

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ

ФГБОУ ВПО «БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ МАТЕРИАЛОВ, НАДЕЖНОСТИ,  
РЕМОНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

**Киселева Л.С., Будко С.И.**

**МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ  
И СЕРТИФИКАЦИЯ**

**Учебное пособие**  
по выполнению курсовой работы  
для студентов, обучающихся по направлению  
110800 - Агроинженерия

БРЯНСК 2014



## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Общие указания	5
2 Методические указания по выполнению заданий	7
2.1 Задание №1	7
2.2 Задание №2	9
2.3 Задание №3	12
2.4 Задание №4	14
2.5 Задание №5	15
2.6 Задание №6	16
2.7 Задание №7	19
2.8 Задание №8	20
3 Пример оформления записки курсовой работы	21
4 Вопросы для подготовки к защите курсовой работы	63
Список литературы	66
Приложения	68

## ВВЕДЕНИЕ

Основными задачами курсовой работы являются: закрепление знаний, полученных студентами в процессе аудиторного и самостоятельного изучения материала по учебнику и конспекту лекций, развитие практических навыков в проведении точностных расчетов и выборе допусков и посадок, а также использование справочной литературы.

Курсовая работа состоит из семи заданий. Исходные данные выдаются на отдельном бланке при получении задания на курсовое проектирование.

Задание №1. Определение основных элементов гладкого цилиндрического соединения, условное обозначение посадок и квалитетов на чертежах и расчет калибров.

Задание №2. Расчет и выбор посадок с зазором для подшипников жидкостного трения.

Задание №3. Расчет допусков и посадок шпоночных соединений.

Задание №4. Расчет и выбор посадок деталей под подшипники качения.

Задание №5. Допуски и посадки шлицевых соединений.

Задание №6. Расчет сборочных размерных цепей.

Рисунки к заданию №6 приведены в Приложении А.

Задание №7. Расчет посадок резьбового соединения

Задание №8. Сертификация сельскохозяйственной техники.

В задании №8 должен быть указан конкретный вопрос и дополнительная литература для подготовки ответа.

**Внимание!** Перед началом расчетов следует изучить методические указания по выполнению решаемой задачи, изложенные во 2 разделе данного учебного пособия. В них изложены особенности проведения расчетов, сделаны ссылки на соответствующие приложения для поиска нужной информации, приведены рекомендации по выбору тех или иных данных.

## 1 ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

К выполнению курсовой работы студенту рекомендуется приступать после усвоения соответствующих разделов изучаемого курса.

Студенты выполняют работу по вариантам, указанным преподавателем. Курсовую работу оформляют в виде расчетно-пояснительной записки, изложенной на стандартных листах формата А4, а также схем и эскизов, выполненных на стандартных листах чертежной бумаги.

Текст расчетно-пояснительной записки пишут чернилами (35...40 страниц) или печатным способом (20..25 страниц) с интервалом 1,5 на одной стороне листа с рамкой. Расстояние от рамки до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм, Абзацы в тексте начинают с отступом, равным 15...17 мм.

В соответствии с ГОСТ 2.105-95 в рукописной и печатной работе таблицы, рисунки, формулы нумеруют в пределах законченного раздела (в курсовой работе - задания).

**Титульный лист** - это первая страница курсовой работы, которая не нумеруется. На титульном листе указывают наименование учебного заведения, название факультета, название кафедры, название курсовой работы и номер варианта, фамилии и инициалы студента (с указанием номера группы) и преподавателя. В нижней части титульного листа пишут город, в котором находится учебное заведение, и год оформления работы.

Вторая страница записки – это **бланк заданий**, полученных студентом в начале курсового проектирования.

На третьей странице помещают **содержание**, которое содержит введение, названия заданий (в виде отдельных разделов), выводы, список литературы и приложение, а также номер страницы, с которой они начинаются.

С четвертой страницы следует начать **введение**, в котором рассматриваются основные понятия изучаемой дисциплины, ставится цель курсового проектирования, указывается объем расчетно-пояснительной записки и графической части, а также количество использованных литературных источников.

Решение **каждого задания** начинают с новой страницы. При выполнении заданий необходимо давать пояснения и обязательно указывать ссылки на используемую литературу, а также давать ссылки на рисунки, указывая соответствующий номер.

При выполнении расчетов следует сначала записать формулу в общем виде, затем сделать подстановку численных значений и записать окончательный расчет без промежуточных вычислений.

Курсовая работа состоит из семи заданий, после которых с новой страницы размещают **выводы**, где вкратце приводят полученные результаты.

На последней странице размещают **список литературы**, в котором литературные источники нумеруются в порядке упоминания в тексте записки.

**Приложением к записке** является графическая часть, выполненная на стандартных листах чертежной бумаги в полном соответствии с требованиями ЕСКД. Схемы полей допусков и чертежи деталей необходимо выполнять в машиностроительном масштабе.

При выполнении курсовой работы рекомендуется пользоваться справочной литературой, или использовать выдержки из справочных данных, приведенных в приложении к данным методическим указаниям.

Все листы расчетно-пояснительной записки брошюруют и нумеруют и вместе с вложенными листами, на которых выполнена графическая часть, курсовую работу направляют на рецензирование.

Заменять листы и переписывать расчетно-пояснительную записку после рецензирования запрещается. Ошибки можно исправлять, используя чистую сторону листа против замечания рецензента.

## **2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЙ**

### **2.1 Задание №1**

Определение основных элементов гладкого цилиндрического соединения, условное обозначение посадок и квалитетов на чертежах и расчет калибров.

*Цель работы:* 1. Изучить основные положения построения ЕСДП и таблиц стандартов. 2. Научиться пользоваться таблицами допусков и посадок, определять величину допуска, предельные размеры, зазоры и натяги. Изучить посадки в системе ЕСДП и ряды предпочтительности. 3. Научиться оформлять сборочные и рабочие чертежи с обозначением посадок и предельных отклонений. 4. Научиться рассчитывать калибры и строить схемы полей допусков.

### **Порядок расчета**

1. Записать условное обозначение посадки дробью.
2. По таблицам стандартов (ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-82) определить предельные отклонения деталей соединения; рассчитать их средние отклонения; дать характеристику валу и отверстию, учитывая следующее:
  - если основное отклонение вала ( $h$ ), то вал является «основным», в противном случае вал выполнен в системе отверстия;
  - если основное отклонение отверстия ( $H$ ), то отверстие является «основным», в противном случае отверстие выполнено в системе вала.

3. Вычислить предельные размеры вала и отверстия.

4. Определить величину допуска двумя методами для каждой детали, используя предельные значения размеров и значения предельных отклонений, соответственно.

5. Определить величину допуска посадки.

6. Найти величину предельных зазоров и (или) натягов.

Перед выполнением расчетов рекомендуется сначала построить эскиз (см. рисунок 1.2), на котором поля допусков необходимо расположить в соответствии с Вашими данными предельных отклонений.

Для посадки с зазором (поле допуска отверстия находится выше вала) определить значения предельных зазоров:

$$S_{\text{MAX}} = D_{\text{MAX}} - d_{\text{MIN}}, S_{\text{MIN}} = D_{\text{MIN}} - d_{\text{MAX}}.$$

Для посадки с натягом (поле допуска отверстия находится ниже вала) определить значения предельных натягов:

$$N_{\text{MAX}} = d_{\text{MAX}} - D_{\text{MIN}}, N_{\text{MIN}} = d_{\text{MIN}} - D_{\text{MAX}}.$$

Для переходной посадки (поле допуска отверстия и вала пересекаются) определить значения максимального зазора и максимального натяга:

$$S_{\text{MAX}} = D_{\text{MAX}} - d_{\text{MIN}}, N_{\text{MAX}} = d_{\text{MAX}} - D_{\text{MIN}}.$$

7. Дать характеристику посадки, указав значение диаметра в миллиметрах, систему и характер посадки, разряды квалитетов вала и отверстия. При определении системы посадки следует учитывать следующее:

- «система отверстия», когда отверстие «основное» (H), а вал не основной;

- «система вала», когда вал «основной» (h), а отверстие не основное;

- «комбинированная система», когда отверстие и вал оба «основные» или обе детали не основные.

8. Выполнить чертежи каждой детали и сопряжения в сборе.

9. Построить схему полей допусков деталей.

10. Рассчитать рабочие калибры и построить схему полей допусков. Значения допусков и отклонений калибров выбирать по Приложению Б.

**Замечание 1.** При подсчете исполнительных размеров (наибольших для контроля отверстий и наименьших для контроля валов) калибров 6÷14 качества, размеры, оканчивающиеся на 0,25 и 0,75 мкм, следует округлять до величин, кратных 0,5 мкм, в сторону уменьшения производственного допуска контролируемого изделия, при этом допуск на калибры сохраняется.

11. Выполнить эскизы скобы и пробки с указанием исполнительных размеров проходной и непроходной частей калибров.

## **2.2 Задание №2**

Расчет и выбор посадок с зазором для подшипников жидкостного трения.

*Цель работы:* 1. Освоить методику расчета зазоров в подшипниках жидкостного трения. 2. Научиться подбирать посадки для подшипников жидкостного трения и обосновывать выбранную систему вала или отверстия. 3. Приобрести практические навыки по использованию справочной литературы и таблиц допусков и посадок по стандартам ГОСТа.

### **Порядок расчета**

1. Вычислить окружную скорость вала с точностью округления два знака после запятой.

2. Определить относительный зазор в подшипнике скольжения с точностью округления четыре знака после запятой.

3. Определить расчетный диаметральный зазор  $S_p$  с точностью округление до целого микрометра.

4. Определить коэффициент нагруженности подшипника с точностью округления три знака после запятой.

5. По таблице Приложения В найти относительный эксцентриситет с точностью округления три знака после запятой.

В таблице приведены значения коэффициента нагруженности  $C_T$  в зависимости от фиксированных значений относительного эксцентриситета  $X$  и соотношения  $L/D_n$ . Необходимо по известным значениям  $L/D_n$  и  $C_T$  определить  $X$ . Сделать это сразу не представляется возможным, т.к. расчетные значения  $L/D_n$  и  $C_T$  будут промежуточными для табличных данных. Определить искомые значения необходимо, трижды используя метод линейной интерполяции табличных данных.

Линейная интерполяция табличных данных заключается в определении промежуточных значений, при этом считается, что искомая функция между двумя известными табличными значениями изменяется по линейному закону.

Использование этого метода рассмотрено в примере выполнения задания №2 в третьем разделе данного пособия (см. п.п.2.5).

Следует отметить, что если соотношение  $L/D_n$  принимает значение из табличного ряда, а именно: 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,5; 2,0, то определить относительный эксцентриситет  $X$  необходимо, используя метод линейной интерполяции табличных данных один раз (только п.2.5.3 примера выполнения задания №2 в третьем разделе данного пособия).

6. Определить толщину масляного слоя в месте, где наиболее сближаются поверхности вала и отверстия вкладыша подшипника скольжения.

7. Вычислить допускаемую минимальную толщину масляного слоя и проверить условие выполнения жидкостного слоя с точностью округление до целого микрометра.

**Замечание 2.** В случае, если условие жидкостного трения не выполняется, студент должен подготовить конструкторские и технологические предложения для обеспечения этого условия, согласовать их с преподавателем и продолжить выполнение задания.

8. Определить минимальный зазор в подшипнике с точностью округление до целого микрометра.

9. Подобрать посадку по Приложению Г.

В таблице Приложения Г указаны предельные зазоры рекомендуемых посадок в зависимости от диаметра  $D_n$  подшипника скольжения. Посадку следует выбирать в три этапа.

1) Из Приложения Г выбрать все посадки, которые удовлетворяют первому условию:

$$S_{\text{MIN}}^{\text{CT}} \geq [S_{\text{min}}],$$

где  $S_{\text{MIN}}^{\text{CT}}$  - минимальный зазор стандартной (табличной) посадки,

$[S_{\text{min}}]$  - минимальный расчетный зазор.

2) Для всех ранее выбранных посадок определить среднее значение зазора по формуле  $S_m = (S_{\text{max}} + S_{\text{min}})/2$ .

3) Окончательно выбрать одну посадку, для которой наиболее близко должно выполняться условие:

$$S_m \approx S_p,$$

где  $S_p$  - расчетный диаметральный зазор посадки.

**Замечание 3.** В «шапке» таблиц Приложения Г указаны рекомендуемые посадки, как в «системе отверстия», так и в «систем вала». Для малых размеров диаметра соединения (до 50 мм) рекомендуется выбирать посадку в «системе отверстия», при этом предпочтение необходимо отдавать посадкам с более грубым качеством.

### 2.3 Задание №3

Расчет допусков и посадок шпоночных соединений

*Цель работы:* 1. Научиться назначать посадки шпоночных соединений, выбирать по таблицам отклонения, рассчитывать зазоры и натяги. 2.

Научиться оформлять сборочные и рабочие чертежи шпоночных изделий с обозначением посадок и предельных отклонений.

### Порядок расчета

1. Выбрать основные размеры шпонки, пазов вала и втулки для призматической шпонки по Приложению Д или для сегментной шпонки по Приложению Е.

2. Выбрать предельные отклонения по ширине шпонки **b** для шпоночного соединения серийного и массового производства:

- ширина шпонки по  $h9$ ;
- ширина паза вала по  $N9$ ;
- ширина паза втулки:

а) для призматической шпонки:

- по JS9 при длине шпонки  $l \leq 2 \cdot d$  или
- по D10 при длине шпонки  $l > 2 \cdot d$ ;

б) для сегментной шпонки: по JS9.

3. Определить предельные размеры ширины шпонки, ширины паза вала и ширины паза втулки.

4. Определить предельные зазоры и натяги в сопряжениях по ширине шпонки.

Перед выполнением расчетов рекомендуется сначала построить эскиз (см. рисунок 3.1), на котором поля допусков необходимо расположить в соответствии с Вашими данными предельных отклонений.

5. Выбрать предельные отклонения несопрягаемых размеров шпоночного соединения в зависимости от типа шпонки.

Для призматической шпонки по Приложению Ж определить предельные отклонения для следующих несопрягаемых размеров:

- а) высота шпонки: параметр  $h$ ;
- б) глубина паза вала: параметры  $t_1$  и  $d-t_1$ ;

- в) глубина паза втулки: параметры  $t_2$  и  $d+t_2$ ;
- г) длина паза вала: параметр  $L$ ;
- д) длина шпонки: параметр  $l$ .

Для сегментной шпонки по Приложению И определить предельные отклонения для следующих несопрягаемых размеров:

- а) высота шпонки: параметр  $h$ ;
- б) глубина паза вала: параметры  $t_1$  и  $d-t_1$ ;
- в) глубина паза втулки: параметры  $t_2$  и  $d+t_2$ ;
- г) диаметр кривизны сегментной шпонки: параметр  $d$ .

**Замечание 4.** Предельные отклонения параметров:  $t_1$  и  $d-t_1$ ;  $t_2$  и  $d+t_2$  зависят от значения высоты шпонки (от параметра  $h$ ).

6. Построить схемы полей допусков соединений по ширине шпонки, вычертить чертеж шпоночного соединения и каждой детали соединения в отдельности, указать рассчитанные размеры на чертежах.

#### 2.4 Задание №4

Расчет и выбор посадок деталей под подшипники качения

*Цель работы:* 1. Научиться обоснованно назначать посадки для деталей, сопрягаемых с подшипниками качения. 2. Научиться обозначать на чертежах посадки колец подшипников качения с сопрягаемыми деталями, шероховатость поверхностей и отклонения формы.

**Замечание 5.** Для всех вариантов задания принять:

- вал сплошной стальной, корпус чугунный неразъемный;
- перегрузка подшипника до  $150\%$ , умеренные толчки и вибрация.

#### Порядок расчета

1. Выбрать размеры шарикового радиального однорядного подшипника согласно таблиц Приложения К.

2. Найти интенсивность нагрузки на циркуляционно нагруженное кольцо.

3. Выбрать поле допуска вала под подшипник качения:

- при циркуляционной нагрузке по Приложению Л;

- при местной нагрузке по Приложению М;

- при колебательной нагрузке по Приложению Н.

4. Выбрать поле допуска отверстия корпуса под подшипник качения:

- при циркуляционной нагрузке по Приложению Л;

- при местной нагрузке по Приложению М;

- при колебательной нагрузке по Приложению П.

5. Определить отклонения для колец подшипника внутреннего кольца по Приложению Р, для колец подшипника наружного кольца по Приложению С и сопрягаемых с ними поверхностей вала и корпуса в соответствии с принятыми ранее полями допусков по ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-82. Полученные результаты оформить в виде таблицы.

6. Определить требуемое усилие для запрессовки подшипника.

Перед выполнением расчетов рекомендуется сначала построить эскизы полей допусков (см. рисунок 4.1).

**Замечание 6.** Для соединений «вал - внутреннее кольцо подшипника» и «отверстие корпуса - наружное кольцо подшипника» следует найти максимальные натяги и выбрать из них наибольшее для расчета усилия для запрессовки.

7. Построить схему расположения полей допусков, начертить узел подшипника и его детали.

8. Указать шероховатости поверхностей вала и отверстия корпуса согласно рекомендациям Приложения Т, а также допуск цилиндричности посадочных мест валов и отверстий корпусов. Значения допусков принять стандартными по Приложению У.

## **2.5 Задание №5**

Допуски и посадки шлицевых соединений

*Цель работы:* 1. Научиться расшифровывать условные обозначения шлицевых прямобочных соединений, определять метод центрирования и назначать посадки на центрируемые и не центрируемые размеры, находить по таблицам стандартов отклонения и рассчитывать предельные размеры геометрических параметров. 2. Научиться оформлять чертежи шлицевого соединения с указанием посадок всех элементов.

### **Порядок расчета**

1. Уточнить по ГОСТ 1139-80 размеры и серию шлицевого соединения. Определить метод центрирования в зависимости от твердости шлицевой втулки.

2. Назначить посадки центрирующих элементов по таблице 6.1[4, с.59] и найти поля допусков нецентрирующих диаметров по Приложению Ф.

3. По таблицам стандартов (ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-82) определить значения основных отклонений, рассчитать предельные размеры всех элементов соединения и оформить результаты в виде таблицы.

4. Построить схемы полей допусков центрирующих и не центрирующих размеров.

5. Выполнить эскизы соединения и его деталей, указав посадки всех элементов и условные обозначения втулки, вала и соединения.

## **2.6 Задание №6**

Расчет сборочных размерных цепей

*Цель работы:* 1. Научиться составлять размерные цепи. 2. Научиться рассчитывать допуски на все звенья размерной цепи методом полной взаимозаменяемости.

### **Порядок расчета**

1. Выполнить размерный анализ цепи с заданным исходным звеном:

- установить звенья, входящие в размерную цепь с заданным исходным звеном;

- изобразить геометрическую схему размерной цепи так, чтобы нумерация звеньев была последовательной по направлению потока векторов составляющих звеньев, начиная от звена, соседнего с исходным;

- указать увеличивающие и уменьшающие звенья.

**Замечание 7.** При наличии в размерной цепи подшипника определить его номер по номинальному размеру ширины подшипника, используя Приложение К.

2. Проверить правильность составления данной размерной цепи.

3. Определить предельные отклонения на звенья стандартных изделий и рассчитать их допуски.

Для ширины подшипника предельные отклонения определить по Приложению Р в зависимости от номинального диаметра отверстия подшипника, который следует выбрать из Приложения К.

4. Установить единицы допуска составляющих звеньев с неизвестными допусками по Приложение Ц.

5. Определить допуск исходного звена с заданными предельными отклонениями.

6. Определить средний коэффициент точности « $a_{ср}$ » заданной размерной цепи.

7. По Приложению Ч установить квалитет, по которому следует назначать допуски на составляющие звенья, таким образом, чтобы значение точности « $a$ » установленного квалитета было ближайшим к значению « $a_{ср}$ ».

8. Выбрать одно из звеньев, которое впоследствии будет корректирующим в соответствии с правилом:

- если коэффициент точности принятого квалитета «а» меньше «а<sub>ср</sub>» ( $a < a_{ср}$ ), корректирующим выбирают технологически более сложное звено, в противном случае - технологически более простое.

**Замечание 8.** Технологически более сложными рекомендуется считать звенья, относящиеся к внутренним размерам детали.

9. По установленному квалитету из Приложения Ш определить допуски  $TA_i$  на все звенья (кроме: исходного, корректирующего и стандартных) и назначить на них предельные отклонения, руководствуясь следующим принципом:

- для охватываемых телом детали поверхностей со знаком "-" (как для основных валов), рисунок 1.1а;

- для охватываемых телом детали поверхностей со знаком "+" (как для основных отверстий), рисунок 1.1б;

- в тех случаях, когда это установить нельзя, назначают симметричные отклонения  $\pm TA_i/2$ , рисунок 1.1в.

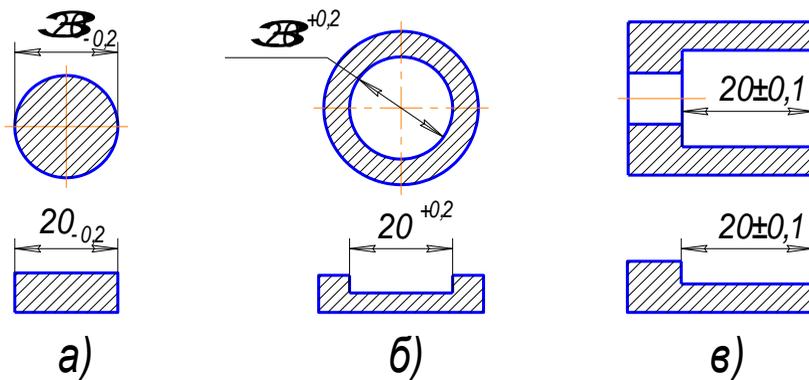


Рисунок 1.1 – Примеры назначения предельных отклонений

10. Рассчитать допуск корректирующего звена и принять его ближайшим меньшим стандартным, согласно Приложению Ш.

11. Вычислить среднее, а затем предельные отклонения корректирующего звена.

12. Определить предельные размеры замыкающего звена по известным отклонениям составляющих звеньев, т.е. решить обратную задачу размерного анализа.

### **2.7 Задание №7**

Расчет посадок резьбового соединения

*Цель работы:* 1. Научиться назначать посадки резьбовых соединений, выбирать по таблицам отклонения, рассчитывать зазоры. 2. Научиться оформлять чертёжи положения полей допусков наружной и внутренней резьбы с основными отклонениями.

#### **Порядок расчета**

1. Определить основные размеры резьбового соединения (ГОСТ 24705-81) и уточнить шаг резьбы (ГОСТ8724-81).

2. Определить точность изготовления параметров наружной (ГОСТ 16093-81, таблица 10) и внутренней резьбы (ГОСТ 16093-81, таблица 11) с учётом класса точности и длины свинчивания.

3. Определить предельные отклонения полей допусков наружной (ГОСТ 16093-81, таблица 1, прил. 2) и внутренней резьбы (ГОСТ 16093-81, таблица 2, прил. 2).

4. Определить предельные размеры наружной ( $d_2$ ,  $d$ ) и внутренней ( $D_2$ ,  $D_1$ ) резьбы.

5. Построить схему расположения полей допусков по среднему диаметру резьбового соединения.

6. Выполнить чертёжи положения полей допусков наружной и внутренней резьбы с основными отклонениями, указать рассчитанные размеры.

## **2.7 Задание №8**

Сертификация сельскохозяйственной техники

*Цель работы:* 1. Ознакомиться с системой сертификации ГОСТ Р. 2. Научиться использовать нормативно-техническую документацию при решении практических задач по сертификации сельскохозяйственной техники.

### **Порядок выполнения задания**

Изучить литературу, указанную в бланке задания по данному вопросу. Подготовить реферативный ответ в объеме 2...3 страницы, согласовав с руководителем курсового проектирования.

В случае если этого требует задание, необходимо выполнить расчеты. Ответ следует иллюстрировать необходимым количеством рисунков.

