

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Степанов Павел Иванович
Должность: Руководитель НТИ НИЯУ МИФИ
Дата подписания: 27.02.2026 08:25:33
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

Введение	4
1 Исходные данные	5
2 Нормирование точности гладких соединений	8
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
3 Нормирование точности типовых соединений сложного профиля	30
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
4 Нормативные документы	41
Список литературы	42
Приложение	43

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}	Отв. $\frac{ITD_3}{\sigma_{тех}}$	№ 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			Резьбовое соединение						Зубчатая передача				
	Z	d	D	№ поз.	Обозначение резьбы	$d_{2\text{изм}}$	ΔP_n	$\frac{\Delta\alpha}{2}_{\text{пр}}$	$\frac{\Delta\alpha}{2}_{\text{лев}}$	№ 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 _{-0,2}	162	45	5	39 _{-0,2}	6	10	325	4	5		

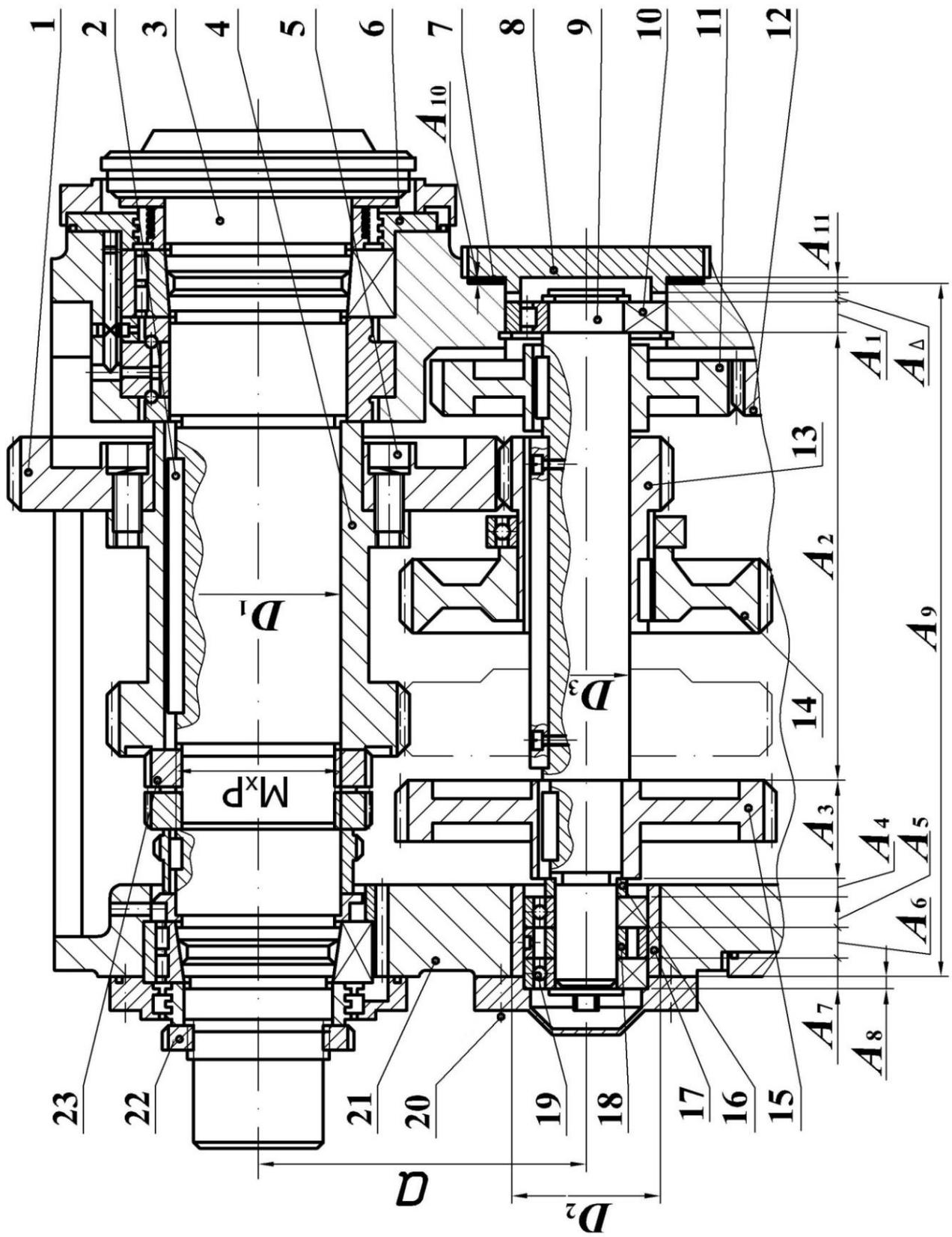


Рис.1.1 Шпиндельная коробка станка

