаний; 2 – условного обозначения направления неровностей; 3 – базовой длины / параметров шероховатости

Способ обработки поверхности или последовательность нескольких видов обработки указывают только в тех случаях, когда этим определяется единственный способ обеспечения требуемого качества поверхности (рис. 49, а). При этом обязательно используют знак, соответствующий виду окончательной обработки (либо знак обязательного удаления слоя материала, либо знак обязательного сохранения его поверхностного слоя).

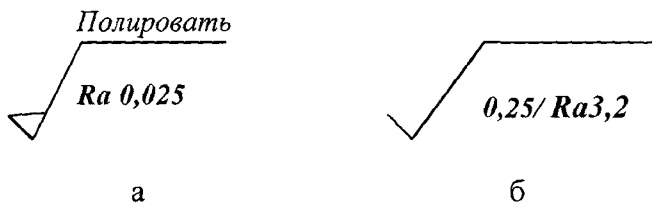


Рис. 49. Примеры обозначений шероховатости поверхностей

Значение базовой длины в миллиметрах (без обозначения  $l$ ) указывают в тех случаях, когда значение параметра шероховатости нормировано на базовой длине, отличающейся от рекомендуемой стандартом (рис. 49, б). Рекомендуемые соотношения базовой длины  $l$  и высотных параметров  $Ra$ ,  $Rz$ ,  $Rmax$ , которые получены на основе анализа их взаимосвязи для традиционных технологических процессов получения (обработки) поверхностей, приведены в табл. 38.

Таблица 38

Соотношения базовой длины  $l$  и высотных параметров  $Ra$ ,  $Rz$ ,  $Rmax$

Диапазон $Ra$ , мкм	Диапазон $Rz$ , $Rmax$ , мкм	Базовая длина $l$ , мм
До 0,025	До 0,10	0,08
Св. 0,025 до 0,4	Св. 0,10 до 1,6	0,25
Св. 0,4 до 3,2	Св. 1,6 до 12,5	0,8
Св. 3,2 до 12,5	Св. 12,5 до 50	2,5
Св. 12,5 до 100	Св. 50 до 400	8

К «нетрадиционным технологическим процессам» можно отнести такие, как тонкое пластическое деформирование (например, обкатывание или раскатывание шарами, роликами, виброобкатывание, алмазное выглаживание), а также обработку технологическими лазерами, электроэрозионную обработку, химическое фрезерование и др.

При обозначении на чертежах значения параметров  $Ra$ ,  $Rz$  и  $Rmax$  указывают в микрометрах, параметров  $Sm$  и  $S$  – в миллиметрах, параметров  $tp$  – в процентах от базовой длины  $l$ , уровня сечения профиля  $p$  для параметра  $tp$  – в процентах от  $Rmax$ . Все параметры ( $Ra$ ,  $Rz$ ,  $Rmax$ ,  $S$ ,  $Sm$  и  $tp$ ) указывают с буквенными обозначениями перед их числовыми значениями.

При нормировании параметров шероховатости поверхности можно назначать (рис. 50):

- одно предельное значение, соответствующее наиболее грубому допускаемому значению параметра (наибольшее значение для параметров  $Ra$ ,  $Rz$ ,  $Rmax$ ,  $S$ ,  $Sm$  и наименьшее значение параметра  $tp$ );
- два предельных значения (наибольшее и наименьшее значения нормируемого параметра);
- номинальное значение параметра с предельными отклонениями от него (в процентах от указанного номинального значения параметра).

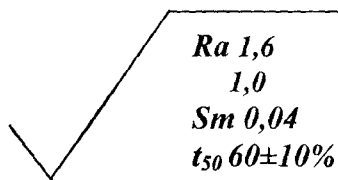


Рис. 50. Пример обозначения комплекса параметров шероховатости

В последнем случае предельные отклонения выбирают из да 10, 20, 40 % и назначают как односторонние (в плюс или минус) или симметричные, например  $\pm 20\%$ .

При указании двух значений сверху указывают значения параметра или отклонения, относящиеся к более грубой шероховатости.

При нормировании двух и более параметров шероховатости для одной и той же поверхности их указывают в следующем порядке (сверху вниз): параметр высоты неровностей, параметр шага неровностей, параметр  $tp$ .

В дополнение к количественным параметрам шероховатости стандарт допускает нормирование качественной характеристики – направления неровностей. Типы направления неровностей, их схематические изображения и условные знаки для обозначения направления неровностей представлены в табл. 39.



