

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

---

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ЕЛЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. И.А. БУНИНА»**

**КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ  
И АГРОИНЖЕНЕРИИ**

---

**С.Ю. ШУБКИН, С.С. БУНЕЕВ**

**Курсовое проектирование  
по дисциплине  
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ  
И СЕРТИФИКАЦИЯ»**

**Учебное пособие**

Елец – 2020

УДК 389  
ББК 30.10  
**Ш 95**

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина  
от 28. 01. 2020 г., протокол № 1

Рецензенты:

*И.Н. Сухарев*, кандидат технических наук, доцент  
(Воронежский государственный университет  
инженерных технологий),

*В.В. Торонцев*, кандидат технических наук, доцент  
(Воронежский государственный университет  
инженерных технологий)

**С.Ю. Шубкин, С.С. Бунеев**

**Ш 95** **Курсовое проектирование по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация»:** учебное пособие. – Елец: Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина, 2020. – 67 с.

ISBN 978-5-00151-140-3

Учебное пособие подготовлено в соответствии с рабочими программами по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация», утвержденными для направлений: 15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств (профиль Технология машиностроения) и 35.03.06 – Агроинженерия (профиль Технические системы в агробизнесе).

Предназначено для студентов очной и очно-заочной форм обучения для закрепления теоретических знаний, практических умений и навыков, полученных в ходе изучения дисциплин цикла базовой и вариативной части Блока 1 учебного плана. Приведены структура курсового проекта и требования к его содержанию. Учебное пособие может быть полезно и обучающимся по направлению подготовки 20.03.01 – Техносферная безопасность Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина.

УДК 389  
ББК 30.10

ISBN 978-5-00151-140-3

© Елецкий государственный  
университет им. И.А. Бунина, 2020

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Принятые условные обозначения</b> .....	4
<b>Введение</b> .....	6
<b>1. Общие положения</b> .....	7
1.1. Цель курсового проекта.....	7
1.2. Содержание курсового проекта.....	7
1.3. Требования к оформлению пояснительной записки и графической части.....	8
<b>2. Описание конструкции и назначение сборочного узла машины</b> .....	12
<b>3. Расчет и выбор посадок гладких цилиндрических соединений</b> .....	13
3.1. Расчет и выбор посадки с зазором.....	15
3.2. Расчет и выбор посадки с натягом.....	20
<b>4. Расчет и выбор посадок колец подшипника качения</b> .....	26
<b>5. Расчет точности зубчатой передачи</b> .....	33
5.1. Выбор степени точности и расчет бокового зазора зубчатой передачи .....	33
5.2. Выбор измерительных средств для контроля комплексов зубчатых колес.....	35
<b>6. Расчет допусков на элементы шпоночного и шлицевого соединения</b> .....	38
6.1. Расчет допусков на элементы шпоночного соединения...	38
6.2. Расчет допусков на элементы шлицевого соединения...	43
<b>7. Выбор посадок для сборочного соединения</b> .....	47
<b>8. Выбор средств измерения деталей</b> .....	49
<b>9. Расчет рабочих и контрольных калибров</b> .....	51
<b>Библиографический список</b> .....	58
<b>Приложения</b> .....	60

## Принятые условные обозначения

- $es, ei$  – верхнее и нижнее отклонения вала, мкм  
 $ES, EI$  – верхнее и нижнее отклонение отверстия, мкм  
 $D$  – наружный диаметр подшипника, мм  
 $d$  – внутренний диаметр подшипника, мм  
 $b$  – ширина подшипника, мм  
 $r$  – радиус фасок колец подшипника, мм  
 $F$  – коэффициент ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе  
 $K_n$  – динамический коэффициент посадки  
 $F_a$  – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору  
 $[\sigma]$  – предел прочности шарикоподшипниковой стали, Н/мм<sup>2</sup>  
 $K$  – конструктивный фактор  
 $d_o$  – приведенный диаметр внутреннего кольца подшипника, мм  
 $D_o$  – приведённый диаметр наружного кольца, мм  
 $G_n$  – начальный радиальный зазор в подшипнике, мкм  
 $G_p$  – рабочий радиальный зазор в подшипнике, мкм  
 $U_{эф}$  – эффективный натяг, мкм  
 $P_{запр}$  – усилие запрессовки подшипника, Н  
 $f$  – коэффициент трения при запрессовке  
 $E$  – модуль упругости стали, Па  
 $\alpha$  – температурный коэффициент линейного расширения подшипниковой стали, град<sup>-1</sup>  
 $t_n$  – температура нагрева подшипника в масле, град  
 $S_{сб}$  – сборочный зазор, мм  
 $\omega$  – угловая скорость, рад/с  
 $P$  – удельное давление, Н/м<sup>2</sup>  
 $h$  – минимальная толщина масляного слоя, мкм  
 $\mu_t$  – табличная динамическая вязкость масла (при  $t = 50$  °С), Па·с  
 $A_h$  – функциональный комплекс  
 $\chi_1$  и  $\chi_2$  – относительные эксцентриситеты при  $S_{min}$  и  $S_{max}$   
 $S_{min.табл}$  – предельный табличный зазор, мкм  
 $S_{max.табл}$  – предельный табличный зазор, мкм  
 $[S_{min}]$  – минимальный допустимый зазор, мкм

$[S_{\max}]$  – максимальный допустимый зазор, мкм  
 $\delta$  – температурное изменение зазора, мкм  
 $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – температурные коэффициенты линейного расширения материала втулки и вала, град<sup>-1</sup>  
 $P_{\text{э}}$  – эксплуатационное удельное давление, Па  
 $\mu_D$  и  $\mu_d$  – коэффициенты Пуассона для материала втулки и вала  
 $K_1$  и  $K_2$  – коэффициенты, учитывающие поправку на смятие микронеровностей  
 $\Delta_{\text{ш}}$  – поправка на смятие микронеровностей, мкм  
 $N_{\min}^{\text{р}}$ ,  $N_{\max}^{\text{р}}$  – предельные расчетные натяги, мкм  
 $N_{\min}^{\text{табл}}$  и  $N_{\max}^{\text{табл}}$  – предельные табличные натяги, мкм  
 $\sigma_{\text{о}}$  – наибольшее напряжение во втулке, Па  
 $a_{\omega}$  – межосевое расстояние, мм  
 $j_{n1}$  – часть бокового зазора на температурную компенсацию, мкм  
 $j_{n2}$  – часть бокового зазора на толщину смазки, мкм  
 $\alpha$  – угол зацепления, град

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время конкурентоспособность выпускаемой машиностроительным предприятием продукции определяет жизнеспособность данного предприятия. Одним из главных факторов, влияющих на конкурентоспособность продукции, является ее качество.

Метрология, стандартизация, взаимозаменяемость, технические измерения и сертификация продукции являются инструментами обеспечения качества.

Одним из основных условий обеспечения качества изделий машиностроения является точность комплектующих деталей и сборочных узлов по геометрическим параметрам, к которым относятся: точность размеров или нормированные допуски; характер соединения деталей при сборке (посадка); точность формы и расположения поверхностей; шероховатость и волнистость поверхностей.

Точность размеров, формы и расположения поверхностей, а также шероховатость поверхностей в настоящее время оцениваются долями микрометров. Поэтому способы определения действительных значений этих параметров или методы технических измерений весьма трудоемки и требуют соответствующих измерительных средств.

Выполняя курсовой проект по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация», обучающиеся направлений подготовки 35.03.06 – Агроинженерия (профиль Технические системы в агробизнесе) и 15.03.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств (профиль Технология машиностроения) закрепляют основные теоретические положения дисциплин базовой и вариативной части Блока 1 учебного плана; развивают умения пользоваться учебной и специальной литературой; приобретают навыки самостоятельности в научно-исследовательской работе.

В учебном пособии приводятся общие требования, предъявляемые к курсовому проекту, порядок его выполнения и оформления, конкретизируется объем работы по каждому разделу, содержатся рекомендации по решению различного рода задач.

# 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

## 1.1. Цель курсового проекта

Курсовой проект готовит обучающихся к предстоящей производственно-технологической, инженерно-проектной и научно-исследовательской деятельности и направлен на обеспечение успешной работы молодого специалиста в современных условиях.

Цель курсового проекта – более глубоко и успешно усвоить материал ряда разделов курсов «Метрология, стандартизация и сертификация», «Взаимозаменяемость и технические измерения»; развивать у обучающихся практические навыки при расчете допусков и посадок, выборе средств измерений, а также самостоятельность в работе со справочной литературой.

## 1.2. Содержание курсового проекта

Курсовой проект заключается в расчете и выборе посадок машины с целью достижения требуемой точности и с учетом условий эксплуатации машины. Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка содержит следующие разделы:

- 1) введение;
- 2) описание конструкции и назначение сборочного узла машины (или машины в целом);
- 3) расчет и выбор посадок гладких цилиндрических сопряжений (посадки с зазором в подшипнике скольжения и посадки с натягом);
- 4) расчет и выбор посадок колец подшипника качения;
- 5) расчет точности зубчатой передачи;
- 6) расчет допусков на элементы шпоночного или шлицевого соединения;
- 7) выбор посадок для сборочного соединения и их расчет;
- 8) выбор средств измерения деталей;
- 9) расчет рабочих и контрольных калибров;
- 10) заключение;
- 11) список использованных источников;
- 12) приложения.

Графическая часть курсового проекта, выполняемого обучающимися направлений подготовки 35.03.06 и 15.03.05, содержит два листа формата А1:

- 1) сборочный чертеж составной части машины (или машины в целом) на листе формата А1;
- 2) рабочие чертежи вала и зубчатого колеса (по заданию руководителя курсового проекта), эскизы рабочих калибров, выполненные на формате А3 каждый.

Примеры выполнения рабочих чертежей приведены в прил. 1.

### **1.3. Требования к оформлению пояснительной записки и графической части**

Пояснительная записка оформляется на листах формата А4 в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) [2, 3].

Пояснительная записка включает титульный лист, задание на курсовой проект, содержание, введение, основную часть (в которой приводятся все необходимые расчеты и сопутствующие пояснения к ним), заключение и список использованных источников.

Содержание и объем отдельных разделов и подразделов расчетно-пояснительной записки могут быть изменены после согласования с руководителем курсового проекта. Все формулы, значения коэффициентов, справочные данные должны иметь ссылки на источники, из которых они взяты. Номер источника дается в соответствии с библиографическим списком в квадратных скобках, например [1]. В библиографический список включают все источники, расположенные в порядке появления ссылок в тексте. Описание источника должно соответствовать ГОСТ 7.1–2003 «Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления».

Чертежи деталей, эскизы калибров, а также сборочный чертеж выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД, основные из которых изложены в [4]. Требования к оформлению спецификаций изложены в [5].

Сборочный чертеж должен содержать:

а) изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу, и обеспечивающее возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы;

б) размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу;

в) указания о характере сопряжения и методах его осуществления, если точность сопряжения обеспечивается не заданными предельными отклонениями размеров, а подбором, пригонкой и т.п., а также указания о выполнении неразъемных соединений (сварных, паяных и др.);

г) номера позиций составных частей, входящих в изделие;

д) габаритные размеры изделия;

е) установочные, присоединительные и другие необходимые справочные размеры;

ж) технические требования;

з) техническую характеристику изделия (при необходимости).

При выполнении эскизов рабочих калибров желательно выбрать конструкции двусторонних калибров-пробок и односторонних калибров-скоб.

На эскизах в обязательном порядке проставляются: маркировка калибра, состоящая из номинального размера детали, для которой предназначен калибр, буквенного обозначения поля допуска изделия, цифровых величин предельных отклонений размеров в миллиметрах, типа калибра (*ПР*, *НЕ*), исполнительные размеры калибров и товарный знак завода-изготовителя.

Например, для пробок  $\text{Ø}26 \text{ H7}$ : *НЕ* 26,023<sup>-0,004</sup>

*ПР* 26,005<sup>-0,004</sup>

для скоб  $\text{Ø}26 \text{ m6}$ : *НЕ* 26,006<sup>+0,004</sup>

*ПР* 26,016<sup>+0,004</sup>

Шероховатость рабочих поверхностей калибров выбирают на основании данных, приведенных в табл. 1.

Таблица 1

**Определение шероховатости рабочих поверхностей калибров**

Квалитет изделия-отверстия	5	6	7	8	9	10
Шероховатость рабочих поверхностей калибров-пробок, $R_a$ , мкм	0,2	0,4	0,8	1,25	1,6	2,5

Для калибров-скоб шероховатость рабочих поверхностей принимается на одну ступень грубее, чем для калибров-пробок [6, 7].

Чертеж вала должен иметь выносные сечения всех шеек со шпоночными пазами, шеек нецилиндрической формы. При наличии внутренних полостей (сверлений, резьбовых отверстий) указываются местные разрезы. Все диаметральные размеры даются с предельными отклонениями. Для шеек, обрабатываемых под посадки подшипников, проставляются погрешности формы (круглость и цилиндричность), которые принимаются в зависимости от класса точности подшипников качения в долях допуска размера шейки. Для подшипников 0 и 6-го классов точности  $\approx 0,6$  допуска вала ( $Td$ ); 4 и 5-го классов  $\approx 0,4Td$ ; 2-го класса  $\approx 0,25Td$  [10, 13].