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.

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

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

Определить предельные размеры отверстия и вала

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

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

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

Предельные размеры вала: $d_{\max} = d + es = 100 + 0,025 = 100,025$ 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: $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 100,035 - 100,003 = 0,032$ мм.

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

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

$$\text{или } S_m = D_m - d_m = 100,0175 - 100,0140 = 0,0035.$$

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

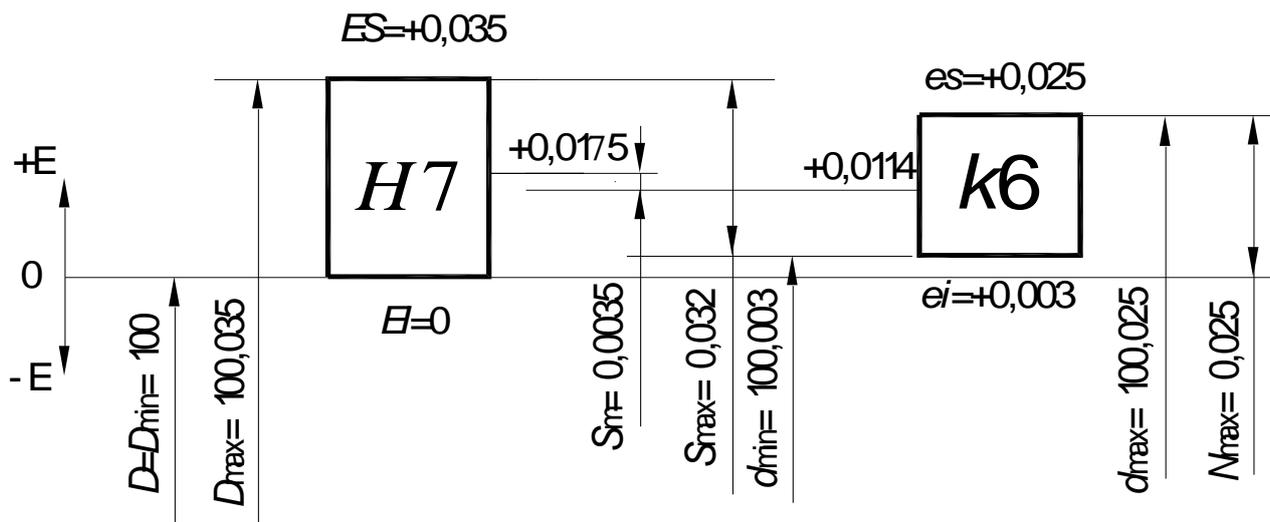


Рис.2.1 Схема расположения полей допусков вала и отверстия посадки по D_1

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 .