Типы направлений неровностей и их обозначения

Тип направления неровностей	Схематическое изображение	Обозначение направления неровностей	Направление следов обработки по отношению к линии, отображающей на чертеже поверхность
Параллельное		=	Следы параллельны линии, на которую указывает знак
Перпендикулярное		⊥	Следы перпендикулярны линии, на которую указывает знак
Перекрещивающееся		×	Следы перекрещиваются под наклоном к линии, на которую указывает знак
Произвольное		<i>M</i>	Следы хаотичные, без определенного направления
Кругообразное		<i>C</i>	Следы примерно кругообразные по отношению к центру поверхности
Радиальное		<i>R</i>	Следы идут примерно по радиусу к центру поверхности
Точечное		<i>P</i>	Следы в виде отдельных точек

*M Ra 0,025*

Рис. 51. Пример обозначения параметра и характеристики шероховатости

Направление неровностей указывается соответствующим условным знаком в тех случаях, когда разработчик считает его нормирование необходимым для эффективной работы поверхности (рис. 51).

Знак шероховатости можно располагать на линиях контура, выносных линиях, полках линий-выносок, а также на рамках допусков формы и расположения поверхностей (рис. 52). При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей де-

Знаки помещают в правом верхнем углу чертежа (рис. 53, а). Размер знака в углу в 1,5 раза больше знаков, нанесенных на изображении детали. При указании одинаковой шероховатости для части поверхностей детали в правом верхнем углу в обозначении добавляется знак в скобках (рис. 53, б).

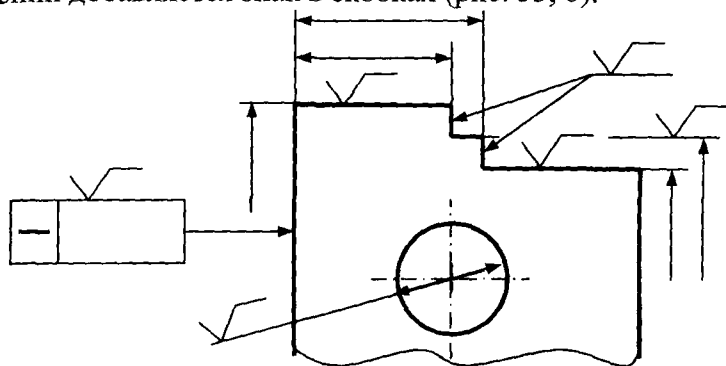


Рис. 52. Примеры простановки знаков для обозначений требований к шероховатости

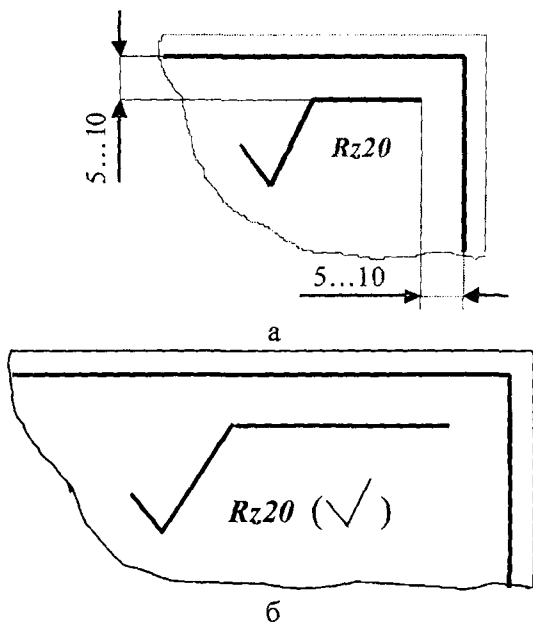


Рис. 53. Примеры обозначений параметров одинаковой шероховатости

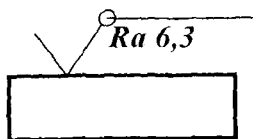


Рис. 54. Пример обозначения одного параметра шероховатости на контур

Если шероховатость поверхностей, образующих контур, должна быть одинаковой, обозначение шероховатости наносится один раз с использованием специального знака с кружком перед полкой (рис. 54).

## 5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ, ЭСКИЗОВ И ЧЕРТЕЖЕЙ

### 5.1. Оформление пояснительной записки

Пояснительная записка курсовой или контрольной работы (З) переплетается или подшивается в папку. Записка оформляется на одной стороне листов нелинованной бумаги формата А4 без рамки с полем для подшивки 25...30 мм, правое поле – 10 мм, верхнее и нижнее поля – около 20 мм.