В тексте составленного реферата следует выявить физические величины, которые требуется определять при проведении испытаний. Для этих измеряемых показателей необходимо подобрать средства измерений и указать их допустимые погрешности, оформив в виде таблицы. Форма таблицы приведена в примере выполнения задания №8 в третьем разделе данного пособия (см. таблицу 8.1).

Рекомендуемые средства измерений и их допустимые погрешности приведены в ГОСТ 12.2.002-91 в Приложении 1.

### **3 ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ЗАПИСКИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

**ФГБОУ ВПО**

**«БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ**

**АКАДЕМИЯ»**

**ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ МАТЕРИАЛОВ, НАДЕЖНОСТИ, РЕ-**

**МОНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

## **РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

**к курсовой работе**

**по дисциплине «Метрология, стандартизация**

**и сертификация»**

Выполнил:

Студент

группа И131

вариант № 12

Проверил:

И.И.Иванов

П.П.Петров

Брянск 2014 г.

## Содержание

Бланк задания на курсовую работу по МСС

Введение

1 Задание №1. Определение основных элементов гладкого цилиндрического соединения, условное обозначение посадок и квалитетов на чертежах, расчет калибров

2 Задание №2. Расчет и выбор посадок с зазором для подшипников жидкостного трения

3 Задание №3. Расчет допусков и посадок шпоночных соединений

4 Задание №4. Расчет и выбор посадок деталей под подшипники качения

5 Задание №5. Допуски и посадки шлицевых соединений

6 Задание №6. Расчет сборочных размерных цепей

7 Задание №7. Расчет посадок резьбового соединения

8 Задание №8. Сертификация сельскохозяйственной техники

Выводы

Список литературы

Приложения

\* Указать начальную страницу раздела, в соответствии с запиской.

## Бланк заданий на курсовую работу по МСС

Студент группы И131 Иванов И.И.

Вариант №12

Порядок выполнения заданий изложен в методических указаниях по выполнению курсовой работы.

Задание №1: - номинальный диаметр сопряжения - 240 мм;  
- поле допуска отверстия - Н8;  
- поле допуска вала - d9.

Задание №2: - номинальный диаметр сопряжения  $D_n = 150$  мм.  
- длина сопряжения  $L = 160$  мм.  
- угловая скорость  $\omega = 60$  рад/с.  
- динамический коэффициент вязкости  $\eta = 0,017$  Па·с.  
- удельное давление на опору  $p = 2,2$  МПа.  
- шероховатость поверхности втулки  $R_{zD} = 1,6$  мкм.  
- шероховатость поверхности вала  $R_{zd} = 3,2$  мкм.

Задание №3: - диаметр вала - 115 мм;  
- шпонка призматическая;  
- назначение: для массового автотракторного производства.

Задание №4: - шарикоподшипник № 308;  
- радиальная нагрузка  $R = 1550$  Н;  
- вид нагружения колец подшипника:  
- наружного кольца - местное,  
- внутреннего кольца - циркуляционное.  
- вал сплошной стальной, корпус чугунный неразъемный;  
- перегрузка подшипника до 150%, умеренные толчки и вибрация.

Задание №5: - размер соединения  $8 \times 52 \times 60$ ;  
- характер соединения реверсивное, неподвижное;  
- твердость материала втулки НВ 400.

Задание №6. На рисунке №\_\_ Приложения методических указаний по курсовому проектированию приведен чертеж узла с размерной цепью, для которой известны следующие размеры звеньев:

$$a=110 \text{ мм}, b=95 \text{ мм}, v=35 \text{ мм}, g=25 \text{ мм}, d=275 \text{ мм}, A_{\Sigma}=(10 \pm 1,5) \text{ мм}.$$

Задание №7: - номинальный диаметр соединения  $d_n = 30$  мм;  
- класс точности средний;  
- шаг резьбы мелкий;

- длина свинчивания

нормальная

Задание №8. Сертификация сельскохозяйственной техники:

"Разработать методику определения угла поперечной статической устойчивости культиватора-окучника навесного КОН-2,8 в агрегате с трактором МТЗ-80 (по п.1.2 ГОСТ 12.2.111-85 и п.п.2.2.4 ГОСТ 12.2.002-91)"

## Введение

Дисциплина "Метрология, стандартизация и сертификация" является переходной от общетехнических к специальным дисциплинам и состоит из трех взаимосвязанных разделов.

Первый раздел: метрология - это наука об измерениях физических величин, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Второй раздел: стандартизация - установление и применение правил с целью упорядочения деятельности в определенной области для достижения оптимальной экономии и соблюдения условий эксплуатации и требований безопасности.

Третий раздел: сертификация - процедура, посредством которой третья сторона дает письменную гарантию в том, что продукция (процесс, услуга) соответствует заданным требованиям. Под третьей стороной понимают лицо или орган, признанные независимыми ни от поставщика (первая сторона), ни от покупателя (вторая сторона).

Курсовая работа является важным этапом изучения дисциплины, подготавливает к самостоятельному решению технических задач по определению допусков и посадок различных соединений, выбору измерительных инструментов и методов обработки.

Курсовая работа состоит из восьми заданий, охватывающих основные разделы теоретического курса. Расчетно-пояснительная записка содержит 20 страниц формата А4 печатного текста и Приложения, которые являются графической частью к курсовой работе и выполнены на листах формата А4.

## Задание №1

### Определение основных элементов гладкого цилиндрического соединения, условное обозначение посадок и квалитетов на чертежах и расчет калибров

Исходные данные:

- номинальный диаметр сопряжения: 240 мм;
- поле допуска отверстия: H8;
- поле допуска вала: d9.

#### Решение

1.1 Условное обозначение заданного сопряжения:  $\varnothing 240 \text{ H8/d9}$

1.2 Находим отклонение вала и отклонение отверстия.

Вал в системе отверстия [1, ч.1, с.86]:  $\varnothing 240 \text{ d9} \left( \begin{smallmatrix} -0,170 \\ -0,285 \end{smallmatrix} \right)$  [1].

Верхнее отклонение вала  $es = -170$  мкм.

Нижнее отклонение вала  $ei = -285$  мкм.

Среднее отклонение вала  $em = (es - ei) / 2 + ei = -227,5$  мкм.

Отверстие - основное [1, ч.1, с.79]:  $\varnothing 240 \text{ H8} \left( \begin{smallmatrix} +0,072 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$  [1].

Верхнее отклонение отверстия  $ES = +72$  мкм.

Нижнее отклонение отверстия  $EI = 0$  мкм.

Среднее отклонение отверстия  $EM = (ES - EI) / 2 + EI = +36$  мкм.

1.3 Определяем предельные размеры деталей.

Наибольший предельный размер отверстия:

$$D_{\max} = D + ES = 240 + 0,072 = 240,072 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия:

$$D_{\min} = D + EI = 240 + 0 = 240 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер вала:

$$d_{\max} = d + es = 240 + (-0,170) = 239,83 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер вала:

$$d_{\min} = d + ei = 240 + (-0,285) = 239,715 \text{ мм.}$$

1.4 Определяем величину допусков деталей:

$$\begin{aligned} TD &= D_{\max} - D_{\min} = 240,072 - 240 = 0,072 \text{ мм}; & TD &= ES - EI = 72 - 0 = 72 \text{ мкм}; \\ Td &= d_{\max} - d_{\min} = 239,83 - 239,715 = 0,115 \text{ мм}; & Td &= es - ei = (-170) - (-285) = 115 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

1.5 Определяем величину допуска посадки:

$$TS = TD + Td = 72 + 115 = 187 \text{ мкм.}$$

1.6 Находим величины предельных зазоров и натягов:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = 240,072 - 239,715 = 0,357 \text{ мм}; \\ S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = 240 - 239,83 = 0,17 \text{ мм}. \end{aligned}$$

1.7 **Характеристика посадки:** посадка гладкого цилиндрического соединения с номинальным диаметром 240 мм выполнена в системе отверстия, с зазором, комбинированная по квалитетам: отверстие - по 8 квалитету, вал - по 9 квалитету точности.

1.8 Чертежи деталей и сопряжения в сборе приведены в Приложении Щ на рисунке 1.1.

1.9 Схема полей допусков приведена в Приложении на рисунке 1.2.

1.10 Рассчитываем рабочие калибры.

1) Определяем размеры калибра пробки для контроля отверстия 8 квалитета диаметром 240 мм.

2) Находим допуски и отклонения размеров калибра пробки [2, Приложение Б]:  $H=10$  мкм;  $Z=12$  мкм;  $Y=7$  мкм;  $\alpha=4$  мкм.

3) Вычисляем предельные размеры проходной и непроходной сторон калибра пробки.

Предельные отклонения проходной стороны рабочего калибра пробки отсчитываются от наименьшего предельного размера контролируемого отверстия.

$$PR_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 240 + 0,012 + 0,01/2 = 240,017 \text{ мм};$$

$$ПР_{изн} = D_{\min} - Y + \alpha = 240 - 0,007 + 0,004 = 239,997 \text{ мм.}$$

Исполнительным размером проходной стороны калибра пробки, проставленным на чертеже, является наибольший предельный размер, он равен  $240,017_{-0,01}$  мм.

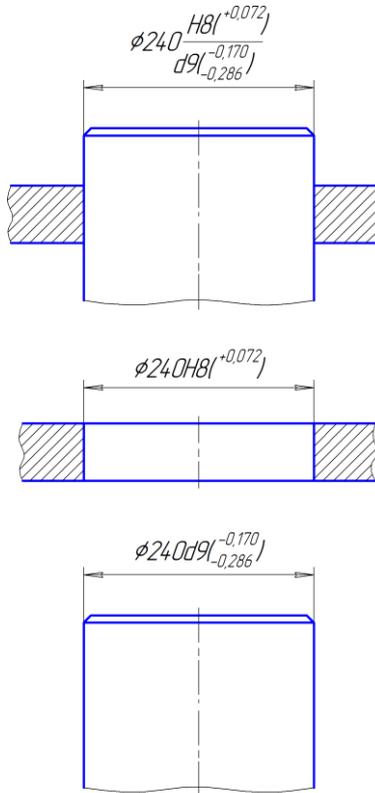


Рисунок 1.1 (1:4)

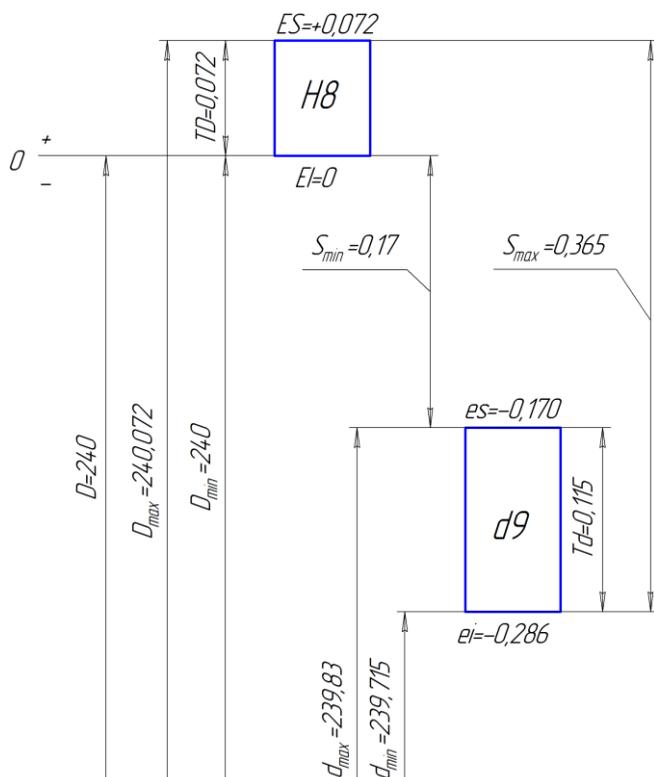


Рисунок 1.2 (400:1)

Предельные отклонения непроходной стороны калибра пробки отсчитываются от наибольшего предельного размера контролируемого отверстия.

$$HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + H/2 = 240,072 - 0,004 + 0,01/2 = 240,073 \text{ мм.}$$

Исполнительным размером непроходной стороны калибра пробки, проставленным на чертеже, является наибольший предельный размер, он равен  $240,073_{-0,01}$  мм.

4) Определяем размеры калибра скобы для контроля вала 9 качества диаметром 240 мм.

5) Находим допуски и отклонения размеров калибра скобы [2, Приложение Б]:

$$H_1=14 \text{ мкм}; Z_1=21 \text{ мкм}; Y_1=0 \text{ мкм}; \alpha_1=4 \text{ мкм}.$$

6) Вычисляем предельные размеры проходной и непроходной сторон калибра скобы.

Предельные отклонения проходной стороны рабочего калибра скобы отсчитываются от наибольшего предельного размера контролируемого вала.

$$PP_{\min}=d_{\max}-Z_1-H_1/2=239,83-0,021+0,014/2=239,802 \text{ мм};$$

$$PP_{\text{изн}}=d_{\max}+Y_1-\alpha_1=239,83+0-0,004=239,826 \text{ мм}.$$

Исполнительным размером проходной стороны калибра скобы, представленным на чертеже, является наименьший предельный размер, он равен  $239,802^{+0,014}$  мм.

Предельные отклонения непроходной стороны рабочего калибра скобы отсчитываются от наименьшего предельного размера контролируемого вала.

$$HE_{\min}=d_{\min}+\alpha_1-H_1/2=239,715+0,004-0,014/2=239,712 \text{ мм}.$$

Исполнительным размером непроходной стороны калибра скобы, представленным на чертеже, является наименьший предельный размер, он равен  $239,712^{+0,014}$  мм.

1.11 Эскизы скобы и пробки приведены в Приложении на рисунке 1.3. Для контроля отверстия используем листовую пробку, т.к. номинальный диаметр более 50 мм.

1.12 Схема расположения полей допусков рабочих калибров приведена в Приложении на рисунке 1.4.

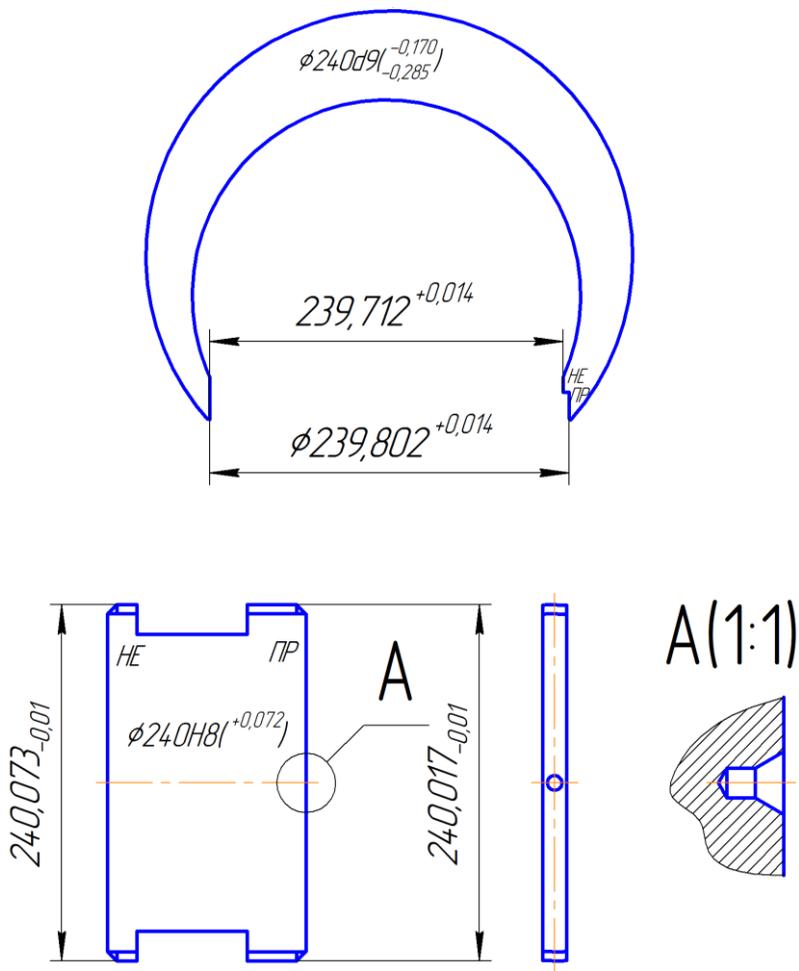


Рисунок 1.3 (1:4)

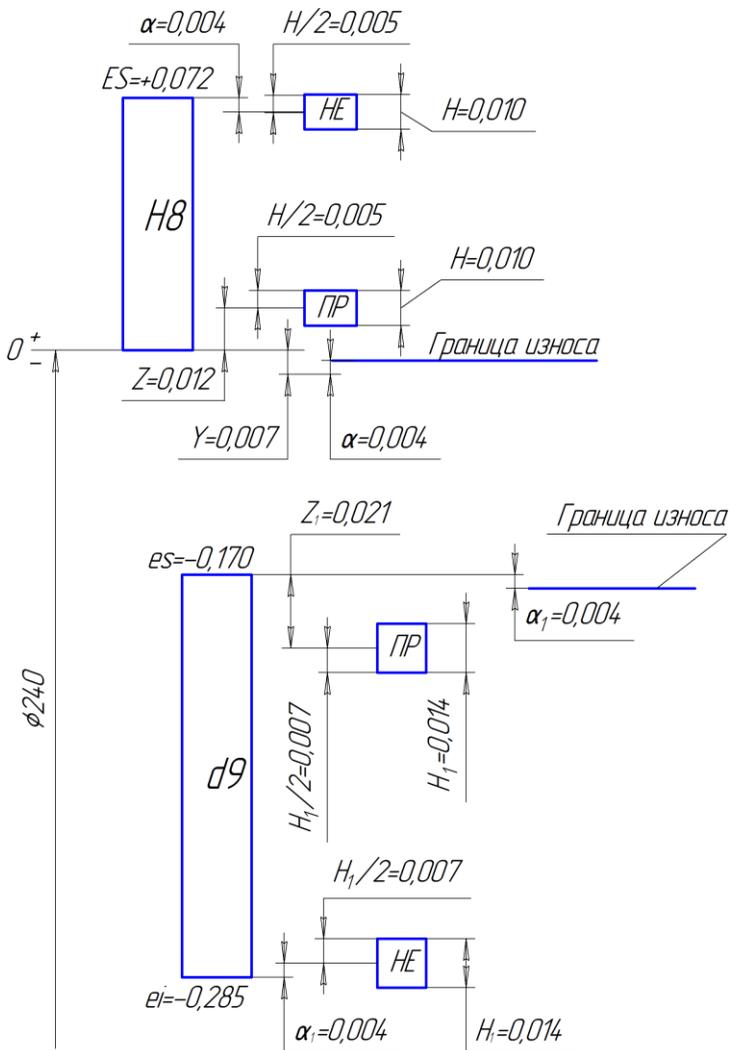


Рисунок 1.4 (1000:1)

## Задание №2

### Расчет и выбор посадок с зазором для подшипников жидкостного трения

Исходные данные:

- номинальный диаметр сопряжения  $D_n = 150$  мм;
- длина сопряжения  $L = 160$  мм;
- угловая скорость  $\omega = 60$  рад/с;
- динамический коэффициент вязкости  $\eta = 0,017$  Па·с;
- удельное давление на опору  $\rho = 2,2$  МПа;
- шероховатость поверхности втулки  $R_{zD} = 1,6$  мкм;
- шероховатость поверхности вала  $R_{zd} = 3,2$  мкм.

### Решение

2.1 Вычисляем окружную скорость вала:

$$V = \omega \cdot D_n / 2 = 60 \cdot 0,15 / 2 = 4,5 \text{ м/с.}$$

2.2 Определяем относительный зазор в подшипнике скольжения по эмпирической формуле:

$$\Psi = 0,8 \cdot \sqrt[4]{V} / 1000 = 0,8 \cdot \sqrt[4]{4,5} / 1000 = 0,0012.$$

2.3 Диаметральный расчетный зазор:

$$S_p = \Psi \cdot D_n = 0,0012 \cdot 0,15 = 0,00018 \text{ м} = 180 \text{ мкм.}$$

2.4 Определяем коэффициент нагруженности подшипника:

$$C_T = \rho \cdot \Psi^2 / (\eta \cdot \omega) = (2,2 \cdot 10^6) \cdot 0,0012^2 / (0,017 \cdot 60) = 3,106.$$

2.5 В нашем случае  $L/D_n = 1,067$ ,  $C_T = 3,106$ . В таблице [2, Приложение В] значение  $L/D_n = 1,067$  и  $C_T = 3,106$  являются промежуточными, поэтому  $C_T$  определяем методом линейной интерполяции табличных данных.

Сначала определим величины  $C_T$  при  $L/D_n = 1,067$  для двух значений  $X$ :  $X = 0,75$  и  $X = 0,80$ , т.к. в этих пределах  $X$  находится значение  $C_T = 3,106$ .

2.5.1 Из таблицы для  $X=0,75$ , определяем величины  $C_r$ :

если  $L/Dn=1,0$ , то  $C_r= 2,469$ ;

если  $L/Dn=1.1$ , то  $C_r= 2,664$ .

Тогда из подобия треугольников  $ABC$  и  $A_1B_1C_1$ , изображенных в Приложении на рисунке 2.1а, находим величину  $C_{r1}$  для  $L/Dn=1,067$  при  $X=0,75$ :

$$C_{r1} = 2,469 + \frac{AC \cdot B_1C_1}{AC_1} = 2,469 + \frac{(1,067 - 1,0) \cdot (2,664 - 2,469)}{(1,1 - 1,0)} = 2,599.$$

2.5.2 Аналогично определяем величину  $C_{r2}$  для  $L/Dn=1,067$  при  $X=0,8$  из подобия  $\triangle ABC$  и  $\triangle A_1B_1C_1$ , изображенных в Приложении на рисунке 2.1б.

Из таблицы для  $X=0,8$ , определяем величины  $C_r$ :

если  $L/Dn=1,0$ , то  $C_r= 3,372$ ;

если  $L/Dn=1,10$ , то  $C_r= 3,580$ ,

тогда

$$C_{r2} = 3,372 + \frac{AC \cdot B_1C_1}{AC_1} = 3,372 + \frac{(1,067 - 1,0) \cdot (3,580 - 3,372)}{(1,1 - 1,0)} = 3,511.$$

2.5.3 Определяем относительный эксцентриситет  $X$  для нашего случая:  $L/Dn=1,067$  и  $C_r= 3,106$ ,

если  $C_{r1}= 2,599$ , то  $X= 0,75$ ;

если  $C_{r2}= 3,511$ , то  $X= 0,80$ .

Из подобия треугольников  $ABC$  и  $A_1B_1C_1$ , изображенных в Приложении на рисунке 2.1в, имеем:

$$X = 0,75 + \frac{AC \cdot B_1C_1}{AC_1} = 0,75 + \frac{(3,106 - 2,599) \cdot (0,8 - 0,75)}{(3,511 - 2,599)} = 0,778.$$

2.6 Определяем толщину масляного слоя  $h$  в месте наибольшего сближения поверхностей отверстия вкладыша подшипника скольжения и вала при найденном диаметральной зазоре:

$$h = (Sp/2) \cdot (1-X) = (180/2) \cdot (1-0,778) = 20 \text{ мкм.}$$

2.7 Допускаемая минимальная толщина масляного слоя  $[h_{\min}]$ :

$$[h_{\min}] = K_{\text{жт}} \cdot (R_{ZD} + R_{Zd} + Y_d),$$

где  $K_{\text{жт}} = 2 \text{ мкм}$  - коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя;

$Y_d = 2 \text{ мкм}$  - добавка, учитывающая отклонение фактических значений нагрузки, скорости, температуры от расчетных, а также механические отклонения в масле.