Допустимое радиальное биение шеек вала принимается для всех классов подшипников в пределах 0,25 допуска вала  $Td$ .

Линейные размеры проставляются в соответствии с технологическим процессом изготовления вала от одной базы. На выносных сечениях проставляются размеры шпоночных пазов с величинами отклонений.

Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес нормируются стандартами ЕСКД [4].

На изображении цилиндрического зубчатого колеса указывают:

- диаметр вершин зубьев с отклонениями;
- шероховатость боковой поверхности зубьев;
- ширину венца « $b$ » с отклонениями по  $h11$ ,  $h12$ ;
- размеры фасок и радиусы кривизны линий на кромках зубьев;
- величину радиального и торцевого биения [11];
- размер посадочного отверстия и элементов шпоночного или шлицевого соединения с отклонениями [12].

В правом верхнем углу чертежа помещается таблица параметров зубчатого венца, состоящая из трех частей, отделенных друг от друга сплошными линиями.

В первой части таблицы (основные данные) должны быть приведены [4, 11]:

- модуль зубчатого колеса,  $m$ ;
- число зубьев,  $z$ ;
- нормальный исходный контур со ссылкой на соответствующий стандарт;
- коэффициент смещения исходного контура –  $x$ ;
- степени точности и вид сопряжения с указанием обозначения стандарта.

Во второй части таблицы приводят данные для контроля, включающие все комплексы.

В третьей части таблицы приводятся справочные данные, в том числе делительный диаметр.

## 2. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И НАЗНАЧЕНИЕ СБОРОЧНОГО УЗЛА МАШИНЫ

Перед тем как приступить к расчету и выбору посадок для сборочного узла машины (или машины в целом), необходимо указать его назначение, а также привести описание устройства и принципа действия.

Текстовое описание конструкции и назначение узла должно быть кратким и занимать не более одной страницы. В описании указываются функции узла в машине, последовательность передачи движения, устройство узла и особенности его конструкции, основные технические характеристики: скорость вращения, передаваемые мощности, габариты узла, ориентировочный вес, характер смазки основных сопряжений.

### *Пример.*

Приводной вал – узел машины, который передает вращение от электродвигателя к рабочим органам машины (установка не показана).

Вращение на вал 2 передается силами трения, возникающими между элементами фрикционной предохранительной муфты – дисками 8 и 11 и шкивом 9, который приводится во вращение клиновым ремнем. Диски 8 и 11 прижимаются к поверхности шкива пружиной 13 и передают вращение на вал 2. Диск 8 соединен с валом 2 шпонкой 19, диск 10 соединен с диском 8 специальным штифтом 9. Гайка 17 регулирует силу прижатия дисков. При увеличении нагрузки на вал диски начнут проскальзывать, и вал вращаться не будет. С вала 2 вращение передается через зубчатое колесо 3, сидящее на валу на шпонке 20, к рабочим органам машины.

Вал вращается в шарикоподшипниках 22, установленных на валу на втулках 4, которые предохранены от осевого смещения винтами 15. Подшипники при установке смазываются густой смазкой. Крышки 23 и 6 и прокладки 16 предохраняют подшипники от попадания пыли и вытекания масла.

### 3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

*Посадка с зазором* – это соединение размерных элементов двух деталей (отверстия и вала) с гарантированным зазором, то есть когда наименьший допустимый размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему [1]. Посадки с зазором предназначены для подвижных и неподвижных соединений [15].

Теоретический расчет посадки с зазором для подвижного соединения основан на гидродинамической теории смазки и сводится к определению такого зазора между валом и подшипником (как правило, скольжения), в котором мог бы поместиться слой смазки толщиной, необходимой для обеспечения условий жидкостного трения [15, 20]. В состоянии покоя под действием силы тяжести вал находится в крайнем нижнем положении (рис. 1).

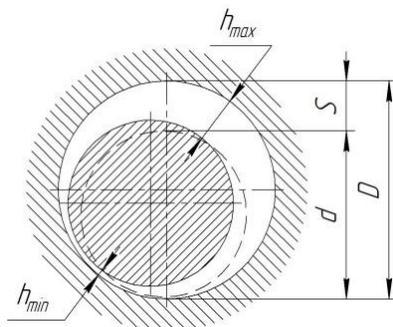


Рис. 1. Схема к расчету посадок с зазором в подшипниках скольжения

При вращении вала силы трения увлекают смазку в узкую клинообразную щель между валом и отверстием. Под воздействием возникающего в щели давления при определенном соотношении размеров соединения, частоты вращения, вязкости смазки и давления вал как бы всплывает, опираясь на слой смазки и несколько смещаясь в сторону вращения.

*Посадка с натягом* – это соединение размерных элементов двух деталей (отверстия и вала), в котором действительные размеры любого из отверстий меньше действительных размеров любого вала до их сборки. Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных соединений деталей без дополнительного крепления [15, 20]. При графическом изображении допусков такой посадки интервал допуска отверстия всегда расположен ниже интервала допуска вала [8, 9].

Расчет посадок с натягом осуществляется с целью обеспечения достаточной прочности соединения сопрягаемых деталей при передаче им внешних нагрузок  $P$  (см. рис. 2б).

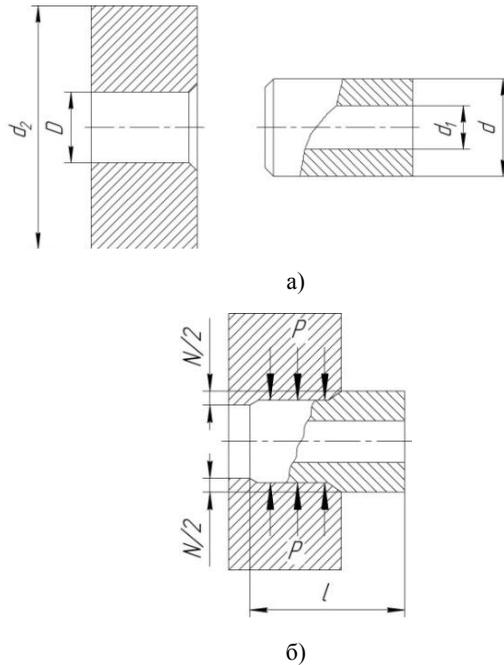


Рис. 2. Соединение полого вала и втулки, образующих посадку с натягом: а – до сборки; б – после сборки

Сопряжение с натягом, подлежащее расчету, задается руководителем курсового проекта. Со сборочного чертежа снимается номинальный диаметр сопрягаемых поверхностей ( $d$  – охватываемой,  $D$  – охватывающей) и длина  $l$  сопряжения, а также значения внутреннего диаметра вала  $d_1$  (при сплошном вале  $d_1 = 0$ ) и наружного диаметра втулки  $d_2$  (см. рис. 2а–2б).

### 3.1. Расчет и выбор посадки с зазором

В соответствии с заданием следует рассчитать и выбрать из числа предпочтительных посадок системы отверстия [9] посадку для подшипника скольжения по следующим исходным данным:

- номинальный диаметр сопряжения  $d = 90$  мм;
- длина сопряжения  $l = 60$  мм;
- частота вращения вала  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>;
- нагрузка на опору,  $R = 8,5$  кН;
- марка смазочного материала – масло индустриальное 40;
- шероховатость поверхности втулки  $R_{z_D} = 3,2$  мкм;
- шероховатость поверхности вала  $R_{z_d} = 1,6$  мкм;
- материал втулки – чугун; вала – сталь 35.

Для выбранной посадки необходимо построить схемы полей допусков, определить наибольшие и наименьшие предельные размеры отверстия и вала, наибольший и наименьший зазор. Выполнить эскизы деталей и эскиз сборочного чертежа соединения.

#### *Порядок расчета*

Рассчитываем угловую скорость вращения вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.1)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ рад/с.}$$

Определяем среднее удельное давление

$$P = \frac{R}{ld}, \quad (3.2)$$

$$P = \frac{8500}{90 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3}} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Устанавливаем допустимую минимальную толщину масляного слоя

$$h = 2 \left( R_{z_D} + R_{z_d} + 3 \cdot 10^{-6} \right), \quad (3.3)$$

$$h = 2 \cdot \left( 3,2 \cdot 10^{-6} + 1,6 \cdot 10^{-6} + 3 \cdot 10^{-6} \right) = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Определяем динамическую вязкость масла

$$\mu_t = \mu \left( \frac{50}{t_n} \right)^{2,8}, \quad (3.4)$$

где  $\mu$  – табличная динамическая вязкость масла при температуре  $t = 50^\circ\text{C}$ , для масла индустриального  $40 - \mu = 0,045$  Па·с [18, табл.1.3];  $t_n$  – температура нагрева подшипника в масле, принимаем  $t_n = 60^\circ\text{C}$  [20].

$$\mu_t = 0,045 \cdot \left( \frac{50}{60} \right)^{2,8} = 0,027 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Рассчитываем минимальный допустимый зазор

$$[S_{\min}] = 2,857 \cdot h \frac{A_{\chi_{\min}}}{A_h}, \quad (3.5)$$

где  $A_h$  – функциональный комплекс при нормальных условиях [15]

$$A_h = \frac{2h}{d \sqrt{\frac{\mu_t \omega}{P}}}, \quad (3.6)$$

$$A_h = \frac{2 \cdot 15,6 \cdot 10^{-6}}{90 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{0,027 \cdot 104,7}{1,6 \cdot 10^6}}} = 0,261,$$

$A_{\chi_{\min}}$  – минимальное значение функционального комплекса [15].

По величине функционального комплекса  $A_h = 0,261$  и отношению  $l/d = 60/90 = 0,67$  определяем относительные эксцентриситеты  $\chi_{\min}$  и  $\chi_{\max}$  [18, рис. 1.1]. Получаем  $\chi_{\min} < 0,3; \chi_{\max} = 0,87$ . По данным табл. 1.6 [18] выбираем значение  $A_{h_{\min}}$  в зависимости от  $\chi_{\min}$ . Поскольку  $\chi_{\min} < 0,3$ , то определяем функциональный комплекс для  $\chi_{\min} = 0,3; A_{\chi_{\min}} = 0,34$ .

$$[S_{\min}] = 2,857 \cdot 15,6 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0,34}{0,265} = 57,18 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 57,18 \text{ мкм}.$$

Определяем температурное изменение зазора

$$\delta = d(\alpha_1 - \alpha_2)(t_n - 20), \quad (3.7)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – температурные коэффициенты линейного расширения материалов втулки и вала соответственно, по [18, табл. 1.2] определяем для чугуна  $\alpha_1 = 11,0 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ ; для стали 35  $\alpha_2 = 11,1 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ .

$$\delta = 90 \cdot 10^{-3} \cdot (11,0 \cdot 10^{-6} - 11,1 \cdot 10^{-6}) \cdot (60 - 20) = -0,36 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Рассчитываем минимальный действующий зазор

$$S_{\min} = [S_{\min}] - \delta, \quad (3.8)$$

$$S_{\min} = 57,18 \cdot 10^{-6} - (-0,36 \cdot 10^{-6}) = 57,54 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 57,54 \text{ мкм.}$$

Рассчитываем максимальный допустимый зазор

$$[S_{\max}] = \frac{2h}{1 - \chi_2}, \quad (3.9)$$

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot 15,6 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,87} = 240 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 240 \text{ мкм.}$$

Вычисляем максимальный действующий зазор

$$S_{\max} = [S_{\max}] - \delta - 2(Rz_D + Rz_d), \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} S_{\max} &= 240 \cdot 10^{-6} - (-0,36 \cdot 10^{-6}) - 2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-6} + 1,36 \cdot 10^{-6}) = \\ &= 231,24 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 231,24 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Выбираем по таблицам стандарта [8] предельные зазоры  $S_{\min.\text{табл}}$  и  $S_{\max.\text{табл}}$ , соблюдая условия

$$S_{\min.\text{табл}} \geq S_{\min};$$

$$S_{\max.\text{табл}} < S_{\max}.$$

Выбираем посадку, наиболее близкую к указанным условиям

$$\varnothing 90 \frac{H8}{e8} \text{ мм [8, 9, 16 и 19].}$$

Табличные зазоры равны:  
максимальный

$$S_{\max}^{\text{табл}} = ES - ei, \quad (3.11)$$

$$S_{\max}^{\text{табл}} = 0,054 - (-0,126) = 0,180 \text{ мм} = 180 \text{ мкм.}$$

и минимальный

$$S_{\min}^{\text{табл}} = EI - es, \quad (3.12)$$

$$S_{\min}^{\text{табл}} = 0 - (-0,072) = 0,072 \text{ мм} = 72 \text{ мкм.}$$

Определяем предельные размеры втулки и вала:  
 наибольший предельный размер отверстия во втулке

$$D_{\max} = D + ES, \quad (3.13)$$

$$D_{\max} = 90 + 0,054 = 90,054 \text{ мм}.$$

наименьший предельный размер отверстия во втулке

$$D_{\min} = D + EI, \quad (3.14)$$

$$D_{\min} = 90 + 0 = 90,000 \text{ мм}.$$

наибольший предельный размер вала

$$d_{\max} = d + es, \quad (3.15)$$

$$d_{\max} = 90 + (-0,072) = 89,928 \text{ мм}.$$

наименьший предельный размер вала

$$d_{\min} = d + ei, \quad (3.16)$$

$$d_{\min} = 90 + (-0,136) = 89,864 \text{ мм}.$$

Строим схему расположения полей допусков выбранной посадки (рис. 3).

