

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Степанов Павел Иванович  
Должность: Руководитель НТИ НИЯУ МИФИ  
Дата подписания: 27.02.2026 08:07:58  
Уникальный программный ключ:  
8c65c591e26b2d8e460927740cf752622aa3b295

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования**

**«Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»**

**НОВОУРАЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

**КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**«Нормирование точности в машиностроении»**

## **НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ**

Пример выполнения курсовой работы  
для студентов по направлению подготовки 15.03.05  
«Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств»  
(все формы обучения)

Новоуральск

2015

УДК 621.753 (075.5)

МиМ \_\_\_\_\_ . 15

Автор: к.т.н., доцент кафедры ТМ, Лагуткин Станислав Владимирович

**Нормирование точности деталей сборочной единицы.** Пример выполнения курсовой работы по дисциплине «Нормирование точности в машиностроении» для студентов по направлению подготовки 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (все формы обучения). – Новоуральск: НТИ НИЯУ «МИФИ», 2015. – 44 с.

Рецензент: д.т.н., профессор, Беляев Арнольд Ефραίимович

Методические указания рассмотрены на заседании кафедры ТМ

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2015 г. Протокол № \_\_\_\_\_

Зав.кафедрой ТМ, к.т.н., доцент

В.В. Закураев

СОГЛАСОВАНО:

Председатель методсовета НТИ НИЯУ «МИФИ»

д.т.н., профессор

А.Е. Беляев

## Содержание

|                                                                          |           |
|--------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Введение .....</b>                                                    | <b>4</b>  |
| <b>1 Исходные данные .....</b>                                           | <b>5</b>  |
| <b>2 Нормирование точности гладких соединений .....</b>                  | <b>8</b>  |
| 2.1 Подбор посадки методом подобия.....                                  | 8         |
| 2.2 Назначение посадки расчетным методом .....                           | 11        |
| 2.3 Контроль размеров гладкими калибрами .....                           | 14        |
| 2.4 Допуски и посадки подшипников качения на вал и в корпус .....        | 20        |
| 2.5 Допуски размеров, входящих в размерные цепи .....                    | 26        |
| <b>3 Нормирование точности типовых соединений сложного профиля .....</b> | <b>30</b> |
| 3.1 Нормирование точности метрической резьбы .....                       | 30        |
| 3.2 Нормирование точности шпоночных соединений .....                     | 33        |
| 3.3 Нормирование точности шлицевых соединений .....                      | 36        |
| 3.4 Нормирование точности цилиндрических зубчатых передач .....          | 38        |
| <b>4 Нормативные документы .....</b>                                     | <b>41</b> |
| <b>Список литературы .....</b>                                           | <b>42</b> |
| <b>Приложение .....</b>                                                  | <b>43</b> |

## **Введение**

Курсовая работа по курсу «Нормирование точности в машиностроении» является первой самостоятельной конструкторской работой, выполнение которой способствует развитию у студентов практических навыков пользования нормативно-технической документацией, стандартами и другой справочной литературой.

Важное место в работе занимают вопросы, связанные с обеспечением точности взаимозаменяемых деталей сборочных единиц. Эксплуатационные показатели механизмов и машин (долговечность, надежность, точность и т.д.) в значительной мере зависят от правильности выбора посадок, допусков формы и расположения, шероховатости поверхностей у отдельных деталей. В собранном изделии детали связаны друг с другом, и отклонения размеров, формы и расположения осей или поверхностей одной из деталей вызывают отклонения у других. Сумма этих отклонений приводит к повышенному и неравномерному изнашиванию деталей, ведет к снижению точности работы подвижных соединений, вызывает очаги задиров, неравномерное распределение напряжений в неподвижных соединениях.

Цель курсовой работы – привить навыки нормирования точности определенного вида соединений, из числа тех, что находят наиболее широкое применение в современном машиностроении и приборостроении.

## 1 Исходные данные

На рисунке 1.1 показана часть конструкции шпиндельной коробки станка модели 1740РФ3. Шпиндельная коробка располагается в литом чугунном неразъемном корпусе 21. Комбинация включения блоков шестерен позволяет получать на шпинделе 3 четыре диапазона частот вращения. Вращение шпинделя должно быть плавным и бесшумным при высоких окружных скоростях. Зубчатые передачи, выполненные из стали, работают при повышенном температурном режиме с нагревом до  $+70^{\circ}\text{C}$ , а корпус может нагреваться до  $+40^{\circ}\text{C}$ . Зубчатый венец 1 соединен с зубчатым колесом 4 с помощью винтов 5.

Вращение на шпиндель с промежуточного вала 9 передается через блок зубчатых колес 1 и 4, который точно сцентрирован относительно оси шпинделя по  $D_1$  и закреплен на нем длинной шпонкой 2. Зубчатый венец 1 соединен с зубчатым колесом 4 с помощью винтов 5, имеющих нормальную длину свинчивания и выполненных с потайной головкой.

На промежуточный вал 9 по диаметру  $D_3$  установлен подвижный зубчатый блок с колесами 13 и 14, который перемещается по валу вдоль длинной направляющей шпонки. Предельные значения зазоров оговорены заданием. Вращение на промежуточный вал передается через шестерню 11 и подвижный блок шестерен 12, который перемещается по шлицевой поверхности входного вала (на чертеже не показан). Шлицы в отверстии блока закалены.

Подшипники левой опоры промежуточного вала 9 установлены в стакан 17, который запрессован в корпус по диаметру  $D_2$  с небольшим натягом и имеет дополнительное крепление болтами 20 с нормальной длиной свинчивания.

Режим работы подшипников тяжелый, испытывают значительные толчки и вибрации, имеют перегрузку до 300%. Регулирование зазоров в подшипниках левой опоры шпинделя выполняется гайками 22 и 23, имеющими короткую длину резьбы с мелким шагом. Во всех резьбовых соединениях указаны результаты измерения для наружной резьбы.

Между крышкой 8 и подшипником 10 предусматривается тепловой зазор, величина которого обеспечивается расчетом размерной цепи.

*Перечислим звенья размерной цепи:*

$A_1$  – ширина кольца подшипника 10;

$A_2$  – длина ступени вала 9;

$A_3$  – высота ступицы зубчатого колеса 15;

$A_4$  и  $A_6$  – ширина распорных втулок 16 и 18;

$A_5$  и  $A_7$  – ширина колец двух подшипников 19;

$A_8$  – глубина расточки в стакане 11;

$A_9$  – размер между наружными стенками корпуса 21;

$A_{10}$  – толщина прокладки 7;

$A_{11}$  – высота буртика крышки 8.

Таблица 1.1 – Числовые значения заданных параметров

| №варианта  | Гладкие цилиндрические соединения |                              |                  |                     |                    |                                                 | Подшипники качения |                             |                              | Шпоночное соединение |       |          |          |           |
|------------|-----------------------------------|------------------------------|------------------|---------------------|--------------------|-------------------------------------------------|--------------------|-----------------------------|------------------------------|----------------------|-------|----------|----------|-----------|
|            | $D_1$                             | $D_2$                        | $D_3$            | $S_{\max}$          | $S_{\min}$         | $\frac{\text{Отв. ITD}_3}{\sigma_{\text{тех}}}$ | № поз.             | Условное обозначение        | Радиальная нагрузка, кН      | $d$                  | $b$   |          |          |           |
|            | мм                                |                              |                  | мкм                 |                    |                                                 |                    |                             |                              | мм                   |       |          |          |           |
| 6          | 100                               | 200                          | 68               | 75                  | 10                 | 4,5                                             | 10                 | 318                         | 20                           | 68                   | 20    |          |          |           |
| №варианта  | Шлицевое соединение               |                              |                  | Резбовое соединение |                    |                                                 |                    |                             |                              | Зубчатая передача    |       |          |          |           |
|            | $Z$                               | $d$                          | $D$              | № поз.              | Обозначение резьбы | $d_2$ изм                                       | $\Delta P_n$       | $\frac{\Delta\alpha}{2}$ пр | $\frac{\Delta\alpha}{2}$ лев | № поз.               | $a$   | $m$      | $Z$      | $V$ , м/с |
|            |                                   | мм                           |                  |                     |                    | мм                                              | мкм                | мин                         |                              |                      | мм    |          |          |           |
| 6          | 6                                 | 28                           | 34               | 23                  | M68x2              | 66,62                                           | 16                 | +12                         | −10                          | 4                    | 168   | 4        | 42       | 15        |
| № варианта |                                   | Размерная цепь, размеры в мм |                  |                     |                    |                                                 |                    |                             |                              |                      |       |          |          |           |
|            |                                   | $A_{\Delta\max}$             | $A_{\Delta\min}$ | $A_1$               | $A_2$              | $A_3$                                           | $A_4$              | $A_5=A_7$                   | $A_6$                        | $A_8$                | $A_9$ | $A_{10}$ | $A_{11}$ |           |
| 6          |                                   | 3,0                          | 0,5              | 37 <sub>-0,2</sub>  | 162                | 45                                              | 5                  | 39 <sub>-0,2</sub>          | 6                            | 10                   | 325   | 4        | 5        |           |

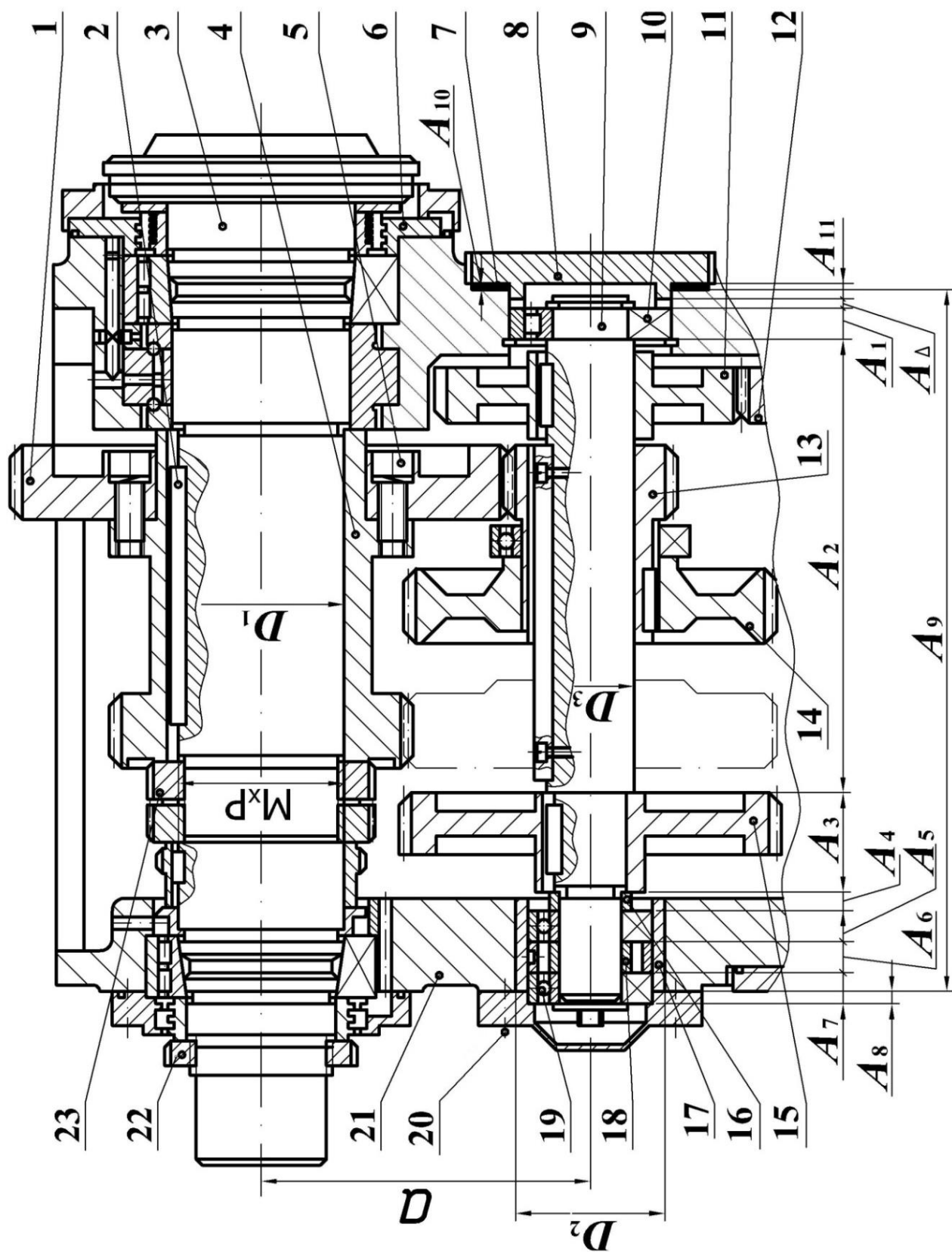


Рис.1.1 Шпиндельная коробка станка

## 2 Нормирование точности гладких соединений

### 2.1 Подбор посадки методом подобия

Таблица 2.1 – Карта исходных данных по  $D_1$

| Наименования исходных данных                                          | Значения исходных данных                                                   |
|-----------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| Номинальный размер соединения и его значение                          | $D_1=100$ мм                                                               |
| Название деталей, входящих в соединение                               | Шпиндель 3 и зубчатое колесо 4                                             |
| Требования, предъявляемые к работе соединения (из описания к рисунку) | Зубчатое колесо 4 установлено с точным центрированием на шпиндель по $D_1$ |

#### **Выбрать систему посадки**

В соединение входит зубчатое колесо 4 и шпиндель (вал) 3. Так как внутренние поверхности более сложны в обработке, то выбираем систему отверстия СН с основным отверстием в зубчатом колесе.

#### **Определить тип посадки**

Переходные посадки обеспечивают точное центрирование, поэтому принимаем переходную напряженную посадку –  $H/k$ .

Методом подобия подбираем вид сопряжения, назначаем предпочтительную посадку  $H7/k6$  [1, табл.1.6; 2; 3; 6]. В соединениях по переходной посадке  $H7/k6$ , вероятность получения зазоров и натягов одинакова. При  $L \leq 3d$  зазоры не ощущаются. Она применяется для установки зубчатых колес на валах редукторов, в станках и других машинах, передача крутящего момента обеспечивается шпонкой.