Пояснительная записка выполняется рукописным способом или печатается на принтере. Текст должен быть четким и разборчивым, допускается не более трех исправлений на одной странице. Исправления вносят после подчистки текста или его закрашивания. Заметные повреждения листов и остатки прежнего текста не допускаются.

Рукописный текст выполняется чернилами (пастой) черного, синего или фиолетового цвета, высота шрифта не менее 2,5 мм, число строк на странице около 30.

Печатный текст выполняется литерами кегля 13 – 14 пунктов произвольной гарнитуры через 1,5 интервала (около 30 строк на странице). Формулы по возможности выполняются на принтере. Допускается аккуратно вписывать в печатный текст формулы от руки, шрифтом черного цвета, одинакового начертания.

Иллюстрации в ПЗ можно выполнять на принтере или ксероксе. Допускается ручное оформление иллюстраций. Применение цветных линий в иллюстрациях нежелательно. Иллюстрацию помещают после первой ссылки на нее либо в разрыве текста, либо на отдельных страницах. «Обтекание» иллюстрации текстом не допускается.

Иллюстрации в ПЗ должны иметь подрисуночный текст, включающий наименование и при необходимости пояснительные данные. Наименование иллюстрации предваряет сло-

во «Рисунок», например «Рисунок 1 – Схема расположения полей допусков посадки с зазором». При наличии пояснительных данных наименование помещают после них. Номера иллюстраций могут быть сквозными по всему тексту ПЗ или в пределах раздела, например: «Рисунок 2.5 – Схемы средств измерительного контроля параметров зубчатого колеса».

На все иллюстрации, включенные в ПЗ, должны быть ссылки. В ссылках на иллюстрации слово «рисунок» пишут без сокращений «... в соответствии с рисунком 2» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рисунком 1.2» при нумерации в пределах раздела.

Таблицу, как и иллюстрацию, помещают после ее первого упоминания или на следующей странице. Над таблицей помещают заголовок, который включает слово «Таблица», после чего идет номер (если в документе более одной таблицы). Таблица может иметь тематическое наименование, которое отделяется от номера знаком тире. Номера таблиц могут быть сквозными по всему тексту ПЗ или в пределах раздела, например: «Таблица 3.1 – Отклонения и размеры калибров для контроля вала». На все таблицы, включенные в ПЗ, должны быть ссылки. При ссылке указывают номер таблицы, причем слово «таблица» следует писать полностью.

Если размер таблицы больше габаритов ПЗ, ее фальцуют так, чтобы она раскрывалась «поперек» страницы, и учитывают как одну страницу ПЗ, номер которой можно не представлять. Таблицу с большим количеством строк можно переносить на следующие листы. При переносе части таблицы заголовки помещают только над ее первой частью, над другими частями пишут слово «Продолжение» и указывают номер таблицы, например: «Продолжение таблицы 1», а при переносе последней части таблицы «Окончание таблицы 1».

Все страницы ПЗ, включая приложения, должны иметь сквозную нумерацию. В общей нумерации учитывают все страницы, включая те, на которых номера страниц не указаны (например, на титульном листе, задании на курсовую работу и

др.). Номера страниц проставляются в правом верхнем углу листа печатным способом или вручную.

В состав пояснительной записки входят:

- титульный лист (приложение 1);
- задание на курсовую (контрольную) работу (приложение 2);
- содержание (оглавление ПЗ);
- основная часть курсовой (контрольной) работы, включая таблицы, иллюстрации и чертежи;
- библиография (только использованные источники);
- приложения (при необходимости).

В содержание ПЗ включают все разделы и подразделы, находящиеся после него (не включают титульный лист и задание), с указанием страниц. Разделы и подразделы основной части должны иметь наименования и номера по типу 1., 2.2., 3.2. Допускается нумерация пунктов, но номера в ПЗ должны иметь не более трех ступеней. Не являются разделами и не нумеруются «Содержание» и «Библиография». Приложения ПЗ именовются и нумеруются особо по типу Приложение П1, Приложение П2 или Приложение А, Приложение Б. Если в ПЗ входит одно приложение, оно не нумеруется.

Допускается выделение заголовков различными видами шрифтов (полужирный, полужирный курсив и др.). Точку после заголовка не ставят. Основная часть работы должна иметь содержательные наименования разделов, например: «4. Выбор и расчет посадок подшипников качения». Допускаются наименования подразделов, например: «4.2. Выбор допусков формы и расположения и параметров шероховатости поверхностей деталей, сопрягаемых с подшипниками». Не имеющие номеров заголовки пунктов и подпунктов при необходимости выделяют шрифтом.