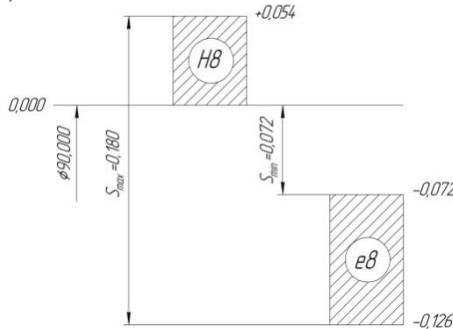


Рис. 3. Схема расположения полей допусков посадки  $\varnothing 90 \frac{H8}{e8}$  мм

Выполняем эскизы втулки, вала и сборочного чертежа соединения (рис. 4).

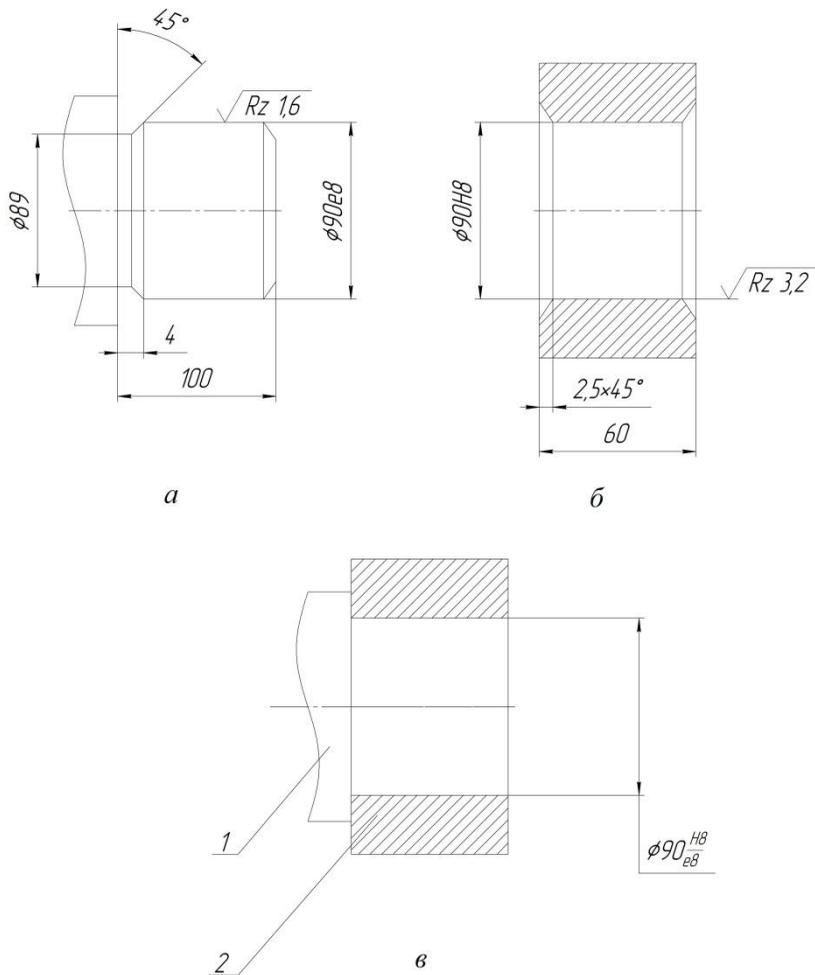


Рис. 4. Эскизы: *a* – вала; *б* – втулки; *в* – сборочного чертежа соединения: 1 – вал; 2 – втулка

### 3.2. Расчет и выбор посадки с натягом

В соответствии с заданием следует рассчитать и выбрать из системы отверстия посадку с натягом, желательно предпочтительного применения [9], по следующим исходным данным:

- диаметр сопряжения  $d = 75$  мм;
- длина сопряжения  $l = 85$  мм;
- наружный диаметр втулки  $d_2 = 140$  мм;
- передаваемый крутящий момент  $M_{кр} = 11,0$  кН·м;
- осевое усилие  $P = 0$ ;
- шероховатость поверхности вала  $R_{z_d} = 3,2$  мкм;
- шероховатость поверхности втулки  $R_{z_D} = 6,3$  мкм;
- материал вала и втулки – сталь 45.

Для выбранной посадки необходимо определить предельные размеры отверстия и вала, наибольший и наименьший натяги, построить схему полей допусков. Выполнить эскизы вала и втулки, эскиз сборочного чертежа соединения.

#### *Порядок расчета*

Определяем величину удельного контактного эксплуатационного давления  $p_3$  между сопрягаемыми поверхностями вала и втулки, принимая коэффициент запаса прочности  $n = 1,5-2,0$ .

$$p_3 = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi d l f}, \quad (3.17)$$

где  $f$  – коэффициент трения при запрессовке.

Принимаем  $f = 0,2$  [18, табл. 2.3].

$$p_3 = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 11 \cdot 10^3}{75 \cdot 10^{-3}}\right)^2 + 0^2}}{3,14 \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot 85 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2} = 7,33 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Определяем характер деформирования отверстия и вала по графику деформаций [18, рис. 2.1] и величинам  $p_3/\sigma_T, d/d_2$ . Предел текучести для стали 45  $\sigma_T = 3,33 \cdot 10^8$  Па [18, табл. 2.2].

Для

$$p_3/\sigma_T = \frac{7,33 \cdot 10^7}{3,33 \cdot 10^8} = 0,22 \text{ и } d/d_2 = 75 \cdot 10^{-3} / 140 \cdot 10^{-3} = 0,54$$

получаем, что вал и втулка испытывают упругие деформации.

По графику деформаций [18, рис. 2.1] определяем наибольшее допустимое значение  $p_{нб}/\sigma_T$  на границе допустимой зоны деформирования  $p_{нб}/\sigma_T = 0,41$ .

Рассчитываем соответствующее значение удельного контактного давления

$$p_{нб} = 0,41 \cdot \sigma_T, \quad (3.18)$$

$$p_{нб} = 0,41 \cdot 3,33 \cdot 10^8 = 1,37 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

По графику [18, рис. 2.2] в зависимости от отношения

$$l/d = 85 \cdot 10^{-3} / 75 \cdot 10^{-3} = 1,13,$$

определяем коэффициент неравномерности распределения удельного давления  $\chi$ . Получаем  $\chi = 0,91$ .

Рассчитываем допустимое для этого коэффициента значение удельного давления

$$p_{нб, доп.} = p_{нб} \cdot \chi, \quad (3.19)$$

$$p_{нб, доп.} = 1,37 \cdot 10^8 \cdot 0,91 = 1,25 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

Определяем коэффициенты формы отверстия

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D, \quad (3.20)$$

$$C_D = \frac{1 + \left( \frac{75 \cdot 10^{-3}}{140 \cdot 10^{-3}} \right)^2}{1 - \left( \frac{75 \cdot 10^{-3}}{140 \cdot 10^{-3}} \right)^2} + 0,3 = 2,11.$$

и вала

$$C_d = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_d, \quad (3.21)$$

$$C_d = \frac{1 + \left( \frac{0}{75 \cdot 10^{-3}} \right)^2}{1 - \left( \frac{0}{75 \cdot 10^{-3}} \right)^2} - 0,3 = 0,7.$$

где  $\mu_D$  и  $\mu_d$  – коэффициенты Пуассона для материалов втулки и вала соответственно,  $\mu_D = \mu_d = 0,3$  [18, табл. 2.2].

Рассчитываем величину максимального допустимого натяга

$$N_{\max}^{\text{доп}} = p_{\text{нб.доп}} \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d, \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} N_{\max}^{\text{доп}} &= 1,32 \cdot 10^8 \cdot \left( \frac{2,11}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 75 \cdot 10^{-3} = \\ &= 140 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 140 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

где  $E_D$  и  $E_d$  – модуль упругости материалов втулки и вала соответственно,  $E_D = E_d = 2 \cdot 10^{11}$  Па [16].

Определяем величину минимального допустимого натяга

$$N_{\min}^{\text{доп}} = p_s \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d, \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} N_{\min}^{\text{доп}} &= 7,33 \cdot 10^7 \cdot \left( \frac{2,12}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 75 \cdot 10^{-3} = \\ &= 0,078 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 78 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Рассчитываем поправку на смятие микронеровностей сопрягаемых поверхностей

$$\Delta_{\text{ш}} = 2(K_1 R_{z_D} + K_2 R_{z_d}), \quad (3.24)$$

где  $K_1$  и  $K_2$  – коэффициент, учитывающий поправку на смятие микронеровностей поверхности втулки и вала соответственно,  $K_1 = K_2 = 0,25$  [18, табл. 2.4].

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{ш}} &= 2 \cdot (0,25 \cdot 6,3 \cdot 10^{-6} + 0,25 \cdot 3,2 \cdot 10^{-6}) = \\ &= 4,75 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 4,75 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Определяем предельные расчетные натяги:  
максимальный

$$\begin{aligned} N_{\text{max}}^{\text{р}} &= N_{\text{max}}^{\text{доп.}} - \Delta_{\text{ш}}, \quad (3.25) \\ N_{\text{max}}^{\text{р}} &= 140 - 4,75 = 135,25 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

и минимальный

$$\begin{aligned} N_{\text{min}}^{\text{р}} &= N_{\text{min}}^{\text{доп.}} - \Delta_{\text{ш}}, \quad (3.26) \\ N_{\text{min}}^{\text{р}} &= 78 - 4,75 = 73,25 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Выбираем стандартную посадку [9], выполняя условия

$$\begin{aligned} N_{\text{max}}^{\text{р}} &\geq N_{\text{max}}^{\text{табл.}}; \\ N_{\text{min}}^{\text{р}} &\leq N_{\text{min}}^{\text{табл.}}. \end{aligned}$$

где  $N_{\text{max}}^{\text{табл.}}$  и  $N_{\text{min}}^{\text{табл.}}$  – максимальный и минимальный табличные натяги соответственно.

Выбираем посадку, наиболее близкую к указанным условиям

$$\varnothing 75 \frac{H7}{h7} \left( \begin{array}{c} +0,030 \\ +0,132 \\ +0,102 \end{array} \right) \text{ мм [8, 9, 16, и 19].}$$

Табличные натяги равны:

максимальный

$$\begin{aligned} N_{\text{max}}^{\text{табл.}} &= es - EI, \quad (3.27) \\ N_{\text{max}}^{\text{табл.}} &= 0,132 - 0 = 0,132 \text{ мм} = 132 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

и минимальный

$$N_{\text{min}}^{\text{табл.}} = ei - ES, \quad (3.28)$$

$$N_{\min}^{\text{табл}} = 0,102 - 0,030 = 0,072 \text{ мм} = 72 \text{ мкм.}$$

Отклонение  $N_{\min}^{\text{табл}}$  от  $N_{\min}^{\text{P}}$  составляет

$$\left| \frac{N_{\min}^{\text{табл}} - N_{\min}^{\text{P}}}{N_{\min}^{\text{P}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{72 - 73,25}{73,25} \right| \cdot 100\% = 1,71\%.$$

Расхождение не превышает 5%, что допустимо [15, 20].

Определяем наибольшее удельное давление на сопрягаемых поверхностях при наибольшем натяге выбранной посадки

$$P_{\max} = \frac{N_{\max}^{\text{P}} - 1,2(R_{ZD} + R_{zd})}{d \left( \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right)}, \quad (3.29)$$

$$P_{\max} = \frac{132 \cdot 10^{-6} - 1,2 \cdot (6,3 \cdot 10^{-6} + 3,2 \cdot 10^{-6})}{75 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,12}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 11,4 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Вычисляем наибольшее напряжение во втулке

$$\sigma_d = \frac{2}{1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)} \cdot P_{\max}, \quad (3.30)$$

$$\sigma_d = \frac{2}{1 - \left( \frac{0}{75 \cdot 10^{-3}} \right)} \cdot 11,4 \cdot 10^7 = 2,28 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Проверяем прочность втулки по выполнению неравенства  $\sigma_{\tau} \geq \sigma_d$  [15, 20].

Условие выполняется, так как

$$\sigma_{\tau} = 3,33 \cdot 10^8 \text{ Па} > \sigma_d = 2,28 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Определяем предельные размеры втулки и вала: наибольший предельный размер отверстия во втулке по формуле (3.13)

$$D_{\max} = 75 + 0,030 = 75,030 \text{ мм.}$$

наименьший предельный размер отверстия во втулке по формуле (3.14)

$$D_{\min} = 75 + 0 = 75,000 \text{ мм.}$$

наибольший предельный размер вала по формуле (3.15)

$$d_{\max} = 75 + 0,132 = 75,132 \text{ мм.}$$

наименьший предельный размер вала по формуле (3.16)

$$d_{\min} = 75 + 0,102 = 75,102 \text{ мм.}$$

Строим схему расположения полей допусков выбранной посадки (рис. 5).