Тогда

$$[h_{\min}] = 2 \cdot (1,60 + 3,20 + 2) = 14 \text{ мкм.}$$

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдение условия:  $h \geq [h_{\min}]$ . В нашем случае:  $h = 20 \text{ мкм} \geq [h_{\min}] = 14 \text{ мкм}$ , т.е. условие жидкостного трения выполняется.

2.8 Определяем минимальный зазор  $[S_{\min}]$  в подшипнике, при котором толщина масляного слоя равна минимальной допускаемой величине  $[h_{\min}]$ :

$$[S_{\min}] = 2 \cdot [h_{\min}] / (1-X) = 2 \cdot 14 / (1-0,778) = 126 \text{ мкм.}$$

2.9 Подбираем посадку. Условия подбора посадки:

1)  $S_{\min} \geq [S_{\min}]$ , в нашем случае:  $[S_{\min}] = 126 \text{ мкм}$ ;

2)  $S_m \approx S_p$ , в нашем случае:  $S_p = 180 \text{ мкм}$ ,

где  $S_m$  - средний диаметральный зазор посадки:

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min}) / 2.$$

Этим условиям наиболее близко соответствует посадка  $\varnothing 150 \text{ D8/h6}$  с зазорами  $S_{\min} = 145 \text{ мкм}$ ,  $S_m = 189,0 \text{ мкм}$ ,  $S_{\max} = 233 \text{ мкм}$  [2, Приложение Г].

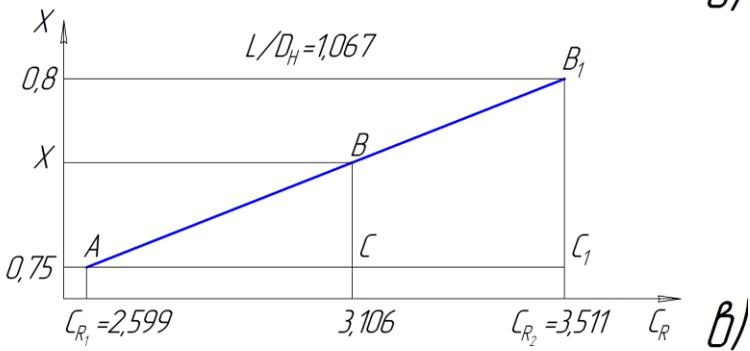
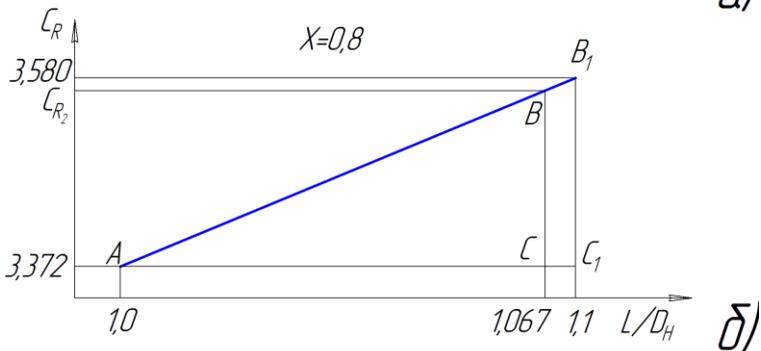
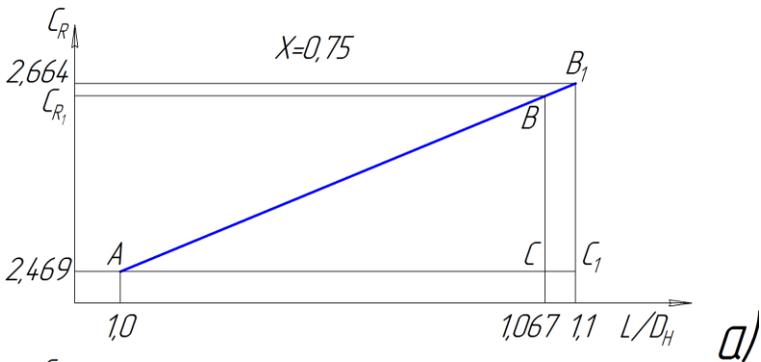


Рисунок 2.1

### Задание №3

#### Расчет допусков и посадок шпоночных соединений

Исходные данные:

- $d=35$  – диаметр вала;
- шпонка призматическая;
- соединение неподвижное;
- передача реверсивная

#### Решение

3.1 Выбираем размеры шпонки, пазов вала и втулки, по стандарту ГОСТ 23360 – 78 [2, Приложение Д]:

- $b=10$ мм – ширина шпонки;
- $h=8$ мм – высота шпонки;
- $l=22\dots110$ мм – длина шпонки. Принимаем длину шпонки из конструктивных соображений равной  $l=45$ мм;
- $t_1=5,0^{+0,2}$ мм – глубина паза вала;
- $t_2=3,3^{+0,2}$ мм – глубина паза втулки.

3.2 Выбираем посадку зубчатого колеса на вал с учетом неподвижного соединения и реверсивной передачи, [3, с.57]

$$\text{Ø}35 \frac{H7^{(+0,025)}}{s6^{(+0,059)_{(+0,043)}}}$$

Находим предельные отклонения вала и отверстия зубчатого колеса.

Отверстие зубчатого колеса:

- верхнее отклонение:  $ES=0,025$ ;
- нижнее отклонение:  $EI=0$ .

Вал:

- верхнее отклонение:  $es=+0,059$ ;
- нижнее отклонение:  $ei=+0,043$ .

3.3 Определяем предельные размеры вала и отверстия зубчатого колеса

$$D_{\max}=D_n+ES=35,025; \quad d_{\max}=d_n+es=35,059;$$

$$D_{\min}=D_n+EI=35,000; \quad d_{\min}=d_n+ei=35,043.$$

3.4 Определяем поля допусков посадочных размеров шпоночного соединения, [3, с.57]:

- точность ширины шпонки – h9;
- точность паза вала – P9;
- точность паза втулки – P9.

Посадка шпонки в паз вала:

$$10 \frac{P9\left(\begin{smallmatrix} -0,015 \\ -0,051 \end{smallmatrix}\right)}{h9\left(\begin{smallmatrix} \\ -0,036 \end{smallmatrix}\right)}.$$

Посадка шпонки в паз втулки:

$$10 \frac{P9\left(\begin{smallmatrix} -0,015 \\ -0,051 \end{smallmatrix}\right)}{h9\left(\begin{smallmatrix} \\ -0,036 \end{smallmatrix}\right)}.$$

Предельные отклонения h9 определяем по ГОСТ 25347 – 82.

Предельные отклонения полей допусков P9 по ГОСТ 23360 – 72.

3.5 Посадка шпонки в паз вала:

$$B_{\max}^B = 9,985; \quad b_{\max} = 10,000;$$

$$B_{\min}^B = 9,949; \quad b_{\min} = 9,964.$$

Определяем предельные зазоры и натяги:

$$S_{\max} = B_{\max}^B - b_{\min} = 9,985 - 9,964 = 0,021;$$

$$N_{\max} = b_{\max} - B_{\min}^B = 10,000 - 9,949 = 0,015.$$

3.6 Посадка шпонки в паз втулки:

$$B_{\max}^{BT} = 9,985; \quad b_{\max} = 10,000;$$

$$B_{\min}^{BT} = 9,949; \quad b_{\min} = 9,964.$$

Определяем предельные зазоры и натяги:

$$S_{\max} = B_{\max}^{\text{BT}} - b_{\min} = 9,985 - 9,964 = 0,021;$$

$$N_{\max} = b_{\max} - B_{\min}^{\text{BT}} = 10,000 - 9,949 = 0,051.$$

3.7 Строим схему полей допусков.

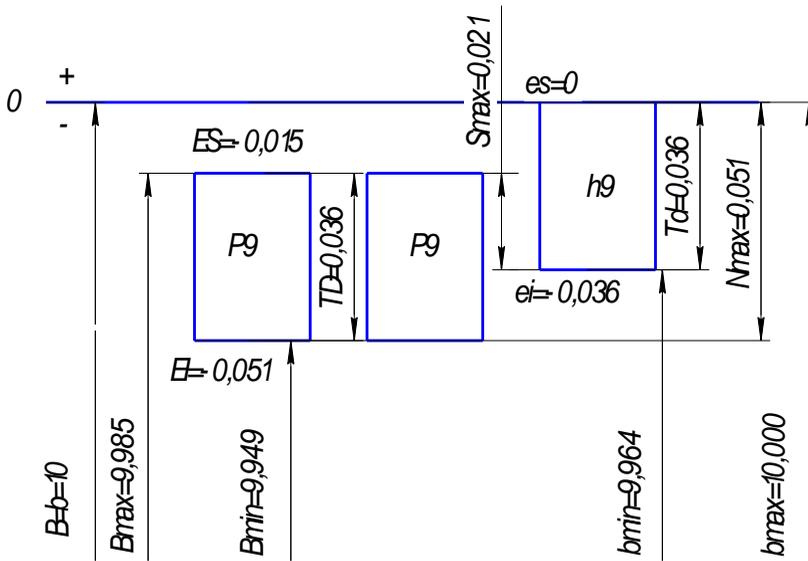


Рисунок 3.1 (1000:1)

3.8 Строим условное изображение шпоночного соединения и его деталей с размерами.

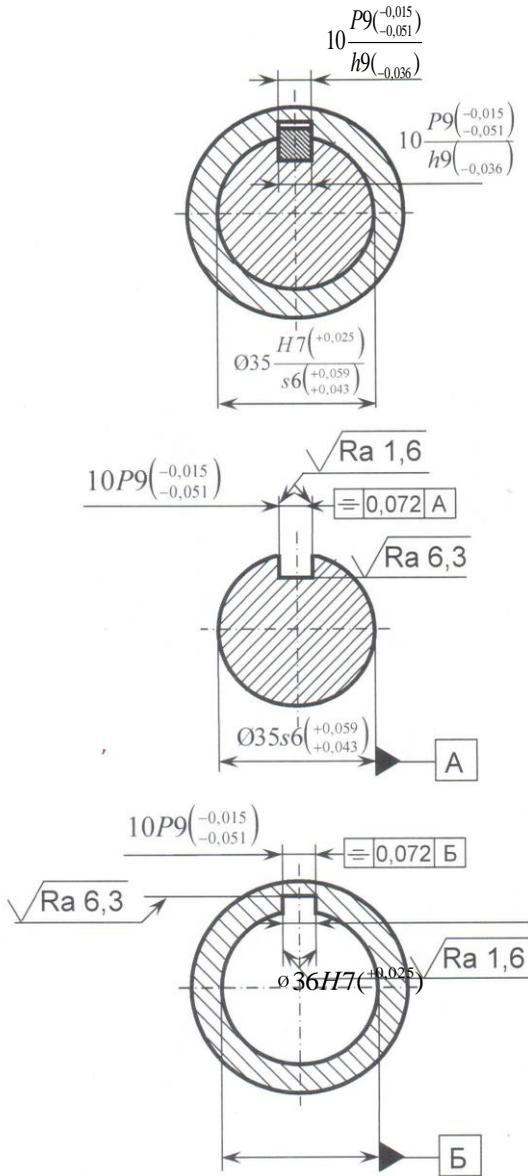


Рисунок 3.2

## Задание №4

### Расчет и выбор посадок деталей под подшипники качения

Исходные данные:

- шарикоподшипник № 308;
- радиальная нагрузка  $R = 1550$  Н;
- вид нагружения колец подшипника:
  - внутреннего кольца – циркуляционное,
  - наружного кольца – местное;
- вал сплошной стальной, корпус чугунный неразъемный;
- перегрузка подшипника до 150%, умеренные толчки и вибрация.

### Решение

4.1 Определяем основные посадочные размеры подшипника №308, [2, Приложение К]:

- диаметр внутреннего кольца  $d = 40$  мм;
- диаметр наружного кольца  $D = 90$  мм;
- ширина кольца подшипника  $B = 23$  мм;
- радиус закругления фаски  $r = 2,5$  мм.

4.2 Определяем интенсивность нагрузки поверхности вала на внутреннее кольцо:

$$P_r = k_n \cdot F \cdot F_A \cdot R / [(B - 2 \cdot r) \cdot 10^{-3}] = 1 \cdot 1 \cdot 1550 / [(23 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^{-3}] = 8,6 \cdot 10^4 \text{ Па} = 86 \text{ кПа},$$

где  $k_n$ - динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки,  $k_n = 1 \dots 1,8$ , (при спокойной нагрузке  $k_n = 1$ );

$F$  - коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга,  $F = 1 \dots 2$ , (при сплошном вале  $F = 1$ );

$F_A$ - коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки  $R$  между рядами роликов в конических подшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору  $F_A = 1...3$ , (при отсутствии осевой нагрузки,  $F_A=1$ ).

4.3 Такой интенсивности для циркуляционно нагруженного вала Ø40 мм соответствует допуск  $j_6$ , [2, Приложение Л].

4.4 Выбираем поле допуска отверстия неразъемного чугунного корпуса под подшипник качения с местно нагруженным наружным кольцом Ø90: G7, [2, Приложение М].

4.5 Отклонения размеров для колец подшипника №308 (класс P0) и сопрягаемых с ними вала и корпуса сводим в таблицу 4.1.

Таблица 4.1

Внутреннее кольцо, [2, Приложение P]	Вал: $j_6$ , [1]	Наружное кольцо, [2, Приложение C]	Корпус: G7, [1]
$40_{-0,012}$	$40 \pm 0,008$	$90_{-0,015}$	$90_{+0,012}^{+0,047}$

4.6 Определяем усилие, необходимое для запрессовки подшипника на вал:

$$P_{\text{запр.}} = 10 \cdot N_{\text{max}} \cdot f_K \cdot f_1 = 10 \cdot 20 \cdot 4 \cdot 9,7 = 7760 \text{ Н} = 7,76 \text{ кН},$$

где  $N_{\text{max}}=20$  мкм - наибольший натяг между валом и кольцом;

$f_K=4$  - фактор сопротивления при напрессовке, зависящий от коэффициента трения;

$$f_1 = V \cdot [1 - (d/d_o)^2] = 23 \cdot [1 - (40/52,5)^2] = 9,7 ,$$

где  $d_o = d + (D-d)/4 = 40 + (90-40)/4 = 52,5$  мм.

4.7 Строим схему полей допусков в Приложении на рисунке 4.1, чертим узел подшипника и его детали в Приложении на рисунке 4.2.

4.8 Шероховатости посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса, [2, Приложение Т]: Rad= 1,25 мкм и RaD =2,5 мкм. Допуск цилиндричности посадочных мест валов и отверстий корпусов не должен превышать под подшипники класса точности P0 - четверти допуска на диаметр посадочной поверхности.

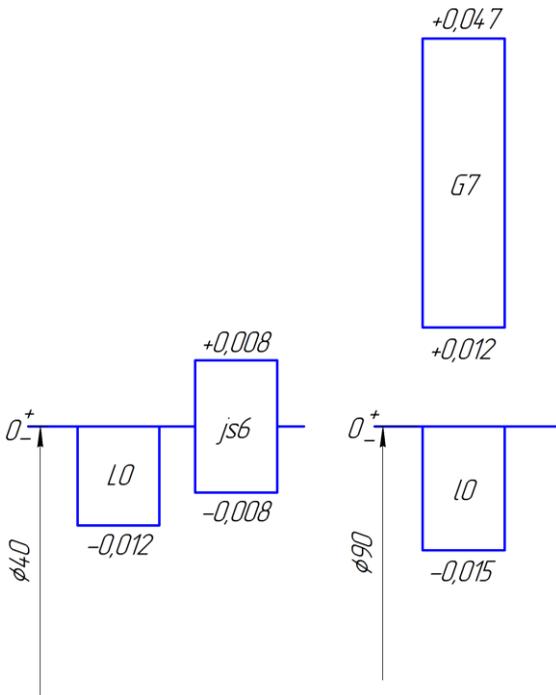


Рисунок 4.1 (2000:1)

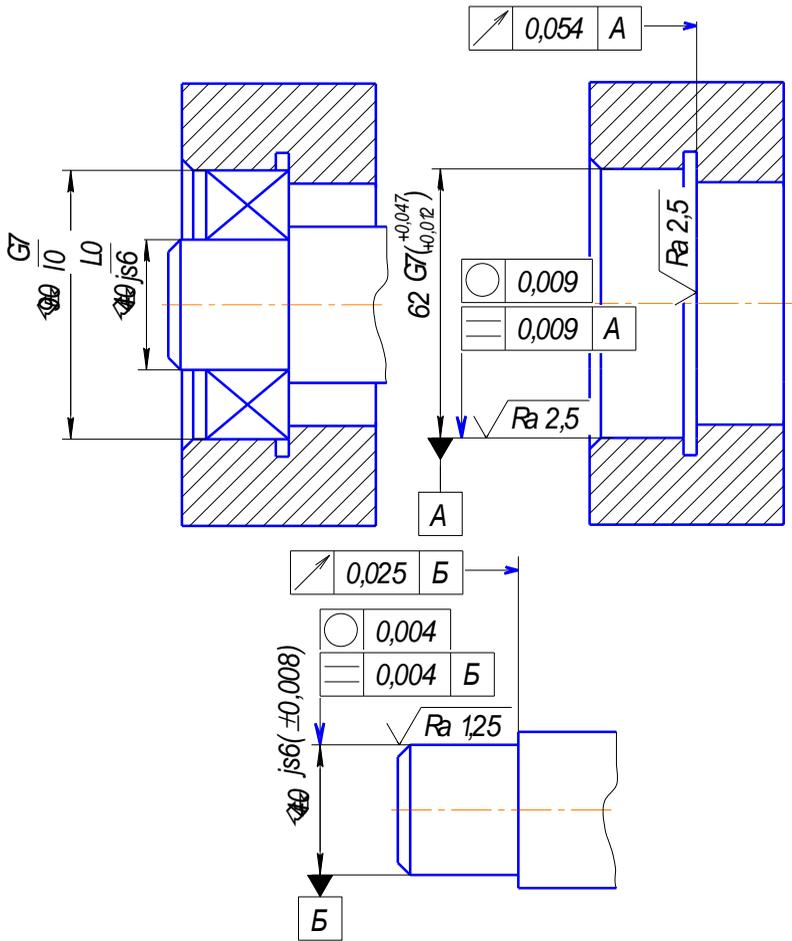


Рисунок 4.2(2:1)

## Задание №5

### Допуски и посадки шлицевых соединений

Исходные данные:

- шлицевое соединение –  $8 \times 52 \times 60$ ;
- условия работы – реверсивное неподвижное;
- твердость материала втулки – НВ 400.

### Решение

5.1 Шлицевые соединения, несмотря на более сложную технологию изготовления по сравнению со шпоночными, находят все более широкое применение. Это объясняется следующими их преимуществами: лучшее центрирование направление посаженных на вал деталей; более равномерное распределение нагрузки по высоте зуба; меньшая концентрация напряжений, что позволяет при одинаковых габаритных размерах передавать больший крутящий момент.

Согласно ГОСТ 1139 – 80 уточняем размеры шлицевого соединения:

- $b=10,0$  мм – ширина шлица;
- $d_1=48,7$  мм (не менее) – внутренний диаметр шлицевого вала.

Данное шлицевое соединение относится к средней серии.

Соединения средней серии имеют большие по сравнению с легкой серией высоту и число зубьев, применяются в условиях средних нагрузок.

5.2 Так как твердость материала НВ>350, поэтому точный размер шлицевой втулки ( $d$ ) можно получить внутренним шлифованием. В связи с этим принимаем метод центрирования по внутреннему диаметру. По условию шлицевое соединение неподвижное реверсивное.

Принимаем посадки центрируемых размеров по таблице 6.1, [4, с.59]:

- внутренний диаметр  $d - 52 \frac{H7}{h6}$  ;

- боковые стороны шлицов –  $10 \frac{H8}{js7}$ .

5.3 Обозначение шлицевого соединения:

$$d - 8 \times 52 \frac{H7}{h6} \times 60 \frac{H12}{a11} \times 10 \frac{H8}{js7}.$$

Обозначение шлицевого отверстия:

$$d - 8 \times 52H7 \times 60H12 \times 10H8.$$

Обозначение шлицевого вала:

$$d - 8 \times 52h6 \times 60a11 \times 10js7.$$

5.4 Согласно рекомендации [1, с.300] принимаем точность не центрируемых размеров:

- наружный диаметр втулки D – H12;

- наружный диаметр вала D – a11.

5.5 Определяем предельные отклонения полей допусков соединения по ГОСТ 25347 – 82:

$$\begin{aligned} & \emptyset 52 \frac{H7^{(+0,030)}}{h6^{(-0,019)}}; \\ & \emptyset 60 \frac{H12^{(+0,300)}}{a11^{(-0,340 \atop -0,530)}}; \\ & 10 \frac{H8^{(+0,022)}}{js7^{(\pm 0,007)}}. \\ & \emptyset 52 \frac{H7^{(+0,030)}}{h6^{(-0,019)}} \end{aligned}$$

5.6 Определим предельные отклонения вала и отверстия.

Отверстие:

- верхнее отклонение:  $ES=+0,030$ ;

- нижнее отклонение:  $EI=0$ .

Вал:

- верхнее отклонение:  $es=0$ ;

- нижнее отклонение:  $ei=-0,019$ .

5.7 Определяем предельные размеры вала и отверстия:

$$\begin{aligned} D_{\max} &= D_n + ES = 52,030; & d_{\max} &= d_n + es = 52,000; \\ D_{\min} &= D_n + EI = 52,000; & d_{\min} &= d_n + ei = 51,981. \end{aligned}$$

5.8 Определяем предельные зазоры:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = 52,030 - 51,981 = 0,049; \\ S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = 52,000 - 52,000 = 0. \end{aligned}$$

5.9 Строим схему расположения полей допусков центрируемого размера.

5.10 Определим предельные отклонения вала и отверстия не центрируемых размеров.

Отверстие:

- верхнее отклонение:  $ES=+0,300$ ;

- нижнее отклонение:  $EI=0$ .

Вал:

- верхнее отклонение:  $es=-0,340$ ;

- нижнее отклонение:  $ei=-0,530$ .

5.11 Определяем предельные размеры вала и отверстия не центрируемых размеров:

$$\begin{aligned} D_{\max} &= D_n + ES = 60,300; & d_{\max} &= d_n + es = 59,660; \\ D_{\min} &= D_n + EI = 60,000; & d_{\min} &= d_n + ei = 59,470. \end{aligned}$$

5.12 Определяем предельные зазоры:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = 60,300 - 59,470 = 0,830; \\ S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = 60 - 59,660 = 0,340. \end{aligned}$$

5.13 Строим схему расположения полей допусков не центрируемого размера.

5.14 Определим предельные отклонения вала и отверстия соединения:

$$10 \frac{H8^{(+0,022)}}{js7(\pm 0,007)}$$

Отверстие:

- верхнее отклонение: ES=+0,022;

- нижнее отклонение: EI=0.

Вал:

- верхнее отклонение: es=+0,007;

- нижнее отклонение: ei=-0,007.

5.15 Определяем предельные размеры вала и отверстия:

$$\begin{aligned} B_{\max} &= B_n + ES = 10,022; & b_{\max} &= b_n + es = 10,007; \\ B_{\min} &= B_n + EI = 10,000; & b_{\min} &= b_n + ei = 9,993. \end{aligned}$$

5.16 Так как поле допуска вала и поле допуска отверстия частично перекрываются то посадка переходная.

Определим предельные зазоры и натяги.

$$\begin{aligned} S_{\max} &= B_{\max} - b_{\min} = 10,022 - 9,993 = 0,029; \\ N_{\max} &= b_{\max} - D_{\min} = 10,007 - 10,000 = 0,007. \end{aligned}$$

5.17 Строим схему расположения полей допусков не центрируемого размера.

5.18 Строим условное изображение шлицевого соединения и его деталей с размерами.