Ненумеруемый раздел «Библиография» (может включать и нормативные документы) помещают в конце ПЗ перед приложениями (если они есть). Библиография может быть разде-

лена на две части: литературные источники (учебники, монографии, справочники, статьи и др.) и технические нормативные правовые акты. В библиографии (включая и перечень нормативных документов) указывают только те источники, на которые автор ссылался в тексте пояснительной записки.

При включении в пояснительную записку перечня технических нормативных правовых актов каждый подраздел снабжают нумерованными подзаголовками «Литература» и «Перечень технических нормативных правовых актов» или «Технические нормативные правовые акты».

Ссылки на литературные информационные источники оформляют указанием их номеров в разделе «Библиография», которые приводят в квадратных скобках без уточнения в скобках фамилий авторов и конкретных страниц источника, например: «В монографии [7] отмечается...» или «...статьи в ряде научных журналов [8 – 12] подтверждают...». Не следует применять ссылки типа «в [5] приведены данные...». Ссылка на технический нормативный правовой акт может быть ограничена указанием его идентификационного номера (например, ГОСТ 8.050) либо номером с добавлением полного наименования ТНПА без указания порядкового номера источника в перечне.

Описание библиографических источников приводится со всеми реквизитами, необходимыми для идентификации: для книг – авторы, полные наименования, издательство, место и год издания, для журнальных статей – авторы, наименование статьи, наименование, год и номер журнала; для официальных документов (нормативных актов и др.) – необходимые реквизиты.

В перечне технических нормативных правовых актов приводят обозначение (индекс и номер без указания года утверждения) и полное наименование каждого ТНПА (допускается использование узаконенных аббревиатур ЕСКД, ГСИ, ИСО...). Порядковые номера в списке ТНПА обычно не указывают. Порядок перечисления выбирают с учетом принадлежности ТНПА к системам стандартов, например, сначала международные, за-

тем национальные. В пределах тематической группы ТНПА расставляют в порядке возрастания номеров.

## 5.2. Оформление эскизов и чертежей

В приложение ПЗ могут быть включены чертежи, которые подшивают в пояснительную записку. Чертежи представляют собой конструкторскую документацию и оформляются в соответствии с требованиями ЕСКД. Если формат чертежей превышает А4, их складывают в соответствии с требованиями ЕСКД.

Эскизы деталей, сопряжений и сборочных единиц, включенные в записку как иллюстрации, оформляют произвольно, но с соблюдением правил проекционного черчения. На эскизах следует представлять только минимально необходимую информацию.

Схемы расположения полей допусков, схемы средств измерений, схемы измерений или измерительного контроля, не являющиеся конструкторскими документами, оформляются как специальные схемы в соответствии с методическими рекомендациями кафедры.

К защите курсовой работы могут быть подготовлены плакаты. Плакаты выполняют на форматах в соответствии с требованиями ЕСКД. Размеры рисованных элементов выбирают исходя из того, что плакаты демонстрируют комиссии с расстояния порядка 2-3 метров. Каждый плакат должен иметь тематическое наименование (сверху), рамку в соответствии с требованиями ЕСКД и основную надпись.

Основные требования к рисованным элементам плаката:

- наименование плаката выполняется заглавными буквами, шрифт произвольный, размер 20...25 мм, переносы не допускаются, сокращения и аббревиатуры – только стандартные или общепринятые;
- шрифт надписей внутри плаката по высоте заглавных букв 12...18 мм;



- на плакатах при необходимости допускаются цветные элементы.

Основная надпись на графических материалах выполняется в одном из двух вариантов:

1. Для конструкторских документов – по ГОСТ 2.104-68 «Единая система конструкторской документации. Основные надписи» (форма 1, размер 55x185).

					<i>БНТУ.715513.001</i>								
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>				<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>			
<i>Разраб.</i>													
<i>Рук.</i>													
								<i>Лист</i>	<i>Листов</i>				
								БНТУ					

\* БНТУ.715513.001 – обозначение по классификатору ЕСКД.

2. Для плакатов – по ГОСТ 2.104 (форма 1, размер 55x65).

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>								
<i>Разраб.</i>												
<i>Рук.</i>												

## Литература

1. Справочник конструктора-приборостроителя. В 2 т. / В.Л. Соломахо [и др.]. – Мн.: Выш. школа, 1988 – 1990. – Т. 1. – 272 с.; Т.2. – 1990. – 440 с.