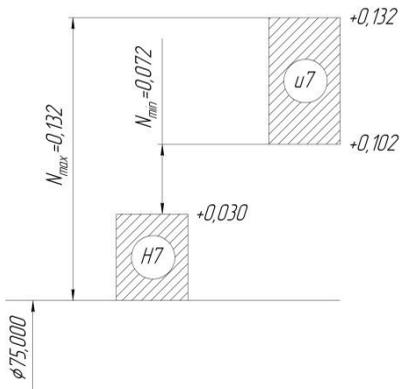


Рис. 5. Схема расположения полей допусков посадки  $\phi 75 \frac{H7}{u7}$  мм

В пояснительной записке следует выполнить эскизы втулки, вала и сборочного чертежа соединения аналогично эскизам, изображенным на рис. 4.

#### 4. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК КОЛЕЦ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Подшипники качения – это стандартные сборочные единицы повышенной точности, которые изготавливаются на специализированных подшипниковых заводах на специальном оборудовании повышенной точности [15, 20].

Выбор посадок подшипников с контрдеталью (валами и корпусами) ведется в зависимости от вида нагружения колец подшипника качения: кольцо вращается относительно радиальной нагрузки, подвергаясь циркуляционному нагружению; кольцо неподвижно относительно радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению; кольцо нагружено равнодействующей радиальной нагрузкой, которая не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке кольца, подвергая его колебательному нагружению.

Установлены пять классов точности [13], обозначаемых (в порядке возрастания) 0; 6; 5; 4; 2:

0; 6 – используются широко в пищевой и химической промышленности;

5 – используется для станков с повышенной точностью;

4 – при большой частоте вращения и повышенных требованиях к точности вращения (шпиндели точных станков);

2 – в точных приборах.

Для местно-нагруженных (невращающихся) внутренних колец подшипника предусмотрены следующие основные отклонения валов:  $h$ ;  $g$ ;  $f$ .

Для местно-нагруженного корпуса (корпус не вращается) – посадка переходная  $Js$  или  $H$ ,  $G$ .

Если циркуляционное (вращающееся) кольцо нагружено, то оно сопрягается с валом, при этом вал имеет следующие основные отклонения:  $js$ ;  $k$ ;  $m$ ;  $n$ .

Если циркуляционно нагружено наружное кольцо, то отверстие в корпусе обрабатывают по посадкам:  $K$ ;  $M$ ;  $N$ ;  $P$ .

Для колебательного нагружения: вал обрабатывается по посадке  $js$ , отверстие в корпусе  $Js$ .

Целью решения данной задачи является ознакомление с методикой назначения посадок контрдеталей с подшипниками качения.

В соответствии с заданием следует рассчитать и выбрать из числа стандартных посадок [9] посадки для внутреннего и наружного колец подшипника качения по следующим исходным данным:

- шарикоподшипник № 309;
- класс точности 6;
- радиальная реакция опоры  $R = 5$  кН;
- наружный диаметр тонкостенного корпуса  $D_{\text{корп}} = 130$  мм;
- характер нагружения – с умеренными толчками и вибрациями, перегрузка до 150 %;
- условия работы – вращается вал; корпус неподвижен; корпус неразъемный стальной.

Необходимо построить схемы полей допусков выбранных посадок с соответствующими отклонениями. Определить усилие запрессовки подшипника. Сделать эскиз сборочного чертежа с указанием посадок.

#### *Порядок расчета*

Определяем вид нагружения колец подшипника: внутреннее кольцо подшипника вращается, следовательно, оно циркуляционно нагружено, наружное кольцо неподвижно, следовательно, вид его нагружения – местное.

Для циркуляционно нагруженного внутреннего кольца рассчитываем интенсивность нагружения

$$P_R = \frac{R}{B - 2r} K_n F F_A, \quad (4.1)$$

где  $K_n$  – динамический коэффициент посадки;  $B$  – ширина подшипника, мм;  $r$  – длина фаски, мм;  $F$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале и тонкостенном корпусе, и зависящий от значений  $D/D_{\text{корп}}$  и  $D/d$ ;  $F_A$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки между рядами роликов в двухрядных конических шарикоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору.

Так как номер подшипника 309 (шарикоподшипник радиальный однорядный средней серии) и класс точности – 6, то, исходя из [18, табл. 3.8], имеем:  $d = 45$  мм,  $D = 100$  мм,  $B = 25$  мм,  $r = 2,5$  мм.

В связи с тем, что нагрузка с умеренными толчками и вибрациями, перегрузка до 150%, по [18, табл. 3.5]  $K_H = 1,0$ .

Учитывая значения  $D/D_{корп} = 100/130 = 0,77$  и  $D/d = 100/45 = 2,22$ , а также тот факт, что вал нагружен циркуляционно, по [18, табл. 3.7]  $F = 1,0$ .

Значение коэффициента  $F_A$  выбираем из [1, табл.3.3]. Для радиального однорядного шарикоподшипника  $F_A = 1,0$ .

$$P_R = \frac{5000}{25 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м.}$$

Выбор квалитета для посадок колец подшипников проводится в зависимости от класса точности самого подшипника в соответствии с табл. 2.

Таблица 2

**Определение квалитета для посадок колец подшипников**

Класс точности подшипника	Рекомендуемые квалитеты для сопрягаемых деталей	
	по размеру $d$	по размеру $D$
0, 6	6	7
4, 5	5	6
2	4	5

Для подшипников 6-го класса точности применяем поле допуска для отверстия по 7-му квалитету, для вала – по 6-му квалитету.

По величине интенсивности нагружения [18, табл. 3.6] выбираем поле допуска вала  $j_s6$ . Посадка вала во внутреннее кольцо подшипника

$$\varnothing 45 \frac{L6}{j_s6} \text{ мм.}$$

Для местно-нагруженного наружного кольца подшипника с учетом того, что корпус является неразъемным и перегрузка до 150 %, выбираем поле допуска для корпуса  $G7$  и получаем посадку [18, табл. 3.3]

$$\varnothing 100 \frac{G7}{l6} \text{ мм.}$$

Определяем отклонения для колец подшипника [13, 18], вала и корпуса [8] и строим схемы полей допусков.

Посадка вал – внутреннее кольцо подшипника:

$$\varnothing 45 \frac{L6}{j_s 6} \left\{ \begin{array}{l} (-0,010) \\ (+0,008) \\ (-0,008) \end{array} \right\} \text{мм};$$

Табличные натяги равны:  
максимальный по формуле (3.27)

$$N_{\max}^{\text{табл}} = 0,008 - (-0,010) = 0,018 \text{ мм} = 18 \text{ мкм.}$$

Принимаем  $N_{\max} = 18 \text{ мкм}$ .

минимальный по формуле (3.28)

$$N_{\min}^{\text{табл}} = -0,008 - 0 = -0,008 \text{ мм} = -8 \text{ мкм.}$$

Получили  $N_{\min}^{\text{табл}}$  со знаком «-», следовательно, появляется зазор в сопряжении. Следовательно, принимаем  $N_{\min} = 0$ .

Посадка внешнее кольцо подшипника – корпус:

$$\varnothing 100 \frac{G7}{I6} \left\{ \begin{array}{l} (+0,047) \\ (+0,012) \\ (-0,013) \end{array} \right\} \text{мм};$$

Табличные зазоры равны:  
максимальный по формуле (3.11)

$$S_{\max}^{\text{табл}} = 0,047 - (-0,013) = 0,060 \text{ мм} = 60 \text{ мкм.}$$

минимальный по формуле (3.12)

$$S_{\min}^{\text{табл}} = 0,012 - 0 = 0,012 \text{ мм} = 12 \text{ мкм.}$$

Схемы полей допусков показаны на рис. 6.

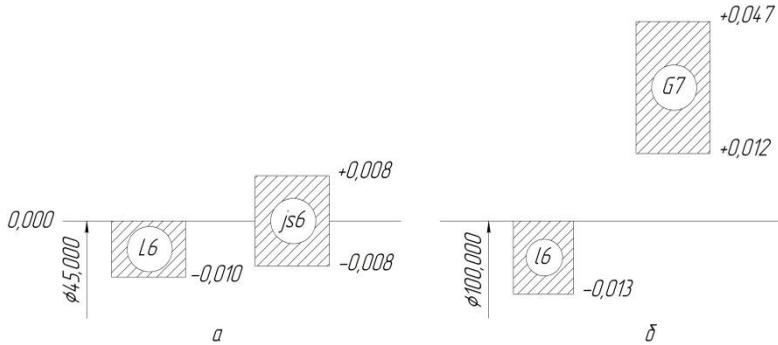


Рис. 6. Схемы расположения полей допусков:

$a$  – посадки  $\varnothing 45 \frac{L6}{j_s 6}$  мм;  $b$  – посадки  $\varnothing 100 \frac{G7}{16}$  мм

Определяем минимальный допустимый натяг в сопряжении вал – внутреннее кольцо подшипника

$$U_{\min}^{\text{доп}} = \frac{13RK}{(B - 2r)10^6}, \quad (4.2)$$

где  $K$  – конструктивный фактор

$$K = \frac{1}{1 - (d/d_0)^2}, \quad (4.3)$$

$d_0$  – приведенный диаметр внутреннего кольца

$$d_0 = d + \frac{D - d}{4}, \quad (4.4)$$

для подшипника № 309

$$d_0 = 45 \cdot 10^{-3} + \frac{100 \cdot 10^{-3} - 45 \cdot 10^{-3}}{4} = 58 \cdot 10^{-3} \text{ мм} = 58 \text{ мкм},$$

$$K = \frac{1}{1 - (0,045/0,058)^2} = 2,51.$$

$$U_{\min}^{\text{доп}} = \frac{13 \cdot 5000 \cdot 2,51}{(25 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^6} = 8,16 \cdot 10^{-3} \text{ мм} = 8,16 \text{ мкм}.$$

Проверяем выполнение условия  $N_{\min} \geq U_{\min}^{\text{доп}}$ . Поскольку в полученной посадке  $N_{\min} = 0$ , то условие не выполняется. Введем поправку на шероховатость

$$U'_{\min}{}^{\text{доп}} = U_{\min}{}^{\text{доп}} - 5(Ra_D + Ra_d), \quad (4.5)$$

где  $Ra_D$  и  $Ra_d$  – шероховатость поверхностей отверстия и вала соответственно, по [18] определяем  $Ra_D = 0,63$  мкм,  $Ra_d = 1,25$  мкм.

$$U'_{\min}{}^{\text{доп}} = 8,16 \cdot 10^{-6} - 5 \cdot (0,63 \cdot 10^{-6} + 1,25 \cdot 10^{-6}) = -1,24 \text{ мкм.}$$

Условие  $N_{\min} \geq U_{\min}{}^{\text{доп}}$  выполняется.

Определяем максимально допустимый натяг

$$U_{\max}{}^{\text{доп}} = \frac{11,4[\sigma]Kd}{(2K-2)10^6}, \quad (4.6)$$

где  $[\sigma]$  – предел прочности шарикоподшипниковой стали,  $[\sigma] = 400$  Н/мм<sup>2</sup> [20].

$$U_{\max}{}^{\text{доп}} = \frac{11,4 \cdot 400 \cdot 2,51 \cdot 45}{(2 \cdot 2,51 - 2) \cdot 10^6} = 170 \cdot 10^{-3} \text{ мм} = 170 \text{ мкм.}$$

Условие  $N_{\max} < U_{\max}{}^{\text{доп}}$  выполняется, т.к.  $18 \text{ мкм} < 170 \text{ мкм}$ .

Проверяем наличие посадочного рабочего зазора

$$G_p = G_n - \Delta d, \quad (4.6)$$

где  $G_n$  – начальный радиальный зазор в подшипнике

$$G_n = \frac{(G_{\max} + G_{\min})}{2}, \quad (4.7)$$

здесь  $G_{\max}$  и  $G_{\min}$  – начальные радиальные зазоры в подшипниках максимальный и минимальный соответственно, определяемые по [18, табл. 3.13]

$$G_n = \frac{(30 \cdot 10^{-6} + 15 \cdot 10^{-6})}{2} = 22,5 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 22,5 \text{ мкм},$$

$\Delta d$  – поправка на приведенный диаметр внутреннего кольца,

$$\Delta d = U_{\text{эф}} \cdot d/d_0, \quad (4.8)$$

здесь  $U_{\text{эф}}$  – эффективный натяг,

$$U_{\text{эф}} = 0,85 \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2},$$

$$U_{\text{эф}} = 0,85 \cdot \frac{18 \cdot 10^{-6} + 0}{2} = 7,65 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 7,65 \text{ мкм},$$

$$\Delta d = 7,65 \cdot 10^{-6} \cdot 45 \cdot 10^{-3} / 58 \cdot 10^{-3} = 5,94 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 5,94 \text{ мкм},$$

$$G_p = 22,5 \cdot 10^{-6} - 5,94 \cdot 10^{-6} = 16,56 \cdot 10^{-6} \text{ мм} = 16,56 \text{ мкм.}$$

Поскольку  $G_p > 0$ , условие выполняется, в сопряжении имеется посадочный рабочий зазор.