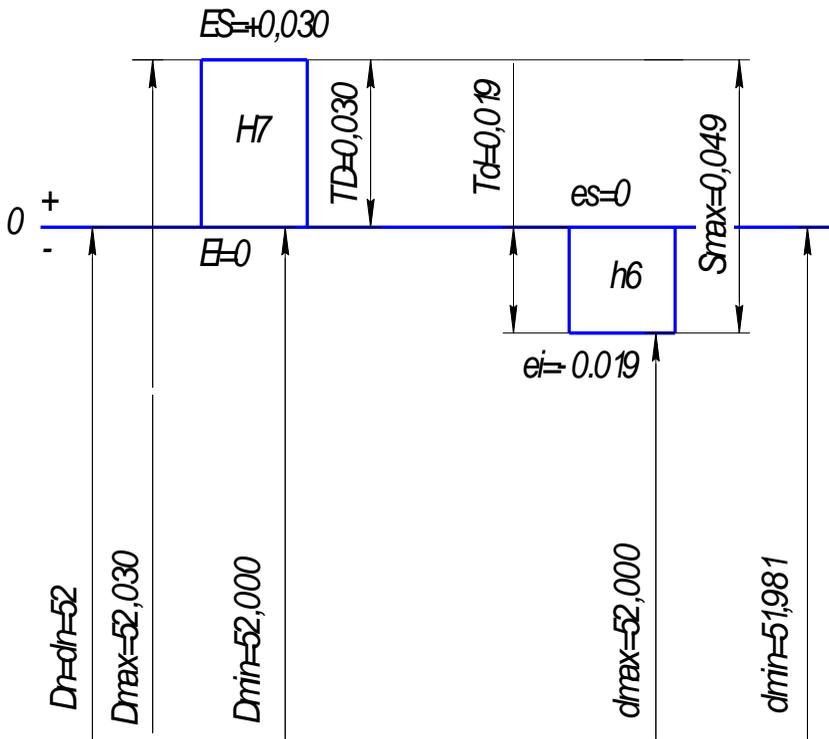


Рисунок 5.1

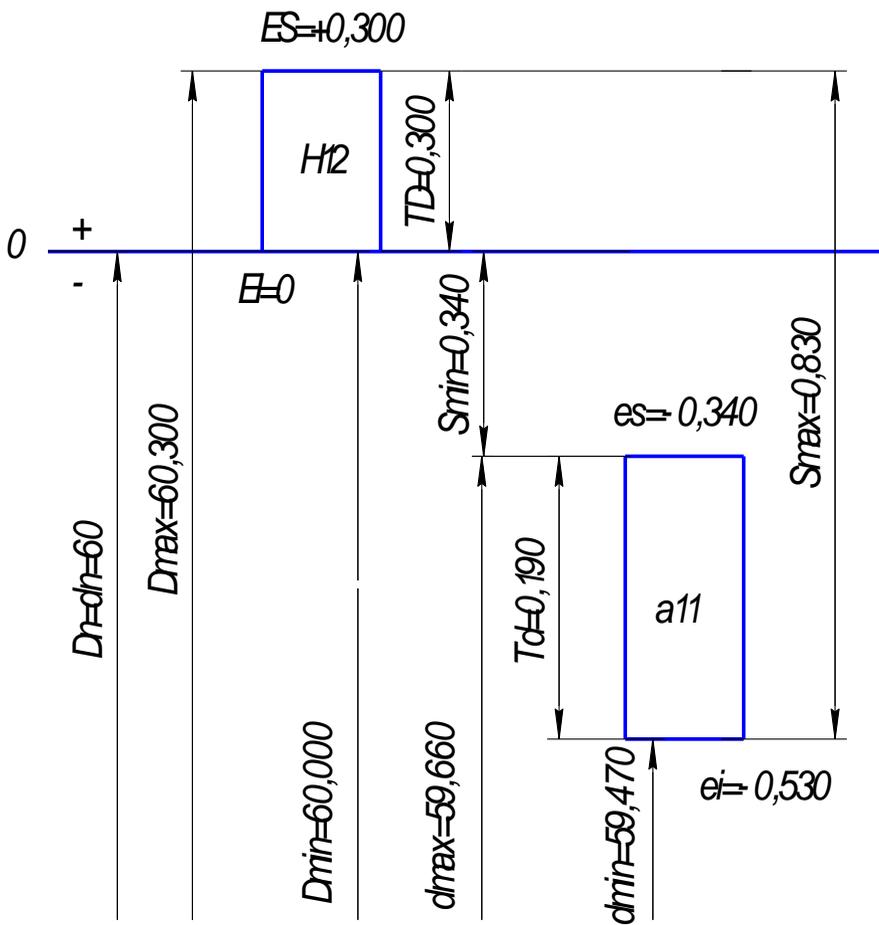
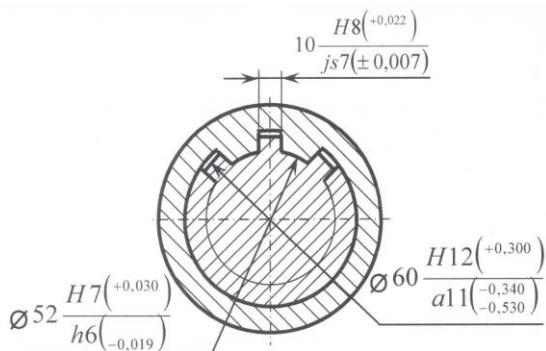


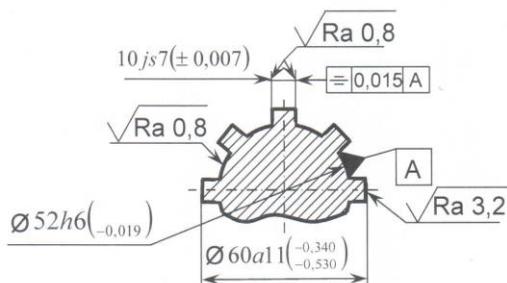
Рисунок 5.2



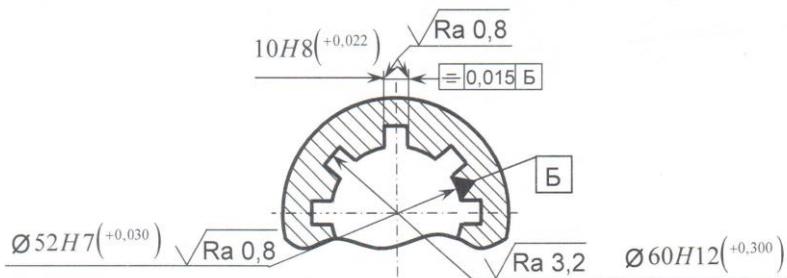
Исходные данные: В Приложении на рисунке 6.1 приведен чертеж цилиндрического редуктора и размерная цепь, для которой известны номинальные размеры составляющих звеньев и предельные размеры исходного звена.



$$d - 8 \times 52 \frac{H7}{h6} \times 60 \frac{H12}{a11} \times 10 \frac{H8}{js7}$$



$$d - 8 \times 52h6 \times 60a11 \times 10js7$$



$$d - 8 \times 52H7 \times 60H12 \times 10H8$$

### Рисунок 5.4

#### Решение

6.1 Выполняем размерный анализ цепи с заданным исходным звеном. Исходное звено:  $A_{\Sigma} = (10 \pm 1,5)$  мм. Геометрическая схема размерной цепи изображена в Приложении на рисунке 6.2.

Выявляем составляющие звенья и характер влияния на исходное звено:

$A_1 = 110$  мм - уменьшающее;

$A_2 = 95$  мм - уменьшающее;

$A_3 = 35$  мм - ширина подшипника 314, уменьшающее;

$A_4 = 25$  мм - уменьшающее;

$A_5 = 275$  мм - увеличивающее.

6.2. Проверяем правильность составления заданной размерной цепи:

$$A_{\Sigma} = \Sigma A^{yb} - \Sigma A^{yb} = A_5 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4) = 275 - (110 + 95 + 35 + 25) = 10 \text{ мм.}$$

6.3 Предельные отклонения и допуск ширины подшипника №314 ( $d=70$  мм), [2, Приложение К]:  $es_3=0$ ,  $ei_3= -150$  мкм, [2, Приложение Р]:

$$TA_3 = es_3 - ei_3 = 0 - (-150) = 150 \text{ мкм.}$$

6.4 Устанавливаем единицы допуска составляющих звеньев с неизвестными допусками [2, Приложение Ц]:

$$i_1=2,17; i_2=2,17; i_4=1,31; i_5=3,22.$$

6.5 Определяем допуск исходного звена с заданными предельными отклонениями:

$$TA_{\Sigma} = ES(A_{\Sigma}) - EI(A_{\Sigma}) = 1500 - (-1500) = 3000 \text{ мкм.}$$

6.6 Определяем средний коэффициент точности "а<sub>ср</sub>" заданной размерной цепи:

$$a_{cp} = (TA_{\Sigma} - \sum TA_{изв}) / \sum i_i = (TA_{\Sigma} - TA_3) / (i_1 + i_2 + i_4 + i_5) = \\ = (3000 - 150) / (2,17 + 2,17 + 1,31 + 3,22) = 321.$$

6.7 Квалитет, по которому следует назначать допуски на составляющие звенья: IT13, т.к. 321 единица допуска ближе к 13 квалитету (коэффициент точности [2, Приложение Ч] для 13 квалитета a<sub>13</sub>=250, для 14 квалитета a<sub>14</sub>=400).

6.8 Выбираем корректирующее звено: т.к. коэффициент точности принятого 13 квалитета a<sub>13</sub>=250 меньше a<sub>ср</sub>=321, то корректирующим выбираем технологически более сложное звено A<sub>5</sub>.

6.9 По установленному 13 квалитету определяем допуски на все звенья (кроме исходного, корректирующего и стандартного) в соответствии с [2, Приложение Ш] и назначаем на них предельные отклонения:

$$TA_1 = 0,54 \text{ мм}, A_1 = 110_{-0,54} \text{ мм (охватывающая поверхность);}$$

$$TA_2 = 0,54 \text{ мм}, A_2 = 95_{-0,54} \text{ мм (охватывающая поверхность);}$$

$$TA_4 = 0,33 \text{ мм}, A_4 = 25 \pm 0,165 \text{ мм (не охватывающая и не охватываемая).}$$

6.10 Рассчитываем допуск корректирующего звена A<sub>5</sub>:

$$TA_5 = TA_{\Sigma} - \sum TA_i = TA_{\Sigma} - (TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4) = \\ = 3000 - (540 + 540 + 150 + 330) = 1440 \text{ мкм.}$$

Принимаем ближайший меньший стандартный допуск корректирующего звена:

$$TA_5 = 1300 \text{ мкм (IT14, [2, Приложение Ш]).}$$

6.11 Вычисляем среднее, а затем предельные отклонения корректирующего звена A<sub>5</sub>:

$$\text{т.к. } EM_{\Sigma} = \Sigma em_i^{yB} - \Sigma em_i^{yM} = em_5 - (em_1 + em_2 + em_3 + em_4),$$

$$\text{то: } em_5 = EM_{\Sigma} + em_1 + em_2 + em_3 + em_4 = 0 + (-270) + (-270) + (-75) + 0 = -615 \text{ мкм.}$$

$$\text{Верхнее отклонение } A_5: es_5 = em_5 + TA_5/2 = -615 + 1300/2 = 35 \text{ мкм.}$$

$$\text{Нижнее отклонение } A_5: ei_5 = em_5 - TA_5/2 = -615 - 1300/2 = -1265 \text{ мкм.}$$

6.12 Проверка решения прямой задачи размерного анализа проводится путем решения обратной задачи: расчет предельных размеров замыкающего звена по известным отклонениям составляющих звеньев.

$$ES_{\Sigma} = \Sigma es_i^{yB} - \Sigma ei_i^{yM}$$

$$EI_{\Sigma} = \Sigma ei_i^{yB} - \Sigma es_i^{yM}$$

$$ES_{\Sigma} = es_5 - [ei_1 + ei_2 + ei_3 + ei_4] = 35 - [(-540) + (-540) + (-150) + (-165)] = 1430 \text{ мкм.}$$

$$EI_{\Sigma} = ei_5 - [es_1 + es_2 + es_3 + es_4] = (-1265) - [0 + 0 + 0 + 165] = -1430 \text{ мкм.}$$

Получаем значение замыкающего звена:  $A_{\Sigma} = 10 \pm 1,43 \text{ мм.}$

### Задание №7

#### Взаимозаменяемость резьбовых соединений

Исходные данные:

- $d=30 \text{ мм}$  – номинальный диаметр резьбы;
- класс точности – средний;
- шаг резьбы – мелкий;
- длина свинчивания – нормальная.

Решение

7.1 По стандарту ГОСТ 24705-81 определяем основные размеры резьбового соединения.

По стандарту ГОСТ 8724-81 уточняем шаг резьбы. Для  $\varnothing 30$   $P=3$   
(мелкий шаг);

-  $d=D=30,000$  мм – наружный диаметр;

-  $d_2=D_2=28,051$  мм – средний диаметр;

-  $d_1=D_1=26,752$  мм – внутренний диаметр.

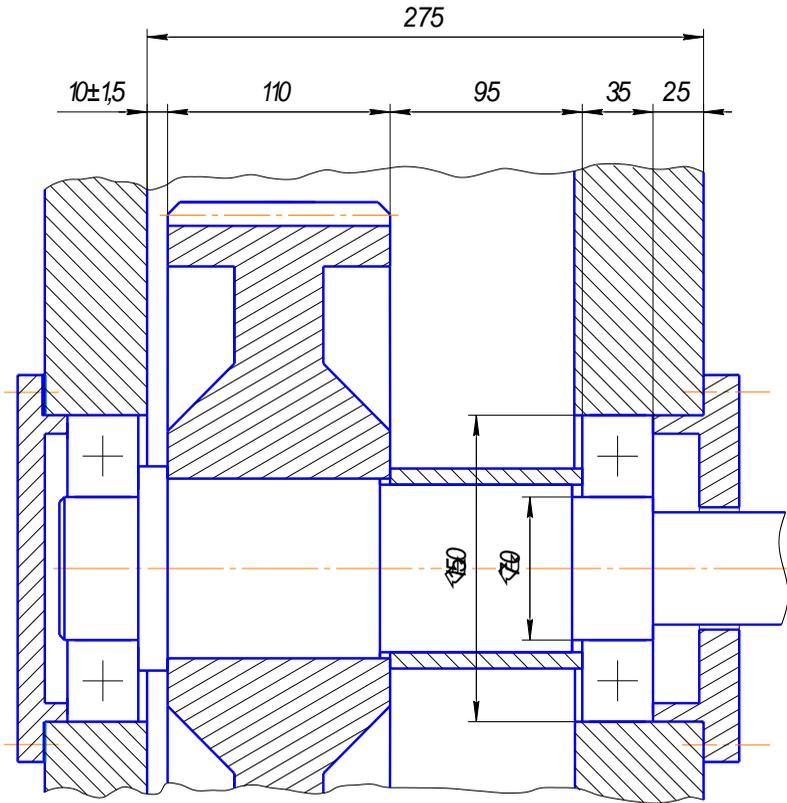


Рисунок 6.1 (1:2)

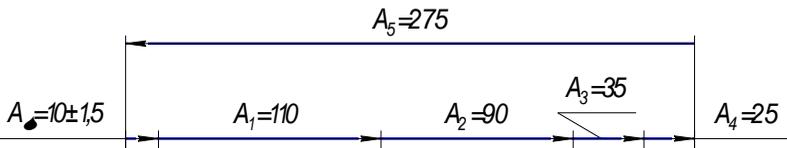


Рисунок 6.2 (1:2)

## 7.2 Определяем точность изготовления параметров резьбы

## Наружная резьба

Наружная резьба по таблице 10 ГОСТ 16093-81 с учётом класса точности резьбы (средний) и длины свинчивания (нормальная) принимаем значения точной наружной резьбы М30 – 6g. Определяем предельные отклонения полей допусков наружной резьбы по таблице 1 приложения 2 ГОСТ 16093-81.

Определяем предельные размеры:

$$d_{2\max} = d_2 + es = 28,051 - 0,048 = 28,003;$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei = 28,051 - 0,248 = 27,803;$$

$$d_{\max} = d + es = 30,000 - 0,048 = 29,952;$$

$$d_{\min} = d + ei = 30,000 - 0,423 = 29,577.$$

## Внутренняя резьба

Внутренняя резьба по таблице 11 ГОСТ 16093-81 с учётом класса точности резьбы (средний) и длины свинчивания (нормальная) принимаем значения точной наружной резьбы М30 – 6H. Определяем предельные отклонения полей допусков наружной резьбы по таблице 2 приложения 2 ГОСТ 16093-81:

$$D_2 = 28,051 - 6H \left( \begin{smallmatrix} +0,265 \\ \end{smallmatrix} \right);$$

$$D_1 = 26,752 - 6H \left( \begin{smallmatrix} +0,500 \\ \end{smallmatrix} \right).$$

Обозначение резьбового соединения М 30×3– $\frac{6H}{6g}$

7.3 Определяем предельные размеры:

$$D_{2\max} = D_2 + ES = 28,051 + 0,265 = 28,316;$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI = 28,051 + 0 = 28,051;$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES = 26,752 + 0,500 = 27,252;$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI = 26,752 + 0 = 26,752.$$

7.4 Определяем предельные зазоры:

$$S_{\max} = D_{2\max} - d_{2\min} = 28,316 - 27,803 = 0,513;$$

$$S_{\min} = D_{2\min} - d_{2\max} = 28,051 - 28,003 = 0,048.$$

7.5 Выполняем чертёж положения полей допусков наружной резьбы с основным отклонением 6g

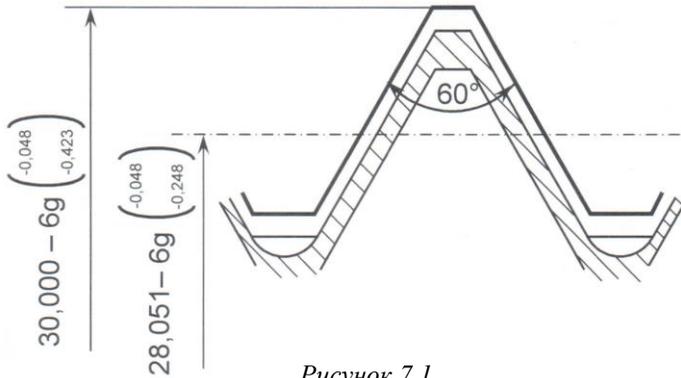


Рисунок 7.1

7.6 Выполняем чертёж положения полей допусков внутренней резьбы с основным отклонением 6H

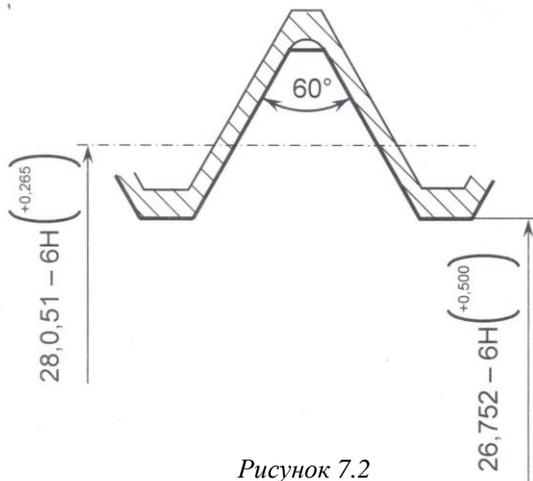


Рисунок 7.2

7.7 Строим схему расположения полей допусков по среднему диаметру резьбового соединения

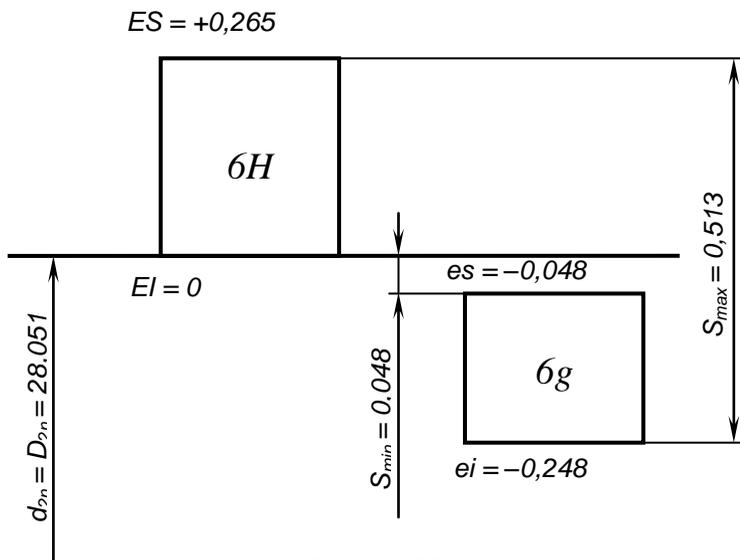


Рисунок 7.3

### Задание №8

#### Сертификация сельскохозяйственной техники

Исходное задание: Разработать методику определения угла поперечной статической устойчивости культиватора-окучника навесного КОН-2,8 в агрегате с трактором МТЗ-80 (по п.1.2 ГОСТ 12.2.111-85 и п.п.2.2.4 ГОСТ 12.2.002-91)

#### Решение

Методика определения угла поперечной статической устойчивости при проведении испытаний почвообрабатывающей техники разработана по литературе [3, 4].

Угол поперечной статической устойчивости для машин в агрегате с энергетическим средством должен быть не менее  $30^\circ$  [3].

Определение угла поперечной статической устойчивости проводят на специальном стенде с платформой соответствующей грузоподъемности и размерам, обеспечивающей угол наклона, при котором испытываемый сельскохозяйственный агрегат теряет устойчивость.

Трактор устанавливают на платформе стенда так, чтобы продольная ось и направление движения колес были параллельны оси наклона платформы с отклонением не более  $1,5^\circ$ , включают стояночные тормоза и низшую передачу. Сбоку колес устанавливают опорные брусья высотой 40 мм при наружном диаметре колес от 1,0 до 1,7 м. На раму трактора устанавливают страховочные цепи и крепят их к платформе стенда, позволяющие зафиксировать потерю устойчивости (отрыв колес от поверхности платформы) и предотвратить дальнейшее опрокидывание трактора.

Трактор должен быть полностью заправлен горюче-смазочными материалами и охлаждающей жидкостью, заливные горловины баков герметически закрыты, давление в шинах - в соответствии требованиям технической документации, сиденье оператора - нагружено массой  $75 \pm 5$  кг, колеса трактора - очищены от грязи.

Углы поперечной статической устойчивости измеряют на обе стороны.

Углы наклона платформы увеличивают плавно до тех пор, пока любое из колес трактора не "оторвется" от платформы. Эту операцию повторяют до тех пор, пока три отсчета подряд будут иметь разницу не более  $2^\circ$ .

Результаты измерения углов поперечной статической устойчивости оформляют согласно приложению 2 [4].

За оценочный показатель принимают минимальный из учтенных углов наклона платформы относительно горизонтальной плоскости, при котором происходит отрыв колеса.

Максимальные допустимые значения погрешностей измерения при проведении испытаний указаны в таблице 8.1.

Таблица 8.1

Измеряемый показатель	Допустимая погрешность средства измерения		Рекомендуемое средство измерения
	абсолютная	относительная	
Линейный размер в интервале измерения свыше 1м	-	$\pm 0,5\%$	Рулетка металлическая ГОСТ 7502
Масса в интервале измерения, кг св. 2 до 200	$\pm(0,1-0,15)$	-	Весы платформенные НПВ-200
свыше $10^3$	$\pm 50$	-	Весы автомобильные РС-30Ц24Ac
Угловая величина, град.	$\pm 1$	-	Угломер маятниковый ЗУРИ-М
Давление, кПа	$\pm 10$	-	Манометр МТП-100

### Выводы

Курсовая работа состоит из 7 заданий, охватывающих основные разделы теоретического курса. Получены следующие результаты.