### Технические нормативные правовые акты

(перечень ТНПА, упомянутых в методическом пособии)

- ГОСТ 2.104-68. Единая система конструкторской документации. Основные надписи.
- ГОСТ 2.109-73. Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам.
- ГОСТ 2.308-79. Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.
- ГОСТ 2.309-73. Единая система конструкторской документации. Обозначения шероховатости поверхностей.
- ГОСТ 2.402-68. Единая система конструкторской документации. Условные изображения зубчатых колес, реек, червяков и звездочек цепных передач.
- ГОСТ 2.403-75. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.
- ГОСТ 2.409-74. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений.
- ГОСТ 8.010-99. Государственная система обеспечения единства измерений. Методики выполнения измерений. Основные положения.
- ГОСТ 8.050-73. Государственная система обеспечения единства измерений. Нормальные условия выполнения линейных и угловых измерений.

- ГОСТ 8.051-81. Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм.
- ГОСТ 520-2002. Подшипники качения. Общие технические условия.
- ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
- ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
- ГОСТ 2015-84. Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования.
- ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.
- ГОСТ 3189-89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений.
- ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
- ГОСТ 4046-80. Линейки синусные. Технические условия.
- ГОСТ 4608-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 5939-51. Калибры предельные гладкие для отверстия менее 1 мм. Допуски.
- ГОСТ 6033-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины.
- ГОСТ 8724-2002 (ИСО 261-98). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
- ГОСТ 9038-90. Меры длины концевые плоскопараллельные. Технические условия.
- ГОСТ 9150-2002 (ИСО 68-1-98). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль.

- ГОСТ 10197-70. Стойки и штативы для измерительных головок. Технические условия.
- ГОСТ 11708-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба. Термины и определения.
- ГОСТ 14807-69 - ГОСТ 14826-69. Калибры-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры.
- ГОСТ 16093-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
- ГОСТ 18358-93 - ГОСТ 18369-93. Калибры-скобы для диаметров от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры.
- ГОСТ 18833-73. Головки измерительные рычажно-зубчатые. Технические условия.
- ГОСТ 20226-82. Подшипники качения. Запечники для установки подшипников качения. Размеры.
- ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- ГОСТ 24642-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.
- ГОСТ 24643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
- ГОСТ 24705-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры.
- ГОСТ 24810-81. Подшипники качения. Зазоры.
- ГОСТ 24834-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 24852-81. Калибры гладкие для размеров свыше 500 мм до 3150 мм. Допуски.
- ГОСТ 24853-81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.

- ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
- ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки.
- ГОСТ 30893.1-2002 (ИСО 2768-1-89). Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками.
- ГОСТ 30893.2-2002 (ИСО 2768-2-89). Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально.
- РД 50-98-86. Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм (по применению ГОСТ 8.051-81).

# ПРИЛОЖЕНИЯ ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Белорусский национальный технический университет

Кафедра \_\_\_\_\_

## ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА к курсовой работе

по дисциплине \_\_\_\_\_

Тема \_\_\_\_\_

Исполнитель: \_\_\_\_\_ (фамилия, инициалы)  
(подпись)

студент \_\_\_\_\_ курса \_\_\_\_\_ группы

Руководитель: \_\_\_\_\_ (фамилия, инициалы)  
(подпись)

Минск 200\_\_

Белорусский национальный технический университет

Приборостроительный факультет

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой стандартизации,  
метрологии и информационных систем

П.С.СЕРЕНКОВ

\_\_\_\_\_ 200 г.

ЗАДАНИЕ

на курсовую работу по СТАНДАРТИЗАЦИИ НОРМ ТОЧНОСТИ\*

Исполнитель \_\_\_\_\_

Группа \_\_\_\_\_

Вариант \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_

Исходные данные (задачи 1...5) – см. прил. 1 к ЗАДАНИЮ

Дата представления работы к защите \_\_\_\_\_ 200 г.

Руководитель \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 200 г.

Исполнитель \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ 200 г.

\*Указывают вид работы (курсовая, контрольная) и дисциплину, например: «Стандартизация норм точности», «Нормирование точности и технические измерения» или иную (при выполнении работы по соответствующей дисциплине).

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Значения функции  $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$

Z	Φ(z)	Z	Φ(z)	Z	Φ(z)	z	Φ(z)
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2823	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4851
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,4986
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,4993
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,4996
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,4998
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,4999
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,4999
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,4999
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5,00	0,4999
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		