Определяем усилие запрессовки подшипника на вал

$$P_{\text{зап}} = \frac{U_{\text{эф}} f E \pi B}{2K}, \quad (4.9)$$

где  $f$  – коэффициент трения при запрессовке, принимаем  $f = 0,12$  [18, табл. 2.3];  $E$  – модуль упругости стали,  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па [20].

$$P_{\text{зап}} = \frac{7,65 \cdot 10^{-6} \cdot 0,12 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 2,42} = 2871 \text{ Н.}$$

Определяем температуру нагрева подшипника в масле для установки его на вал

$$t_{\text{п}} = \frac{N_{\text{max}} + S_{\text{сб}}}{\alpha d} + 20, \quad (4.10)$$

где  $S_{\text{сб}}$  – сборочный зазор, равный  $S_{\text{сб}} = 3 \cdot 10^{-3}$  мм [15];  $\alpha$  – температурный коэффициент линейного расширения подшипниковой стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$  [20].

$$t_{\text{п}} = \frac{18 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 45} + 20 = 58,8 \text{ } ^\circ\text{C} \approx 59 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

При оформлении пояснительной записки курсового проекта следует выполнить эскиз сборочного чертежа соединений аналогично эскизам, изображенным на рис. 4.

## 5. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Система допусков цилиндрических зубчатых передач внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами с делительным диаметром до 6300 мм, модулем зубьев с 1 до 55 мм с исходным контуром по ГОСТ 13755-81 включена в ГОСТ 1643-81 имеет следующие особенности:

а) установлено 12 степеней точности, из которых 1-я и 2-я степени являются перспективными и допуски для них не разработаны;

б) для каждой степени точности существуют нормы кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев. Допускается комбинирование норм разных степеней точности;

в) независимо от степени точности имеется 6 видов сопряжений и 8 видов бокового зазора по нерабочим поверхностям зубьев.

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается номером степени и буквой вида сопряжения. При комбинировании разных степеней точности обозначение состоит из последовательно нанесенных номеров степеней точности и букв вида сопряжения и допуска на боковой зазор [11].

Для устранения возможности заклинивания передачи при нагреве и обеспечения нормальных условий смазки передачи должны иметь гарантированный боковой зазор  $j_{\min}$ . Независимо от степени точности стандартом установлено шесть видов сопряжения зубчатого колеса в передаче, обозначаемых *A, B, C, D, E, H* (в порядке уменьшения бокового зазора) и восемь видов допуска  $T_j$ : *d, c, b, a, h, x, y, z*. Наибольшие предельные значения бокового зазора и колебание его значения в разных передачах одной точности ограничивается видом допуска на боковой зазор.

### 5.1. Выбор степени точности и расчет бокового зазора зубчатой передачи

В соответствии с заданием следует назначить степень точности цилиндрического зубчатого колеса с прямыми зубьями по трем видам норм: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев; рассчитать гарантированный минимальный боковой зазор по следующим исходным данным:

- число зубьев ведущего колеса  $Z_1 = 60$ ;

- число зубьев ведомого колеса  $Z_2 = 36$ ;
- окружная скорость колеса  $V_{\text{окр}} = 30$  м/с;
- модуль зубчатой передачи  $m = 5$  мм;
- ширина колеса  $B = 120$  мм;
- рабочая температура колеса и корпуса:

$$t_{\text{кол}} = 75 \text{ }^\circ\text{C}, t_{\text{корп}} = 55 \text{ }^\circ\text{C};$$

- материал колес: силумин; корпуса: чугун;
- вид передачи: скоростной редуктор.

Необходимо выбрать измерительные средства для контроля точности по всем видам норм точности контролируемых параметров. Выполнить рабочий чертеж зубчатого колеса.

### *Порядок расчета*

По величине скорости  $V_{\text{окр}}$ , м/с, выбираем степени точности зубчатой передачи и затем корректируем по виду передачи [18].

Выбираем степень точности (по нормам плавности) – 5. Для скоростных передач норма контакта принимается на одну степень ниже – 6, по нормам кинематической точности – 5 [18].

Определяем межосевое расстояние  $a_w$ , мм, по формуле

$$a_w = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} \cdot m, \quad (5.1)$$

$$a_w = \frac{(36 + 60)}{2} \cdot 5 = 240 \text{ мм.}$$

Определяем температурную компенсацию зазора  $j_{n1}$  и оптимальную толщину слоя смазки  $j_{n2}$

$$j_{n1} = a_w [\alpha_1 (t_{\text{кол}} - 20^\circ\text{C}) - \alpha_2 (t_{\text{корп}} - 20^\circ\text{C})] \cdot 2 \sin \alpha, \quad (5.2)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – температурный коэффициент линейного расширения материала колес и корпуса соответственно, град<sup>-1</sup>,  $\alpha_1 = 19 \cdot 10^{-6}$  град<sup>-1</sup>,  $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}$  град<sup>-1</sup>;  $t_{\text{кол}}$  – температура колес, °C;  $t_{\text{кол}} = 75$  °C;  $t_{\text{корп}}$  – температура корпуса, °C,  $t_{\text{корп}} = 55$  °C;  $\alpha$  – угол зацепления ведущего колеса,  $\alpha = 20^\circ$ ,

$$j_{n1} = 240 \cdot [19 \cdot 10^{-6} \cdot (75 - 20) - 11 \cdot 10^{-6} (55 - 20)] \cdot 2 \cdot \sin 20^\circ = 0,108 \text{ мм.}$$

$$j_{n2} = (0,01 \dots 0,03)m, \quad (5.3)$$

$$j_{n2} = 0,01 \cdot 5 = 0,05 \text{ мм} = 50 \text{ мкм.}$$

Определяем минимальный боковой зазор передачи  $j_{\text{min}}$ , мм

$$j_{n\min} = j_{n1} + j_{n2}, \quad (5.4)$$

$$j_{n\min} = 108 + 50 = 158 \text{ мкм.}$$

По [11] выбираем вид сопряжения В.  
 Таким образом, степень точности передачи  
 5–5–6 В ГОСТ 1643-81.

## 5.2. Выбор измерительных средств для контроля комплексов зубчатых колес

Стандарт на допуски зубчатых колес и передач [8] предусматривает для каждой нормы точности ряд показателей. Однако на основании многолетнего опыта работы каждый вид машиностроения разрабатывает свои рекомендации по выбору комплексов контролируемых параметров. Измерительные средства для контроля каждого комплекса выбирают с учётом степени точности и основных характеристик колес по справочным данным [16].

Следует выбрать для контролируемых параметров средства их измерений.

По таблице 5.5 [18] определяем контролируемые параметры:

- 1) нормы кинематической точности при степени точности 5:
  - наибольшая кинематическая погрешность,  $F_i'$ , определяемая по формуле [11]

$$F_i' = f_f + F_p, \quad (5.5)$$

- колебания длины общей нормали,  $F_{vwr}$ ;
  - рекомендуемая погрешность шага,  $F_p$ ;
  - накопленная погрешность  $K$  – шагов,  $F_{pk}$ .
- 2) нормы плавности при степени точности 5:
    - отклонение шага зацепления,  $f_{pb}$ ;
    - погрешность профиля,  $f_f$ .
  - 3) норма контакта зубьев при степени точности 6:
    - погрешность направления зуба,  $f_\beta$ ;
  - 4) нормы бокового зазора при виде сопряжения А:
    - наименьшее дополнительное смещение исходного контура,  $A_{ne}$ ;
    - допуск на смещение исходного контура,  $T_n$ .

Значения данных параметров определяем, исходя из величины диаметров делительной окружности колеса и шестерни  $d_1$ ,  $d_2$ , которые определяются по формуле

$$d_1 = mz_1, \quad (5.6)$$

$$d_1 = 5 \cdot 36 = 180 \text{ мм},$$

$$d_2 = mz_2, \quad (5.7)$$

$$d_2 = 5 \cdot 60 = 300 \text{ мм}.$$

Значения контролируемых параметров для шестерни и колеса представлены в табл. 3.

Таблица 3

**Значения контролируемых параметров для шестерни и колеса**

Нормы		Для колеса $z_2 = 60$ , $d_2 = 300$ мм	Для шестерни $Z_1 = 36$ , $D_{\partial 1} = 180$ мм
1	2	3	4
5	Кинематической точности	Наибольшая кинематическая погрешность, $F'_i = 38$ мкм	Наибольшая кинематическая погрешность, $F'_i = 33$ мкм
		Рекомендуемая погрешность шага, $F_p = 30$ мкм	Рекомендуемая погрешность шага, $F_p = 25$ мкм
		Накопленная погрешность $K$ – шагов, $F_{pk} = 25$ мкм	Накопленная погрешность $K$ – шагов, $F_{pk} = 22$ мкм
5	Плавности работы	Отклонение шага зацепления, $f_{pb} = \pm 9$ мкм	Отклонение шага зацепления, $f_{pb} = \pm 9$ мкм
		Погрешность профиля $f_f = 8$ мкм	Погрешность профиля $f_f = 8$ мкм
6	Контакта зубьев	Погрешность направления зуба, $F_{\beta} = 16$ мкм	Погрешность направления зуба, $F_{\beta} = 16$ мкм
В	Бокового зазора	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура, $A_{ne} = 185$ мкм	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура, $A_{ne} = 185$ мкм
		Допуск на смещение исходного контура, $T_n = 85$ мкм	Допуск на смещение исходного контура, $T_n = 85$ мкм

Средства измерения зубчатых колес представлены в табл. 4.

Таблица 4

## Средства измерения зубчатых колес

Обозначение контролируемого параметра	Наименование измерительного прибора	Степень точности	Пределы измерения, мм
$F_i'$	БВ-5058 для контроля кинематической погрешности	3-8	m = 1-8 d = 20-320
$F_p$ $F_{pk}$	БВ – 5056 для автоматического контроля накопленной погрешности k – шагов, шага по колесу от отклонения шага	2-3	m = 1-16 d = 20-400
$f_{pb}$	БВ – 5061 цехового типа для контроля зубчатых колес	$\geq 4$	m = 1-8 d = 20-30
$f_f$	БВ – 5070 универсальный Эвольвентомер	$\geq 3$	m = 1-16 d = 20-340
$F_\beta$	Универсальный эвольвентомер с участком для контроля винтовой линии (с ходомером) БВ – 5062	$\geq 3$	m = 1-12
$A_{не}$	Нормалимер НЦ – 23500	$\geq 3$	m = 1-12
$T_n$	Нормалимер НЦ – 23500	$\geq 3$	m = 1-12

## 6. РАСЧЕТ ДОПУСКОВ НА ЭЛЕМЕНТЫ ШПОНОЧНОГО И ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

### 6.1. Расчет допусков на элементы шпоночного соединения

По заданному диаметру вала ( $d = 28$  мм), виду шпоночного соединения (нормальное) и форме стандартной шпонки (призматическая) следует выбрать (прил. 1, табл. 1, 2):

ширину шпонки –  $b = 8$  мм;

высоту шпонки –  $h = 7$  мм;

глубину паза вала –  $t_1 = 4$  мм;

глубину паза втулки –  $t_2 = 3,3$  мм;

длину шпонки (произвольно) –  $l = 20$  мм [15, 20].

Вычисляем размеры:

$$d - t_1 = 28 - 4 = 24 \text{ мм}; \quad (6.1)$$

$$d + t_2 = 28 + 3,3 = 31,3 \text{ мм}. \quad (6.2)$$

Для нормального соединения поле допусков по ширине  $b$ : шпонки –  $h9$ ; для паза вала –  $N9$ ; паза втулки –  $Js9$  (табл. 5).

Таблица 5

**Определение полей допусков для шпоночного соединения**

Вид шпоночного соединения	Поля допусков по ширине $b$		
	шпонки	паза вала	паза втулки
Нормальное	$h9$	$N9$	$Js9$

Посадки:

– шпонка – паз вала  $8N9/h9$  мм;

– шпонка – паз втулки  $8Js9/h9$  мм.

Определяем предельные отклонения, предельные размеры, зазоры и натяги для деталей шпоночного соединения.

Для шпонки  $8h9$ : верхнее отклонение –  $es = 0$ ; нижнее отклонение –  $ei = es - IT9 = 0 - 36 = -36$  мкм.

Предельные размеры шпонки

максимальный

$$b_{\max} = b_n + es, \quad (6.3)$$

$$b_{\max} = 8,000 + 0 = 8,000 \text{ мм}.$$

минимальный

$$b_{\min} = b_n + ei, \quad (6.4)$$

$$b_{\min} = 8 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Для паза втулки 8J9: верхнее отклонение – ES = + 18 мкм;  
нижнее отклонение – EI = -18 мкм.

Предельные размеры паза втулки  
максимальный

$$b_{1\max} = b_n + ES, \quad (6.5)$$

$$b_{1\max} = 8 + 0,018 = 8,018 \text{ мм}.$$

минимальный

$$b_{1\min} = b_n + EI, \quad (6.6)$$

$$b_{1\min} = 8,000 + (-0,018) = 7,982 \text{ мм}.$$

Для паза вала 8N9: верхнее отклонение – ES = 0; нижнее отклонение – EI = -36 мкм.

Предельные размеры паза вала  
максимальный

$$b_{2\max} = b_n + ES, \quad (6.7)$$

$$b_{2\max} = 8,000 + 0 = 8,000 \text{ мм}.$$

минимальный

$$b_{2\min} = b_n + EI, \quad (6.8)$$

$$b_{2\min} = 8,000 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Построим схему расположения полей допусков деталей шпоночного соединения, нанесем предельные отклонения, предельные размеры и определим зазоры (натяги).