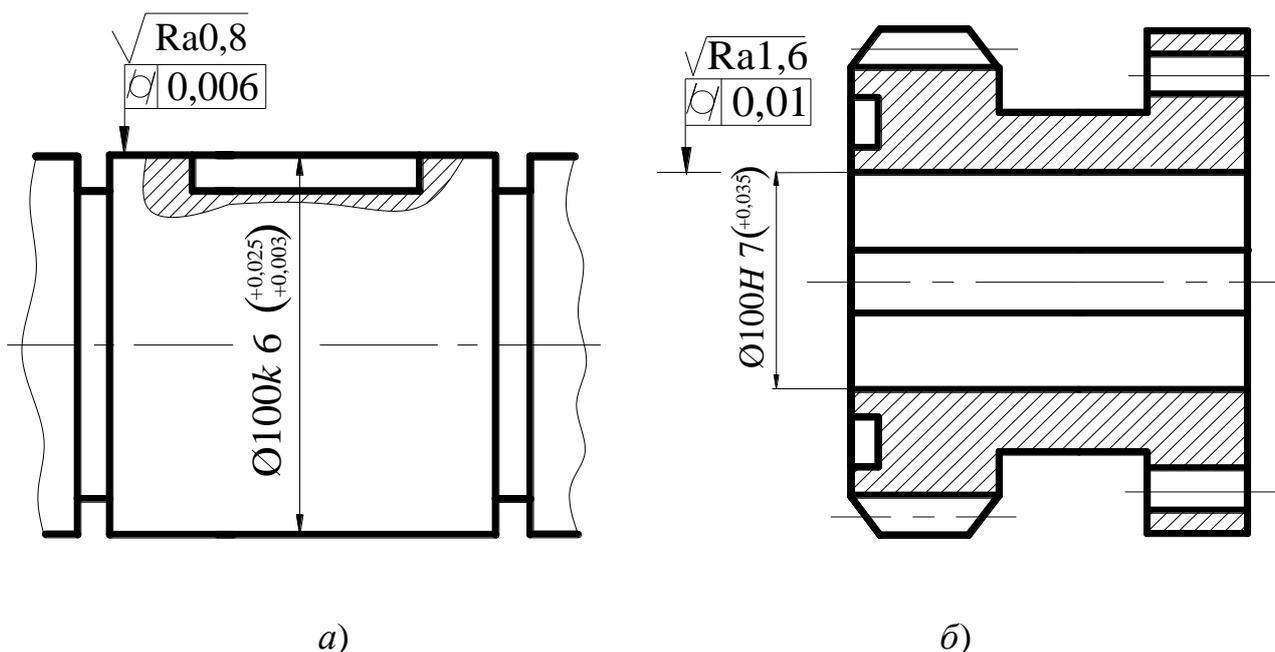


Рис.2.2 Эскизы:

а – шпинделя (вала) 3; б – 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: $S_{max} (N_{max}); S_{min} (N_{min})$	$S_{max}=75$ $S_{min}=10$

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 *СН*.

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:

$$ei = (|es| + T7) = -(0,010 + 0,030) = -0,040 \text{ мм.}$$

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.