#### **Определить предельные отклонения сопрягаемых деталей**

Для отверстия:  $D_1 = 100H7$ ;  $TD = 0,035$  мм;  $EI = 0$ ;  $ES = 0,035$  мм;

$$D_1 = 100H7(+0,035).$$

Для вала:  $d_1 = 100k6$ ;  $Td = 0,022$  мм;  $ei = 0,003$  мм.

$$Td = |es - ei| \rightarrow es = Td + ei = 0,022 + 0,003 = 0,025 \text{ мм}; d_1 = 100k6 \begin{pmatrix} +0,025 \\ +0,003 \end{pmatrix}.$$

$$\text{Назначена посадка } \varnothing 100 \frac{H7(+0,035)}{k6 \begin{pmatrix} +0,025 \\ +0,003 \end{pmatrix}}.$$

**Определить предельные размеры отверстия и вала**

Предельные размеры отверстия:  $D_{\max} = D + ES = 100 + 0,035 = 100,035 \text{ мм};$

$$D_{\min} = D + EI = 100 + 0 = 100 \text{ мм};$$

$$D_m = D_{\min} + TD/2 = 100,0175 \text{ мм}.$$

Предельные размеры вала:  $d_{\max} = d + es = 100 + 0,025 = 100,025 \text{ мм};$

$$d_{\min} = d + ei = 100 + 0,003 = 100,003 \text{ мм};$$

$$d_m = d_{\min} + Td/2 = 100,0155 \text{ мм}.$$

**Выполнить расчет характеристик посадки**

Максимальный зазор:  $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 100,035 - 100,003 = 0,032 \text{ мм}.$

Максимальный натяг:  $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 100,025 - 100 = 0,025 \text{ мм}.$

Средневероятный зазор:  $S_m = (S_{\max} - N_{\max})/2 = (0,032 - 0,025)/2 = 0,0035 \text{ мм}$

$$\text{или } S_m = D_m - d_m = 100,0175 - 100,0155 = 0,0035.$$

Рассчитать допуск посадки по двум формулам:

$$TSN = TD + Td = 35 + 22 = 57 \text{ мкм}$$

$$\text{или } TSN = S_{\max} + N_{\max} = 0,032 + 0,025 = 0,057 \text{ мм}.$$

**Построить схему расположения полей допусков**

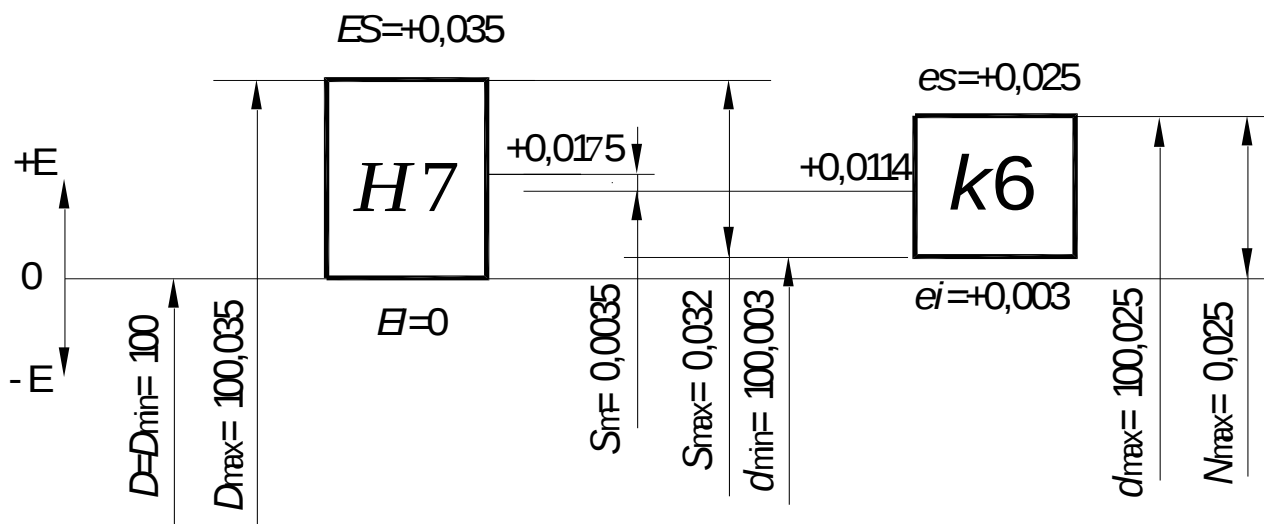


Рис.2.1 Схема расположения полей допусков вала и отверстия посадки по  $D_1$

### Назначить шероховатость и допуски формы поверхностей

Значение шероховатости поверхностей сопрягаемых деталей определяем методом подобия. Для соответствующих квалитетов при нормальном уровне относительной геометрической точности (А) [1, табл.2.3 и табл.2.4; 3; 6]:

- для отверстия 7-го квалитета  $\varnothing 100$ :  $R_a = 1,6$  мкм;
- для вала 6-го квалитета:  $R_a = 0,8$  мкм.

Допуск формы поверхности – цилиндричности (круглости и допуск профиля продольного сечения) назначить по [1, табл.2.3 и табл.2.9; 3; 6]:

- для отверстия  $\varnothing 100H7$  рекомендуется 6-я степень, при относительной геометрической точности А допуск формы имеет значение  $T_\phi = 10$  мкм;
- для вала  $\varnothing 100k6$  требуется 5-я степень, которая при относительной геометрической точности А –  $T_\phi = 6$  мкм.

Подбор посадки методом подобия для соединения по  $D_2$  выполняется аналогично описанной методике по  $D_1$ .

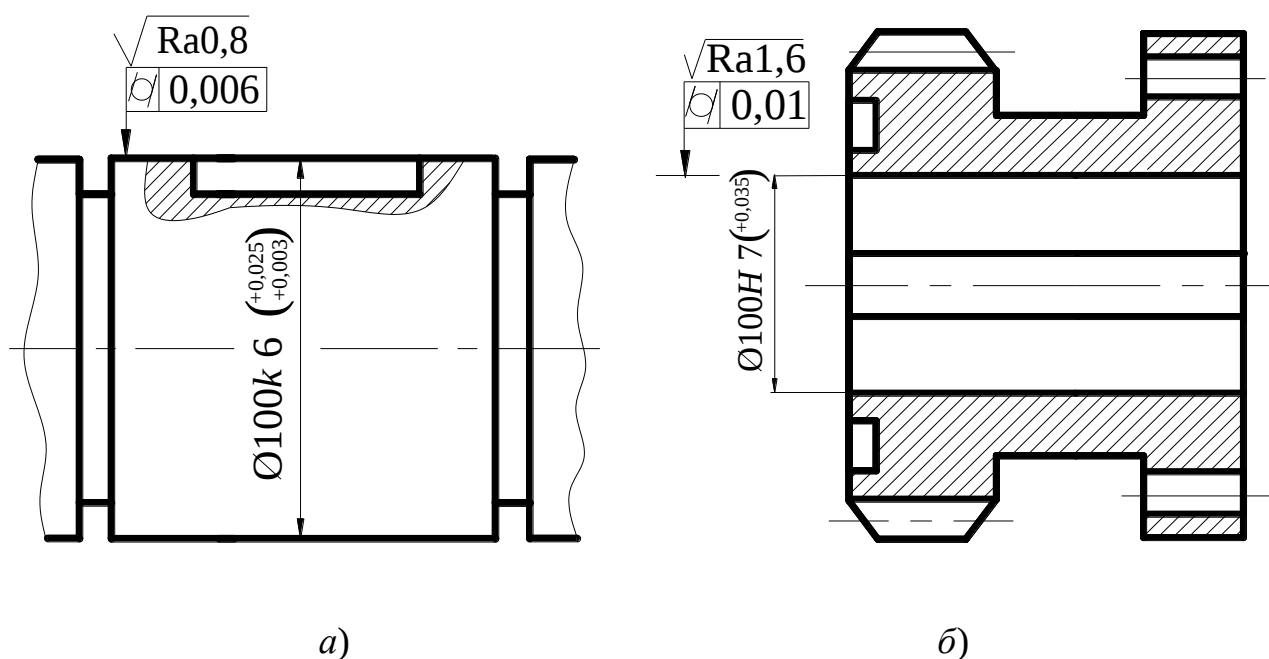


Рис.2.2 Эскизы:

*a* – шпинделя (вала) 3; *b* – зубчатого колеса (отверстия) 4

## 2.2 Назначение посадки расчетным методом

Таблица 2.2 – Карта исходных данных по  $D_3$

| Наименования исходных данных                                                                                         | Значения исходных данных       |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|
| Номинальный размер соединения и его значение                                                                         | $D_3=68$ мм                    |
| Название деталей, входящих в соединение                                                                              | Вал 9 и зубчатое колесо 13     |
| Заданные характеристики для расчетного метода назначения посадок, мкм: $S_{\max} (N_{\max})$ ; $S_{\min} (N_{\min})$ | $S_{\max}=75$<br>$S_{\min}=10$ |

### **Выбрать систему посадки**

В соединение (рис.1.1) входит зубчатое колесо 13, которое перемещается по валу 9 вдоль длинной шпонки, так как внутренние поверхности более сложны в обработке и измерении, выбираем систему отверстия  $CH$ .

### **Рассчитать относительную точность посадки и определить качество**

Рассчитать допуск посадки:  $TS = S_{\max} - S_{\min} = 75 - 10 = 65$  мкм.

По номинальному размеру  $\varnothing 68$  находим единицу допуска [1, табл.1.1; 2]:

$$i = 1,9 \text{ мкм.}$$

Средняя точность по числу единиц допуска посадки:

$$a_s = TS / i = 65 / 1,9 = 34.$$

Исходя из того, что  $a_s = a_D + a_d$ , принимаем  $a_D = a_d = 16$ , что соответствует 7-му качеству для обеих деталей.

### **Определить предельные отклонения сопрягаемых деталей**

Принята система отверстия, следовательно, отверстие –  $\varnothing 68H7^{(+0,03)}$ .

Верхнее отклонение по модулю для вала равно минимальному зазору

$|es| \approx S_{\min}$ , что соответствует основному отклонению –  $g$  [1, табл.1.2; 2]

$|es| = -10$ , следовательно, вал имеет поле допуска –  $\varnothing 68g7$ .

Нижнее отклонение вала определим по формуле:

$$ei = (|es| + T_7) = -(0,010 + 0,030) = -0,040 \text{ мм.}$$

Посадка будет в следующем виде  $\varnothing 68 \frac{H7^{(+0,030)}}{g7^{(-0,010)}}$ .

### Расчет характеристик посадки

Предельные размеры отверстия:  $D_{\max} = D + ES = 68 + 0,030 = 68,030 \text{ мм};$

$$D_{\min} = D + EI = 68 + 0 = 68 \text{ мм};$$

$$D_m = D_{\min} + TD/2 = 68,015 \text{ мм}.$$

Предельные размеры вала:  $d_{\max} = d + eS = 68 - 0,010 = 67,99 \text{ мм};$

$$d_{\min} = d + ei = 68 - 0,040 = 67,96 \text{ мм};$$

$$d_m = d_{\min} + Td/2 = 67,975 \text{ мм}.$$

Максимальный зазор:  $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 68,03 - 67,96 = 0,07 \text{ мм}.$

Минимальный зазор:  $S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 68 - 67,99 = 0,01 \text{ мм}.$

Средний зазор:  $S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (0,07 + 0,01)/2 = 0,040 \text{ мм}.$

Расчетный допуск посадки:  $TS = TD + Td = 30 + 30 = 60 \text{ мкм}$

$$\text{или } TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,07 - 0,01 = 0,06 \text{ мм}.$$

Проверка правильности расчета посадки производится путем сравнения табличных (стандартных) значений предельных зазоров с заданными:

$$S_{\max}^{\text{табл}} = 70 \leq S_{\max} = 75, \quad S_{\min}^{\text{табл}} = 10 \approx S_{\min} = 10.$$

Условия правильности расчета выполнены.

Схема расположения полей допусков посадки по диаметру  $D_3$  представлена на рисунке 2.3.

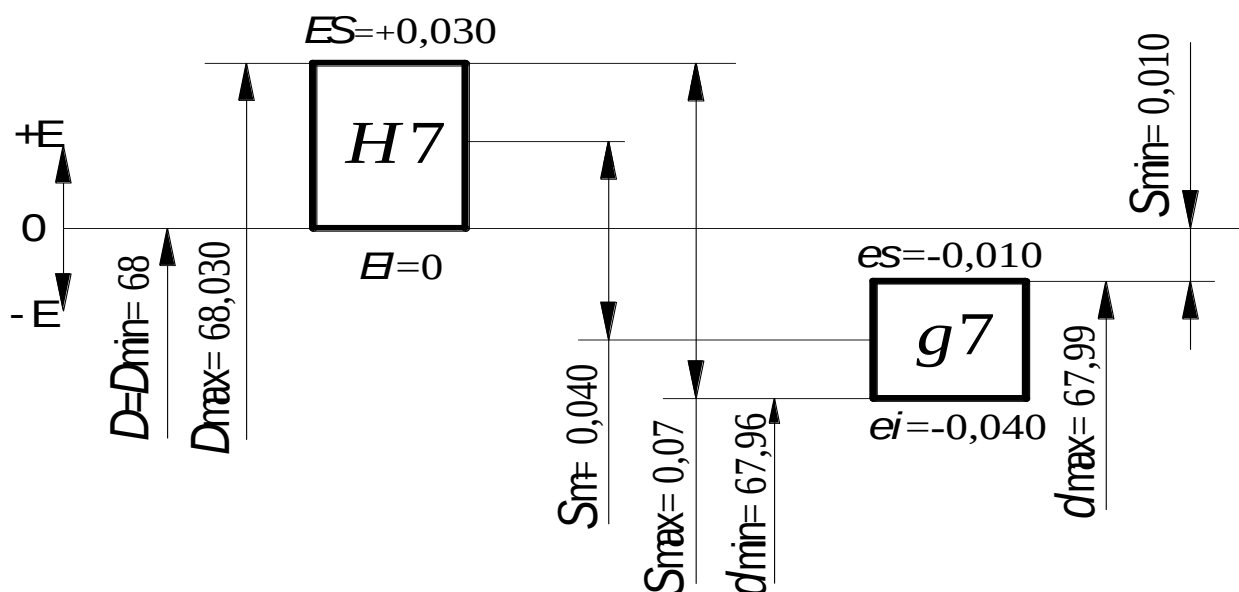


Рис.2.3 Схема расположения полей допусков вала и отверстия посадки по  $D_3$

### Назначить шероховатость и допуски формы поверхностей

Технические требования на рабочие чертежи деталей определить расчетным методом для нормального уровня относительной геометрической точности (А).

Коэффициенты соотношения допусков размеров к допускам шероховатости и формы поверхностей принимают значения [1, табл.2.11; 2; 3]:

$$Kr = 0,05; K\phi = 0,3.$$

Для отверстия и вала допуск размера  $TD = Td = 30$  мкм.

$R_a = Kr T_d = 0,05 \times 30 = 1,5$  мкм, принимаем для отверстия и вала: 1,6 мкм по [1, табл.2.2; 2; 3; 6].