В соединении шпонка–паз втулки:

$$S_{1\max} = b_{1\max} - b_{\min}, \quad (6.9)$$

$$S_{1\max} = 8,018 - 7,964 = 0,054 \text{ мм} = 54 \text{ мкм}.$$

$$N_{1\max} = b_{\max} - b_{1\min}, \quad (6.10)$$

$$N_{1\max} = 8,000 - 7,982 = 0,018 \text{ мм} = 18 \text{ мкм}.$$

В соединении шпонка–паз вала:

$$S_{2\max} = b_{2\max} - b_{\min}, \quad (6.11)$$

$$S_{2\max} = 8,000 - 7,964 = 0,036 \text{ мм} = 36 \text{ мкм}.$$

$$N_{2\max} = b_{\max} - b_{2\min}, \quad (6.12)$$

$$N_{2\max} = 8,000 - 7,964 = 0,036 \text{ мм} = 36 \text{ мкм}.$$

Назначим отклонения на все остальные размеры шпонки и шпоночных пазов на валу и во втулке в соответствии с рекомендациями [12, 15, 20]:

- на высоту шпонки –  $7h11_{(-0,09)}$  мм;
- на длину шпонки –  $20h14_{(-0,52)}$  мм;
- на длину паза вала –  $20H15^{(+0,84)}$  мм;
- на глубину паза вала –  $d - t_1 = 24_{-0,2}$  мм (прил. 2, табл. 3);
- на глубину паза втулки –  $d + t_2 = 31,3^{+0,2}$  мм (прил. 2, табл. 3).

Отклонения параметров шпоночных пазов в соединениях с призматическими шпонками следующие:

на валу –  $8N9^0_{-0,036}$  (прил. 3, табл. 1);

во втулке –  $8Js9^{+0,018}_{-0,018}$  (прил. 3, табл. 1).

Схема расположения полей допусков деталей шпоночного соединения представлена на рис. 7.

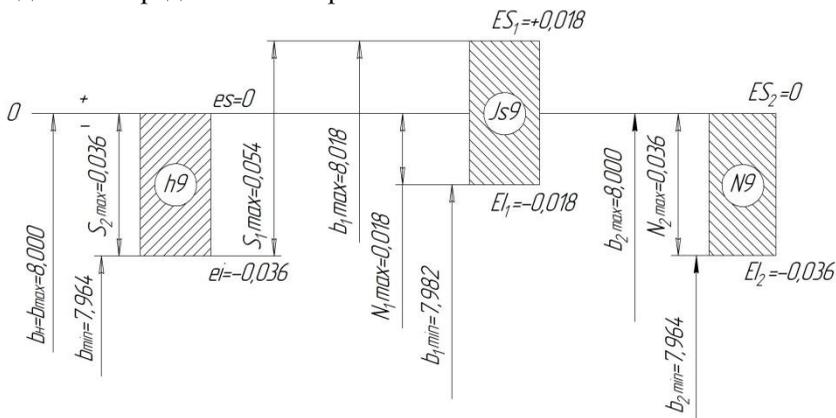


Рис. 7. Схема расположения полей допусков деталей шпоночного соединения

Размеры сечений пазов, шпонок и их предельные отклонения представлены на рис. 8 и 9. Результаты определения параметров шпоночного соединения представлены в табл. 6.

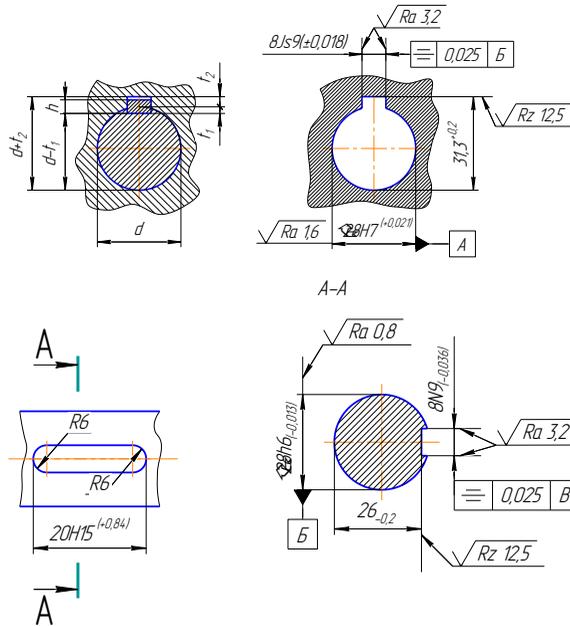


Рис. 8. Размеры сечений пазов и их предельные отклонения

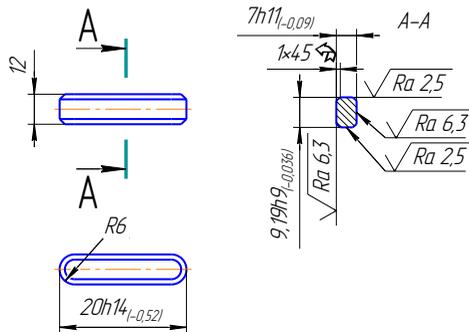


Рис. 9. Размеры шпонок и их предельные отклонения

Таблица 6

## Параметры шпоночного соединения

Наименование размера шпоночного соединения	Номинальный размер, мм	Поле допуска	Величина допуска, мкм	Предельное отклонение, мкм		Предельный размер, мм		Предельный зазор (напряг) $S(N)$ , мкм	
				верх- нее	ниж- нее	най- боль- ший	най- мень- ший	S	N
Ширина: паза втулки шпонки паза вала	8	J9	36	-18	+18	8,018	7,982	+54	+18
	8	h9	36	0	-36	8,000	7,964	+36	+36
	8	N9	36	0	-36	8,000	7,964	+36	+36
Высота шпонки Длина шпонки Длина паза вала Размер $d - t_1$ Размер $d + t_2$	7	h11	90	0	-90	7,000	6,910		
	20	h14	520	0	-520	20,000	19,480		
	20	H15	840	+840	0	20,8424	20,000		
	24		200	0	-200	24,000	23,800		
	31,3		200	+200	0	31,500	31,300		

## 6.2. Расчет допусков на элементы шлицевого соединения

Следует расшифровать условное обозначение прямобочного шлицевого соединения  $D-8 \times 56 \times 62H7/g6 \times 10F8/f8$ , вычислить предельные размеры шлицевых поверхностей втулки и вала, нарисовать эскизы поперечных разрезов шлицевого соединения и составляющих его деталей, проставить на эскизах основные размеры с условными обозначениями полей допусков.

### Порядок расчета

Заданное шлицевое соединение имеет следующие параметры:

- число зубьев (шлицев)  $z = 8$ ;
- номинальный размер внутреннего диаметра  $d = 56$  мм;
- номинальный размер наружного диаметра  $D = 62$  мм;
- ширины зуба  $b = 10$  мм.

Центрирование шлицевого соединения осуществляется по наружному диаметру [15, 20]. Посадка по центрирующему диаметру  $\varnothing 62 H7/g6$  мм.

Определяем предельные отклонения втулки  $ES = +30$  мкм,  $EI = 0$  и предельные отклонения вала  $es = -10$  мкм,  $ei = -29$  мкм.

Предельные размеры втулки и вала:

наибольший предельный размер втулки

$$D_{\max}^{\text{втулки}} = D + ES, \quad (6.13)$$

$$D_{\max}^{\text{втулки}} = 62,000 + 0,030 = 62,030 \text{ мм.}$$

наименьший предельный размер втулки

$$D_{\min}^{\text{втулки}} = D + EI, \quad (6.14)$$

$$D_{\min}^{\text{втулки}} = 62,000 + 0 = 62,000 \text{ мм.}$$

наибольший предельный размер вала

$$d_{\max}^{\text{вала}} = d + es, \quad (6.15)$$

$$d_{\max}^{\text{вала}} = 62,000 + (-0,010) = 61,990 \text{ мм.}$$

наименьший предельный размер вала

$$d_{\min}^{\text{вала}} = d + ei, \quad (6.16)$$

$$d_{\min}^{\text{вала}} = 62,000 + (-0,029) = 61,971 \text{ мм.}$$

Предельные зазоры в посадке:  
максимальный

$$S_{\max} = D_{\max}^{\text{втулки}} - d_{\min}^{\text{вала}}, \quad (6.17)$$
$$S_{\max} = 62,030 - 61,971 = 0,059 \text{ мм} = 59 \text{ мкм.}$$

и минимальный

$$S_{\min} = D_{\min}^{\text{втулки}} - d_{\max}^{\text{вала}}, \quad (6.18)$$
$$S_{\min} = 62,000 - 61,990 = 0,010 \text{ мм} = 10 \text{ мкм.}$$

Посадка по ширине зуба 10 F8/f8 мм. Предельные отклонения для втулки и вала  $ES = +35$  мкм,  $EI = +13$  мкм,  $es = -13$  мкм,  $ei = -35$  мкм.

Предельные размеры втулки и вала по ширине зуба:  
наибольший предельный размер втулки

$$b_{\max}^{\text{втулки}} = b + ES, \quad (6.19)$$

$$b_{\max}^{\text{втулки}} = 10,000 + 0,035 = 10,035 \text{ мм.}$$

наименьший предельный размер втулки

$$b_{\min}^{\text{втулки}} = b + EI, \quad (6.20)$$

$$b_{\min}^{\text{втулки}} = 62,000 + 0 = 62,000 \text{ мм.}$$

наибольший предельный размер вала

$$b_{\max}^{\text{вала}} = b + es, \quad (6.21)$$

$$b_{\max}^{\text{вала}} = 10,000 + (-0,013) = 9,987 \text{ мм.}$$

наименьший предельный размер вала

$$b_{\min}^{\text{вала}} = d + ei, \quad (6.22)$$

$$b_{\min}^{\text{вала}} = 10,000 + (-0,035) = 9,965 \text{ мм.}$$

Предельные зазоры в посадке:  
максимальный

$$S_{\max} = b_{\max}^{\text{втулки}} - b_{\min}^{\text{вала}}, \quad (6.23)$$
$$S_{\max} = 10,035 - 9,965 = 0,070 \text{ мм} = 70 \text{ мкм.}$$

и минимальный

$$S_{\min} = b_{\min}^{\text{втулки}} - b_{\max}^{\text{вала}}, \quad (6.24)$$
$$S_{\min} = 10,013 - 9,987 = 0,026 \text{ мм} = 26 \text{ мкм.}$$

Для нецентрирующей поверхности – внутреннего диаметра  $d$  установлено поле допуска  $H11$  [20]. Для втулки предельные отклонения равны  $ES = +190$  мкм,  $EI = 0$ .

Предельные размеры для втулки  
наибольший предельный размер

$$d_{\max}^{\text{втулки}} = d + ES, \quad (6.25)$$

$$d_{\max}^{\text{втулки}} = 56 + 0,190 = 56,190 \text{ мм.}$$

наименьший предельный размер

$$d_{\min}^{\text{втулки}} = d + EI, \quad (6.26)$$

$$d_{\min}^{\text{втулки}} = 56 + 0 = 56,000 \text{ мм.}$$

Выполним схему расположения полей допусков по наружному (центрирующему) диаметру и по ширине зуба (рис. 10).

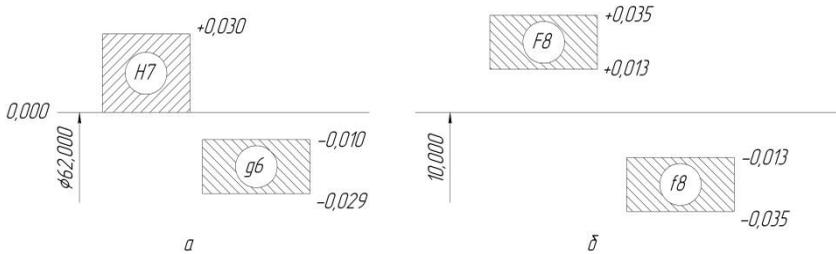


Рис. 10. Схемы расположения полей допусков  
шлицевого соединения  $D-8 \times 56 \times 62H7/g6 \times 10F8/f8$

Условное обозначение шлицевой втулки

$$D-8 \times 56 \times 62H7 \times 10F8.$$

условное обозначение шлицевого вала

$$D-8 \times 56 \times 62g6 \times 10f8.$$

Выполним эскизы поперечных разрезов шлицевого соединения и составляющих его деталей с указанием основных размеров и условных обозначений полей допусков. На эскизах поперечных разрезов шлицевого вала (рис. 11) и шлицевой втулки (рис. 12) укажем допуск симметричности плоскости симметрии шлицев относительно оси поверхности  $\phi 62$  мм. Величину допуска определим по [10] для 8 качества точности.

Эскиз поперечного разреза шлицевого соединения представлен на рис. 13.