1 В первом задании определены основные элементы гладкого цилиндрического соединения  $\varnothing 240\text{ H8/d9}$ , выполнены чертежи соединения и деталей в отдельности, рассчитаны калибры и выполнены их эскизы с указанием исполнительных размеров проходной и непроходной частей.

2 Во втором задании для указанных параметров подшипника жидкостного трения рассчитана и подобрана посадка  $\varnothing 150\text{ D8/h6}$  с зазорами  $S_{\min}=145\text{ мкм}$ ,  $S_m=189\text{ мкм}$ ,  $S_{\max}=233\text{ мкм}$ .

3 В третьем задании рассчитаны допуски и посадки призматического шпоночного соединения с диаметром вала 115 мм для массового автотракторного производства, выполнены чертежи соединения и деталей в отдельности с обозначением посадок и отклонений.

4 В четвертом задании для указанных условий работы подшипника качения №308 рассчитаны и подобраны посадки подшипника на вал и в от-

верстие корпуса, определены значения шероховатостей и допусков погрешностей формы и расположения посадочных поверхностей, усилие запрессовки и выполнены чертежи соединения и деталей в отдельности.

5 В пятом задании расшифровано условное обозначение прямобочного шлицевого соединения:  $d-8 \times 36H7/e8 \times 40 \times 7D9/f9$  рассчитаны его элементы и выполнены чертежи соединения с указанием посадок.

6 В шестом задании решена прямая задача размерного анализа методом полной взаимозаменяемости для указанной размерной цепи цилиндрического редуктора, а затем при решении обратной задачи получено уточненное значение замыкающего звена:  $A_{\Sigma} = 10 \pm 1,43$  мм.

7 В седьмом задании для резьбового соединения с номинальным диаметром 30 мм приняты и определена точность параметров, рассчитаны предельные размеры наружного, среднего и внутреннего диаметров.

8 В восьмом задании разработана методика определения угла поперечной статической устойчивости культиватора-окучника навесного КОН-2,8 в агрегате с трактором МТЗ-80.

## **ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

1 Какие правила нанесения размеров, предельных отклонений и посадок на чертежах Вы знаете?

2 В какой системе выполнены посадки, схемы которых изображены в графической части курсовой работы?

3 В каких случаях предпочтительнее выбирать посадку в системе вала, а в каких - в системе отверстия и почему?

4 Что такое номинальный диаметр соединения?

5 Что такое предельные размеры и отклонения, допуск на изготовление? Запишите формулы для их определения и покажите их на схеме полей допусков.

6 Что такое зазор? Напишите формулы определения предельных зазоров и покажите на схеме полей допусков.

7 Что такое натяг? Напишите формулы определения предельных натягов и покажите на схеме полей допусков.

8 Что такое калибр? Расскажите о конструкции калибров для контроля гладких цилиндрических соединений.

9 Покажите на схеме полей допусков (рисунок 1.4) следующие размеры:

- минимальный размер проходной стороны калибра-скобы;
- минимальный размер непроходной стороны калибра-скобы;
- размер границы износа калибра-скобы;
- максимальный диаметр проходной стороны калибра-пробки;
- максимальный диаметр непроходной стороны калибра-пробки;
- диаметр границы износа калибра-пробки.

10 Почему исполнительным размером, указываемым на чертеже, для вала является наибольший предельный размер, а для отверстия - наименьший?

11 Как располагаются граница износа, поля допусков проходного и непроходного калибра относительно предельных размеров контролируемого изделия?

12 Поясните смысл линейной интерполяции табличных данных (задача №2).

13 В чем состоит отличие посадок по ширине шпонки в нормальном, плотном и свободном шпоночном соединении?

14 В зависимости от величины какого параметра шпоночного соединения назначаются отклонения на размеры:  $t_1$ ,  $d-t_1$ ,  $t_2$ ,  $d+t_2$ .

15 Что такое местный вид нагружения кольца подшипника? Какой характер посадки при этом должен реализовываться и почему?

16 Что такое колебательный вид нагружения колец подшипника? Какой характер посадки при этом должен реализовываться и почему?

17 Что такое циркуляционный вид нагружения колец подшипника? Какой характер посадки при этом должен реализовываться и почему?

18 Как определяются поля допусков посадочных размеров вала и отверстия в соединениях с подшипниками качения?

19 Какие классы точности подшипников качения Вы знаете? Какой из классов точности подшипников качения наиболее грубый?

20 Подшипники каких классов точности используются в с.х. машинах?

21. Какой класс точности подшипника в Вашей задаче №4?

22 Как отражается класс точности в условном обозначении подшипника?

23 Покажите на схеме полей допусков (рисунок 4.1), как качественно располагаются поля допусков колец подшипника других классов точности.

24 Как назначается численное значение допуска формы и расположения посадочных поверхностей в соединениях с подшипниками качения?

25 В зависимости от каких параметров подшипника нормируют шероховатости посадочных поверхностей в соединениях с подшипниками качения?

26 Какие виды центрирования шлицевых соединений Вы знаете? Какой из них используется в Вашей задаче №5?

27 Поясните, в каких случаях применяется каждый вид центрирования? (Укажите как эксплуатационные, так и технологические причины).

28 Произведите расшифровку условного обозначения прямобочного шлицевого соединения.

29 Как условно на чертежах изображаются шлицевой вал, шлицевая втулка и соединение в целом?

30 Что называется звеном в теории размерного анализа?

31 Какое звено называется замыкающим?

32 Какое звено называется исходным?

33 Назовите правила выделения звеньев размерной цепи.

34 Какое звено называется увеличивающим, а какое уменьшающим?

35 В чем заключается прямая задача размерного анализа?

36 В чем заключается обратная задача размерного анализа?

37 Запишите основное уравнение размерного анализа.

38 Какие методы решения задачи размерного анализа Вы знаете, и в чем они заключаются?

39 Запишите формулу для определения допуска замыкающего звена при решении задачи размерного анализа методом максимума-минимума.

40 С какой целью при решении задачи размерного анализа используют корректирующее звено?

41 Как определяется квалитет составляющих звеньев размерной цепи при решении задачи размерного анализа методом одинаковой точности звеньев?

42 Запишите условие собираемости размерной цепи через середину поля допуска замыкающего звена.

43 Что такое сертификация?

44 Поясните сущность сертификационных испытаний.

45 С какой целью определяют условия испытаний при проведении сертификационных испытаний?

46 С какой целью определяют характеристики назначения при проведении сертификационных испытаний?

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Леонов О.А., Карпузов В.В., Шкаруба Н.Ж. и др. Метрология, стандартизация и сертификация/ Под ред. О.А.Леонова. – М.: КолосС, 2009. – 568 с.

2 Чижикова Т.В. Стандартизация, сертификация и метрология. Основы взаимозаменяемости. – М.: КолосС, 2008. – 224 с.

3 Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии: Учебник для вузов. - М.: Аудит, ЮНИТИ, 2009. - 320 с.

4 Дунаев П.Ф., Лёликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2000. – 456 с.

5 Серый И.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Колос, 1991. – 367 с.

6 Бушманов Н.С. Метрология, стандартизация и сертификация. Курсовое проектирование /Учебное пособие по выполнению курсовой работы по специальности. – Белгород: Изд-во БелГСХА, 2010.

7 Допуски и посадки: Справочник в 2-х ч./Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. -Л.: Политехника, 1991.

8 Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. /В.И.Анурьев.- М.: Машиностроение, 2002.

9 ГОСТ 25347-82. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1982.

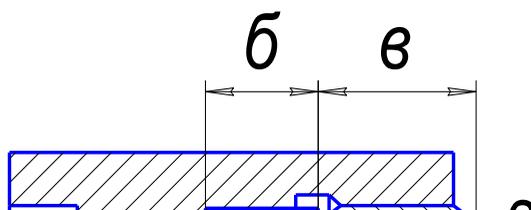
10 ГОСТ 23360-78. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечение пазов. Допуски и посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 18 с.

11 ГОСТ 1139-80. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 10с.

12 ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 104с.