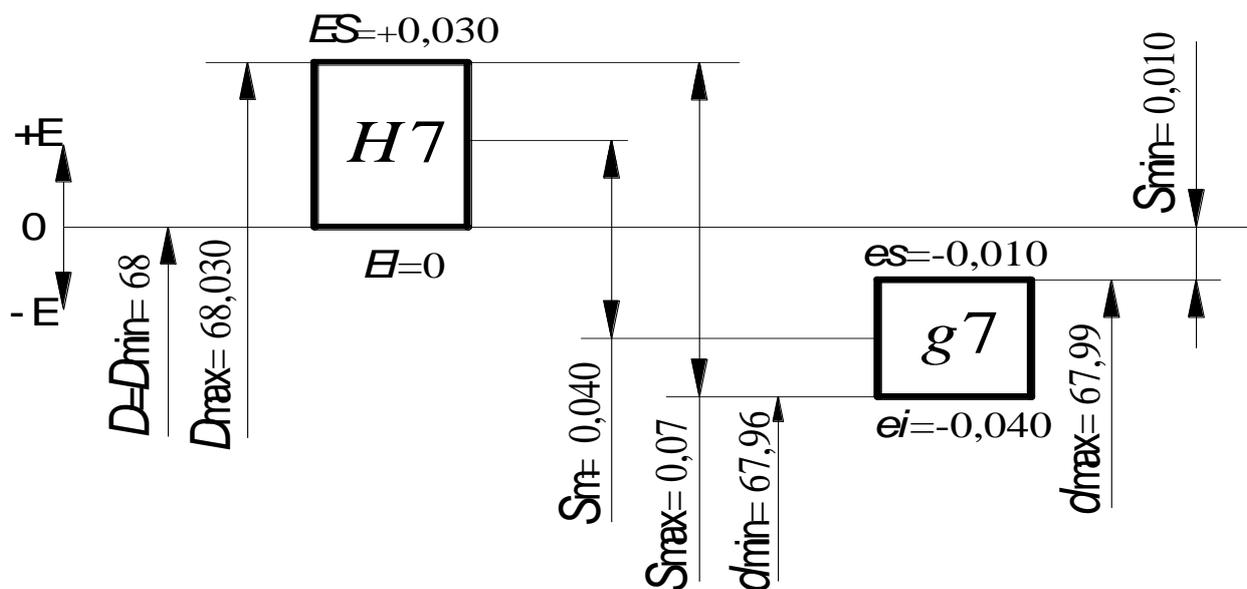


Рис.2.3 Схема расположения полей допусков вала и отверстия посадки по D_3

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):

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

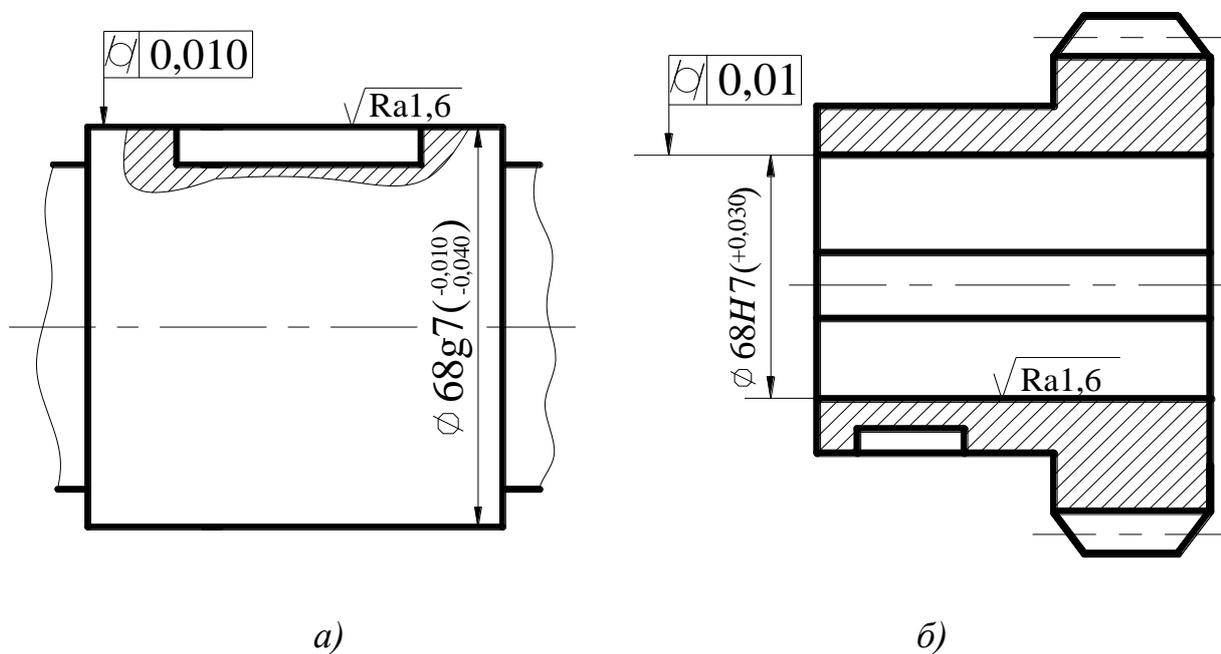


Рис.2.4 Эскизы:

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]:

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

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

$$\begin{aligned} \text{ПР}_{\text{исп}} &= (\text{ПР}_{\text{max}}) - H = 68,006 - 0,005 \text{ мм}, \\ \text{НЕ}_{\text{max}} &= D_{\text{max}} + \frac{H}{2} = 68,030 + \frac{0,005}{2} = 68,0325 \text{ мм}, \\ \text{НЕ}_{\text{min}} &= D_{\text{max}} - \frac{H}{2} = 68,030 - \frac{0,005}{2} = 68,0275 \text{ мм}, \\ \text{НЕ}_{\text{исп}} &= (\text{НЕ}_{\text{max}}) - H = 68,032 - 0,005 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Размер предельного износа пробки определяется по следующей формуле:

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

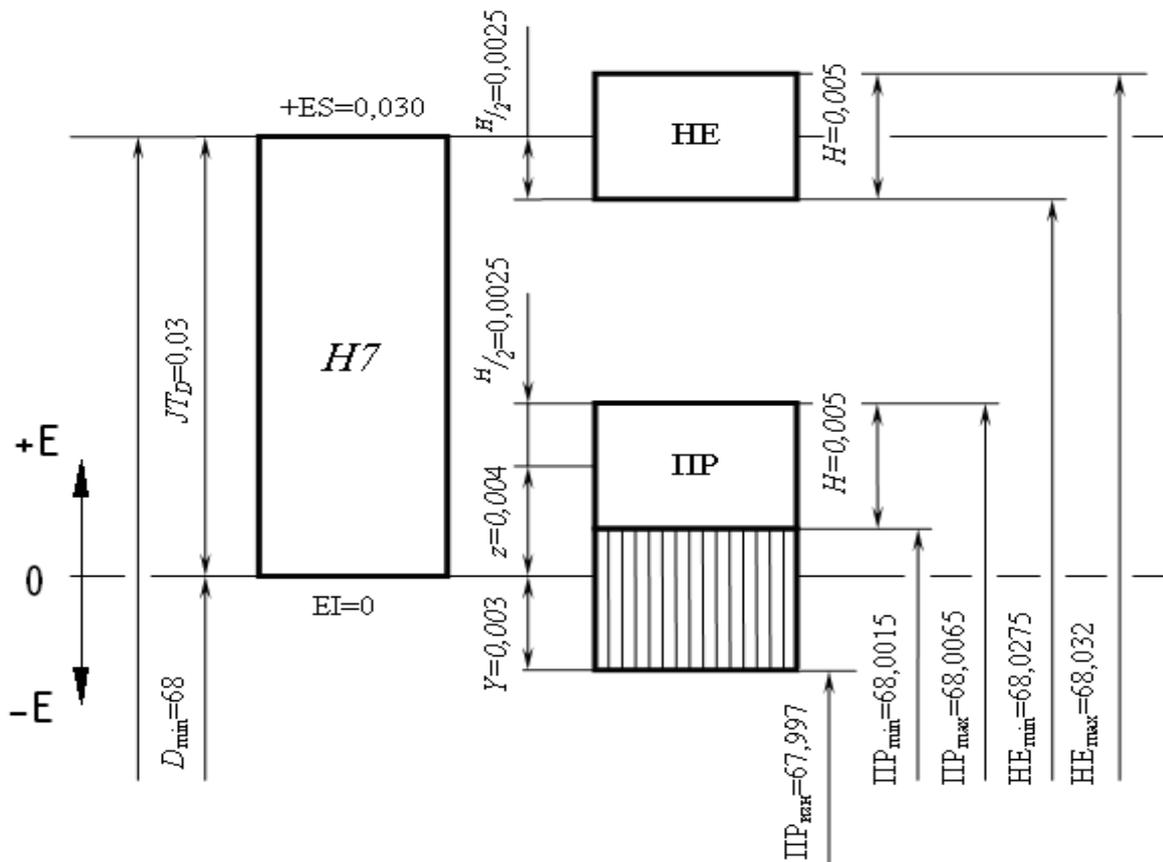


Рис.2.5 Схема расположения полей допусков отверстия и калибра-пробки

Технические требования к калибрам

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

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

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

Шероховатость рабочих поверхностей R_a по ГОСТ 2015-84 [1, табл.8.3; 3]:
пробки и скобы – $R_a = 0,05$ мкм, контракалибров – $R_a = 0,025$ мкм.