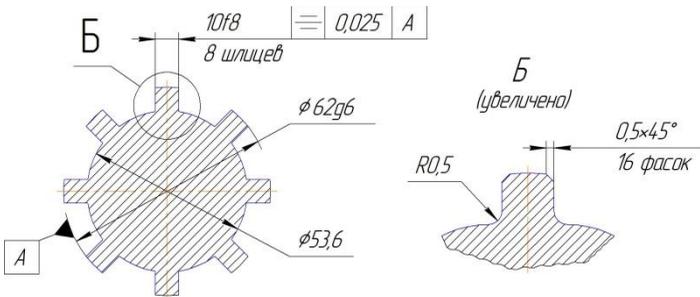


Рис. 11. Эскиз поперечного разреза шлицевого вала

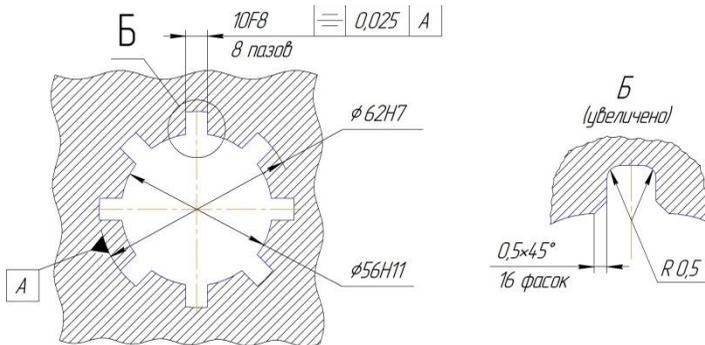


Рис. 12. Эскиз поперечного разреза шлицевой втулки

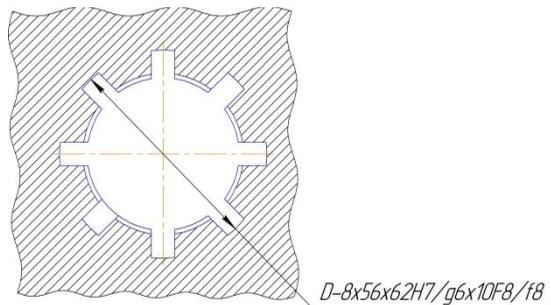


Рис. 13. Эскиз шлицевого соединения

## 7. ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ СБОРОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

В соответствии с заданием на курсовой проект необходимо назначить посадки для десяти сопряжений сборочной единицы.

В них обязательно должны войти:

- а) сопряжения по размерам подшипника качения;
- б) три сопряжения шпоночного (шлицевого) соединения.

Результаты выбора посадок представить в виде табл. 7.

Таблица 7

**Выбор посадок для сборочного соединения**

Номера сопрягаемых деталей	Наименование сопрягаемых деталей	Выбранные посадки по ГОСТ 25347-82
11 – 02	Подшипник – вал	$\varnothing 50 L4 / n5$
11 – 04	Подшипник – корпус	$\varnothing 90 Js6 / l4$
22 – 02	Шпонка – паз вала	$8N9 / h9$
22 – 07	Шпонка – паз зубчатого колеса	$8Js9 / h9$
05 – 04	Крышка – корпус	$\varnothing 90 H7/h6$
21 – 03	Кольцо – втулка	$\varnothing 30 H7/k6$
08 – 02	Втулка – вал	$\varnothing 25H7/js6$

Посадки для двух сопряжений подшипника качения выбираются по расчетам. В этих сопряжениях поля допусков самих подшипников обозначаются буквами «L» и «l» в сочетании с номером класса точности подшипника.

Для шпоночного сопряжения посадки выбираются в зависимости от типа соединения и ширины шпонки.

Для других сопряжений выбор посадок производится по методу прецедентов (аналогов) или по методу подобию [1, 15, 20]. Выбранные посадки необходимо обязательно согласовать с преподавателем, ведущим курсовой проект.

### *Пример*

Расчет выбранных посадок следует оформить в виде табл. 8.

Таблица 8

Расчет посадок для сборочного соединения

Номера сопрягаемых деталей	Номинальный размер с отклонениями	Предельные размеры, мм								Схемы допусков
		$D_{\text{max}}$	$D_{\text{min}}$	$d_{\text{max}}$	$d_{\text{min}}$	$S_{\text{max}}$	$S_{\text{min}}$	$N_{\text{max}}$	$N_{\text{min}}$	
08-02	+0,021 0 Ø 25 +0,0065 -0,0065	25,02	25,00	25,006	24,99	0,028	0,007	0,028	0,007	
22-02	+0,018 -0,018 0 8 -0,036	8,018	7,982	8,000	7,964	0,054	-	-	-	

## 8. ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Правильный выбор средств измерений имеет важное значение для определения требуемой точности измерений и основывается на обеспечении заданных показателей процесса технического контроля и анализе затрат на реализацию процесса контроля.

Выбор средств измерений и вспомогательных устройств определяется измеряемой величиной, принятым методом измерений и требуемой точностью результата измерений (нормами точности). Измерения с применением средств измерений недостаточной точности малоценны, так как могут быть причиной неправильных выводов. Применение излишне точных средств измерений экономически невыгодно. Учитывают также диапазон изменений измеряемой величины, условия измерений, эксплуатационные качества средств измерений, их стоимость [14].

При измерениях используют разнообразные методы, представляющие собой совокупность приемов использования различных физических принципов и средств [17].

На практике выбор средств измерений осуществляется с учётом допускаемой погрешности измерений, а также предельной погрешности. Значение допускаемой погрешности измерения  $\delta_{\text{изм}}$  зависит от величины допуска на изготовление изделия  $IT$ , который, в свою очередь, связан с номинальным размером и квалитетом [8]. Для размеров от 1 до 500 ГОСТ 8051-83 устанавливает 15 рядов наибольших допускаемых погрешностей измерения в зависимости от величины допуска [8, 18].

При выборе средств измерения необходимо назначить такое средство измерения, предельная погрешность которого ( $\delta_{\text{пр}}$ ) не превышала бы погрешность измерения ( $\delta_{\text{изм}}$ ), то есть  $\delta_{\text{пр}} \leq \delta_{\text{изм}}$ . Для выбранного средства измерения по справочным данным следует установить его основные метрологические характеристики: пределы измерения, цену деления [8, 16, 18].

### *Пример*

Характеристики измерительных средств оформляется в виде табл. 9.

Таблица 9

## Характеристики измерительных средств

Номера сопрягаемых деталей	$\frac{TD}{Td}$ , мм	$\delta_{\text{изм}}$ , мм	Средства измерения	Цена деления, мм	Пределы измерения, мм
08-02	0,016	0,005	СкобарычажнаяГОСТ 11098-75	0,001	25-50
	0,025	0,007	Нутромер индикаторныйГОСТ 868-75	0,002	25-50
22-02	0,052	0,012	Нутромер индикаторный ГОСТ 868-75	0,002	0-50
	-	-	Комплексный шпоночный калибр-пробка ГОСТ 24110-80	-	-
22-07	-	-	Комплексный шпоночный калибр-призма ГОСТ 24110-80	-	-
	0,052	0,012	Нутромер индикаторный ГОСТ 868-75	0,002	0-50

## 9. РАСЧЕТ РАБОЧИХ И КОНТРОЛЬНЫХ КАЛИБРОВ

В массовом производстве широко применяется способ контроля сопрягаемых размеров предельными калибрами, при котором действительные размеры детали непосредственно не определяют, а лишь устанавливают, находятся ли они в заданных пределах или выходят за них [17, 20].

Предельные калибры для контроля гладких цилиндрических деталей выполняются в виде пробок и скоб. Для контроля каждого размера необходимо иметь два предельных калибра – проходной (*ПР*) и непроходной (*НЕ*). На изготовление таких калибров, как и на изготовление деталей, задается величина допуска. Валы и отверстия с допусками точнее *IT6* проверять калибрами не рекомендуется [15, 20].

Построение полей допусков калибров-пробок и калибров-скоб, а также расчет их размеров производится для одного сопряжения по указанию руководителя курсового проекта.

*Пример*

Исходные данные:

$$\text{Сопряжение } \varnothing 60 \frac{H11}{h11} \text{ мм.}$$

*Порядок расчета*

По таблицам допусков на гладкие цилиндрические соединения [9] определяем значения отклонений отверстия  $\varnothing 60 H11$  мм:  $ES = +0,190$  мм;  $EI = 0$  мм; и вала  $\varnothing 60 h11$  мм:  $es = 0$  мм;  $ei = -0,190$  мм; после чего строим поля допусков этих деталей.

Размечаем нулевые линии для построения полей допусков калибров (см. рис. 14, 15).

Нулевая линия поля допуска проходной стороны калибра-пробки (нижняя граница допуска)  $60,000$  мм. Нулевая линия поля



– допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстий за границу поля допуска,  $Y$ , мм

$$Y=0;$$

– допуск на изготовление калибров для отверстий,  $H$ , мм

$$H=13 \text{ мкм} = 0,013 \text{ мм.}$$

Для скобы:

– отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для контроля валов,  $Z_1$ , мм

$$Z_1=25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм};$$

– допустимый выход размера изношенного проходного калибра для валов за границу поля допуска,  $Y_1$ , мм

$$Y_1=0;$$

– допуск на изготовление калибров для контроля валов,  $H_1$ , мм,

$$H_1=13 \text{ мкм} = 0,013 \text{ мм};$$

– допуск контрольного изношенного калибра для валов,

$H_p$ , мм,

$$H_p=3 \text{ мкм} = 0,003 \text{ мм.}$$

От соответствующих нулевых линий строим поля допусков калибров. Участок износа обозначаем вертикальной штриховкой (см. рис. 14, 15).

Рассчитываем предельные размеры *калибра-пробки*.

Наибольший размер проходной стороны рабочего калибра для контроля отверстий  $P - PP_{\max}$ , мм

$$P - PP_{\max} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2}, \quad (9.1)$$

где  $D_{\min}$  – наименьший предельный размер контролируемого изделия, мм,  $D_{\min} = 60,000$  мм.

$$P - PP_{\max} = 60,000 + 0,025 + \frac{0,013}{2} = 60,031 \text{ мм.}$$

Наименьший размер проходной стороны рабочего калибра для контроля отверстий  $P - PP_{\min}$ , мм

$$P - PP_{\min} = D_{\min} + Z - \frac{H}{2}, \quad (9.2)$$

$$P - PP_{\min} = 60,000 + 0,025 - \frac{0,013}{2} = 60,019 \text{ мм.}$$

Размер проходной стороны изношенного калибра для контроля отверстий  $P - PP_{\text{изн}}$ , мм

$$P - PP_{\text{изн}} = D_{\min} - Y, \quad (9.3)$$

$$P - PP_{\text{изн}} = 60,000 - 0 = 60,000 \text{ мм.}$$

Наибольший размер непроходной стороны рабочего калибра для контроля отверстий  $P - HE_{\max}$ , мм

$$P - HE_{\max} = D_{\max} + \frac{H}{2}, \quad (9.4)$$

где  $D_{\max}$  – наибольший предельный размер контролируемого изделия, мм,  $D_{\max} = 60,190$  мм.

$$P - HE_{\max} = 60,190 + \frac{0,013}{2} = 60,197 \text{ мм.}$$

Наименьший размер непроходной стороны рабочего калибра для контроля отверстий  $P - HE_{\min}$ , мм

$$P - HE_{\min} = D_{\max} - \frac{H}{2}, \quad (9.5)$$

$$P - HE_{\min} = 60,190 - \frac{0,013}{2} = 60,184 \text{ мм.}$$

Рассчитываем предельные размеры *калибра-скобы*.

Наибольший размер проходной стороны рабочего калибра для контроля валов  $P - PP_{\max}$ , мм

$$P - PP_{\max} = D_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2}, \quad (9.6)$$

где  $D_{\max}$  – наибольший предельный размер контролируемого изделия, мм,  $D_{\max} = 60,000$  мм.

$$P - PP_{\max} = 60,000 - 0,025 + \frac{0,013}{2} = 59,982 \text{ мм.}$$

Наименьший размер проходной стороны рабочего калибра для контроля валов  $P - PP_{\min}$ , мм

$$P - PP_{\min} = D_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2}, \quad (9.7)$$

$$P - PP_{\min} = 60,000 - 0,025 - \frac{0,013}{2} = 59,969 \text{ мм.}$$

Размер проходной стороны изношенного калибра для контроля валов  $P - PP_{\text{изн}}$ , мм

$$P - PP_{\text{изн}} = D_{\max} + Y_1, \quad (9.8)$$

$$P - PP_{\text{изн}} = 60,000 + 0 = 60,000 \text{ мм.}$$

Наибольший размер непроходной стороны калибра для контроля валов  $P - HE_{\max}$ , мм

$$P - HE_{\max} = D_{\min} + \frac{H_1}{2}, \quad (9.9)$$

где  $D_{\min}$  – наименьший предельный размер контролируемого изделия, мм,  $D_{\min} = 59,810$  мм.

$$P - HE_{\max} = 59,810 + \frac{0,013}{2} = 59,817 \text{ мм.}$$

Наименьший размер непроходной стороны рабочего калибра для контроля валов  $P - HE_{\min}$ , мм

$$P - HE_{\min} = D_{\min} - \frac{H_1}{2}, \quad (9.10)$$

$$P - HE_{\min} = 59,810 - \frac{0,013}{2} = 59,804 \text{ мм.}$$

Рассчитываем предельные размеры **контрольных калибров**.