Расчет допуска формы (допуска цилиндричности):

$$T_\phi = K_\phi \times T_d = 0,3 \times 30 = 0,009, \text{ округляем до } T_\phi = 10 \text{ мкм [1, табл.2.9; 2; 3].}$$

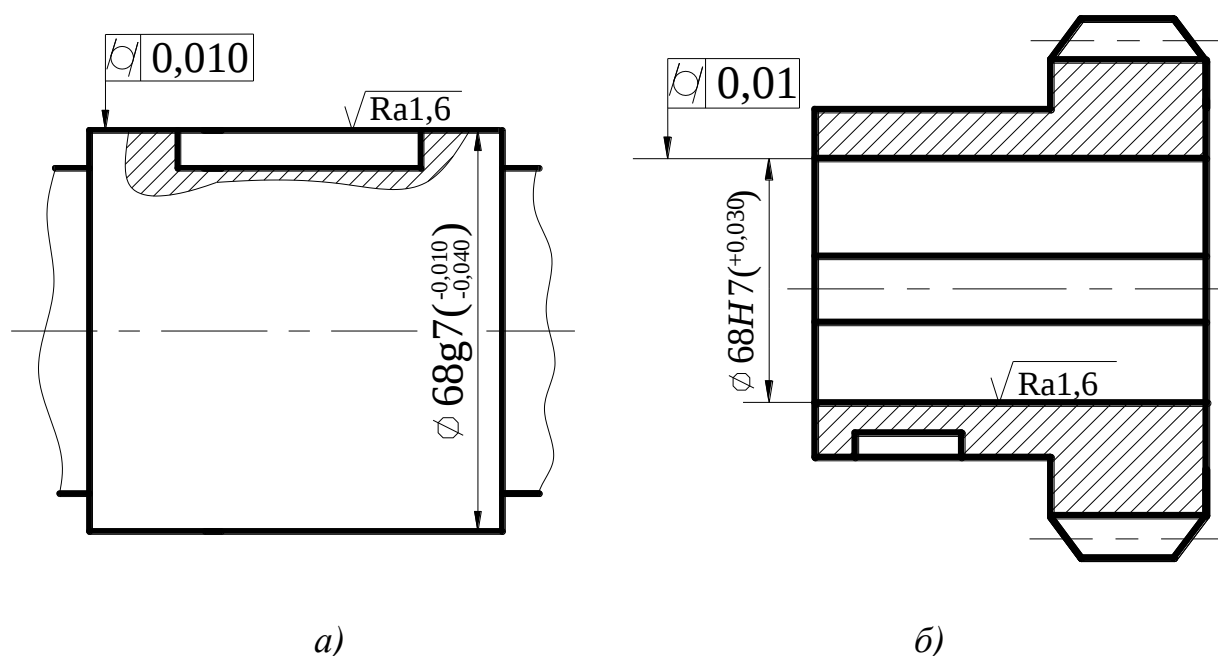


Рис.2.4 Эскизы:

*a* – вала 9; *б* – зубчатого колеса 13

## 2.3 Контроль размеров гладкими калибрами

Таблица 2.3 – Карта исходных данных для проектирования калибров

| Контролируемая поверхность | Контролируемый размер             | Калибр |
|----------------------------|-----------------------------------|--------|
| Отверстие                  | $\varnothing 68H7(+0,030)$        | Пробка |
| Вал                        | $\varnothing 68g7(-0,010/-0,040)$ | Скоба  |

### *Определить допуски и отклонения гладких калибров*

По номинальному размеру вала (отверстия) и по качеству точности выбранной посадки найти отклонения и допуски для калибра-скобы (пробки), а также на контркалибры **К-И**, **К-ПР**, **К-НЕ**. Допуски и отклонения гладких калибров определены по ГОСТ 24853-81 или [1, табл.8.1; 4].

Найденные значения указаны в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Допуски и отклонения гладких калибров, мкм

| Наименование параметров                                                  | Пробка      |          | Скоба       |          |
|--------------------------------------------------------------------------|-------------|----------|-------------|----------|
|                                                                          | Обозначение | Величина | Обозначение | Величина |
| Размер сдвига поля допуска проходных калибров внутрь поля допуска детали | $z$         | 4        | $z_1$       | 4        |
| Размер выхода допуска на износ за границу поля допуска детали            | $Y$         | 3        | $Y_1$       | 3        |
| Допуск на изготовление калибра                                           | $H$         | 5        | $H_1$       | 5        |
| Допуск на изготовление контркалибра                                      | $H_p$       | —        | $H_p$       | 2        |

### *Проектирование калибра-пробки*

Для калибра-пробки выбираем схему расположения полей допусков для размеров до 180 мм, качеств с 6-го по 8-й [1, рис.8.1; 4].

Схема представлена на рисунке 2.5.

### *Расчет исполнительных размеров калибра-пробки*

Исполнительные и предельные размеры пробки согласно схеме расположения полей допусков (рис.2.5), подсчитываются по формулам [1, табл.8.2; 4]:

$$ПР_{\max} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2} = 68 + 0,004 + \frac{0,005}{2} = 68,0065 \text{ мм},$$

$$ПР_{\min} = D_{\min} + Z - \frac{H}{2} = 68 + 0,004 - \frac{0,005}{2} = 68,0015 \text{ мм},$$

$$ПР_{исп} = (ПР_{max}) - H = 68,006 - 0,005 \text{ мм},$$

$$HE_{max} = D_{max} + \frac{H}{2} = 68,030 + \frac{0,005}{2} = 68,0325 \text{ мм},$$

$$HE_{min} = D_{max} - \frac{H}{2} = 68,030 - \frac{0,005}{2} = 68,0275 \text{ мм},$$

$$HE_{исп} = (HE_{max}) - H = 68,032 - 0,005 \text{ мм}.$$

Размер предельного износа пробки определяется по следующей формуле:

$$ПР_{изн} = D_{min} - Y = 68 - 0,003 = 67,997 \text{ мм}$$

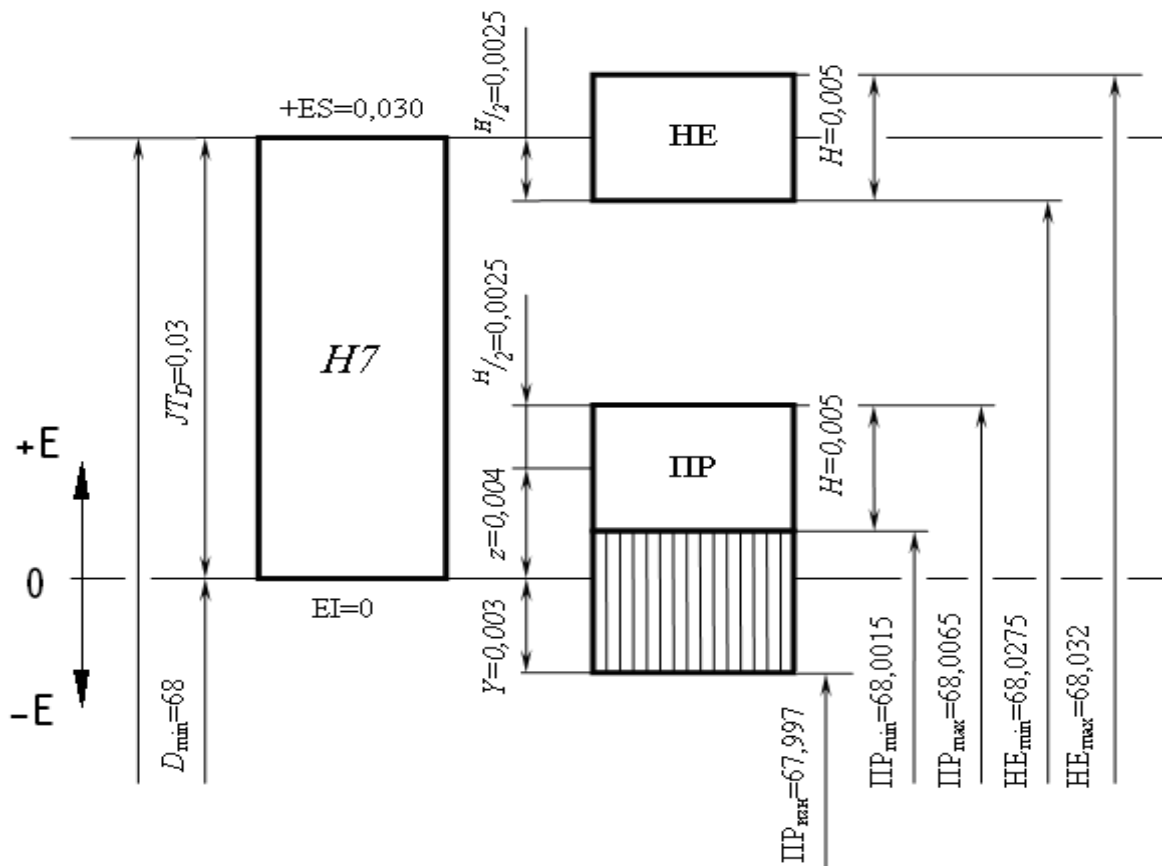


Рис.2.5 Схема расположения полей допусков отверстия и калибра-пробки

### **Технические требования к калибрам**

Допуск цилиндричности (для круглых пробок) [1; 3; 6]:

$$T_o = \frac{1}{3} H = \frac{5}{3} = 1,667 \text{ мкм. Округляем до ближайшего числа из ряда чисел:}$$

(0,8; 1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10...)  $T_o = 2 \text{ мкм}.$

Шероховатость рабочих поверхностей  $R_a$  по ГОСТ 2015-84 [1, табл.8.3; 3]:  
пробки и скобы —  $R_a = 0,05 \text{ мкм}$ , контркалибров —  $R_a = 0,025 \text{ мкм}.$

Шероховатость торцов —  $R_a = 1,6 \text{ мкм}$ , фасок —  $R_a = 0,8 \text{ мкм}.$

Таблица 2.5 – Конструктивные размеры калибра-пробки

| Пробка проходная по ГОСТ 14815 |                          |     |     |              | Пробка непроходная по ГОСТ 14816 |                          |       |       |           |
|--------------------------------|--------------------------|-----|-----|--------------|----------------------------------|--------------------------|-------|-------|-----------|
| Обозначение<br>пробки          | $D_{\text{ном}}$<br>отв. | $L$ | $l$ | Масса,<br>кг | Обозначение<br>пробки            | $D_{\text{ном}}$<br>отв. | $L_1$ | $l_1$ | Масса, кг |
| 8136-0009                      | 68                       | 147 | 32  | 1,07         | 8136-0109                        | 68                       | 137   | 22    | 0,82      |

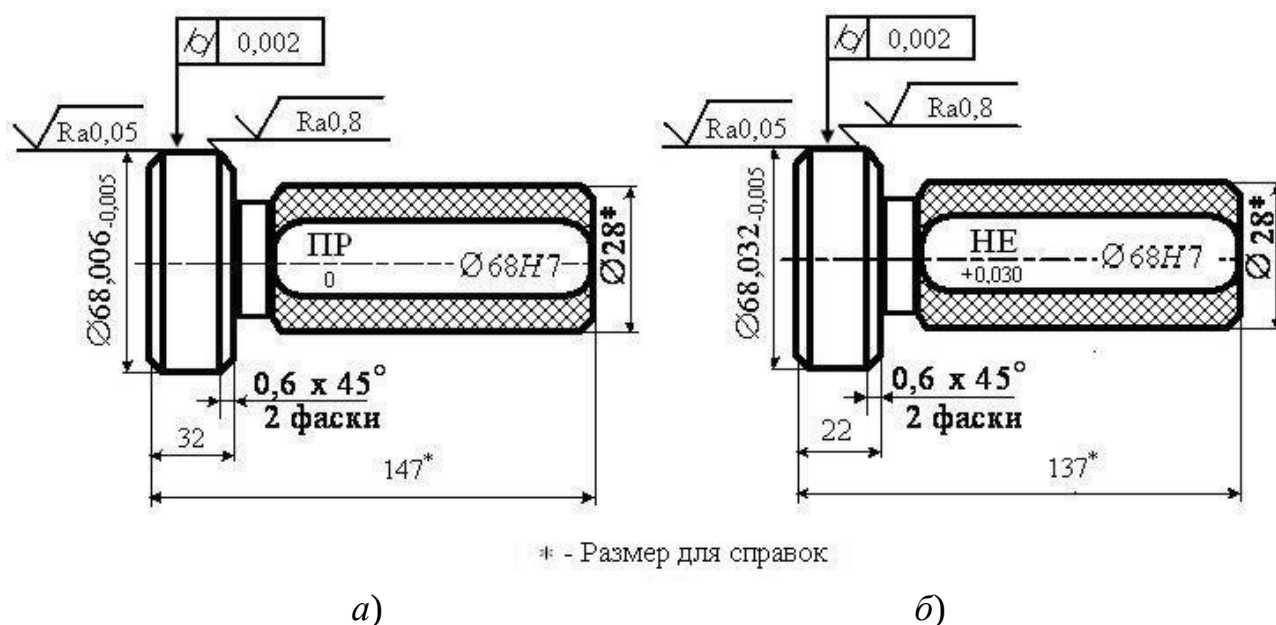


Рис.2.6 Эскизы пробок:

*a* – пробка проходная – 8136-0009 Н7, ГОСТ 14815-69;  
*б* – пробка непроходная – 8136-0109 Н7, ГОСТ 14816-69

## Проектирование калибра – скобы

Для калибра-скобы выбираем схему расположения полей допусков для размеров до 180 мм, квалитетов с 6-го по 8-й [1, рис.8.2; 4].

Схема представлена на рисунке 2.7.

### *Расчет исполнительных размеров калибра-скобы*

Исполнительные и действительные размеры скобы, согласно схеме расположения полей допусков (рис.2.7), подсчитываются по формулам [1, табл.8.2; 4]:

$$ПР_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = 67,99 - 0,004 + \frac{0,005}{2} = 67,9885 \approx 67,989 \text{ мм},$$

$$ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 67,99 - 0,004 - \frac{0,005}{2} = 67,9835 \approx 67,984 \text{ мм},$$

$$ПР_{\text{исп}} = (ПР_{\min})^{+H_1} = 67,984^{+0,005} \text{ мм},$$

$$HE_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2} = 67,96 + \frac{0,005}{2} = 67,9625 \approx 67,962 \text{ мм},$$

$$HE_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 67,96 - \frac{0,005}{2} = 67,9575 \approx 67,957 \text{ мм},$$

$$HE_{\text{исп}} = (HE_{\min})^{+H_1} = 67,957^{+0,005} \text{ мм}.$$

Размер предельного износа скобы определяется по следующей формуле [1, табл.8.2; 4]:

$$ПР_{\text{изн}} = d_{\max} + Y_1 = 67,99 + 0,003 = 67,993 \text{ мм}.$$

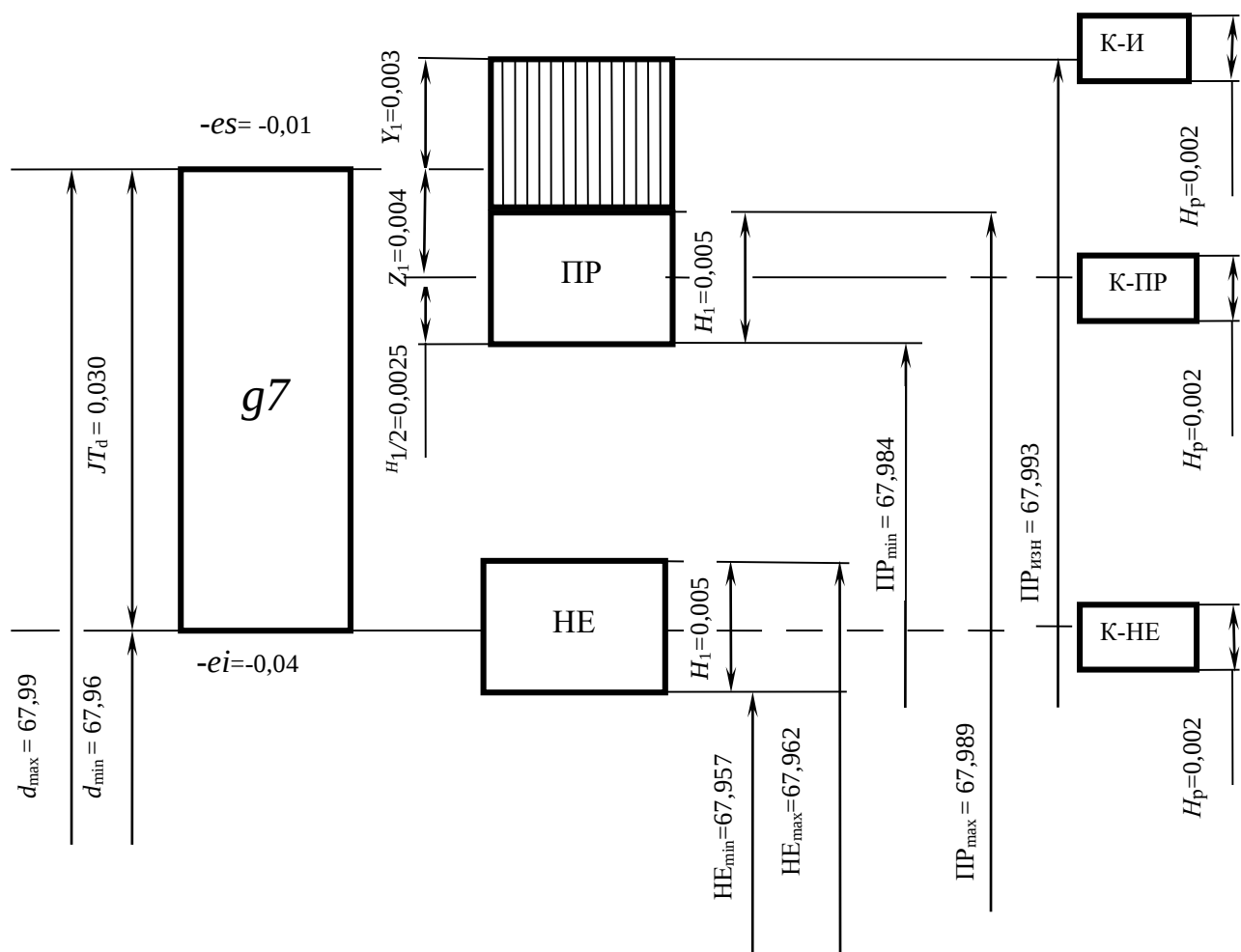


Рис.2.7 Схема расположения полей допусков вала, калибра-скобы и контркалибров

Таблица 2.6 – Конструктивные размеры скобы

На каждом калибре должна быть маркировка, включающая:

- номинальный размер контролируемого отверстия (вала),
- условное обозначение поля допуска заданного размера,
- числовые величины предельных отклонений в мм,
- обозначение типа калибра **ПР** или **НЕ**;
- товарный знак предприятия-изготовителя (на калибрах для собственных нужд не указывается).