## Приложение А

### Рисунки к заданию №6



*Рисунок 1*

Продолжение Приложения А

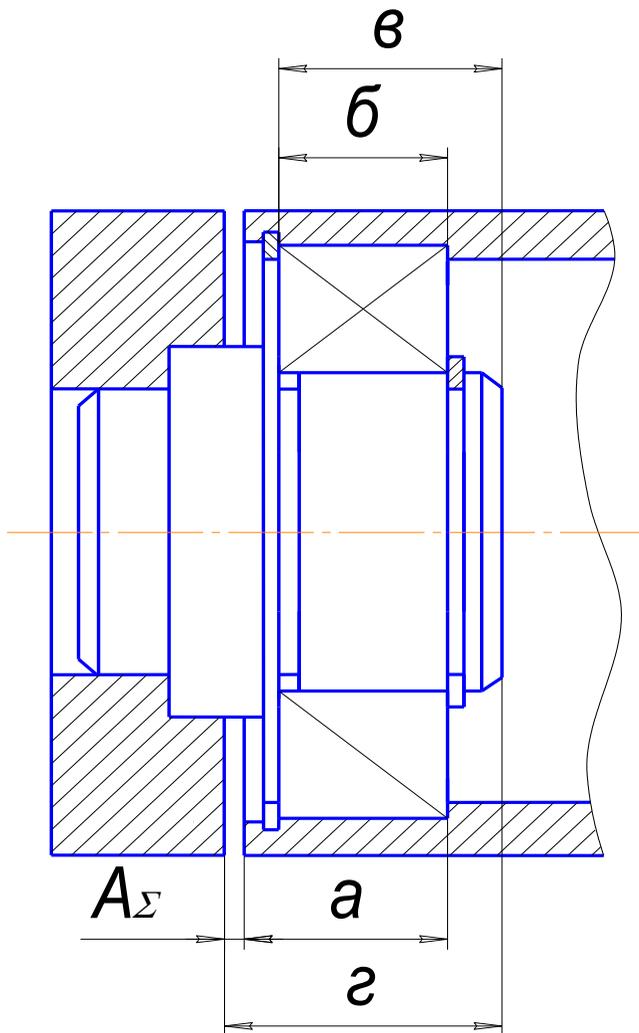


Рисунок 2

Продолжение Приложения А

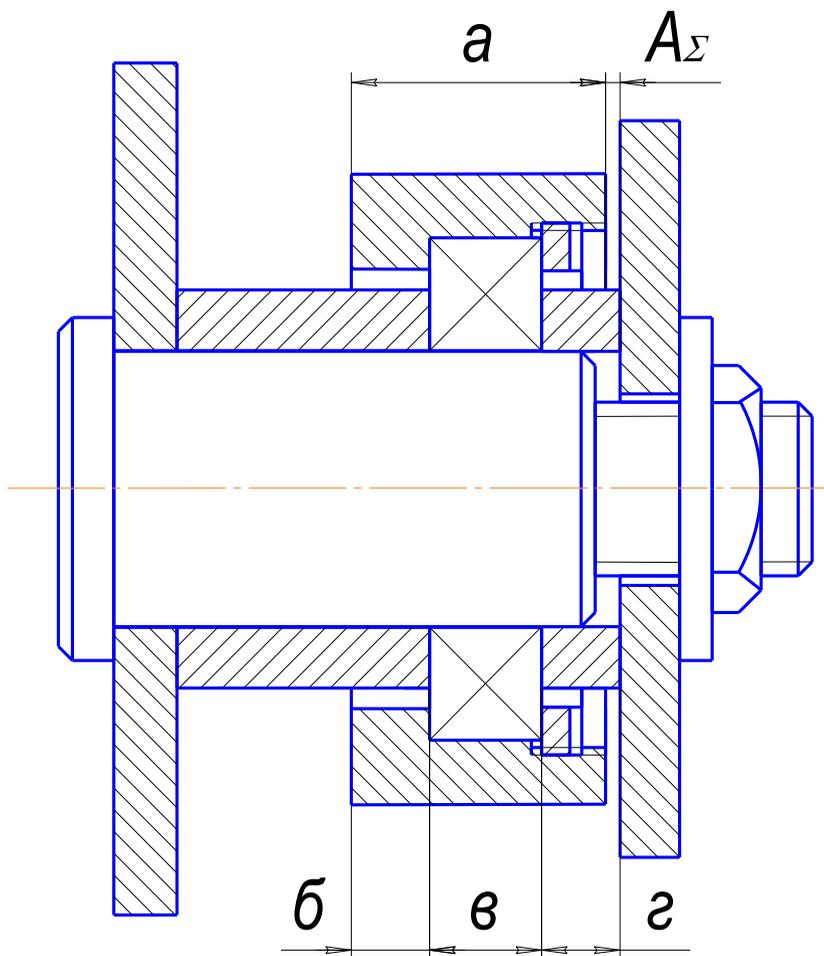


Рисунок 3

Продолжение Приложения А

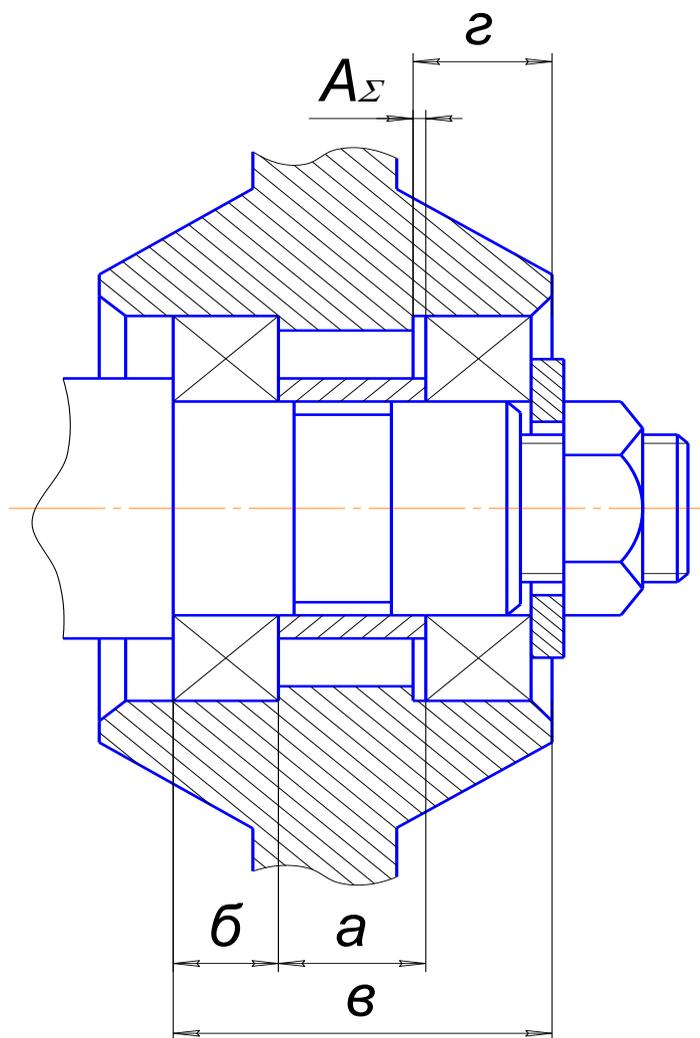


Рисунок 4

Продолжение Приложения А

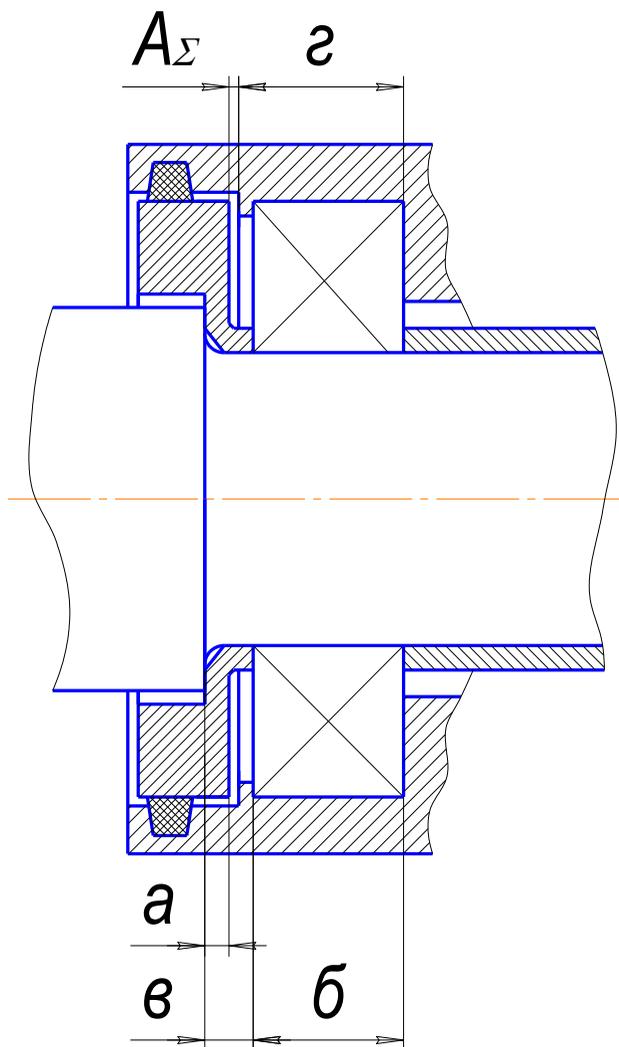


Рисунок 5

Продолжение Приложения А

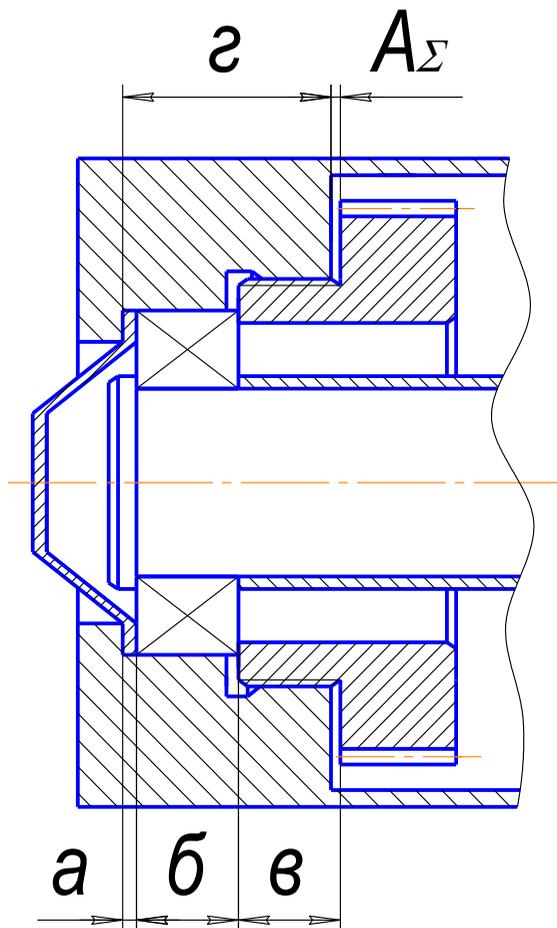


Рисунок 6

Продолжение Приложения А

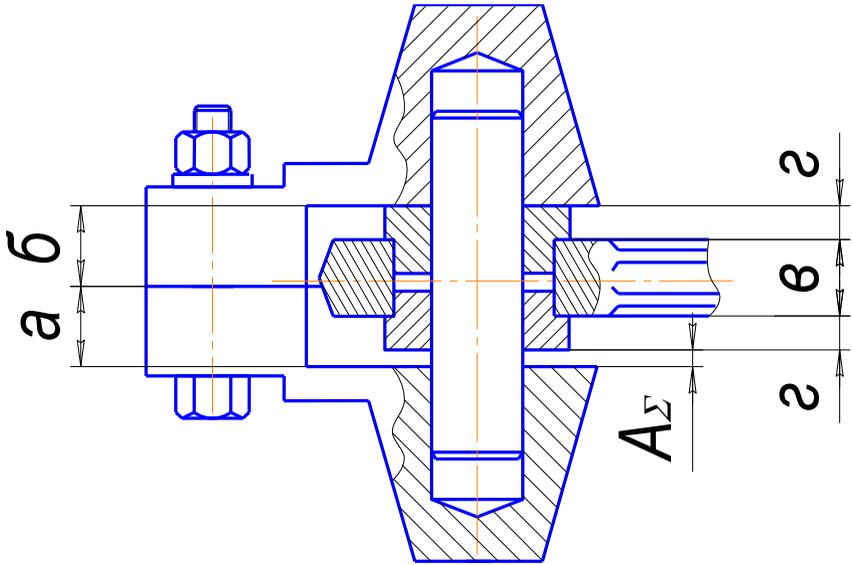


Рисунок 7

Продолжение Приложения А

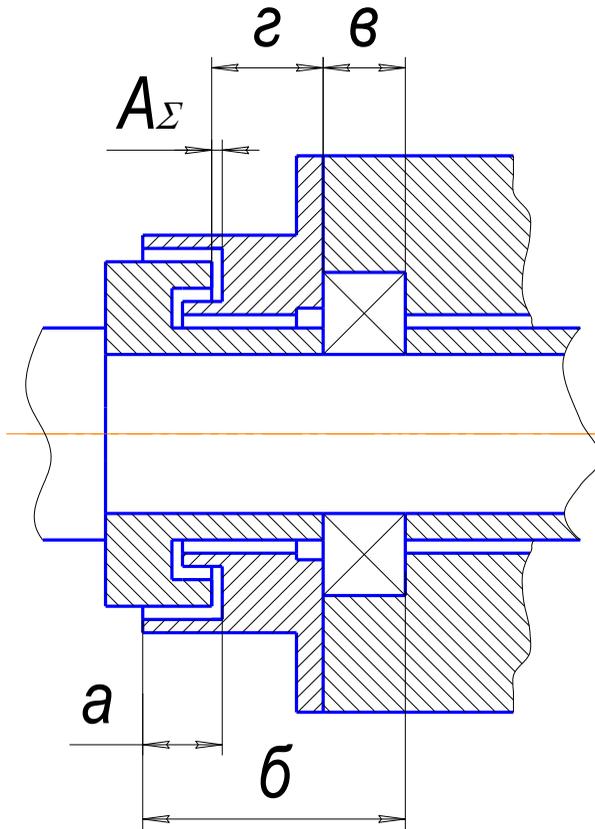


Рисунок 8

Продолжение Приложения А

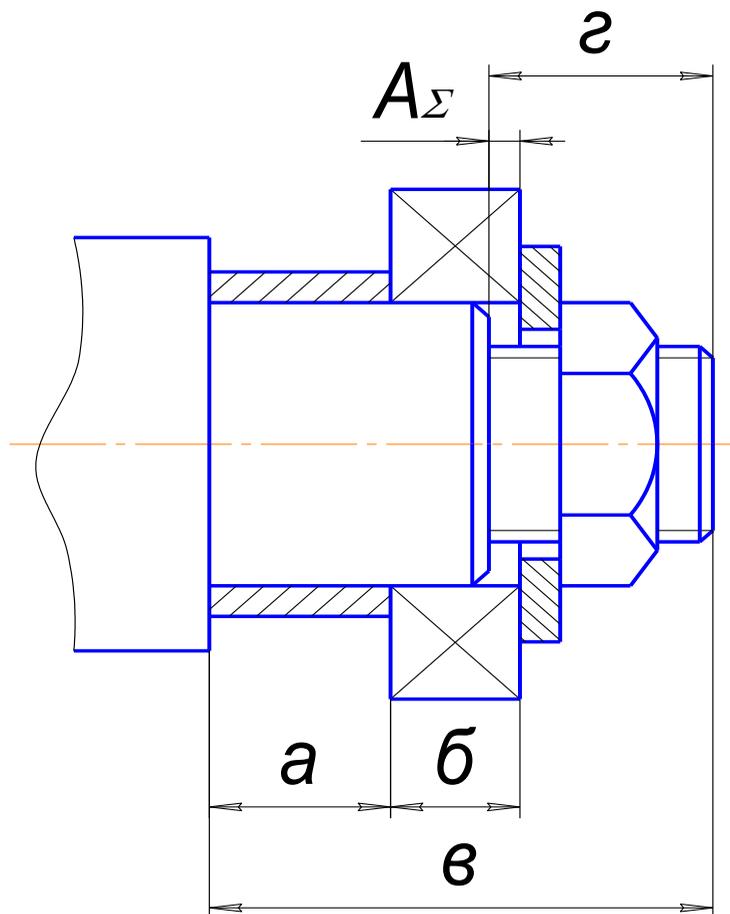


Рисунок 9

Продолжение Приложения А

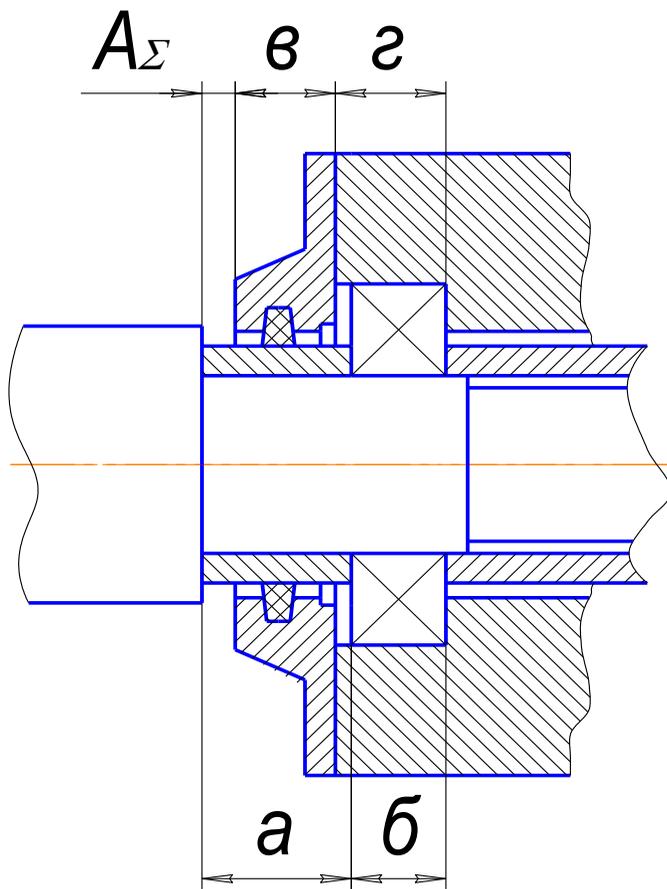


Рисунок 10

Продолжение Приложения А

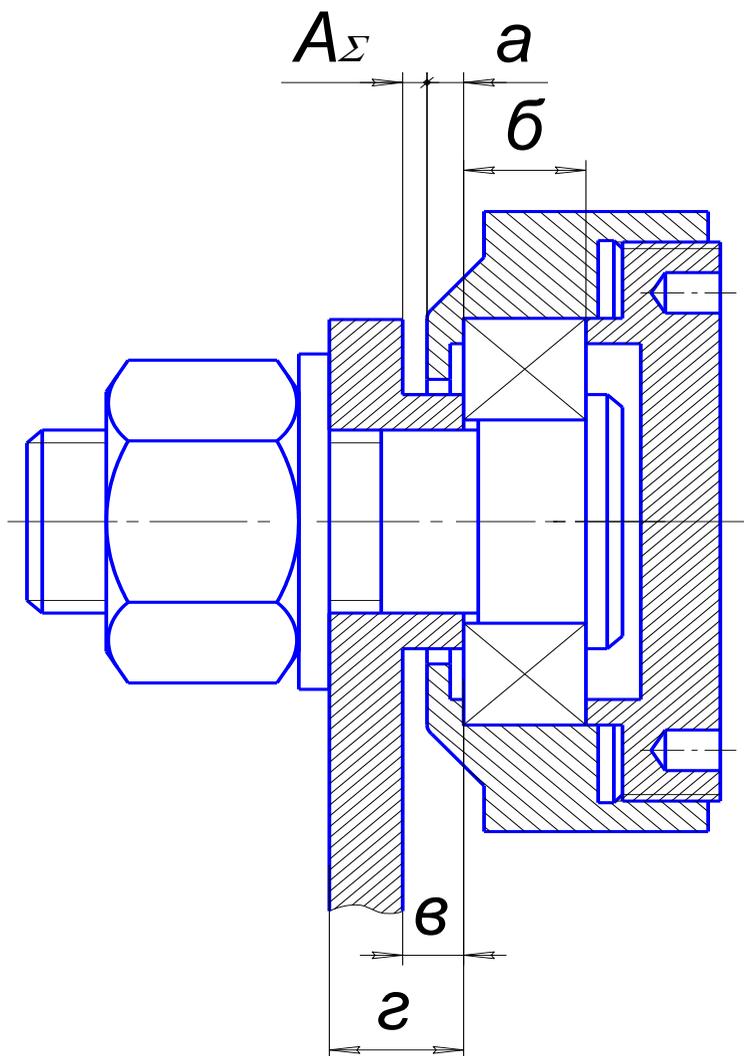


Рисунок 11

Продолжение Приложения А

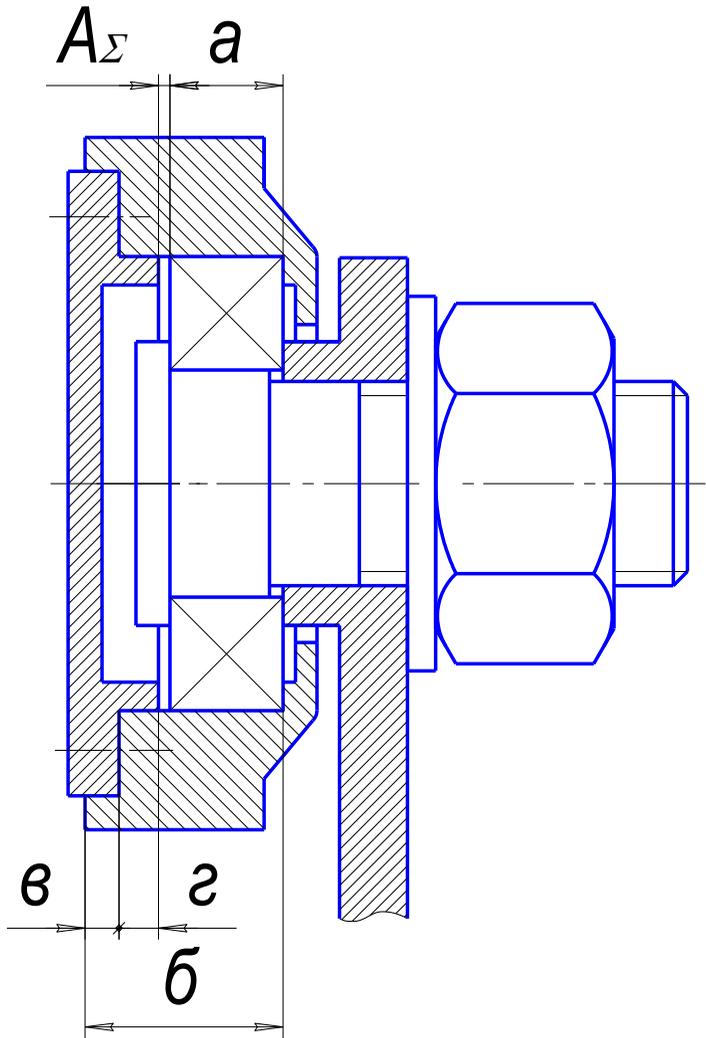


Рисунок 12

Продолжение Приложения А

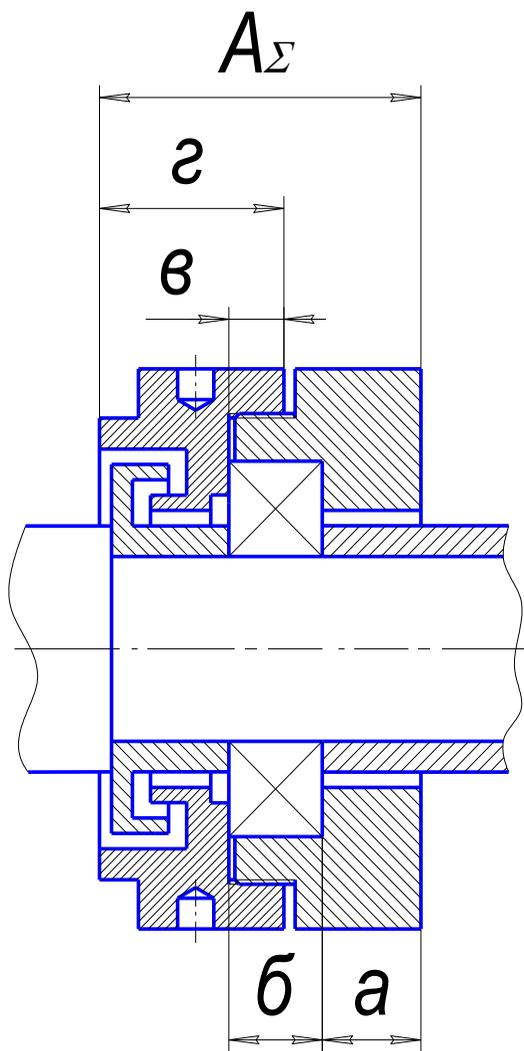


Рисунок 13

Продолжение Приложения А

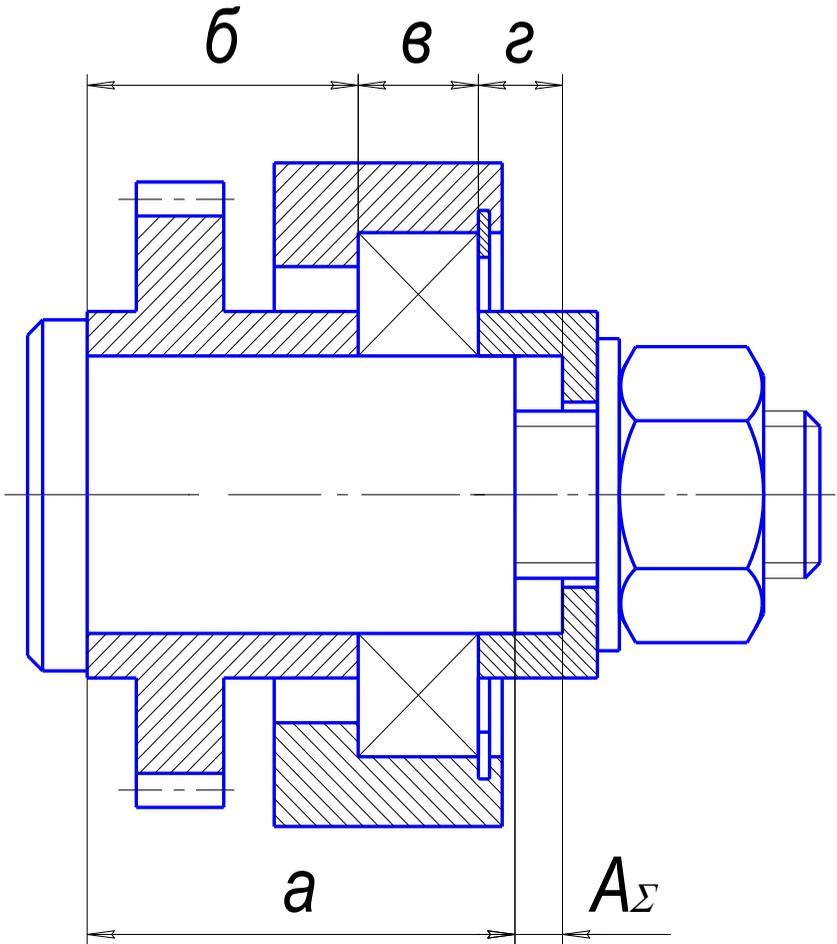


Рисунок 14

Продолжение Приложения А

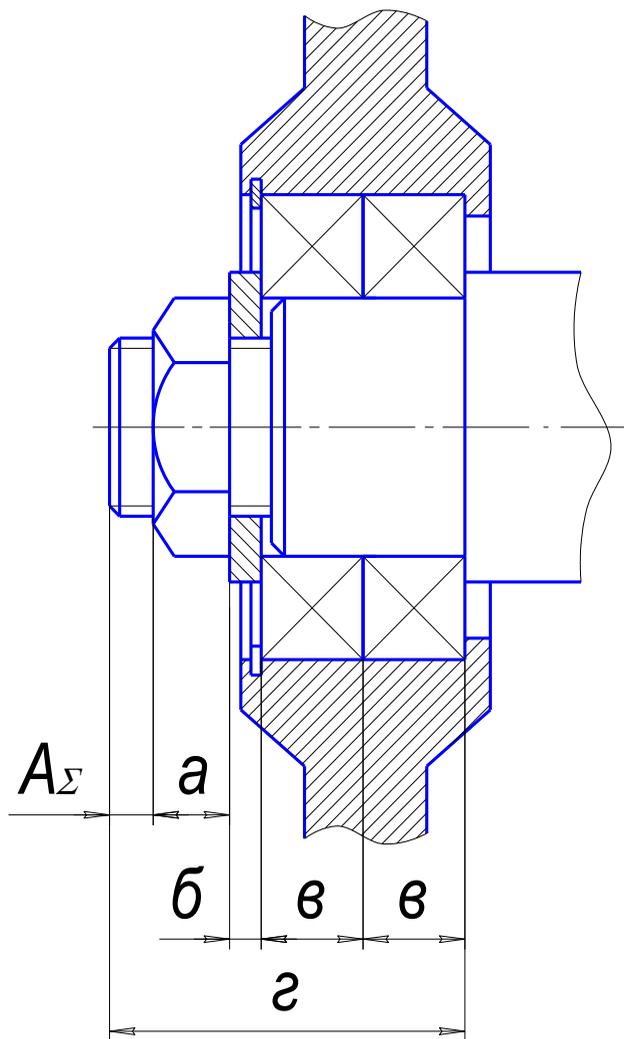
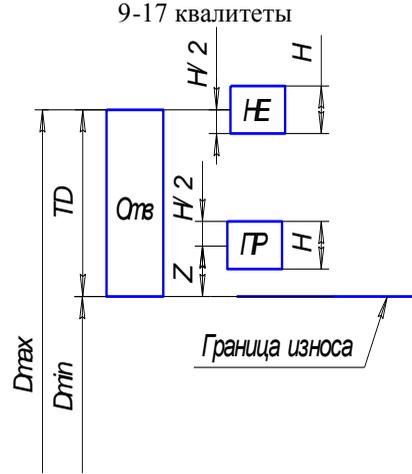
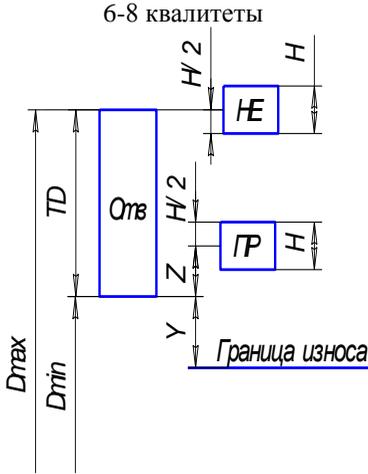


Рисунок 15

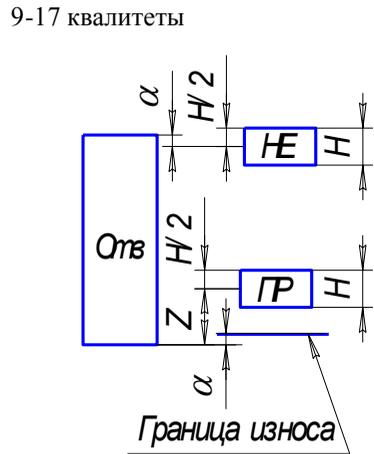
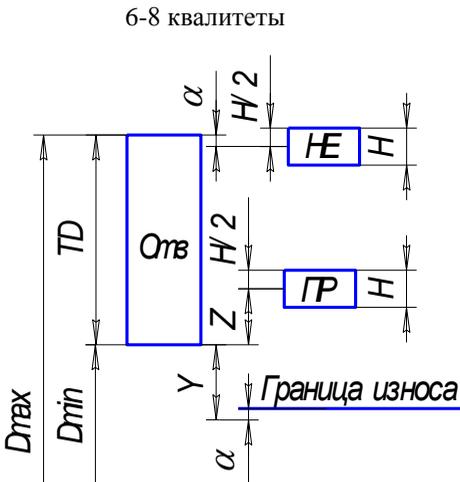
Приложение Б

Калибры гладкие для размеров до 500 мм (ГОСТ 24853-81)

Схемы полей допусков



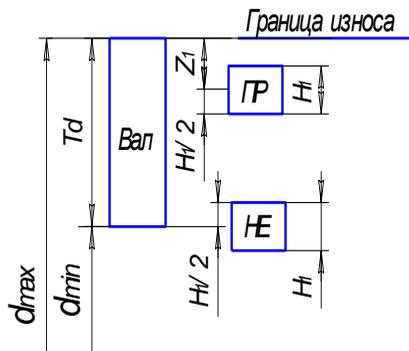
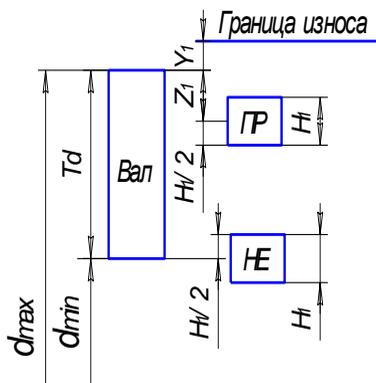
а) для контроля отверстий диаметром 0-180 мм



б) для контроля отверстий диаметром свыше 180 мм

6-8 квалитеты

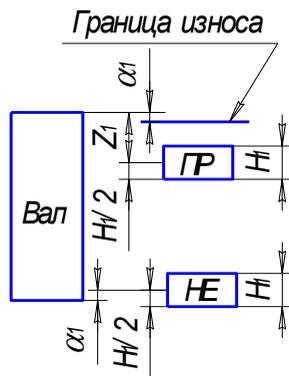
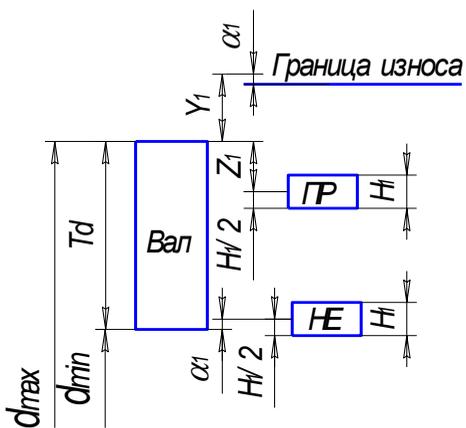
9-17 квалитеты



в) для контроля валов диаметром 0-180 мм

6-8 квалитеты

9-17 квалитеты



г) для контроля валов диаметром свыше 180 мм

Таблица Приложения Б

Квалитет	Обозначение размеров и допусков	Интервалы размеров, мм												
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св.10 до 18	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250	Св.250 до 315	Св.315 до 400	Св.400 до 500
		Размеры и допуски, мкм												
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7
	$\alpha, \alpha 1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5
	Z1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	Y1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7
	H	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
	H1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
7	Z, Z1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	Y, Y1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9
	$\alpha, \alpha 1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7
	H, H1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
8	Z, Z1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18
	Y, Y1	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11
	$\alpha, \alpha 1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
9	Z, Z1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32
	Y, Y1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$\alpha, \alpha 1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20

Таблица Приложения Б

Квалитет	Обозначение размеров и допусков	Интервалы размеров, мм												
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св.10 до 18	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250	Св.250 до 315	Св.315 до 400	Св.400 до 500
		Размеры и допуски, мкм												
10	Z, Z1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	37
	Y, Y1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$\alpha, \alpha 1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
11	Z,Z1	10	12	14	16	19	22	25	28	32	40	45	50	55
	Y,Y1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$\alpha, \alpha 1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20
	H,H1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27

Приложение В

Коэффициент нагруженности  $C_R$  для  $x$  подшипников скольжения

Относительный эксцентриситет	Коэффициент нагруженности $C_R$ при $L/D_H$											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	0,089	0,133	0,182	0,234	0,287	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529	0,610	0,763
0,4	0,141	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,658	0,723	0,784	0,891	1,091
0,5	0,216	0,317	0,427	0,538	0,647	0,754	0,853	0,947	1,033	1,111	1,248	1,483
0,6	0,339	0,493	0,655	0,816	0,972	1,118	1,253	1,377	1,489	1,590	1,763	2,070
0,65	0,431	0,622	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,669	1,796	1,912	2,099	2,446
0,7	0,573	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,929	2,097	2,247	2,379	2,600	2,981
0,75	0,776	1,098	1,418	1,720	1,965	2,248	2,469	2,664	2,838	2,990	3,242	3,671
0,8	1,079	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,580	3,787	3,968	4,266	4,778
0,85	1,775	2,428	3,036	3,58	4,083	4,459	4,808	5,106	5,364	5,586	5,947	6,545
0,9	3,195	4,261	5,214	6,029	6,721	7,294	7,772	8,186	8,533	8,831	9,304	10,091
0,925	5,055	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,38	11,91	12,35	12,73	13,34	14,34
0,95	8,393	10,706	12,64	14,14	15,37	16,37	17,18	17,86	18,43	18,91	19,68	20,97
0,975	21,00	25,62	29,17	31,88	33,99	35,66	37,00	38,12	39,04	39,81	41,07	43,11
0,99	65,26	75,86	83,21	88,90	92,89	96,35	98,95	101,2	102,9	104,4	106,8	110,8

Примечание: Промежуточные значения следует получать линейной интерполяцией табличных данных.