Наибольший размер контрольного изношенного калибра для валов  $K - PP_{\text{max.изн}}$ , мм

$$K - PP_{\text{max.изн}} = D_{\max} + Y_1 + \frac{H_p}{2}, \quad (9.11)$$

$$K - PP_{\text{max.изн}} = 60,000 + 0 + \frac{0,003}{2} = 60,002 \text{ мм.}$$

Наименьший размер контрольного изношенного калибра для валов  $K - PP_{\text{min.изн}}$ , мм

$$K - PP_{\min.изн} = D_{\max} + Y_1 - \frac{H_p}{2}, \quad (9.12)$$

$$K - PP_{\min.изн} = 60,000 + 0 - \frac{0,003}{2} = 59,999 \text{ мм.}$$

Наибольший размер контрольного проходного калибра для валов  $K - PP_{\max}$ , мм

$$K - PP_{\max} = D_{\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2}, \quad (9.13)$$

$$K - PP_{\max} = 60,000 - 0,025 + \frac{0,003}{2} = 59,977 \text{ мм.}$$

Наименьший размер контрольного проходного калибра для валов  $K - PP_{\min}$ , мм

$$K - PP_{\min} = D_{\max} - Z_1 - \frac{H_p}{2}, \quad (9.14)$$

$$K - PP_{\min} = 60,000 - 0,025 - \frac{0,003}{2} = 59,974 \text{ мм.}$$

Наибольший размер контрольного непроходного калибра для валов  $K - HE_{\max}$ , мм

$$K - HE_{\max} = D_{\min} + \frac{H_p}{2}, \quad (9.15)$$

$$K - HE_{\max} = 59,810 + \frac{0,003}{2} = 59,812 \text{ мм.}$$

Наименьший размер контрольного непроходного калибра для валов  $K - HE_{\min}$ , мм

$$K - HE_{\min} = D_{\min} - \frac{H_p}{2}, \quad (9.16)$$

$$K - HE_{\min} = 59,810 - \frac{0,003}{2} = 59,809 \text{ мм.}$$

Результаты расчетов оформляем в виде табл. 10.

## Результаты расчета калибров

Размеры	Предельные размеры калибров, мм	
	для пробки	для скобы
<i>Рабочие калибры</i>		
Проходная сторона		
Наибольший	60,031	59,982
Наименьший	60,019	59,969
Изношенный	60,000	60,000
Непроходная сторона		
Наибольший	60,197	59,817
Наименьший	60,184	59,804
<i>Контрольные калибры</i>		
Проходная сторона новая		
Наибольший	-	59,977
Наименьший	-	59,974
Проходная сторона изношенная		
Наибольший	-	60,002
Наименьший	-	59,999
Непроходная сторона		
Наибольший	-	59,812
Наименьший	-	59,809

Определяем исполнительные размеры калибров для про-  
становки их на чертежах.

**Калибр-пробка:**

$$P-PP\ 60,031_0^{+0,013}\ \text{мм},$$

$$P-HE\ 60,197_0^{+0,013}\ \text{мм}.$$

**Калибр-скоба:**

$$P-HE\ 59,817_0^{+0,013}\ \text{мм},$$

$$P-PP\ 59,982_0^{+0,013}\ \text{мм}.$$

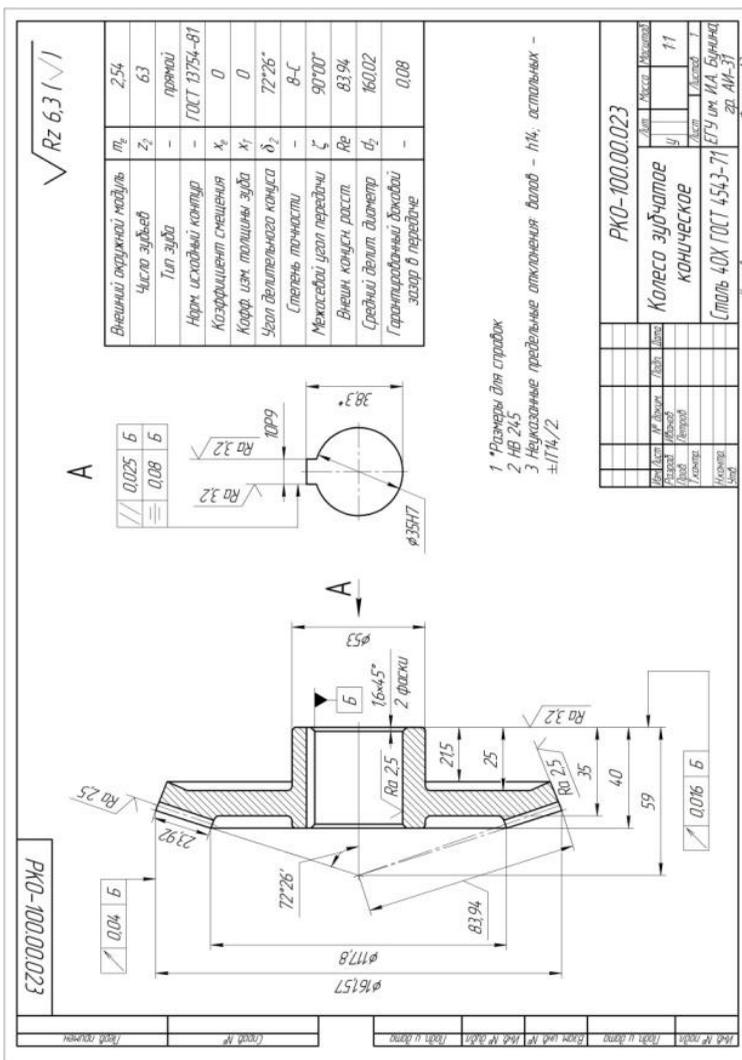
## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анухин, В. И. Допуски и посадки: учеб.пособие / В. И. Анухин. – 3-е изд. – СПб.: Питер, 2005. – 207 с.
2. ГОСТ 2.001-93 ЕСКД. Общие положения. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1995. – 11 с.
3. ГОСТ 2.105-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1996. – 39 с.
4. ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1974. – 51 с.
5. ГОСТ 2.106-96 ЕСКД. Текстовые документы. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1997. – 53 с.
6. ГОСТ 24851-81. Калибры гладкие для цилиндрических отверстий и валов. Виды. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1981. – 11 с.
7. ГОСТ 24853-81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2003. – 13 с.
8. ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1989. – 54 с.
9. ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1982. – 53 с.
10. ГОСТ 24643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1982. – 22 с.
11. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1981. – 53 с.
12. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1978. – 25 с.
13. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 1985. – 53 с.

14. Димов, Ю. В. Метрология, стандартизация и сертификация: учеб. для вузов / Ю. В. Димов. – СПб.: Питер, 2004. – 432 с.
15. Никифоров, А. Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / А. Д. Никифоров. – 2-е изд., стер. – Москва: Высш. шк., 2002. – 510 с.
16. Палей, М. А. Допуски и посадки: справ. в 2 ч. / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. - СПб.: Политехника, 2001. – Ч. 1. – 576 с.; Ч. 2. – 608 с.
17. Радкевич, Я. М. Метрология, стандартизация и сертификация: учеб. для вузов / Я. М. Радкевич, А. Г. Схиртладзе, Б. И. Лактионов. – Москва: Высш. шк., 2007. – 791 с.
18. Расчет посадок с зазорами и натягами. Допуски и посадки подшипников качения. Выбор средств измерения. Допуски зубчатых передач: произв.- техн. материалы к учеб. занятиям по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Воронеж. гос. технол. акад.; сост. А. А. Афанасьев, В. И. Логинова, Ю. М. Веневцев и др. – Воронеж : ВГТА, 1997. – 40 с.
19. Романов, А. Б. Таблицы и альбом по допускам и посадкам: справочное пособие / А. Б. Романов, В. Н. Федоров, А. И. Кузнецов. – СПб.: Политехника, 2005. – 88 с.
20. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учеб. для вузов / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. 6-е изд., перераб. и дополн. – Москва: Машиностроение, 1986. – 352 с.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

Приложение 1.  
Примеры оформления рабочих чертежей





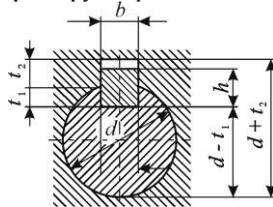


Приложение 2.  
Назначение посадок шпоночных соединений  
с призматическими шпонками

Таблица 1

Элемент соединения	Поля допусков размера $b$ (см. рисунок) при соединении						
	любом	свободном		нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	навалу	во втулке	навалу	во втулке
Шпонка	$h9$	–	–	–	–	–	–
Паз	–	$H9$	$D10$	$N9$	$J_9$	–	$P9$

Выбор размера шпонки по размеру сопряжения вала и втулки (рисунок)



Рисунок

Таблица 2

Диаметр вала $d$ , мм	Номинальные размеры паза, мм				
	$b \times h$	Интервалы длин $l$		Глубина	
		от	до	на валу $t_1$	во втулке $t_2$
1	2	3	4	5	6
От 6 до 8	2×2	6	20	1,2	1,0
Св. 8 до 10	3×3	6	36	1,8	1,4
Св. 10 до 12	4×4	8	45	2,5	1,8
Св. 12 до 17	5×5	10	56	3,0	2,3
Св. 17 до 22	6×6	14	70	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8×7	18	90	4,0	3,3
Св. 30 до 38	10×8	22	110	5,0	3,3
Св. 38 до 44	12×8	28	140	5,0	3,3
Св. 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16×10	45	180	6,0	4,3
Св. 58 до 65	18×11	50	200	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22×14	63	250	9,0	5,4
Св. 85 до 95	25×14	70	280	9,0	5,4
Св. 95 до 110	28×16	80	320	10,0	6,4

Продолжение приложения 2

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6
Св. 110 до 130	32×18	90	360	11,0	7,4
Св. 130 до 150	36×20	100	400	12,0	8,4
Св. 150 до 170	40×22	100	400	13,0	9,4
Св. 170 до 200	45×25	110	450	15,0	10,4
Св. 200 до 230	50×28	125	500	17,0	11,4
Св. 230 до 260	56×32	140	500	20,0	12,4
Св. 260 до 290	63×32	160		20,0	12,4
Св. 290 до 330	70×36	180		22,0	14,4
Св. 330 до 380	80×40	200	500	25,0	15,4
Св. 380 до 440	90×45	220		28,0	17,4
Св. 440 до 500	100×50	250		31,0	19,5

Таблица 3

Высота шпонок $h$ , мм	Предельные отклонения размеров, мм	
	$d - t_1$	$d + t_2$
От 2 до 6	0 - 0,1	+ 0,1 0
Св. 6 до 18	0 - 0,2	+ 0,2 0
Св. 18 до 50	0 - 0,3	+ 0,3 0

*Приложение 3.  
Отклонения параметров шпоночных пазов  
в соединениях с призматическими шпонками*

*Таблица 1*

Размеры сечения шпонки $b \times h$	Предельные отклонения по ширине $b$					Отклонения по глубине паза			
	свободных		нормальных		плотных на валу и во втулке $P_9$	на валу $t_1$		во втулке $t_2$	
	на валу $H_9$	во втулке $D_{10}$	на валу $J_9$	во втулке $J_9$		номиналь- ные	предельные	номиналь- ные	предельные
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2×2	+0,025	+0,060	-0,004	± 0,012	-0,006	1,2		1,0	
3×3		+0,020	-0,029		-0,031	1,8	+0,1	1,4	
4×4	+0,030	+0,078	-0,030	± 0,015	-0,042	2,5		1,8	+0,1
5×5		+0,030				3,0		2,3	
6×6						3,5		2,8	
8×7	+0,036	+0,098	-0,036	± 0,018	-0,015	4,0	+0,2	3,3	+0,2
10×8		+0,040			-0,051	5,0		3,3	

Продолжение приложения 3

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12×8						5,0		3,3	
14×9	+0,043	+0,120	-0,043	±0,021	-0,018	5,5	+0,2	3,8	+0,2
16×10		+0,050			-0,061	6,0		4,3	
18×11						7,0		4,4	
20×12						7,5		4,9	
22×14	+0,052	+0,149	-0,052	±0,026	-0,022	9,0	+0,2	5,4	+0,2
25×14		+0,065			-0,074	9,0		5,4	
28×16						10,0		6,4	
32×18						11,0		7,4	
36×20						12,0		8,4	
40×22	+0,062	+0,180	-0,062	±0,031	-0,026	13,0	+0,3	9,4	+0,3
45×25		+0,080			-0,088	15,0		10,4	
50×28						17,0		11,1	

Учебное издание

**Шубкин Сергей Юрьевич,  
Бунеев Сергей Сергеевич**

**Курсовое проектирование  
по дисциплине  
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ  
И СЕРТИФИКАЦИЯ»**

Учебное пособие

*Технический редактор – О. А. Ядыкина  
Техническое исполнение – В. М. Гришин  
Книга печатается в авторской редакции*

Формат 60 x 84 1/16. Гарнитура Times. Печать трафаретная.  
Печ.л. 4,3 Уч.-изд.л. 4,1  
Тираж 300 экз. Заказ 57

Отпечатано с готового оригинал-макета на участке оперативной полиграфии  
Елецкого государственного университета им. И. А. Бунина

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Елецкий государственный университет им. И. А. Бунина»  
399770, г. Елец, ул. Коммунаров, 28,1