The technical drawing shows two views of a mechanical component:

- Front View (Left):** A semi-circular profile with a total width of 140 mm. The top edge has a hatched rectangular feature. The main body has a diameter of  $\varnothing 68g7$ . The bottom edge features a central slot with radii R6 and R40. Surface finish requirements are specified as Ra0,05 for several areas. Dimension lines indicate vertical distances of 17, 4, 50, 11, and 28 mm.
- Side View (Right):** Shows the thickness of the part, which is 18 mm (marked with an asterisk). It also indicates a base dimension of 6 mm.
- Bottom Details:** Two diameters are given at the base:  $\varnothing 67,957^{+0,005}$  and  $\varnothing 67,984^{+0,005}$ . An angle of  $0,6 \times 45^\circ$  is shown at the bottom left corner.
- Annotations:** Labels HE and ПР are present near the bottom left. Tolerances -0,040 and -0,010 are indicated on the right side of the front view.
- Note:** \* - Размер для справок (Reference dimension).

18

### ***Расчет контркалибров для контроля скобы***

Для контроля размеров калибров-скоб используют контркалибры. Исполнительные размеры контркалибров, согласно схеме расположения полей допусков (рис.2.7), подсчитываются по формулам [1, табл.8.2; 4]:

$$K-I = (d_{\max} + Y_1 + \frac{H_p}{2}) - H_p = (68,021 + 0,003 + \frac{0,002}{2}) - 0,002 = 68,025 - 0,002,$$

$$K-ПР = (d_{\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2}) - H_p = (68,021 - 0,004 + \frac{0,002}{2}) - 0,002 = 68,018 - 0,002,$$

$$K-HE = (d_{\min} + \frac{H_p}{2}) - H_p = (68,002 + \frac{0,002}{2}) - 0,002 = 68,003 - 0,002.$$

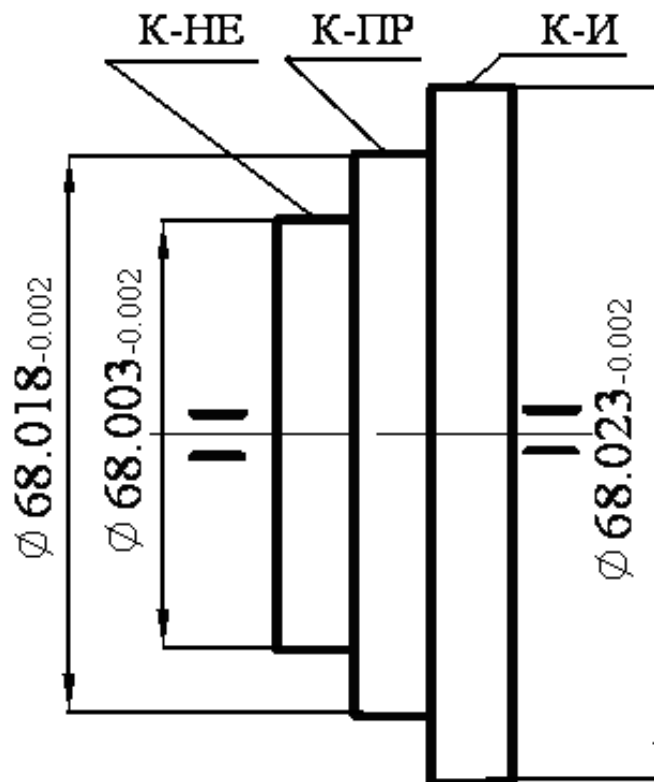


Рис.2.9 Эскиз контркалибров для скобы

## 2.4 Допуски и посадки подшипников качения на вал и корпус

Для колец заданного подшипника назначить посадки на вал и в корпус. Расшифровать условное обозначение подшипника. Построить схемы полей допусков. Вычертить эскизы подшипникового узла и посадочных поверхностей вала и корпуса под подшипник.

Таблица 2.7 – Карта исходных данных для подшипников качения

| Наименования исходных данных                        | Значения исходных данных                                                              |
|-----------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Условное обозначение подшипника                     | 318                                                                                   |
| Номер позиции по чертежу                            | 18                                                                                    |
| Радиальная нагрузка, кН                             | 20                                                                                    |
| Режим работы подшипника, допустимые перегрузки, в % | Режим работы подшипников промежуточного вала тяжелый, перегрузки могут достигать 300% |
| Вращающаяся деталь                                  | Вал                                                                                   |
| Конструкция вала (по чертежу)                       | сплошной                                                                              |
| Конструкция корпуса (по чертежу)                    | сплошной                                                                              |

### ***Расшифровать условное обозначение подшипника***

Условное обозначение подшипника 318 – подшипник шариковый радиальный однорядный по ГОСТ 8338.

Расшифровка условного обозначения:

- код внутреннего диаметра – 18;
- серия по наружному диаметру – 3;
- тип подшипника – 0;
- конструктивное исполнение – 0;
- серия по ширине – 0;
- класс точности – 0.

### ***Конструктивные размеры подшипника***

Определяем параметры подшипника: [1, табл.4.3; 2].

Внутренний диаметр подшипника  $d = 90$  мм.

Наружный диаметр подшипника  $D = 190$  мм.

Ширина подшипника  $B = 43_{-0,2}$  мм.

Радиусы закруглений  $r = 4,0$  мм.

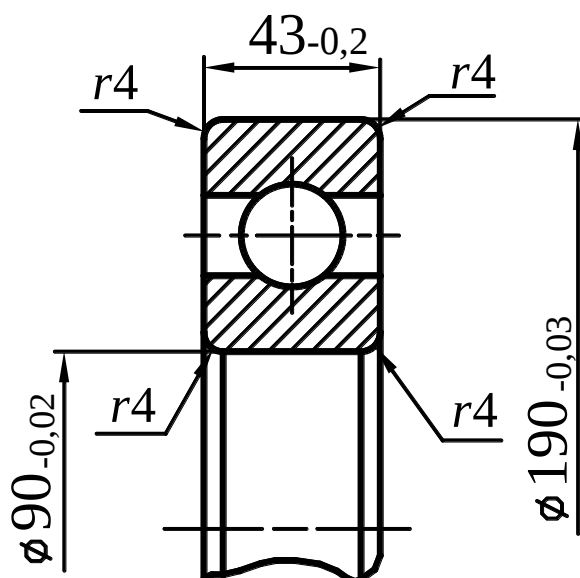


Рис.2.10 Эскиз подшипника 318

По ГОСТ 520 определим отклонения внутреннего и наружного колец подшипника: [1, табл.4.9] для нулевого класса:  $L0=L_D=\Delta d_{mp}=\frac{es=0}{ei=-20}$  мкм;

$$l0=l_d=\Delta D_{mp}=\frac{ES=0}{EI=-30} \text{ мкм.}$$

### **Определить вид нагружения колец**

Вращающаяся деталь – вал, следовательно, внутреннее кольцо подшипника испытывает циркуляционную нагрузку, наружное кольцо испытывает местное нагружение.

### **Расчет интенсивности радиальной нагрузки**

Вращающееся кольцо подшипника испытывает циркуляционный вид нагружения, что требует обеспечения неподвижного соединения с сопрягаемой деталью. Величина минимального натяга зависит от интенсивности радиальной нагрузки, определяемой по формуле:

$$P = \frac{R}{B - (r + r_1)} K_1 K_2 K_3,$$

где  $P$  – интенсивность радиальной нагрузки, кН/м;

$R$  – радиальная нагрузка на подшипник, кН;

$B$  – ширина подшипника, мм;

$r$  и  $r_1$  – радиусы закруглений внутреннего кольца подшипника, мм;

$K_1$  – динамический коэффициент посадки, зависящий от допустимой перегрузки,  $K_1=1,8$  при перегрузке до 300%;

$K_2$  – коэффициент, учитывающий ослабление посадочного натяга при пониженной жесткости вала или корпуса. Для жесткой конструкции  $K_2=1$  [1, табл.4.10; 3; 6];

$K_3$  – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения в двурядных роликоподшипниках и сдвоенных шарикоподшипниках при наличии осевой нагрузки на опору, для однорядных подшипников  $K_3=1$  [1, табл.4.11; 3; 6]:

$$P = \frac{20 \cdot 10^3}{(43 - (4,0 + 4,0))} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 1029 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

### **Выбор полей допусков**

Для циркуляционно-нагруженного кольца подберем посадку в зависимости от диаметра, интенсивности радиальной нагрузки и класса точности [1, табл.4.12;

3]. Посадка для внутреннего кольца подшипника  $\varnothing 90 \frac{L0(-0,020)}{k6(+0,025/+0,003)}.$

Для местно-нагруженного кольца подберем посадку в зависимости от диаметра, класса точности и величины перегрузки [1, табл.4.13; 3; 6].

Посадка для наружного кольца подшипника  $\varnothing 190 \frac{Js7(\pm 0,023)}{l0(-0,030)}.$

### **Определить предельные размеры**

Внутреннее кольцо подшипника:  $D_{\max} = D + ES = 90 + 0 = 90 \text{ мм},$

$$D_{\min} = D + EI = 90 + (-0,020) = 89,980 \text{ мм}.$$

Вал:  $d_{\max} = d + es = 90 + 0,025 = 90,025 \text{ мм},$

$$d_{\min} = d + ei = 90 + 0,003 = 90,003 \text{ мм}.$$

Минимальный натяг:  $N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 90,003 - 90 = 0,003 \text{ мм}.$

Максимальный натяг:  $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 90,025 - 89,980 = 0,045 \text{ мм}.$

Средний натяг:  $N_m = (N_{\max} + N_{\min}) / 2 = (0,003 + 0,045) / 2 = 0,024 \text{ мм}.$

Отверстие корпуса:  $D_{\max} = D + ES = 190 + 0,023 = 190,023 \text{ мм},$

$$D_{\min} = D + EI = 190 - 0,023 = 189,977 \text{ мм}.$$

Наружное кольцо подшипника:  $d_{\max} = d + es = 190 + 0 = 190 \text{ мм},$

$$d_{\min} = d + ei = 190 + (-0,030) = 189,970 \text{ мм}.$$

Максимальный натяг:  $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 190 - 189,977 = 0,023 \text{ мм.}$

Максимальный зазор:  $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 190,023 - 189,970 = 0,053 \text{ мм.}$

Средний зазор:  $S_m = (S_{\max} - N_{\max}) / 2 = (0,053 - 0,023) / 2 = 0,015 \text{ мм.}$

*Построить схемы расположения полей допусков*

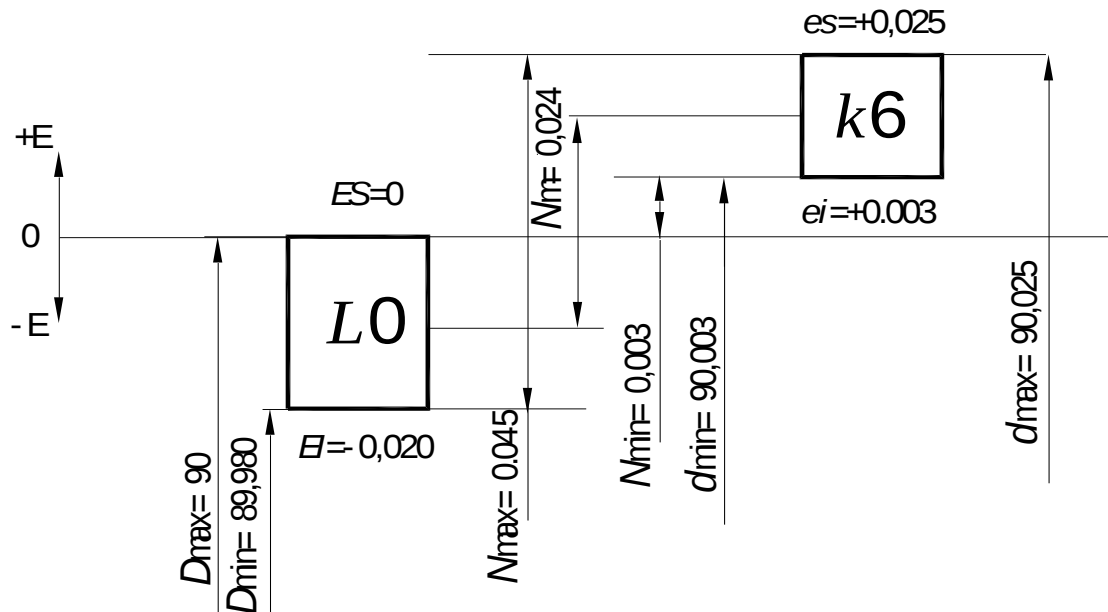


Рис.2.11 Схема расположения полей допусков внутреннего кольца подшипника и вала

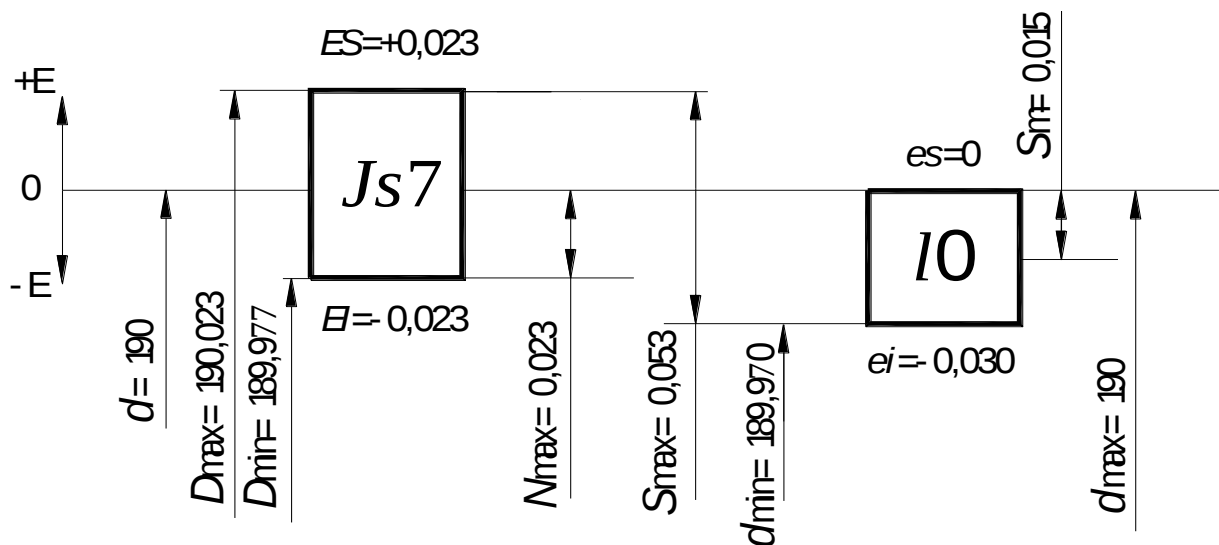


Рис.2.12 Схема расположения полей допусков наружного кольца подшипника и отверстия

### ***Технические требования на рабочие поверхности вала и корпуса***

Методом подобия назначаем параметры шероховатости поверхностей сопрягаемых деталей [1, табл.2.3; 2; 3; 6]: для вала, отверстия в корпусе и торцов заплечиков  $R_a = 1,6$  мкм.