Приложение Г  
 Предельные зазоры в посадках с зазором при размерах от 1 до 315 мм  
 (ГОСТ 25346-89)

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	H5/g4	H5/h4	H6/f6	-	H6/g5	H6/h5	-	H7/d8
	Посадки в системе вала							
	G5/h4	H5/h4	-	F7/h5	G6/h5	H6/h5	D8/h6	D8/h7
	Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , мкм							
От. 1 до 3	9	7	18	20	12	10	40	44
	2	0	6	6	2	0	20	20
Св. 3 до 6	13	9	26	27	17	13	56	60
	4	0	10	10	4	0	30	30
Св. 6 до 10	15	10	31	34	20	15	71	77
	5	0	13	13	5	0	40	40
Св. 10 до 18	19	13	38	42	25	19	88	95
	6	0	16	16	6	0	50	50
Св. 18 до 30	22	15	46	50	29	22	111	119
	7	0	20	20	7	0	65	65
Св. 30 до 50	27	18	57	61	36	27	135	144
	9	0	25	25	9	0	80	80
Св. 50 до 80	31	21	68	73	42	32	165	176
	10	0	30	30	10	0	100	100
Св. 80 до 120	37	25	80	86	49	37	196	209
	12	0	36	36	12	0	120	120
Св. 120 до 180	44	30	93	101	57	43	233	248
	14	0	43	43	14	0	145	145
Св. 180 до 250	49	34	108	116	64	49	271	288
	15	0	50	50	15	0	170	170
Св. 250 до 315	56	39	120	131	72	55	303	323

Продолжение Приложения Г

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	H8/d8	H8/d9	H8/e8	H8/e9; H9/e8	H8/f7	H8/f8	H8/f9; H9/f8	H8/h7
	Посадки в системе вала							
	D8/h8	D9/h8	E8/h8	E9/h8	F8/h7	F8/h8	F9/h8	H8/h7
	Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , мкм							
От. 1 до 3	48	59	42	53	30	34	45	24
	20	20	14	14	6	6	6	0
Св. 3 до 6	66	78	56	68	40	46	58	30
	30	30	20	20	10	10	10	0
Св. 6 до 10	84	98	69	83	50	57	71	37
	40	40	25	25	13	13	13	0
Св. 10 до 18	104	120	86	102	61	70	86	45
	50	50	32	32	16	16	16	0
Св. 18 до 30	131	150	106	125	74	86	105	54
	65	65	40	40	20	20	20	0
Св. 30 до 50	158	181	128	151	89	103	126	64
	80	80	50	50	25	25	25	0
Св. 50 до 80	192	220	152	180	106	122	150	76
	100	100	60	60	30	30	30	0
Св. 80 до 120	228	261	180	213	125	144	177	89
	120	120	72	72	36	36	36	0
Св. 120 до 180	271	308	211	248	146	169	206	103
	145	145	85	85	43	43	43	0
Св. 180 до 250	314	357	244	287	168	194	237	118
	170	170	100	100	50	50	50	0
Св. 250 до 315	352	401	272	321	189	218	267	133
	190	190	110	110	56	56	56	0

Продолжение Приложения Г

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	H8/h9; H9/h8	H9/d9	-	H9/e9	H9/f9	H9/h9	H10/d10	H10/h9
	Посадки в системе вала							
	H8/h9	D9/h9	D10/h9	E9/h9	F9/h9	H9/h9	D10/h10	H10/h9
	Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , мкм							
От. 1 до 3	39	70	85	64	56	50	100	65
	0	20	20	14	6	0	20	0
Св. 3 до 6	48	90	108	80	70	60	126	78
	0	30	30	20	10	0	30	0
Св. 6 до 10	58	112	134	97	85	72	156	92
	0	40	40	25	13	0	40	0
Св. 10 до 18	70	136	163	118	102	86	190	113
	0	50	50	32	16	0	50	0
Св. 18 до 30	85	169	201	144	124	104	233	136
	0	65	65	40	20	0	65	0
Св. 30 до 50	101	204	242	174	149	124	280	162
	0	80	80	50	25	0	80	0
Св. 50 до 80	120	248	294	208	178	148	340	194
	0	100	100	60	30	0	100	0
Св. 80 до 120	141	294	347	246	210	174	400	227
	0	120	120	72	36	0	120	0
Св.120 до 180	163	345	405	285	243	200	465	260
	0	145	145	85	43	0	145	0
Св.180 до 250	187	400	470	330	280	230	540	300
	0	170	170	100	50	0	170	0
Св.250 до 315	211	450	530	370	316	260	610	340
	0	190	190	110	56	0	190	0

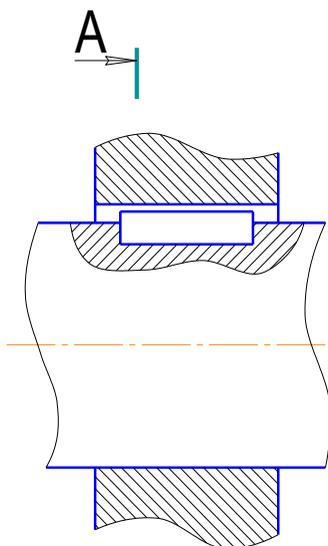
Продолжение Приложения Г

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	H7/c8	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/b11	H11/h11	H12/b12	H12/h12
	Посадки в системе вала							
	-	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11	H11/h11	B12/h12	H12/h12
	Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , мкм							
От. 1 до 3	84	390	260	180	140	120	340	200
	60	270	140	60	20	0	140	0
Св. 3 до 6	100	420	290	220	180	150	380	240
	70	270	140	70	30	0	140	0
Св. 6 до 10	117	460	330	260	220	180	450	300
	80	270	150	80	40	0	150	0
Св. 10 до 18	140	510	370	315	270	220	510	360
	95	290	150	95	50	0	150	0
Св. 18 до 30	164	560	420	370	325	260	580	420
	110	300	160	110	65	0	160	0
Св. 30 до 40	184	630	490	440	400	320	670	500
	120	310	170	120	80	0	170	0
Св. 40 до 50	194	640	500	450	400	320	680	500
	130	320	180	130	80	0	180	0
Св. 50 до 65	216	720	570	520	480	380	790	600
	140	340	190	140	100	0	190	0
Св. 65 до 80	226	740	580	530	480	380	800	600
	150	360	200	150	100	0	200	0
Св. 80 до 100	259	820	660	610	560	440	920	700
	170	380	220	170	120	0	220	0
Св. 100 до 120	269	850	680	620	560	440	940	700
	180	410	240	180	120	0	240	0

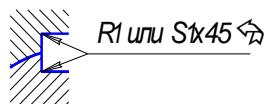
Продолжение Приложения Г

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	H7/c8	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/b11	H11/h11	H12/b12	H12/h12
	Посадки в системе вала							
	-	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11	H11/h11	B12/h12	H12/h12
	Предельные зазоры $S_{max}$ , мкм $S_{min}$							
Св.120 до 140	303	960	760	700	645	500	1060	800
	200	460	260	200	145	0	260	0
Св.140 до 160	313	1020	780	710	645	500	1080	800
	210	520	280	210	145	0	280	0
Св.160 до 180	333	1080	810	730	645	500	1110	800
	230	580	310	230	145	0	310	0
Св.180 до 200	358	1240	920	820	750	580	1260	920
	240	660	340	240	170	0	340	0
Св.200 до 225	378	1320	960	840	750	580	1300	920
	260	740	380	260	170	0	380	0
Св.225 до 250	398	1400	1000	860	750	580	1340	920
	280	820	420	280	170	0	420	0
Св.250 до 280	433	1560	1120	940	830	640	1520	1040
	300	920	480	300	190	0	480	0
Св.280 до 315	463	1690	1180	970	830	640	1580	1040
	330	1050	540	330	190	0	540	0
Св.315 до 355	506	1920	1320	1080	930	720	1740	1140
	360	1200	600	360	20	0	600	0
Св.355 до 400	545	2070	1400	1120	930	720	1820	1140
	400	1350	680	400	210	0	680	0
Св.400 до 450	600	2300	1560	1240	1030	800	2020	1260
	440	1500	760	440	230	0	760	0

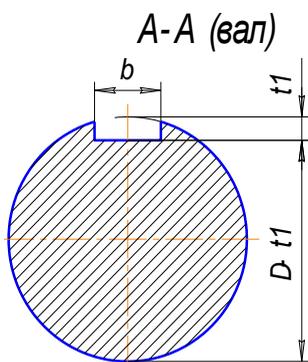
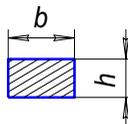
Приложение Д  
 Основные размеры соединений с призматическими  
 шпонками (ГОСТ 23360-78)



A-A (вал-втулка)



A-A (шпонка)



A-A (втулка)

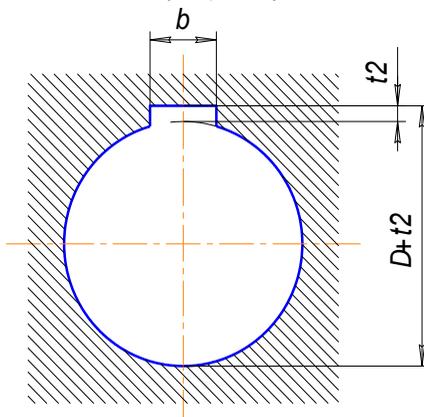
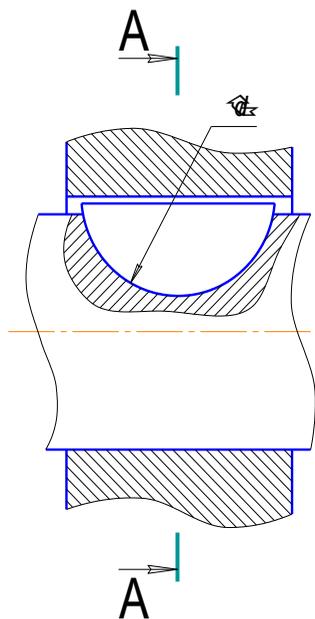


Таблица приложения Д

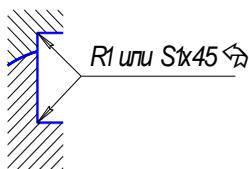
Диаметр вала, D, мм	Номинальные размеры шпонки, мм					Номинальные размеры паза, мм			
	bхh	фаска		интервалы длины, l		глубина		радиус за- кругления R1 или фаска S1	
		max	min	От	до	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	max	min
От. 6 до 8	2x2			6	20	1,2	1,0		
Св. 8 до 10	3x3	0,25	0,16	6	36	1,8	1,4	0,16	0,08
Св. 10 до 12	4x4			8	45	2,5	1,8		
Св. 12 до 17	5x5			10	56	3,0	2,3		
Св. 17 до 22	6x6	0,40	0,25	14	70	3,5	2,8	0,25	0,16
Св. 22 до 30	8x7			18	90	4,0	3,3		
Св. 30 до 38	10x8			22	110	5,0	3,3		
Св. 38 до 44	12x8			28	140	5,0	3,3		
Св. 44 до 50	14x9	0,60	0,40	36	160	5,5	3,8	0,4	0,25
Св. 50 до 58	16x10			45	180	6,0	4,3		
Св. 58 до 65	18x11			50	200	7,0	4,4		
Св. 65 до 75	20x12			56	220	7,5	4,9		
Св. 75 до 85	22x14			63	250	9,0	5,4		
Св. 85 до 95	25x14	0,80	0,60	70	280	9,0	5,4	0,6	0,4
Св. 95 до 110	28x16			80	320	10,0	6,4		
Св.110 до 130	32x18			90	360	11,0	7,4		
Св.130 до 150	36x20			100	400	12,0	8,4		
Св.150 до 170	40x22	1,20	1,00	100	400	13,0	9,4	1,0	0,7
Св.170 до 200	45x25			110	450	15,0	10,4		
Св.200 до 230	50x28			125	500	17,0	11,4		
Св.230 до 260	56x32			140		20,0	12,4		
Св.260 до 290	63x32	2,00	1,60	160	500	20,0	12,4	1,6	1,2
Св.290 до 330	70x36			180		22,0	14,4		
Св.330 до 380	80x40			200		25,0	15,4		
Св.380 до 440	90x45	3,00	2,50	220	500	28,0	17,4	2,5	2,0
Св.440 до 500	100x50			250		31,0	19,5		

Примечание: Длина шпонок должна выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500,

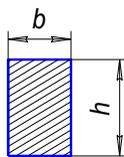
Приложение Е  
 Основные размеры соединений с сегментными шпонками  
 (ГОСТ 24071-80)



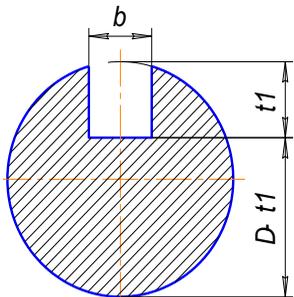
A-A (вал-втулка)



A-A (шпонка)



A-A (вал)



A-A (втулка)

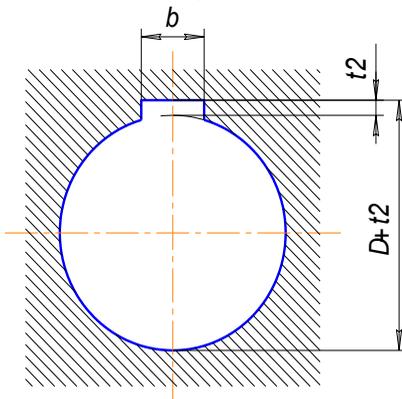


Таблица приложения Е

Диаметр вала D, мм		Размеры шпонки, мм			Размеры паза, мм			
назначение шпонки*		bхhхd	фаска S		глубина		R1 или S1х45°	
1	2		max	min	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	max	min
От.3 до 4	от.3 до 4	1x1.4x4	0.25	0.16	1.0	0.6	0.16	0.08
От.4 до 5	от.4 до 6	1.5x2.6x7			2.0	0.8		
От.5 до 6	от.6 до 8	2x2.6x7			1.8	1.0		
От.6 до 7	от.8 до 10	2x3.7x10			2.9	1.0		
От.7 до 8	от.10 до 12	2.5x3.7x10			2.7	1.2		
От.8 до 10	от.12 до 15	3x5x13			3.8	1.4		
От.10 до 12	от.15 до 18	3x6.5x16			5.3	1.4		
От.12 до 14	от.18 до 20	4x6.5x16	0.40	0.25	5.0	1.8	0.25	0.16
От.14 до 16	от.20 до 22	4x7.5x19			6.0	1.8		
От.16 до 18	от.22 до 25	5x6.5x16			4.5	2.3		
От.18 до 20	от.25 до 28	5x7.5x19			5.5	2.3		
От.20 до 22	от.28 до 32	5x9x22			7.0	2.3		
От.22 до 25	от.32 до 36	6x9x22			6.5	2.8		
От.25 до 28	от.36 до 40	6x10x25			7.5	2.8		
От.28 до 32	Св.40	8x11x28	0.60	0.40	8.0	3.3	0.40	0.25
От.32 до 38		10x13x32			10.0	3.3		

\* Назначение: 1 предусматривает случай передачи шпонкой крутящего момента, назначение 2 - когда шпонка используется только для фиксации.

### Приложение Ж

Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с призматическими шпонками (ГОСТ 23360-78)

Элемент соединения	Предельные отклонения размера				
	высота <i>h</i>	длина <i>l</i>	глубина (или проставляемый на чертеже размер) на валу $t_1$ (или $d-t_1$ )* и на втулке $t_2$ (или $d+t_2$ ) при $h$ , мм		
			от 2 до 6	св.6 до 18	св.18 до 50
Шпонка	$h_{11}, h_9^{**}$	$h_{14}$	-	-	-
Паз	-	$H_{15}$	+0.1 0	+0.2 0	+0.3 0

\* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.

\*\* При  $h=2\div 6$  мм.

### Приложение И

Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с сегментными шпонками (ГОСТ 24071-80)

Элемент соединения	Предельные отклонения размера						
	высота $h$	диаметр $d$	глубина (или проставляемый на чертеже размер)				
			на валу $t_1$ (или $d-t_1$ )*		на втулке $t_2$ (или $d+t_2$ )		
	при $h$ , мм						
			от 1.4 до 3.7	св 3.7 до 7.5	св 7.5	от 1.4 до 10	св. 10
Шпонка	$h_{11}$	$h_{12}$	-	-	-		
Паз	-	-	+0.1 0	+0.2 0	+0.3 0	+0.1 0	+0.2 0

\* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.

## Приложение К

Нормальные габаритные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников (ГОСТ 8338-75)

Условное обозначение подшипников	Диаметр внутреннего кольца, мм	Диаметр наружного кольца, мм	Ширина, мм	Радиус закругления, мм
Серия диаметров 2, серия ширин 0				
200	10	30	9	1
201	12	32	10	1
202	15	35	11	1
203	17	40	12	1
204	20	47	14	1.5
205	25	52	15	1.5
206	30	62	16	1.5
207	35	72	17	2
208	40	80	18	2
209	45	85	19	2
210	50	90	20	2
211	55	100	21	2.5
212	60	110	22	2.5
213	65	120	23	2.5
214	70	125	24	2.5
215	75	130	25	2.5
216	80	140	26	3
217	85	150	28	3
218	90	160	30	3
220	100	180	34	3.5
Серия диаметров 3, серия ширин 0				
300	10	35	11	1
301	12	37	12	1.5
302	15	42	13	1.5
303	17	47	14	1.5
304	20	52	15	2
305	25	62	17	2
306	30	72	19	2
307	35	80	21	2.5
308	40	90	23	2.5
309	45	100	25	2.5

Продолжение Приложения К

Условное обозначение подшипников	Диаметр внутреннего кольца, мм	Диаметр наружного кольца, мм	Ширина, мм	Радиус закругления, мм
Серия диаметров 3, серия ширин 0				
310	50	110	27	3
311	55	120	29	3
312	60	130	31	3.5
313	65	140	33	3.5
314	70	150	35	3.5
315	75	160	37	3.5
316	80	170	39	3.5
317	85	180	41	4
318	90	190	43	4
320	100	215	47	4
Серия диаметров 4, серия ширин 0				
403	17	62	17	2
404	20	72	19	2
405	25	80	21	2.5
406	30	90	23	2.5
407	35	100	25	2.5
408	40	110	27	3
409	45	120	29	3
410	50	130	31	3.5
411	55	140	33	3.5
412	60	150	35	3.5
413	65	160	37	3.5
414	70	180	42	4
416	80	200	48	4
417	85	210	52	5.0

### Приложение Л

Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов и корпусов при циркуляционном нагружении

Диаметр (d) отверстия внутреннего кольца подшип- ника, мм	Допускаемые значения $P_R$ , кН/м			
	поля допусков для валов			
	js6, js5	k6, k5	m6, m5	n6, n5
До 80	До 300	300-1400	1400-1600	1600-3000
Св. 80 до 180	До 600	600-2000	2000-2500	2500-4000
Св. 180 до 360	До 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
Св. 360 до 630	До 900	900-3500	3500-5400	5400-8000
Диаметр (D) наружного коль- ца подшипника, мм	поля допусков для отверстий корпусов			
	K7, K6	M7, M6	N7, N6	P7
До 180	До 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
Св. 180 до 360	До 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
Св. 360 до 630	До 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
Св. 630 до 1600	До 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

### Приложение М

Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения с местно нагруженными кольцами (при спокойной нагрузке или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%)

Типы подшипни- ков	Номиналь- ный диаметр, мм	Поля допусков		
		валов (осей)	отверстий в корпусе	
			неразъемном	разъемном
Все типы, кроме штам- пованных игольчатых	до 80	h5, h6, g5, g6, f6*, js6	H6, H7	
	св. 80 до 260		G6, G7	H6, H7, H8*
	св. 260 до 500	f6, js6		
* Поля допусков применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой.				

## Приложение Н

Рекомендуемые поля допусков для установки шариковых радиальных подшипников качения на вал (под внутреннее кольцо) при колебательном характере нагружения

Номинальный диаметр внутреннего кольца, мм	Класс точности подшипников			Примеры применения подшипниковых узлов
	P0, P6	P5, P4	P2	
	Поля допусков			
До 18 мм	k6, js6	js5, (j5)	h3	Деревообделочные машины, кривошипно-шатунные механизмы, коробки передач автомобилей и тракторов, редукторы
св. 18 до 100 мм	k6, js6	k5	k4	
св.100 до 140 мм	m6	m5	m4	
св.140 до 200 мм	n6	n5	n4	
св.200 до 250 мм	n6, p6	-	-	
Условия работы подшипника: - вращается вал,- нормальный или тяжелый режим работы.				

## Приложение П

Рекомендуемые поля допусков для установки шариковых радиальных подшипников качения в корпусе (под наружное кольцо) при колебательном характере нагружения

Конструкция подшипниковых узлов	Класс точности подшипников			Примеры применения подшипниковых узлов
	P0, P6	P5, P4	P2	
	поля допусков			
Корпус цельный наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	K6, Js6 (J6), M6	M6, Js6 (J6), M5	M5	Для точных узлов, шпиндели металлорежущих станков
	K7	-	-	Электродвигатели, коробки передач, задние мосты автомобилей
Условия работы подшипника: вращаются корпус или корпус и вал				

### Приложение Р

Точность размеров внутренних колец шариковых радиальных подшипников качения класса точности Р0

Номинальный диаметр отверстия d, мм	Предельные отклонения размеров, мкм			
	диаметра отверстия d		ширины кольца В	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
от 0,6 до 2,5 мм	0	- 8	0	- 40
св. 2,5 до 10 мм	0	- 8	0	- 120
св. 10 до 18 мм	0	- 8	0	- 120
св. 18 до 30 мм	0	- 10	0	- 120
св. 30 до 50 мм	0	- 12	0	- 120
св. 50 до 80 мм	0	- 15	0	- 150
св. 80 до 120 мм	0	- 20	0	- 200
св. 120 до 180 мм	0	- 25	0	- 250
св. 180 до 250 мм	0	- 30	0	- 300

### Приложение С

Точность размеров наружных колец шариковых радиальных подшипников качения класса точности Р0

Номинальный диаметр отверстия D, мм	Предельные отклонения диаметра отверстия, мкм	
	верхнее	нижнее
От 2,5 до 6	0	-8
Св. 6 до 18	0	-8
Св. 18 до 30	0	-9
Св.30 до 50	0	-11
Св.50,до 80	0	-13
Св. 80 до 120	0	-15
Св. 120 до 150	0	-18
Св. 150 до 180	0	-25
Св. 180 до 250	0	-30
Св. 250 до 315	0	-35

### Приложение Т

Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Номинальный диаметр, мм	
		до 80	св. 80 до 500
		Шероховатость поверхности Ra, мкм, не более	
Валов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6; 5 и 4	0,63	1,25
Торцов запле- чиков валов и от- верстий корпусов	0	2,5	2,5
	6; 5 и 4	1,25	2,5

Примечание. Шероховатость посадочных поверхностей валов; для подшипников на закрепительных или закрепительно-стяжных (буксовых) втулках не должна превышать  $Ra \leq 2,5$  мкм.

### Приложение Ф

Поля допусков нецентрирующих диаметров шлицевых соединений

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала	втулки
d	По D или b	a11*	H11
D	По d или b	a11	H12

\* Допускается применять другое поле допуска, в соответствии с требованиями по ГОСТ 1139-80

### Приложение Ц

Значение единицы допуска  $i_i$  для размеров от 1 до 500 мм

Размеры, мм	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
$i_i$	0,55	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

### Приложение Ч

Количество  $a_i$  единиц допуска для квалитетов

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$a_i$	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

### Приложение Ш

Допуски для размеров до 500 мм (ГОСТ 25346-89)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Допуски, мкм							Допуски, мм					
До 3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,0
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,2
Св. 6 до 10	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,5
Св. 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,8
Св. 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,1
Св. 30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,5
Св. 50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,0
Св. 80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,5
Св. 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,0
Св. 180 до 250	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,6
Св. 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,2
Св. 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,7
Св. 400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,3

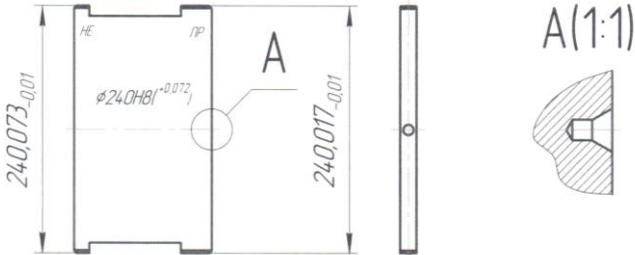
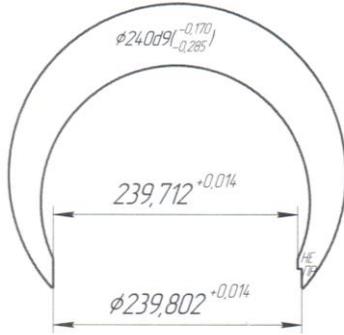




КРМС 238 012. 003

Гвоз. примен.

Стрив. №



Надписи нанесены ударным способом, шрифт ГО-5 ГОСТ2930-62.

Изм.	Лист	№ докум.	Год.	Дата	<p>КРМС 238 012. 003</p> <p>Калибр-скоба калибр-пробка (Рисунок 1.4)</p>	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Иванов ИИ							1:4
Пров.	Петров ПП					Лист	Листов	1
Т.контр.						БГОХА		
Исполн.						гр. И-931		
Утв.					Формат А4			

Копировал



КРМС 238 012. 005

Гвоз. примен.