Допуски формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов установлены ГОСТ 3325 и приводятся в [1, табл.4.15; 3; 6].

Допуски круглости и профиля продольного сечения:

- для вала:  $T_\phi = 6$  мкм;
- для отверстия:  $T_\phi = 11,5$  мкм.

Допуск торцового биения заплечиков:

- вала:  $T_\delta = 35$  мкм;
- отверстия:  $T_\delta = 72$  мкм.

Размеры заплечиков и канавок определены ГОСТ 20226 и зависят от радиуса закругления торца подшипника [1, табл.4.14; 3; 6]. При радиусе 4 мм определим:

- высоту заплечика – 7 мм;
- глубину канавки – 0,5 мм;
- ширину канавки на валу – 4,7 мм;
- ширину канавки в корпусе – 6 мм.

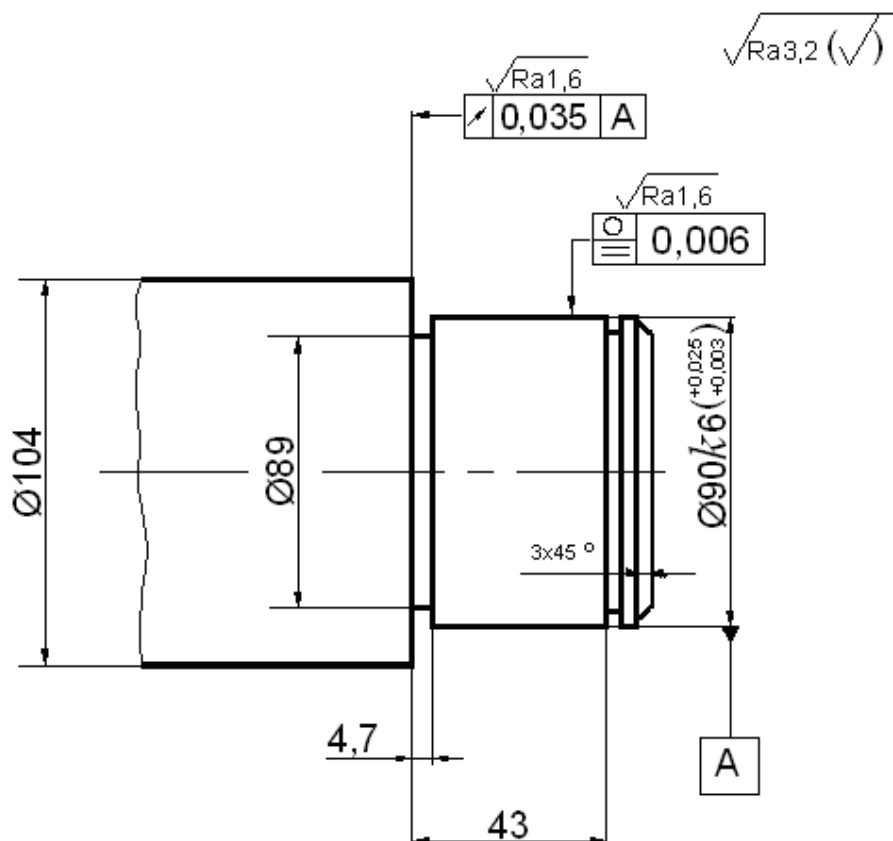


Рис.2.13 Рабочий чертеж вала

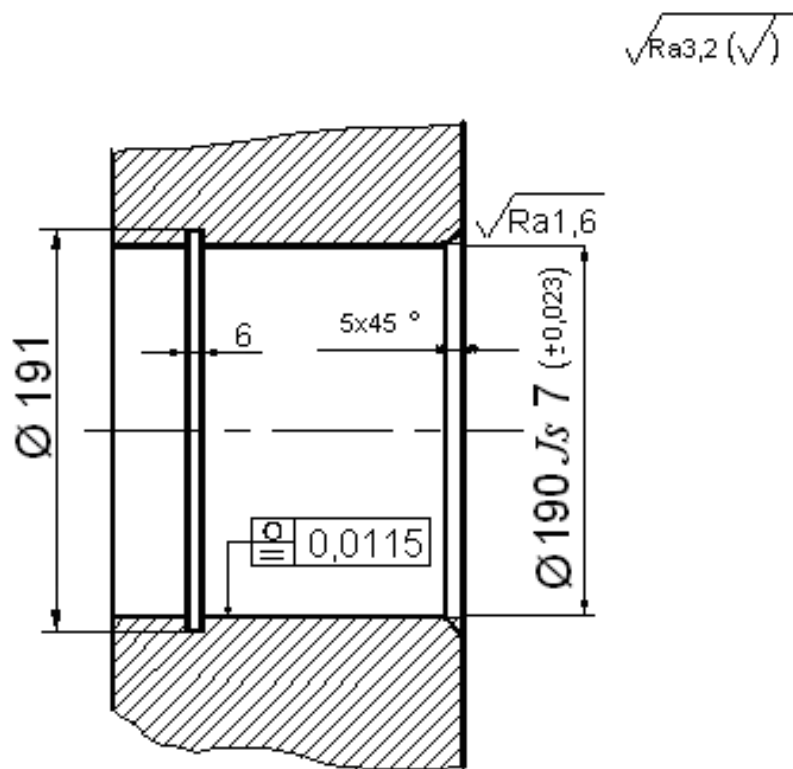


Рис.2.14 Рабочий чертеж корпуса

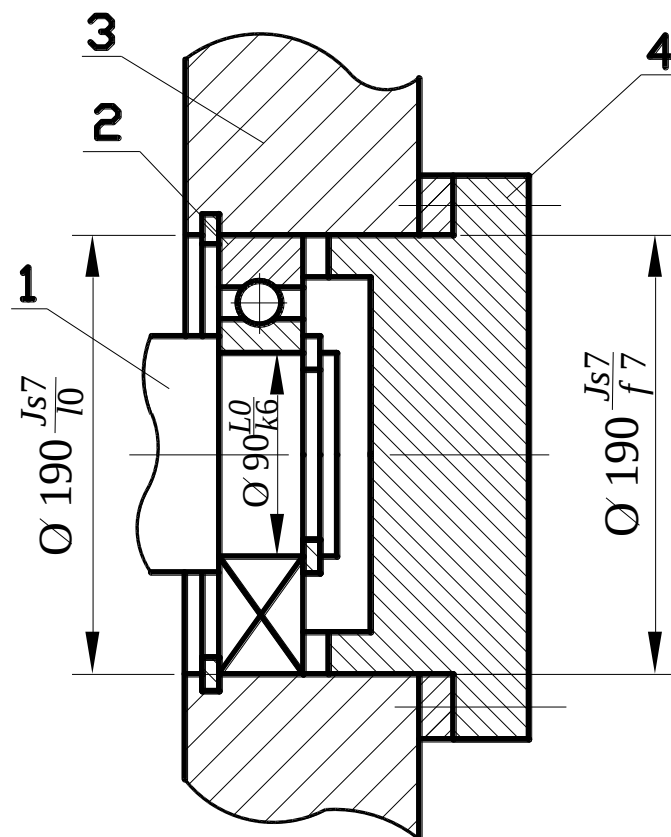


Рис.2.15 Сборочный чертеж узла с подшипником:  
1 – вал; 2 – подшипник; 3 – корпус; 4 – крышка

## 2.5 Допуски размеров, входящих в размерные цепи

На рисунке 1.1 между крышкой 8 и подшипником 10 предусматривается тепловой зазор, величина которого обеспечивается расчетом размерной цепи.

Таблица 2.8 – Карта исходных данных по расчету размерной цепи

| Обозначения       | Наименования                      | Размеры, мм |
|-------------------|-----------------------------------|-------------|
| $A_1$             | Ширина кольца подшипника 10       | $37_{-0.2}$ |
| $A_2$             | Длина ступени вала 9              | 160         |
| $A_3$             | Длина ступицы зубчатого колеса 15 | 45          |
| $A_4$             | Ширина упорного кольца 16         | 5           |
| $A_5=A_7$         | Ширина колец подшипников 20       | $39_{-0.2}$ |
| $A_6$             | Ширина распорной втулки 18        | 6           |
| $A_8$             | Глубина расточки в стакане 17     | 10          |
| $A_9$             | Размер корпуса 21                 | 325         |
| $A_{10}$          | Толщина прокладки 7               | 2           |
| $A_{11}$          | Высота буртика крышки 8           | 5           |
| $A_{\Delta \max}$ | Максимальный зазор                | 3,0         |
| $A_{\Delta \min}$ | Минимальный зазор                 | 0,5         |

Составить схему размерной цепи (рис.2.16), а также определить увеличивающие и уменьшающие звенья методом замкнутого потока.

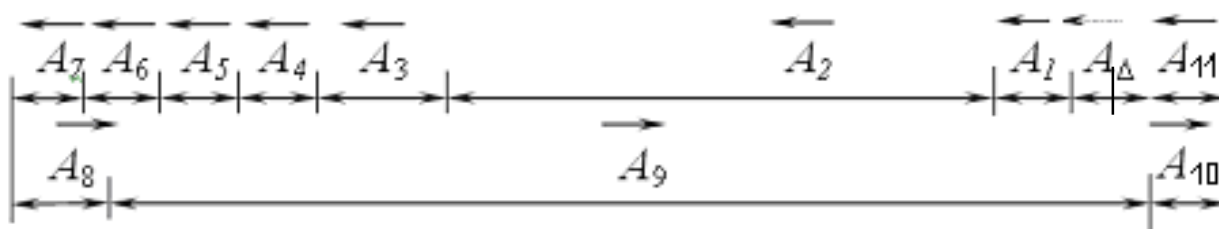


Рис.2.16 Схема размерной цепи

Размерная цепь состоит из  $m=12$  звеньев, включая и замыкающее звено:

$\vec{A}_8; \vec{A}_9; \vec{A}_{10}$  – увеличивающие звенья;  $n=3$

$\vec{A}_1; \vec{A}_2; \vec{A}_3; \vec{A}_4; \vec{A}_5; \vec{A}_6; \vec{A}_7; \vec{A}_{11}$  – уменьшающие звенья  $p=8$ , из них

$k=3$  – стандартные звенья.

$m = n + p + 1 = 12$ .

**Рассчитать номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена**

$$A_{\Delta} = \sum_1^n \vec{A}_j - \sum_1^p \overleftarrow{A}_j = (\vec{A}_8 + \vec{A}_9 + \vec{A}_{10}) - (\overleftarrow{A}_1 + \overleftarrow{A}_2 + \overleftarrow{A}_3 + \overleftarrow{A}_4 + \overleftarrow{A}_5 + \overleftarrow{A}_6 + \overleftarrow{A}_7 + \overleftarrow{A}_{11}) =$$

$$(10+325+2) - (39+6+39+5+45+160+37+5) = 1 \text{ мм},$$

$$T_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = 3,0 - 0,5 = 2,5 \text{ мм}, \quad ES_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta} = 3,0 - 1 = +2,0 \text{ мм};$$

$$EI_{\Delta} = A_{\Delta \min} - A_{\Delta} = 0,5 - 1 = -0,5 \text{ мм}.$$

Замыкающее звено имеет вид  $-A_{\Delta} = 1_{-0,5}^{+2,0}$ .

**Определить средний квалитет размерной цепи**

Средний квалитет размерной цепи определяется по среднему числу единиц допуска, приходящемуся на одно звено, исключая стандартные (подшипники):

$$a_m = \frac{T'_{\Delta} \cdot 10^3}{\sum_{j=1}^{m-1-k} i_j}, = \frac{[2,5 - 0,2 \cdot 3] \cdot 10^3}{11,8} \approx 161.$$

Назначаем квалитет по расчётному значению  $a_m$  [1, табл.1.1; 3; 6]: принимаем 12-й и 11-й квалитеты, так как  $a_m$  получилось промежуточным: для 12-го квалитета  $a_{12} = 160$ , а для 11-го квалитета  $a_{11} = 100$ .

Найти стандартные поля допусков по назначенным квалитетам для каждого размера. Основные отклонений следует назначать так, чтобы допуск был направлен «в тело» детали, то есть в зависимости от вида поверхности (размера): охватываемый, охватывающий, остальные. Таким образом назначаем основные отклонения для размеров  $A_2, A_3, A_4, A_6, A_9, A_{10}$  как на основной вал ( $h$ ) и поле допуска  $h_{12}$ , а на размеры  $A_8, A_{11}$  – как на остальные ( $j_s$ ) и поле допуска  $j_{s12}$ . Результаты расчётов сводим в таблицу 2.9.

**Согласовать расчетное поле допуска с заданным**

Определить расчётное поле допуска замыкающего звена:

$$\omega_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} T_j = (0,2+0,4+0,25+0,12+0,2+0,12+0,2+0,15+0,57+0,10+0,12) = 2,43.$$

Необходимо обеспечить выполнение условия: расчетный допуск замыкающего звена должен быть меньше или равен заданному допуску замыкающего звена. Если условие не выполняется, то требуется изменить точность одного или двух размеров, изменив квалитет.

По расчету получилось:  $\omega_{\Delta} \leq T_{\Delta}$ , т.е.  $2,43 < 2,5$ . Разность  $\omega_{\Delta} - T_{\Delta} = 0,07$ .

Для более точного согласования допусков изменим квалитет звена  $A_{11}$  с 12-го на 13-ый. Разница допусков при этом составит:  $IT_{12} - IT_{13} = 120 - 180 = 60$  мкм. Таким образом,  $\omega'_\Delta = 2,49 \approx 2,5$ .

***Проверить соответствие предельных отклонений размеров составляющих звеньев требованиям замыкающего звена***

Расчетное верхнее отклонение замыкающего звена:

$$ES'_\Delta = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{ES}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{EI}_j = (0,075 + 0 + 0) - [(-0,2) + (-0,4) + (-0,25) + (-0,12) + (-0,2) + (-0,12) + (-0,2) + (-0,09)] = +1,655 \text{ мм};$$

Расчетное нижнее отклонение замыкающего звена:

$$EI'_\Delta = \sum_{j=1}^n \overleftarrow{EI}_j - \sum_{j=1}^p \overrightarrow{ES}_j = [(-0,075) + (-0,10) + (-0,57)] - (0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0,09) = -0,835 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения замыкающего звена  $A_\Delta = 1,0_{-0,835}^{+1,655}$ , полученные в результате расчёта, не соответствуют заданным  $A_\Delta = 1,0_{-0,5}^{+2,0}$ .

Расчётные значения предельных отклонений замыкающего размера (звена) должны удовлетворять требованию поставленной задачи  $ES'_\Delta \cong ES_\Delta$  и  $EI'_\Delta \cong EI_\Delta$ . Таким образом, расчётные значения предельных отклонений отличаются от заданных  $ES'_\Delta \neq ES_\Delta$  и  $EI'_\Delta \neq EI_\Delta$ . Для согласования предельных отклонений необходимо решить обратную задачу. Для этого нужно в формулы предельных отклонений замыкающего звена ( $ES_\Delta$  и  $EI_\Delta$ ) подставить их требуемые значения и определить новые верхнее и нижнее предельные отклонения одного из составляющих звеньев ( $ES_j$  и  $EI_j$ ), выбранного для корректировки в качестве согласующего.

Для этих целей выбирают самое простое в изготовлении звено: высоту буртика крышки  $A_{11} = 5 j_s 13 (\pm 0,09)$ . Это звено уменьшающее.

Пересчет выполняется по следующим зависимостям:

$$+2,0 = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{ES}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{EI}_j = (0,075 + 0 + 0) - [(-0,2) + (-0,4) + (-0,25) + (-0,12) + (-0,2) + (-0,12) + (-0,2) + EI_{A_{11}}]$$

$$EI_{A_{11}} = -2,0 + 0,075 + 0,2 + 0,4 + 0,25 + 0,12 + 0,2 + 0,12 + 0,2 = -0,435$$

$$-0,5 = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{EI_j} - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{ES_j} = [(-0,075) + (-0,10) + (-0,57)] - (0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + ES_{A11})$$

$$ES_{A11} = +0,5 - 0,075 - 0,10 - 0,570 = -0,245.$$

Расчетный допуск получился  $T_{A11} = 0,19$  мм, а по 13-у качеству имеем  $-0,18$  мм.

Таким образом, для звена  $A_{11} = 5_{-0,245}^{-0,435}$  устанавливается нестандартное поле допуска.

Результаты поэтапных и окончательных расчетов представлены в табличной форме (табл.2.9).

Таблица 2.9 – Сводная таблица к расчету размерной цепи

| Обозначение и вид, $A_i$<br>$\longleftrightarrow$ | Номинальный размер звена, мм        | Значение единицы допуска $i_j$ | Принятые значения звеньев размерной цепи                     |                                         |                                          |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|------------------------------------------|
|                                                   |                                     |                                | После назначения полей допусков по расчетному значению $a_m$ | После согласования значений допусков    | После согласования предельных отклонений |
| $\bar{A}_1$                                       | 37 <sub>-0,2</sub>                  | -                              | 37 <sub>-0,2</sub>                                           | 37 <sub>-0,2</sub>                      | 37 <sub>-0,2</sub>                       |
| $\bar{A}_2$                                       | 160                                 | 2,5                            | 160h12(-0,4)                                                 | 160h12(-0,4)                            | 160h12(-0,4)                             |
| $\bar{A}_3$                                       | 45                                  | 1,6                            | 45h12(-0,25)                                                 | 45h12(-0,25)                            | 45h12(-0,25)                             |
| $\bar{A}_4$                                       | 5                                   | 0,8                            | 5h12(-0,12)                                                  | 5h12(-0,12)                             | 5h12(-0,12)                              |
| $\bar{A}_5$                                       | 39 <sub>-0,2</sub>                  | -                              | 39 <sub>-0,2</sub>                                           | 39 <sub>-0,2</sub>                      | 39 <sub>-0,2</sub>                       |
| $\bar{A}_6$                                       | 6                                   | 0,8                            | 6h12(-0,12)                                                  | 6h12(-0,12)                             | 6h12(-0,12)                              |
| $\bar{A}_7$                                       | 39 <sub>-0,2</sub>                  | -                              | 39 <sub>-0,2</sub>                                           | 39 <sub>-0,2</sub>                      | 39 <sub>-0,2</sub>                       |
| $\bar{A}_8$                                       | 10                                  | 0,9                            | 10j <sub>s</sub> 12(±0,075)                                  | 10j <sub>s</sub> 12(±0,075)             | 10j <sub>s</sub> 12(±0,075)              |
| $\bar{A}_9$                                       | 325                                 | 3,6                            | 325h12(-0,57)                                                | 325h12(-0,57)                           | 325h12(-0,57)                            |
| $\bar{A}_{10}$                                    | 2                                   | 0,6                            | 2h12(-0,1)                                                   | 2h12(-0,1)                              | 2h12(-0,1)                               |
| $\bar{A}_{11\text{ c}}$                           | 5                                   | 0,8                            | 5j <sub>s</sub> 12(±0,06)                                    | 5j <sub>s</sub> 13(±0,09)               | 5 <sub>-0,245}^{-0,435}</sub>            |
|                                                   | $T_\Delta = 2,5$                    | $\Sigma i = 11,6$              | $\omega_\Delta = 2,43$                                       | $\omega_\Delta = 2,49$                  | $\omega_\Delta = 2,5$                    |
| $A_\Delta$                                        | 1,0 <sub>-0,5</sub> <sup>+2,0</sup> | -                              | -                                                            | 1,0 <sub>-0,835</sub> <sup>+1,655</sup> | 1,0 <sub>-0,5</sub> <sup>+2,0</sup>      |

### 3 Нормирование точности типовых соединений сложного профиля

#### 3.1 Нормирование точности метрической резьбы

Таблица 3.1 – Карта исходных данных для метрической резьбы

| Наименования исходных данных                | Значения исходных данных                         |
|---------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| Условное обозначение резьбы                 | M68x2                                            |
| Номер позиции по чертежу                    | 23                                               |
| Наименование деталей, входящих в соединение | Вал 1 и гайка 23                                 |
| Длина свинчивания                           | S (короткая) до 32 мм                            |
| Действительный средний диаметр              | $d_{2 \text{ изм}} = 63,86 \text{ мм}$           |
| Накопленная погрешность шага                | $\Delta P_n = 16 \text{ мкм}$                    |
| Погрешности угла профиля                    | $\Delta \alpha/2_{\text{пр}} = + 3 \text{ мин}$  |
|                                             | $\Delta \alpha/2_{\text{лев}} = - 4 \text{ мин}$ |

***Расшифровать условное обозначение резьбы и определить ряд предпочтительности***

Резьба метрическая, номинальный диаметр  $d = 68 \text{ мм}$ , шаг мелкий  $P = 2 \text{ мм}$

По ГОСТ 8724 [1, табл.5.1; 3; 6] определяем ряд предпочтительности диаметров – второй.

***Определить размеры резьбового соединения и построить профиль резьбы***

По ГОСТ 24705 [1, табл.5.2; 3; 6] определяем основные размеры профиля резьбы в зависимости от шага:

- наружный диаметр резьбы:  $d = 68 \text{ мм}$ ;
- внутренний диаметр:  $D_1 = d_1 = d - 3 + 0,835 = 68 - 3 + 0,835 = 65,835 \text{ мм}$ ;
- средний диаметр:  $D_2 = d_2 = d - 2 + 0,701 = 68 - 2 + 0,701 = 66,701 \text{ мм}$ ;
- диаметр по дну впадин:  $d_3 = d - 3 + 0,546 = 68 - 8 + 0,639 = 65,546 \text{ мм}$ ;
- теоретическая высота витка:  $H = 0,866 \times P = 0,866 \times 2 = 1,732 \text{ мм}$ ;
- рабочая высота витка:  $H_1 = 0,541 \times P = 0,541 \times 2 = 1,082 \text{ мм}$ .

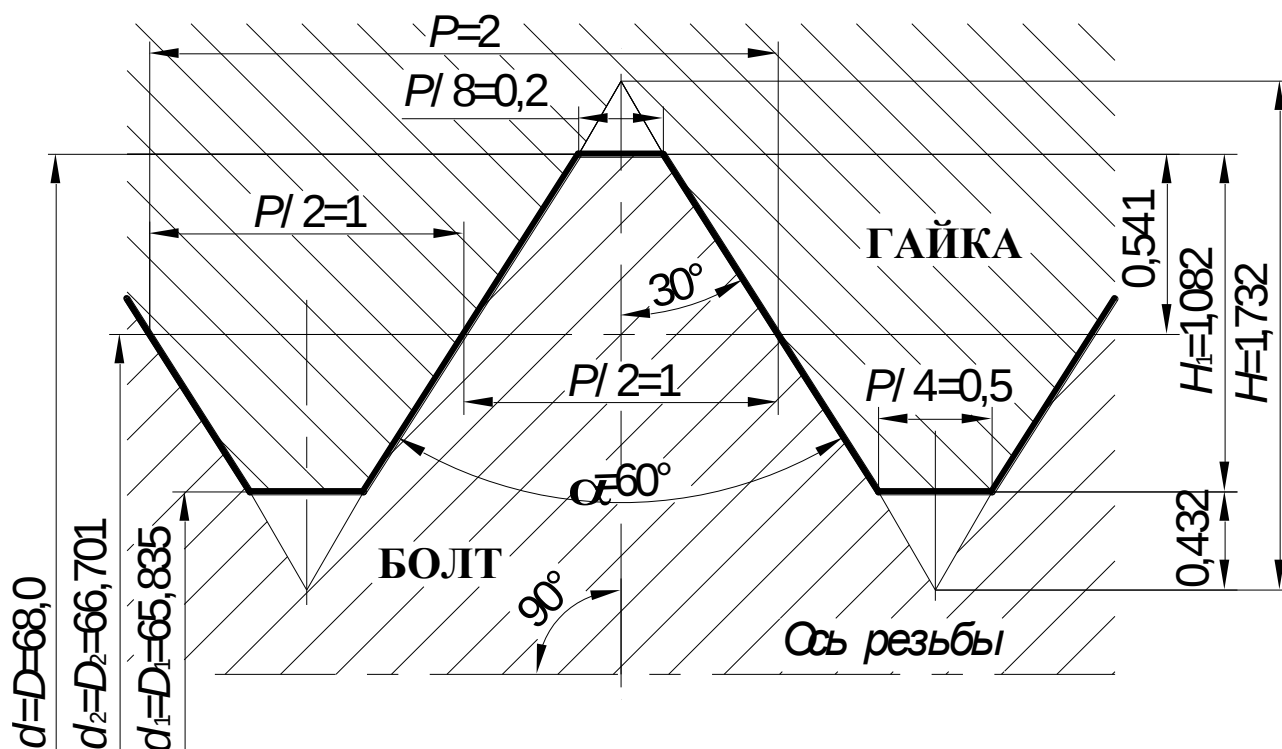


Рис.3.1 Профиль резьбы

**Назначить степень точности и поля допусков на детали  
резьбового соединения**

Определим поля допусков резьбы по ГОСТ 16093 [1, табл.5.8; 3; 6].

Учитывая, что средний класс точности по ГОСТ 16093 получил наибольшее распространение, а задана короткая длина свинчивания, выбираем предпочтительные поля допусков: резьбы болта – *5g6g*; резьбы гайки – *5H*.

Определяем числовые значения допусков и отклонений и заносим в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Значение отклонений и допусков резьбового соединения

| Номинальный размер, мм | Обозначение поля допуска | Величина допуска Т, мкм | ES, мкм | Наибольший предельный размер, мм | EI, мкм | Наименьший предельный размер, мм |
|------------------------|--------------------------|-------------------------|---------|----------------------------------|---------|----------------------------------|
| $d = 68$               | 6g                       | 280                     | -38     | 67,932                           | -318    | 67,682                           |
| $d_2 = 66,701$         | 5g                       | 140                     | -38     | 66,663                           | -178    | 66,523                           |
| $d_1 = 65,835$         | -                        | -                       | -       | 65,835                           | -       | -                                |
| $D = 68$               | -                        | -                       | -       | -                                | 0       | 68                               |
| $D_2 = 66,701$         | 5H                       | 190                     | 190     | 66,891                           | 0       | 66,701                           |
| $D_1 = 65,835$         | 5H                       | 300                     | 300     | 66,135                           | 0       | 65,835                           |

Допуск среднего диаметра болта 5 степени для диаметра 68 и шага 2 равен 140 мкм [1,табл.5.3; 3; 6].

Допуск среднего диаметра гайки 5 степени для диаметра 68 и шага 2 равен 190 мкм [1,табл.5.4; 3; 6].

Допуск наружного диаметра болта для 6 степени с шагом 2 равен 280 мкм [1,табл.5.5; 3; 6].

Допуск внутреннего диаметра гайки для 5 степени с шагом 2 равен 300 мкм [1,табл.5.5; 3; 6].

Основные отклонения диаметров болта  $es = -38$  мкм, а для гайки  $EI = 0$  [1,табл.5.6; 3; 6].

***Рассчитать приведённый средний диаметр резьбы болта и сделать заключение о годности резьбы***

Рассчитываем приведенный средний диаметр и строим схему расположения полей допусков по среднему диаметру (рис.3.2) и по профилю (рис.3.3):

$$d_{2пр} = d_{2изм} + (fp + f\alpha)$$

Погрешность наклона боковой стороны половины угла профиля:

$$\Delta\alpha/2 = \frac{|\Delta\alpha/2|_{пр} + |\Delta\alpha/2|_{лев}}{2} = \frac{|12| + |-10|}{2} = 11,0 \text{ мин.}$$

Диаметральная компенсация погрешностей половины угла профиля  $f\alpha$ :

$$f\alpha = 0,36P \times \Delta\alpha/2 = 0,36 \cdot 2 \cdot 11 = 7,92 \text{ мкм} \approx 8,0 \text{ мкм.}$$

Диаметральная компенсация погрешностей по шагу  $fp$ :

$$fp = 1,732 \times \Delta P_n = 1,732 \cdot 16 = 27,712 \text{ мкм} \approx 28 \text{ мкм,}$$

$$d_{2пр} = d_{2изм} + (fp + f\alpha) = 66,62 + (0,028 + 0,008) = 66,656 \text{ мм.}$$

Условие годности резьбы по среднему диаметру для болта:

$$d_{2изм} \geq d_{2min}, \quad d_{2пр} \leq d_{2max}.$$

Условие прочности выполняется:  $66,62 > 66,523$ .

Условие свинчиваемости также обеспечивается:  $66,656 < 66,663$ .

Таким образом, болт годен.