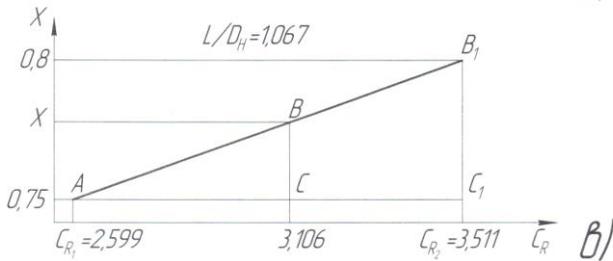
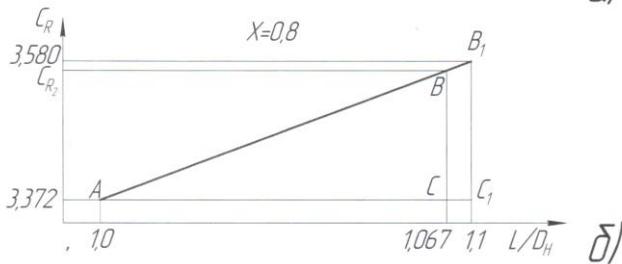
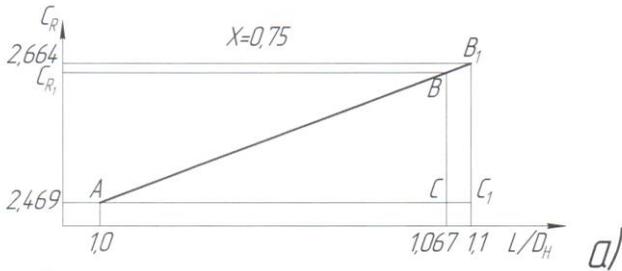
Стрел. №

Годт. и дата

Взам. инв. № Инв. №обл.

Годт. и дата

Инв. №годт.



КРМС 238 012. 005

Графики определения относительного эксцентриситета (Рисунок 2.1)

Лит. Масса Масштаб

--	--	--

Лист Листов 1

БГХА  
гр. И-931

Копировал

Формат А4

КРМС. 238 012. 006

Гвар. примен.

Стресс. №

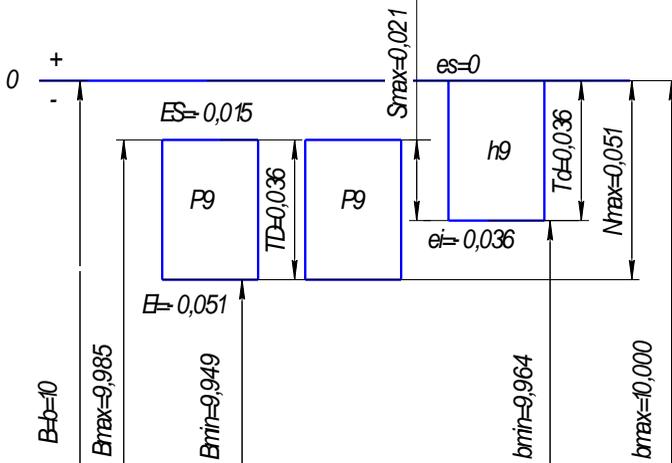
Пздт. и дата

Изм. № док. №

Изм. №

Пздт. и дата

Изм. № пздт.



КРМС. 238 012. 006

Схема расположения полей допусков шпоночного соединения (Рисунок 3.1)

Лист	Масса	Масштаб
		1000:1
Лист	Листов	1

БГХА  
И-931

Копировал

Формат А4

КРМС 238 012. 007

Гвоз. примен.

Стрел. №

Гвозт. и дата

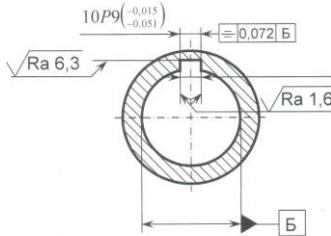
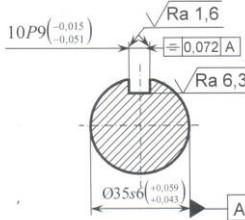
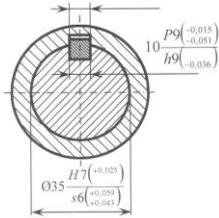
Изм. №

Изм. №

Гвозт. и дата

Изм. №

Изм.	Лист	№ докум.	Гвозт.	Дата
Разраб.				
Гвоз.				
Т.контр.				
Исконтр.				
Утв.				



КРМС 238 012. 007

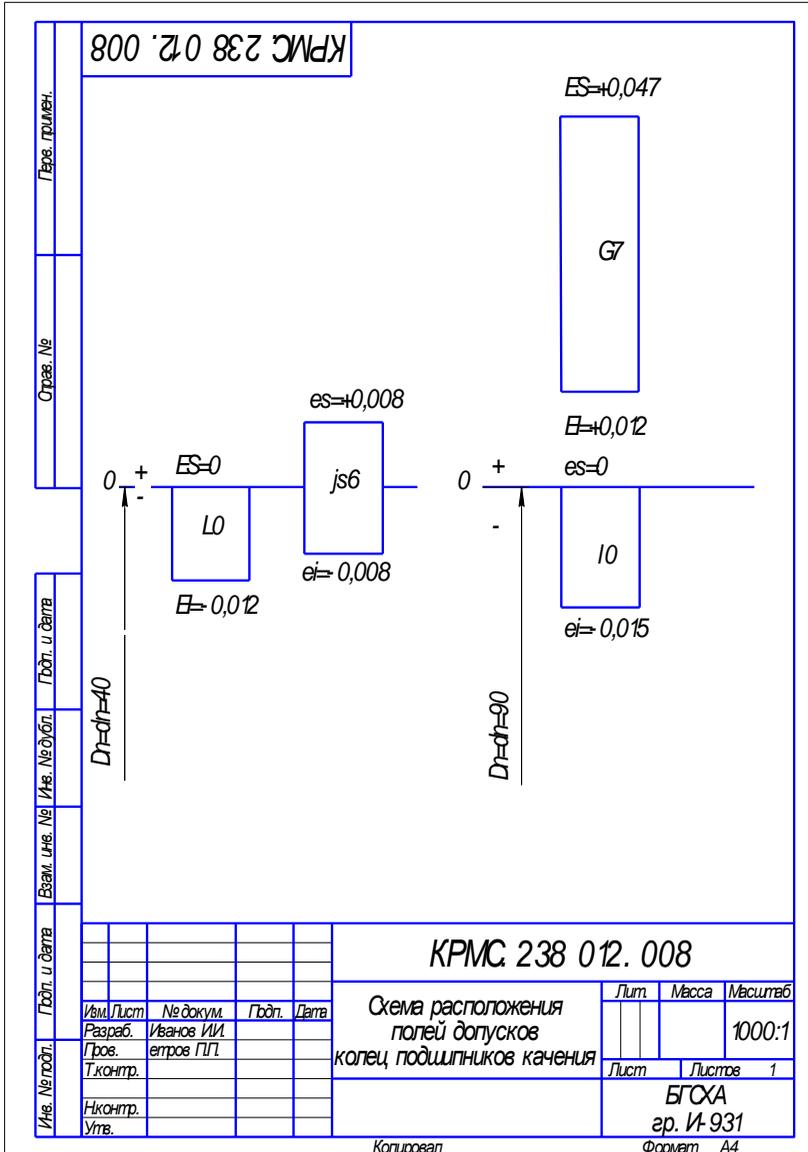
Шпоночное  
соединение  
и его элементы  
(Рисунок 32)

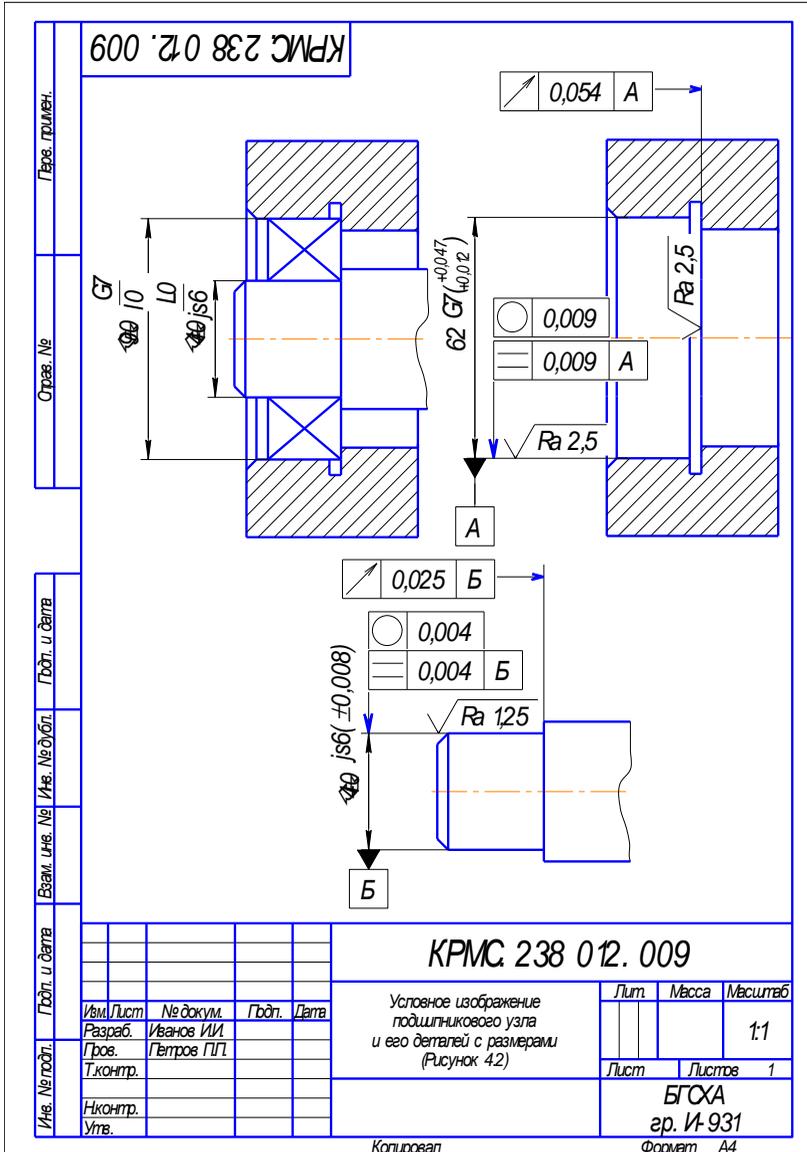
Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

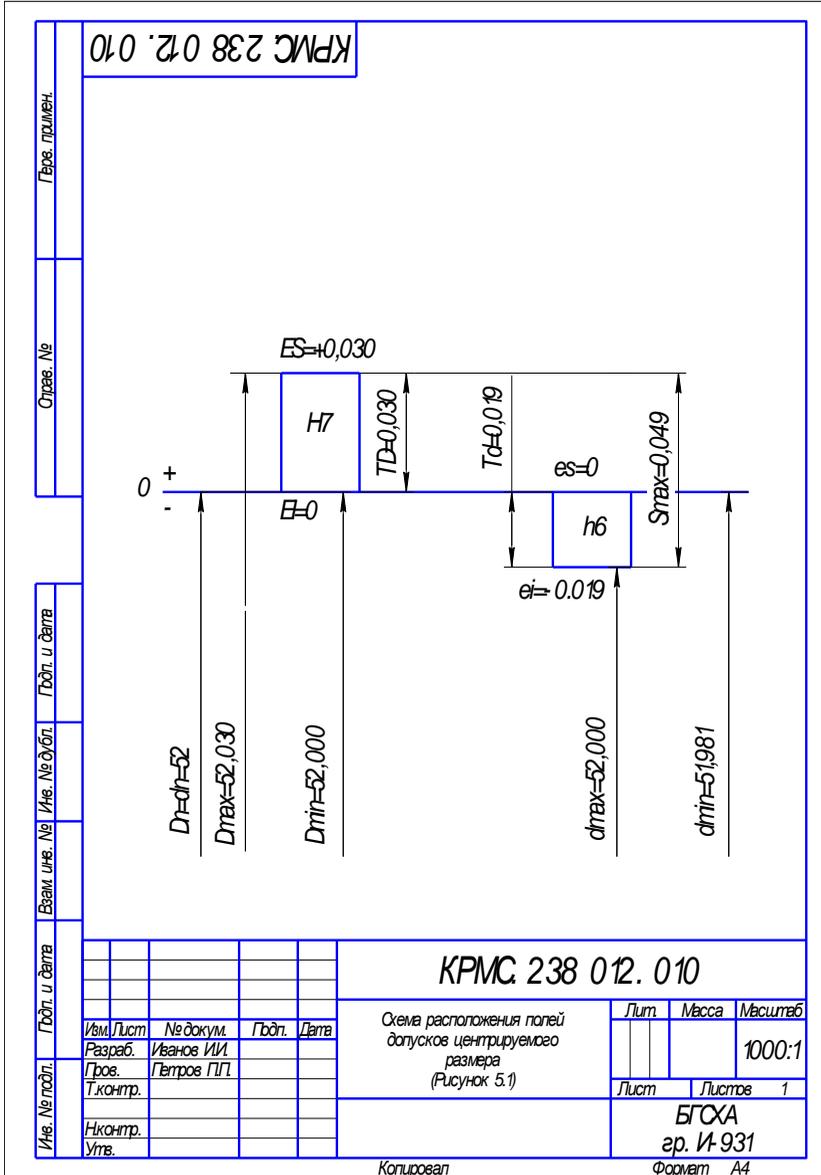
БГХА  
гр. И-931

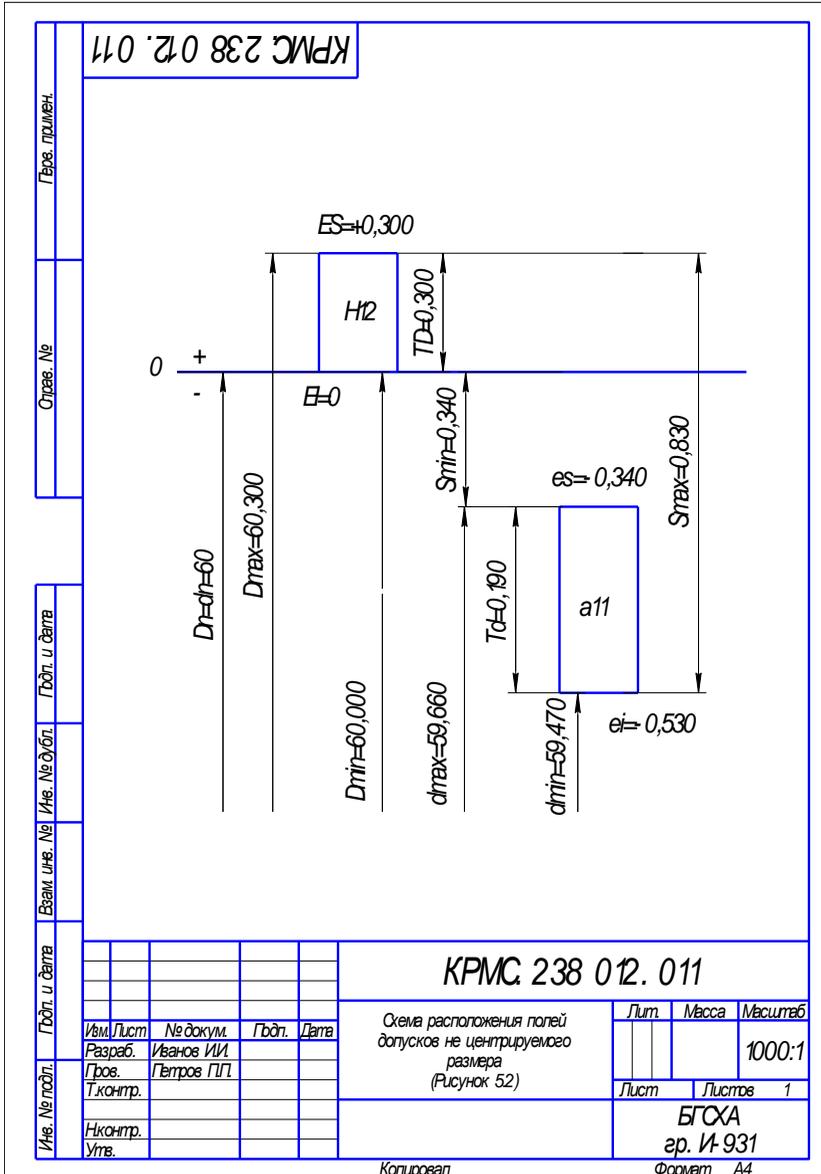
Копировал

Формат А4





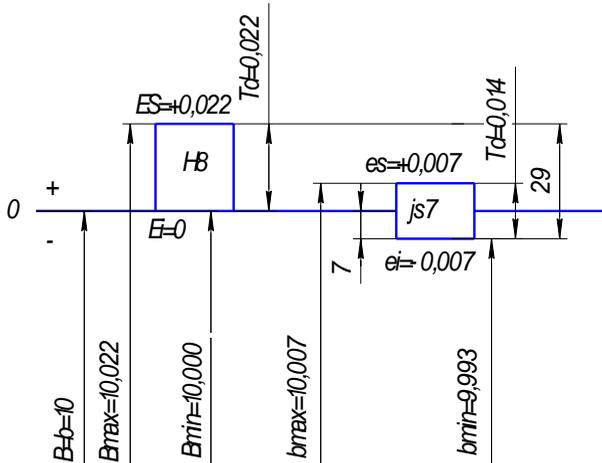




КРМС 238 012. 012

Грвс. пршмен.

Стрвс. №



Гддп. и сдгтв

Ивс. № дубл.

Всвм. швс. №

Гддп. и сдгтв

Ивс. № подл.

Ивм. Лист	Не докум.	Гддп.	Дата	
Разраб.	Иванов ИИ			
Грвс.	Петров ПП			
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

КРМС 238 012. 012

Схема расположения полей допусков не центрируемого размера (Рисунок 5.3)

Лист	Масса	Масштаб
		1000:1
Лист	Листов	1
БГСА ар. И-931		

Копировал

Формат А4

КРМС 238 012. 013

Гвоз. примен.

Справа. №

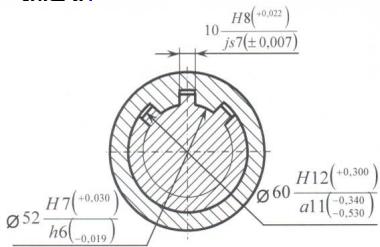
Гвозд. и дата

Име. Не одоб.

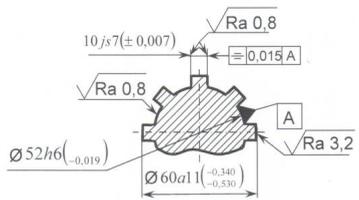
Взам. име. №

Гвозд. и дата

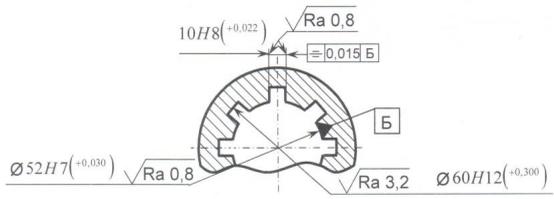
Име. Не одоб.



$$d - 8 \times 52 \frac{H7}{h6} \times 60 \frac{H12}{a11} \times 10 \frac{H8}{js7}$$



$$d - 8 \times 52h6 \times 60a11 \times 10js7$$



$$d - 8 \times 52H7 \times 60H12 \times 10H8$$

КРМС 238 012. 013

Условное изображение шлицевого соединения и его деталей с размерами (Рисунок 5.4)

Лист	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1
БГСА ар. И-931		

Копировал

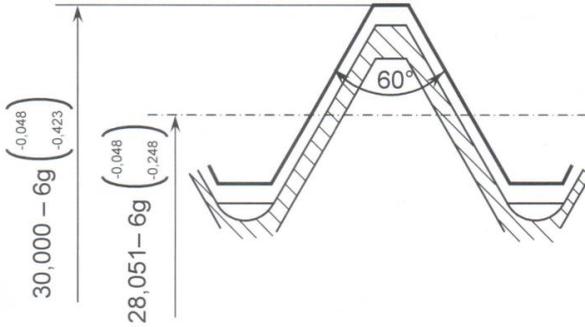
Формат А4



КРМС 238 012. 014

Гвар. примен.

Стрив. №



Годт. и дата

Име. № дубл.

Ваим. име. №

Годт. и дата

КРМС 238 012. 014

Изм.	Лист	Недокум.	Годт.	Дата
Разраб.		Иванов ИИ		
Прое.		Петров ПП		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Положение полей допусков  
наружной резьбы с основным  
отклонением 6g  
(Рисунок 7.1)

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1
БГОХА ар. И-931		

Копировал

Формат А4

КРМС 238 012. 015

Гвар. примен.

Стрел. №

Подт. и дата

Изм. №

Изм. №

Подт. и дата

Изм. №

Изм.	Лист	№ докум.	Подт.	Дата
Разраб.		Иванов ИИ		
Пров.		Петров ПП		
Т.контр.				
Н.контр.				
Уте.				

КРМС 238 012. 015

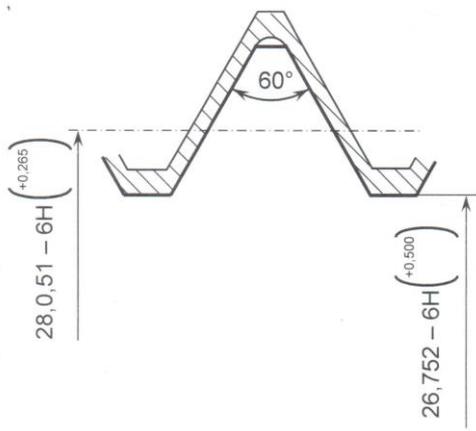
Положение полей допусков  
внутренней резьбы с основным  
отклонением 6H  
(Рисунок 72)

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

БГХА  
гр. И-931

Копировал

Формат А4



КРМС 238 012. 016

Лист: примен.

Страна: №

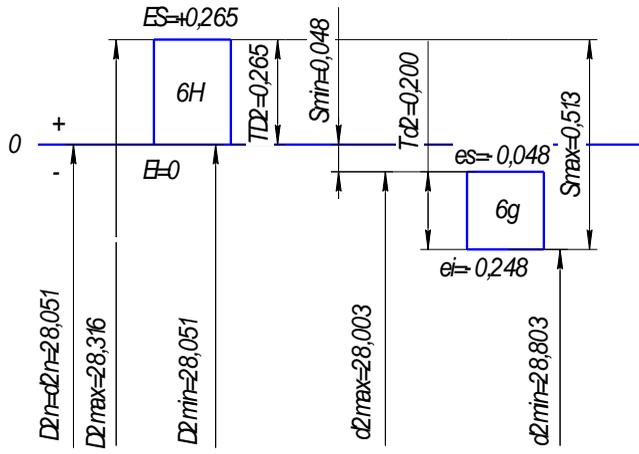
Год: и дата

Име. № Инв. № Обл.

Вам. Инв. №

Год: и дата

Име. № год: Ив. № год: Ив. № год: Ив. № год:



$D_{2\text{н}} = d_{2\text{н}} = 28,051$

$D_{2\text{max}} = 28,316$

$D_{2\text{min}} = 28,051$

$d_{2\text{max}} = 28,003$

$d_{2\text{min}} = 28,803$

КРМС 238 012. 016

Схема расположения полей допусков по среднему диаметру резьбы (Рисунок 7.3)

Лист	Масса	Масштаб
		1000:1
Лист	Листов	1

БГСА  
гр. И-931

Копировал

Формат А4

Учебное издание

Киселева Лариса Сергеевна  
Будко Сергей Иванович

**МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ  
И СЕРТИФИКАЦИЯ**

Учебное пособие  
по выполнению курсовой работы

Редактор Лебедева Е.М.

---

Подписано к печати \_\_\_\_\_. Формат 60x84 1/16. Бумага печатная.  
Усл. п.л. \_\_\_\_\_. Тираж 100. Издат. № \_\_\_\_\_

---

Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной академии  
243365 Брянская обл., Выгоничский р-он., с. Кокино, Брянская ГСХА