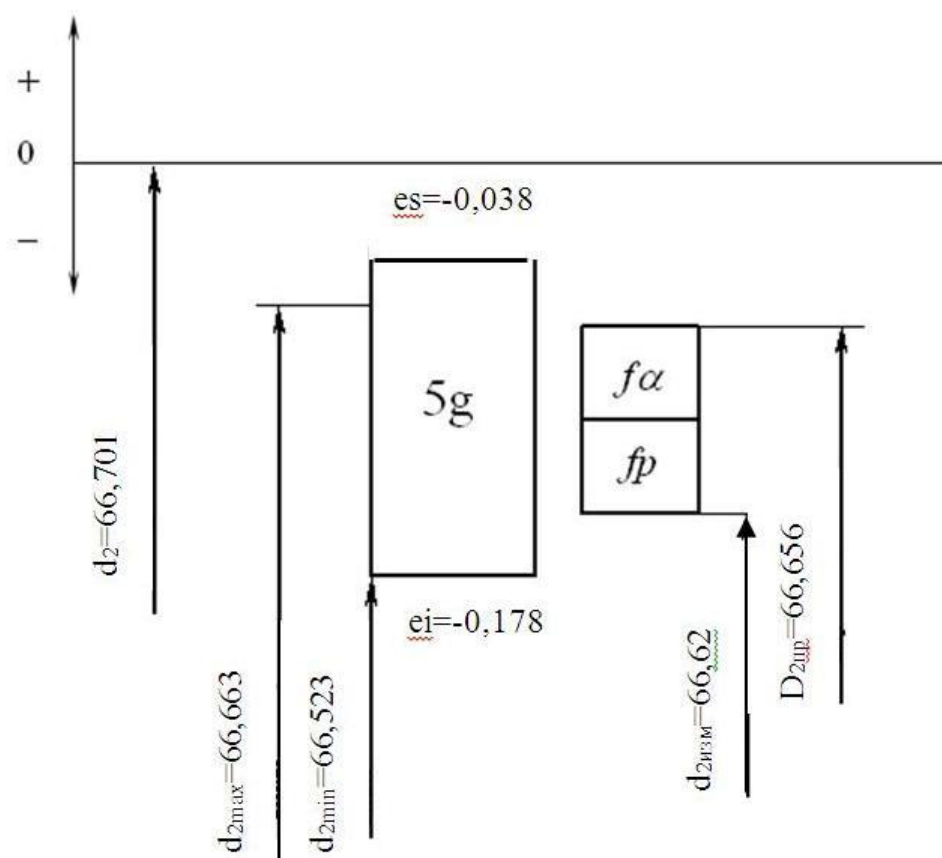


Рис.3.2 Схема расположения полей допусков по среднему диаметру болта

### 3.2 Нормирование точности шпоночных соединений

Таблица 3.3 – Карта исходных данных шпоночного соединения

| Наименования исходных данных                           | Значения исходных данных |
|--------------------------------------------------------|--------------------------|
| Диаметр соединения, $d$ , мм                           | 68                       |
| Ширина и высота шпонки (ГОСТ 23360), $b \times h$ , мм | 20×12                    |
| Шпонка:                                                | направляющая             |
| Тип производства:                                      | серийное                 |
| Количество шпонок в соединении:                        | одна                     |

#### **Определение размеров соединения с призматической шпонкой**

Найдем размеры шпоночного соединения по ГОСТ 23360-78 [1, табл.3.1; 3; 6]:

$d = 68$  мм – диаметр вала;

$b = 20$  мм – ширина шпонки;

$h = 12$  мм – высота шпонки;

$S_{\min} = 0,6$  мм – фаска;

$S_{l \max} = 0,6$  мм – радиус закругления  $r$  или фаска;

$l = 56 \dots 220$  мм – интервал длин шпонки;

$t_1 = 7,5^{+0,2}$  мм – глубина шпоночного паза с отклонением на валу;

$t_2 = 4,9^{+0,2}$  мм – глубина шпоночного паза с отклонением во втулке.

### ***Выбор посадок шпонки в пазы вала и втулки***

Предельные отклонения шпонки:

– на ширину шпонки  $b = 20h9(-0,052)$ ;

– на высоту шпонки  $h = 16h11(-0,110)$ ;

– на длину шпонки  $l = 90h14(-0,87)$ ;

– на длину паза под шпонку на валу  $L = 118H15(+1,4)$ .

Посадка шпонки в пазы вала и втулки производится по системе вала.

Выбор посадок шпонки в пазы вала и втулки зависит от типа производства и назначения шпонки. В данном соединении шпонка направляющая, соединение свободное, производство – серийное.

Принимаем по [1, табл.3.2; 3; 6]:

паз вала –  $20H9(+0,052)$ ;

паз втулки –  $20D10(+0,149; +0,065)$ .

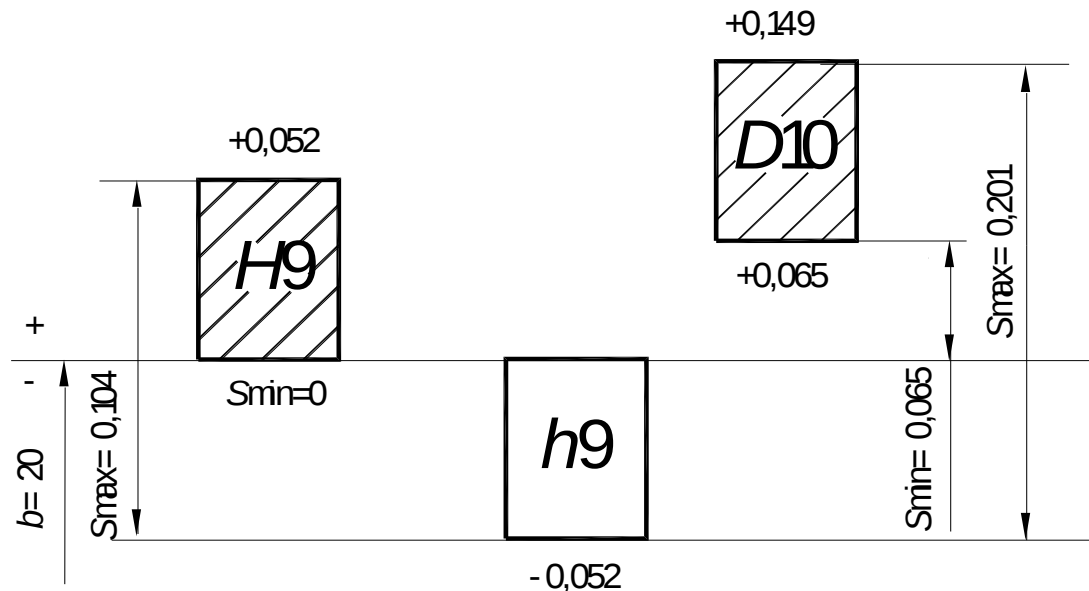


Рис.3.3 Схема полей допусков по ширине шпонки

В соединении шпонки с валом  $S_{\min}=0$ ;  $S_{\max}=0,104$  мм; в соединении с пазом втулки  $S_{\min}=0,065$ ;  $S_{\max}=0,201$  мм, что обеспечивает свободное перемещение зубчатого колеса вдоль вала.

### Расчет допусков взаимного расположения шпоночного паза

Допуск параллельности равен 0,579, а допуск симметричности – 279.

Рассчитываем и округляем до стандартных значений [1, табл.2.8 и 2.9; 3; 6], указываем на эскизах вала и втулки.  $T_{11} = 0,5 \cdot 52 = 26$  мкм; по номинальной длине шпоночного паза, ближайший допуск – 25 мкм.

$T_{\Sigma} = 2 \cdot 52 = 104$  мкм, по номинальному диаметру ближайшим допуском будет 100 мкм. Допуск симметричности зависимый, так как производство серийное.

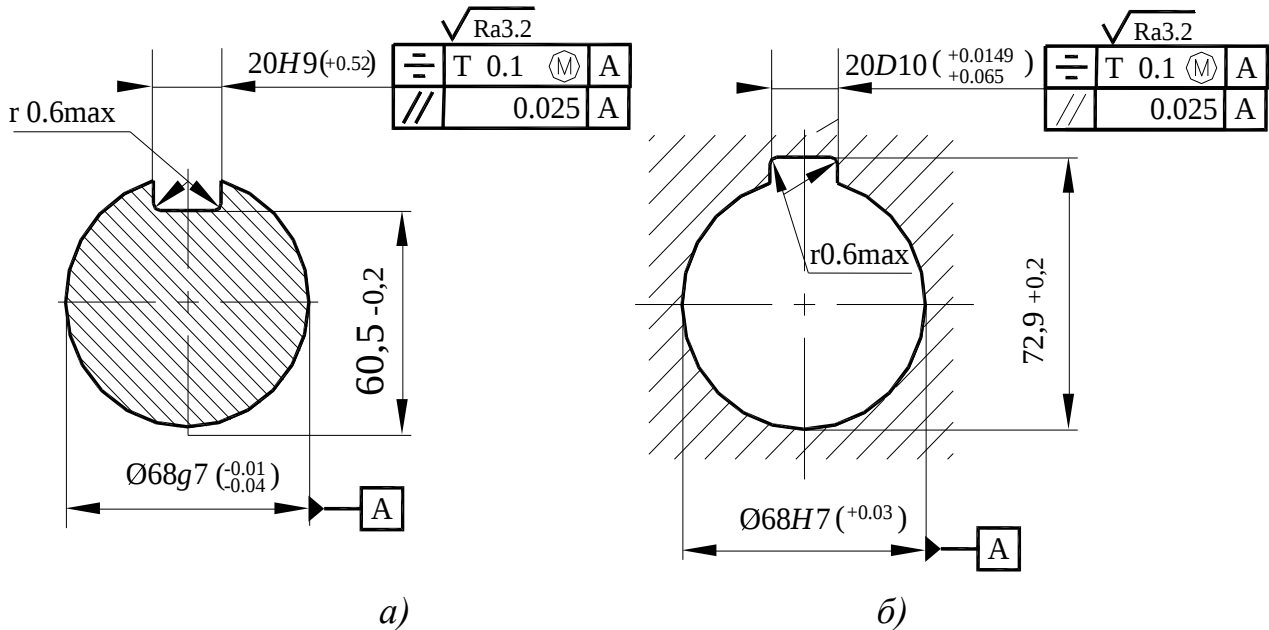


Рис. 3.4 Поперечные сечения:

*a* – вала; *б* – втулки

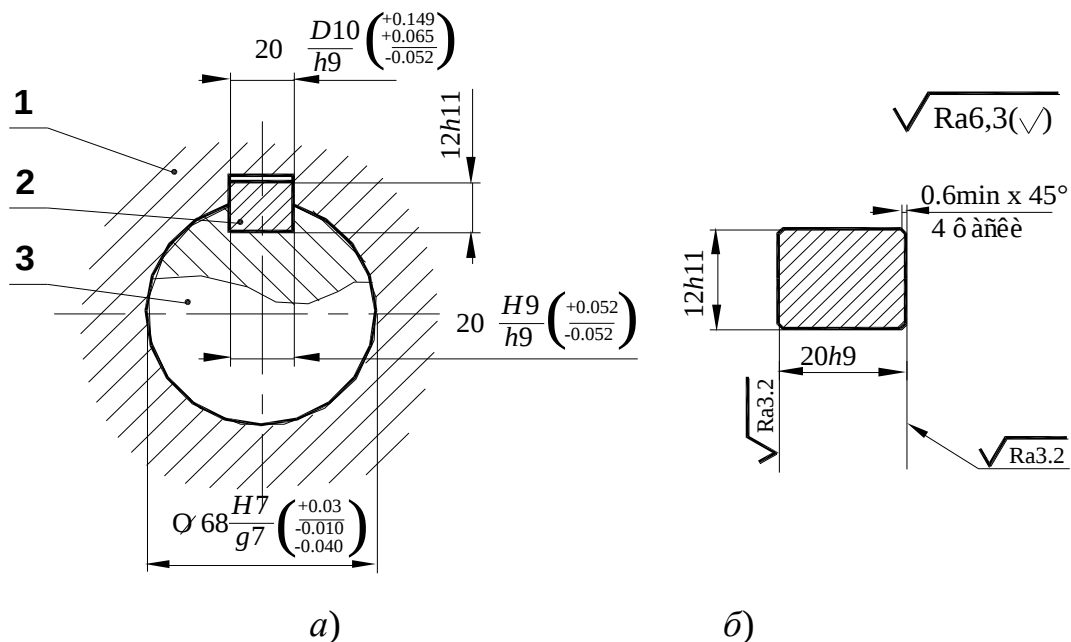


Рис.3.5 Шпоночное соединение:

*a* – поперечное сечение (1 – втулка; 2 – шпонка; 3 – вал); *б* – сечение шпонки

### 3.3 Нормирование точности шлицевых соединений

Таблица 3.4 – Карта исходных данных шлицевого соединения

| Наименования исходных данных                                   | Значения исходных данных |
|----------------------------------------------------------------|--------------------------|
| $z \times d \times D$ , мм                                     | 6×28×34                  |
| Соединение работает: с реверсом или с вращением в одну сторону | Вращение в одну сторону  |
| Соединение вдоль оси: подвижное или неподвижное                | неподвижное              |
| Шлицы в отверстии втулки: закалены или не закалены             | не закалены              |

### **Определить параметры шлицевого соединения**

$z = 6$  – количество шлиц;

$d = 28$  мм – внутренний диаметр шлиц;

$D = 34$  мм – наружный диаметр шлиц;

$b = 7$  мм – ширина шлиц;

$c = 0,4^{+0.2}$  мм – фаска;

$r = 0,3$  мм – радиус закруглений.

Шлицевое соединение 6х28х34 относится к средней серии ГОСТ 1139 [1, табл.3.3; 3; 6].

### **Выбор вида центрирования, назначение посадок**

В зависимости от условий работы механизма (отсутствие реверса) и отсутствия закалки шлиц выбираем вид центрирования шлицевого соединения и назначаем посадки по ГОСТ 1139-80 [1, табл.3.4; 3; 6]. Выбираем центрирование по наружному диаметру –  $D$ , так как втулка не закалена.

Назначаем посадки на элементы шлицевого соединения:

– по внутреннему диаметру  $d$ :  $\varnothing 28 \frac{H11(+0,130)}{b12(-0,160/-0,370)}$  – посадка предпочтительная;

– по внешнему диаметру  $D$ :  $\varnothing 34 \frac{H7(+0,025)}{js6(\pm 0,008)}$  – посадка предпочтительная;

– по ширине  $b$ :  $7 \frac{F8(+0,035/+0,013)}{js7(\pm 0,007)}$  – посадка предпочтительная.

Таким образом, условная комплексная запись шлицевого соединения будет иметь вид:

$$D - 6 \times 28 \frac{H11(+0,130)}{b12(-0,160/-0,370)} \times 34 \frac{H7(+0,025)}{js6(\pm 0,008)} \times 7 \frac{F8(+0,035/+0,013)}{js7(\pm 0,007)}.$$

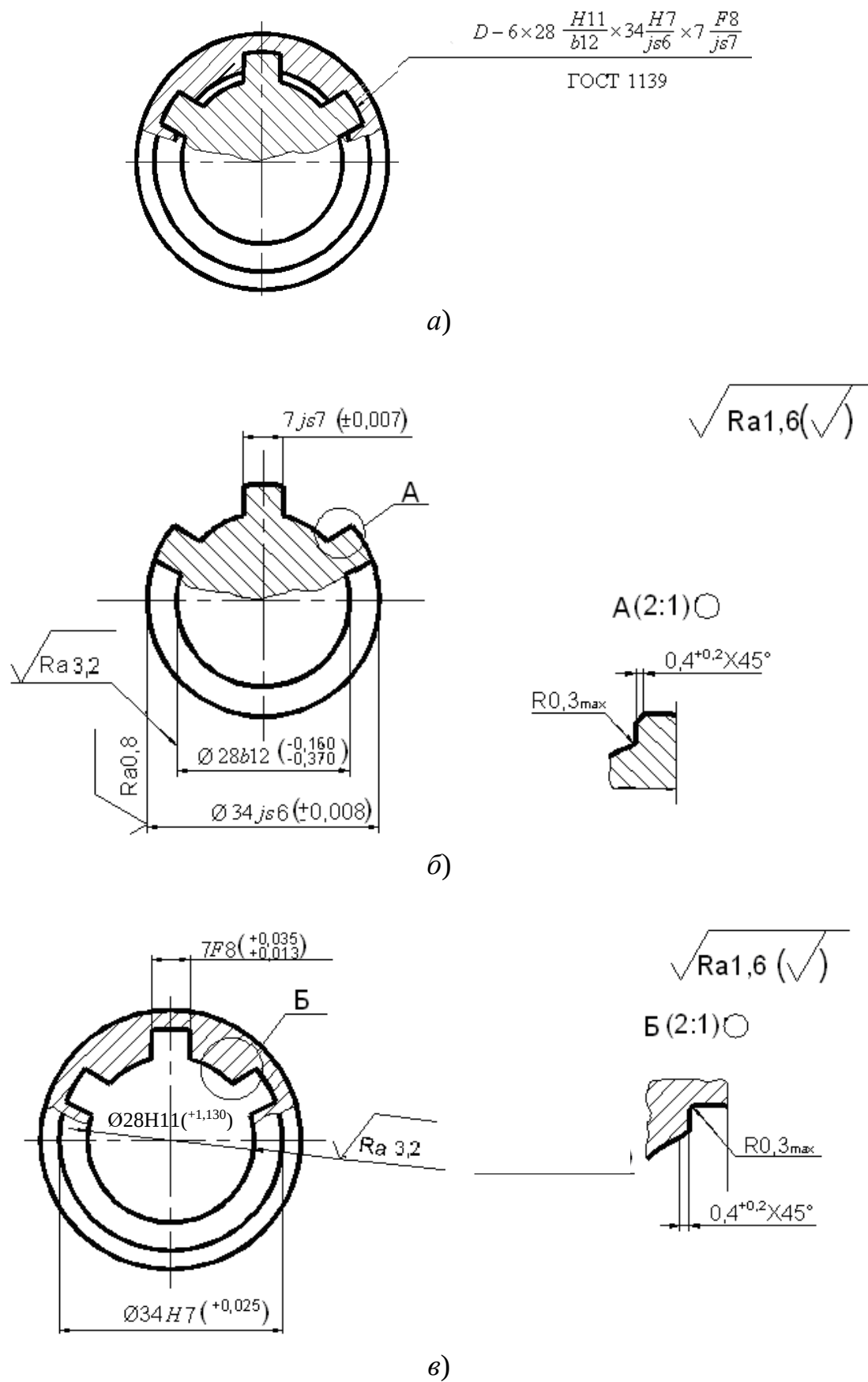


Рис.3.6 Поперечное сечение шлицевого соединения:

а – шлицевое соединение в сборке; б – сечение вала  $D - 6 \times 28b12 \times 34js6 \times 7js7$ ;

в – сечение втулки  $D - 6 \times 28H11 \times 34H7 \times 7F8$

### 3.4. Нормирование точности цилиндрических зубчатых передач

Таблица 3.5 – Карта исходных данных для зубчатой передачи

| Наименования исходных данных                        | Значения исходных данных   |
|-----------------------------------------------------|----------------------------|
| Вид изделия (автомобиль, пресс, специальный станок) | Шпиндельная коробка станка |
| Номер позиции по чертежу                            | 4                          |
| Межосевое расстояние $a$ , мм                       | 150                        |
| Модуль зубчатой передачи $m$ , мм                   | 4                          |
| Исходный контур                                     | ГОСТ 13755-81              |
| Коэффициент смещения исходного контура $x$          | 0                          |
| Окружная скорость $V$ , м/с                         | 15                         |
| Число зубьев $z$                                    | 42                         |
| Температура допустимого нагрева зубчатой передачи   | $t_1 = +70^\circ\text{C}$  |
| Температура допустимого нагрева корпуса             | $t_2 = +40^\circ\text{C}$  |

#### **Определить геометрические параметры зубчатого колеса**

Диаметр делительной окружности:  $d = m \times z = 4 \times 42 = 168$  мм.

Диаметр окружности выступов:  $d_a = d + 2 \times m = 168 + 2 \times 4 = 176$  мм.

Диаметр окружности впадин:  $d_f = d - 2,5 \times m = 168 - 2,5 \times 4 = 158$  мм.

Диаметр основной окружности:  $d_b = d \times \cos \alpha = 168 \times \cos 20 = 157,9$  мм.

Ширина зубчатого венца:  $B = 10 \times m = 10 \times 4 = 40$  мм.

Количество охватываемых зубьев при измерении длины общей нормали:  
 $z_w = 5$ .

Длина общей нормали:  $W = 4 \times 13,873 = 55,492$  мм [1, табл.6.1; 2; 3; 6].

#### **Назначить степень точности зубчатой передачи**

Передача является кинематической. В этом случае наиболее важной является кинематическая точность, она назначается на одну степень точнее, чем нормы плавности и контакта зубьев.

По заданной окружной скорости, согласно [1, табл.6.3; 3; 6], рекомендуется степень точности по нормам плавности – 6.

Принимаем степень кинематической точности – 5, степень точности по нормам контакта зубьев – 6.

Вид сопряжения определяется наименьшим гарантированным боковым зазором  $j_{n\min}$ . Гарантированный боковой зазор получается как сумма:

$$j_{n\min} \geq j_{n1} + j_{n2}.$$

Для кинематической передачи  $j_{n1} = 0,01 m = 0,01 \times 4 = 0,04$  мм.

Боковой зазор соответствующей температурной компенсации определяется по формуле:  $j_{n2} = a [\alpha_1 \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 (t_2 - 20^\circ)] \cdot 2 \sin \alpha$ ,

где  $a$  – межосевое расстояние в передаче, мм;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты линейного расширения для материалов зубчатых колес и корпуса;

$t_1$  и  $t_2$  – предельные температуры, для которых рассчитывается боковой зазор, для зубчатых колес и корпуса соответственно.

При  $t_1 = +70^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = +40^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2 = 11,3 \cdot 10^{-6}$  получим:

$$j_{n2} = 168 [11,3 \cdot 10^{-6} \cdot (70^\circ - 20^\circ) - 11,3 \cdot 10^{-6} \cdot (40^\circ - 20^\circ)] \cdot 0,684 = 0,025 \text{ мм},$$

$$j_{n \min} = 0,04 + 0,025 = 0,065 \text{ мм}.$$

Определяем вид сопряжения  $D$  с учетом межосевого расстояния в передаче по [1, табл.6.4; 3; 6].

Полное обозначение точности передачи: 5 – 6 – 6 –  $D$  ГОСТ 1643.

### **Определить исполнительный размер длины общей нормали**

Верхнее отклонение  $E_{Ws} = 40$  мкм по [1, табл.6.10; 3; 6] для вида сопряжения  $D$ , 6-й степени точности,  $d = 168$  мм.

Допуск на длину общей нормали  $T_w = 40$  мкм, по [1, табл.6.11; 3; 6] для  $F_r = 25$  мкм [1, табл.6.6; 3; 6].

Нижнее отклонение  $E_{Wi} = |E_{Ws}| + T_w = 40 + 40 = 80$  мкм.

Исполнительный размер длины общей нормали  $W = 55,792^{+0,040}_{-0,080}$ .

### **Определить требования к базовым поверхностям зубчатого колеса**

Требования к точности заготовок под операцию зубонарезания определяются по рекомендациям [1, табл.6.14; 3; 6].

Базовое отверстие должно быть выполнено по 6-му качеству,  $\varnothing 68H6^{(+0,019)}$ , так как по нормам плавности 6-я степень.

Диаметр вершин зубьев используется по 2-му варианту (как измерительная база для выверки заготовки на станке), следовательно, его точность:

$$Td_a = 0,01 \times m = 0,04 \text{ мм}; \quad \varnothing 176h7_{(-0,040)}.$$

Допуск на радиальное биение по вершинам зубьев:  $F_d = 0,6 \cdot F_r = 0,6 \cdot 25 = 15$  мкм. Принимаем  $F_d = 20$  мкм по [1, табл.2.9(гл.2); 3; 6].

Торцовое биение базового торца на диаметре  $0,75d = 0,75 \cdot 168 = 126$  мм находим расчетом, определив  $F_\beta = 9$  мкм, по [1, табл.6.9; 3; 6]:

$F_T = (0,5 F_\beta d_\phi) / B = (0,5 \cdot 9 \cdot 126) / 40 = 14,175$  мкм, по [1, табл.2.9; 3; 6] принимаем  $F_T = 16$  мкм.

Все расчетные параметры указываем на чертеже (рис.3.7).

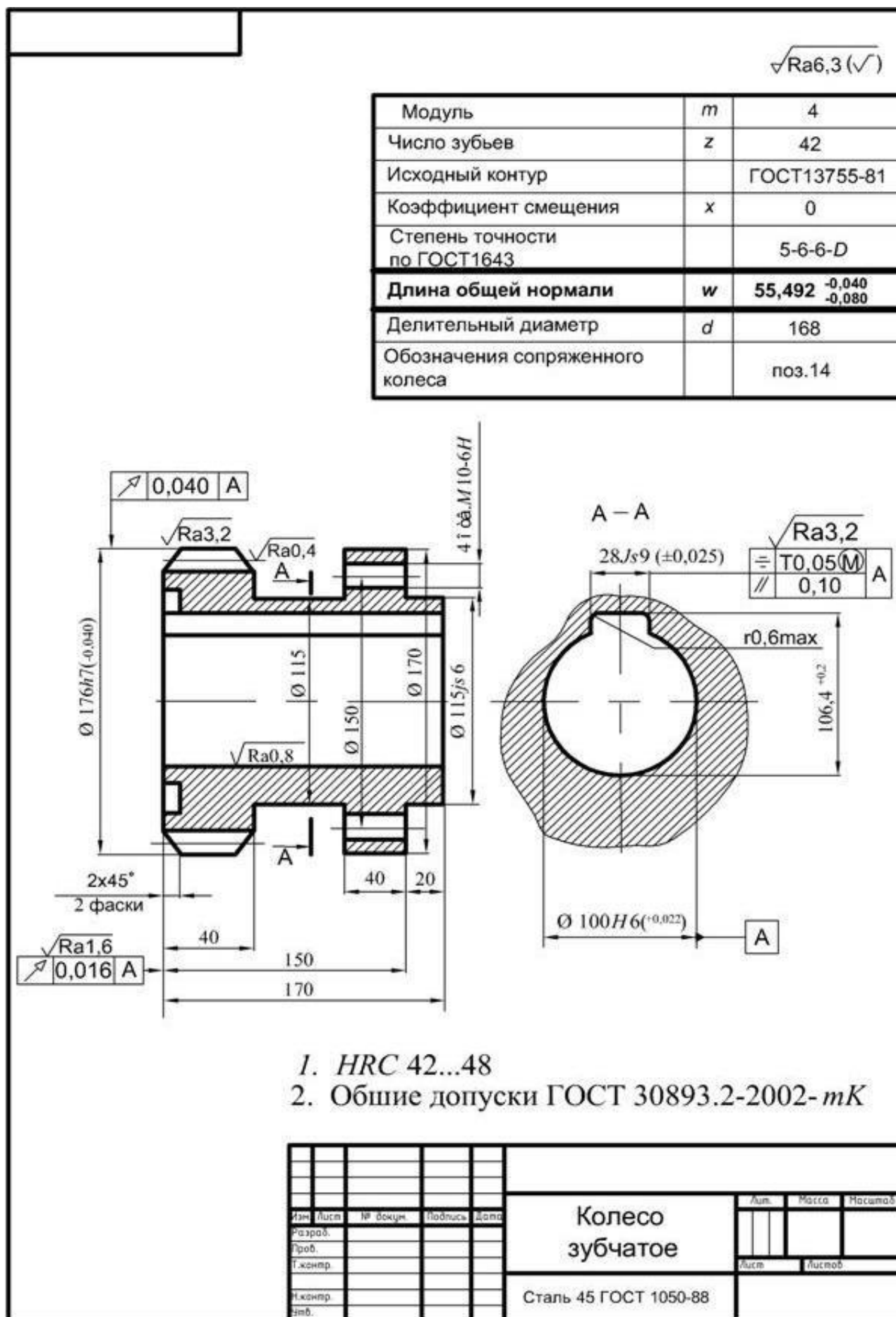


Рис.3.7 Рабочий чертеж зубчатого колеса

#### 4 Нормативные документы

- 1) ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений.
- 2) ГОСТ 2.308-79 ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.
- 3) ГОСТ 2.309-73 ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхности.
- 4) ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.
- 5) ГОСТ 2.409-74 ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений.
- 6) ГОСТ 25346-89 ОНВ. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
- 7) ГОСТ 25347-82 ОНВ. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки.
- 8) ГОСТ 24642-81 ОНВ. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.
- 9) ГОСТ 24643-81 ОНВ. Допуски формы и расположения. Числовые значения.
- 10) ГОСТ 24853-81 Калибры для размеров до 500 мм. Допуски.
- 11) ГОСТ 520-2002 Подшипники качения. Общие технические условия.
- 12) ГОСТ 3189-89 Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений.
- 13) ГОСТ 3325-85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
- 14) ГОСТ 8724-2002 ОНВ. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
- 15) ГОСТ 9150-2002 ОНВ. Резьба метрическая. Профиль.
- 16) ГОСТ 16093-2004 ОНВ. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
- 17) ГОСТ 24705-2004 ОНВ. Резьба метрическая. Основные размеры.
- 18) ГОСТ 1139-80 ОНВ. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
- 19) ГОСТ 23360-78 ОНВ. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- 20) ГОСТ 1643-81 ОНВ. Передатки зубчатые цилиндрические. Допуски.

## Список литературы

### *Основная*

1. Лагуткин С.В. Нормирование точности изделий машиностроения. Учебное пособие. – Новоуральск: НТИ НИЯУ МИФИ, 2015. – 207 с.
2. Анухин В.И. Допуски и посадки: Учебное пособие. – СПб.: Питер, 2012. – 256 с.
3. Допуски и посадки: Справочник в 2-х ч./ М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Политехника, 1991.
4. Исполнительные размеры калибров: Справочник в 2-х кн. / Книга 1 / И.А. Медовой, Я.Г. Уманский, Н.М. Журавлев – М.: Машиностроение, 1980. – 384 с.

### *Дополнительная*

5. Допуски и посадки (Основные нормы взаимозаменяемости): Учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов / И.М. Белкин. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.
6. Допуски и посадки: Справочник в 2-х ч. / под ред. В.Д. Мягкова. – Л.: Машиностроение, 1979. – 544 с.
7. Выбор показателей точности для типовых соединений в машиностроении: Учеб. пособие для студ. высших учеб. заведений, обучающихся по направлению "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств" / В.П. Меринов [и др.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 124 с.

Приложение – Образец оформления титульного листа

«Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»

НОВОУРАЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**КУРСОВАЯ РАБОТА**

по дисциплине

**«Нормирование точности в машиностроении»**

на тему: *«Нормирование точности деталей сборочной единицы»*

Вариант \_\_\_\_\_

Выполнил:

студент группы \_\_\_\_\_  
(шифр) (подпись) (Фамилия и инициалы)

Руководитель \_\_\_\_\_  
(Фамилия и инициалы преподавателя)

Сдана на проверку \_\_\_\_\_  
(дата)

Зачтено \_\_\_\_\_  
(Оценка, дата и подпись преподавателя)

Новоуральск 2015

**«Нормирование точности в машиностроении»**

**НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ  
ДЕТАЛЕЙ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ**

Пример выполнения курсовой работы  
для студентов по направлению подготовки 15.03.05  
«Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств»  
(все формы обучения)

**Лагуткин Станислав Владимирович**

Сдано в печать

Формат

Бумага писчая

Печать плоская

Усл.печ.л.

Уч.изд.л.

Тираж экз.

Заказ

Цена

Ксерокс НТИ 624130, Новоуральск, ул. Ленина, 85. Лицензия ИД №00751.