Шероховатость торцов – $R_a = 1,6$ мкм, фасок – $R_a = 0,8$ мкм.

Размер контролируемого отверстия свыше 50 мм, поэтому выбираем калибры-пробки с насадками: проходную по ГОСТ 14815-69, непроходную – ГОСТ14816-69.

Таблица 2.5 – Конструктивные размеры калибра-пробки

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

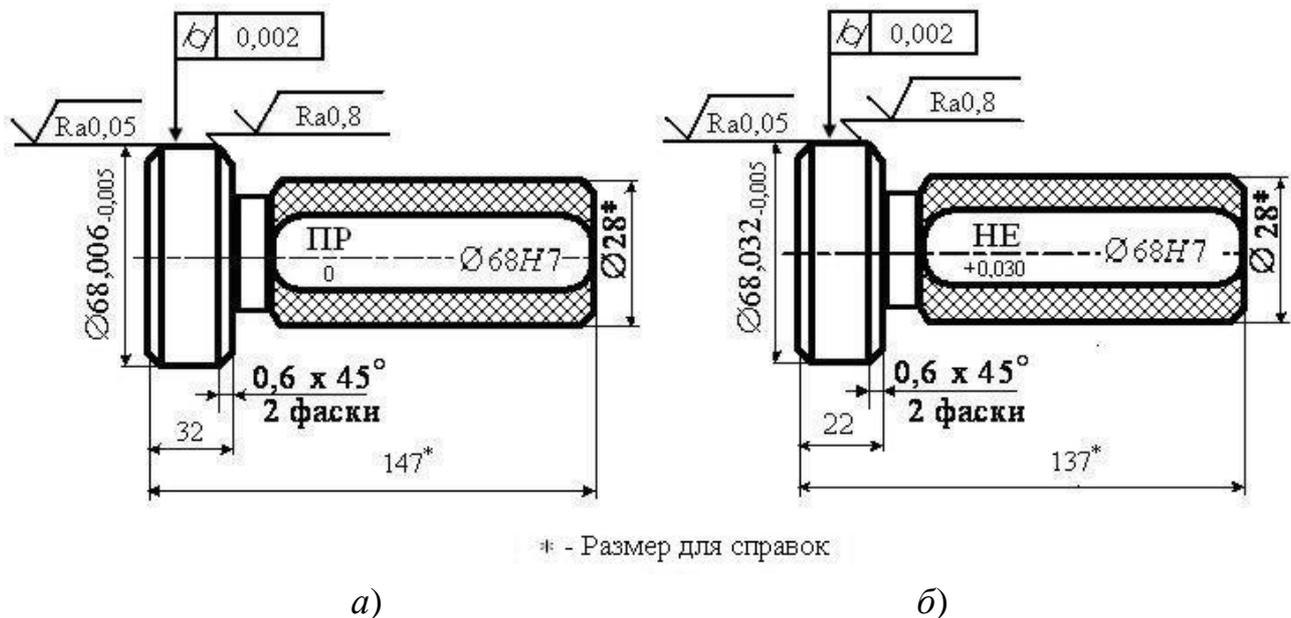


Рис.2.6 Эскизы пробок:

- 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]:

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

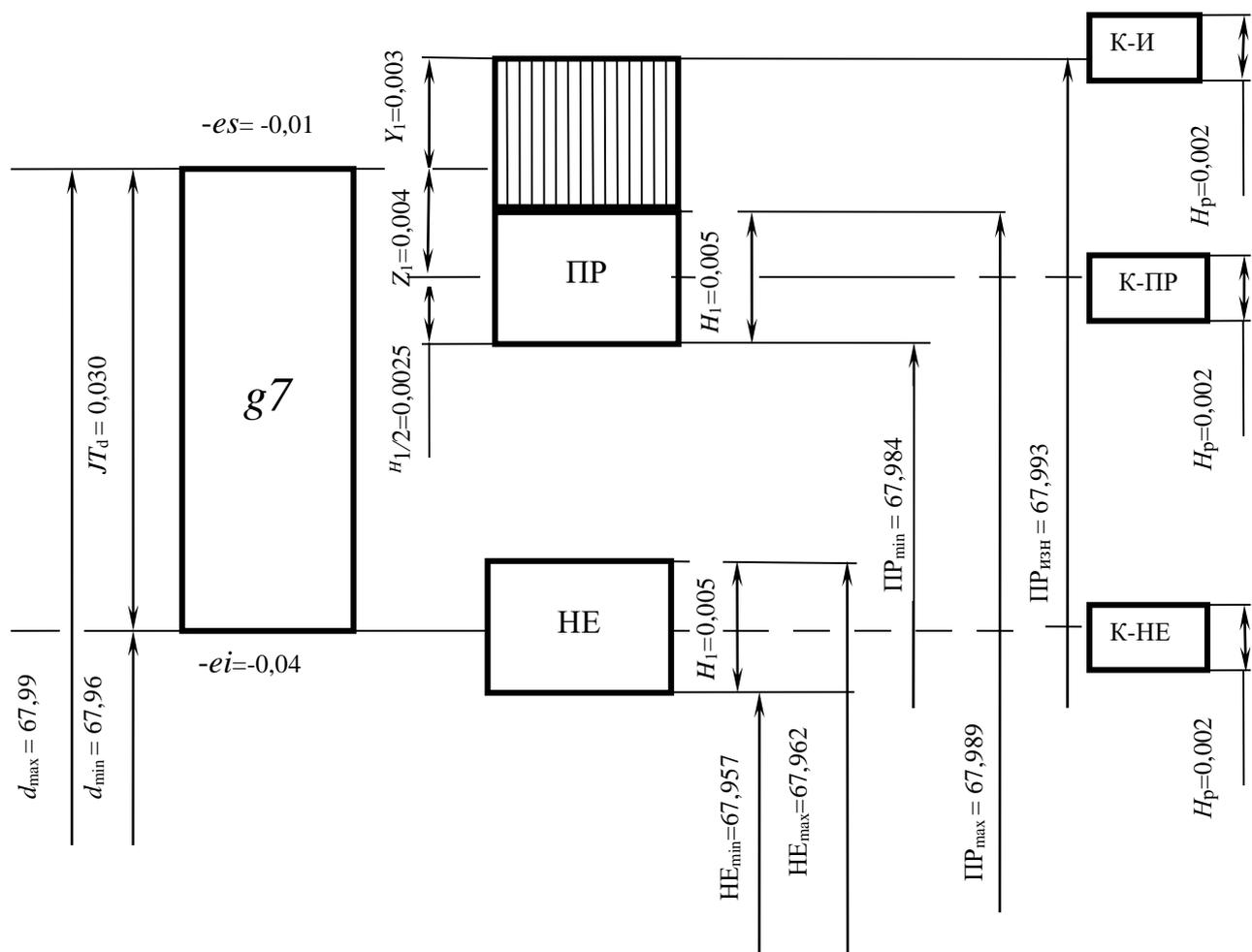


Рис.2.7 Схема расположения полей допусков вала, калибра-скобы и контркалибров

Размер контролируемого вала до 100 мм, поэтому выбираем калибр-скобу одностороннюю, двухпредельную по ГОСТ18360-93, которая компактна и удобна в обращении. Конструктивные размеры калибра-скобы определяем по пособию [1, табл.8.4; 4] и приводим в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Конструктивные размеры скобы

Обозначение скобы	$d_{\text{ном}}$ вала	D_1	H	h	B	S	l	l_1	l_2	r	r_1	Масса, кг
8113-0149	68	140	118	50	18	6	28	17	4	40	6	0,47

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).

Маркировка производится на лыске ручки пробки или на переднем торце вставки, у скобы – на лицевой стороне.

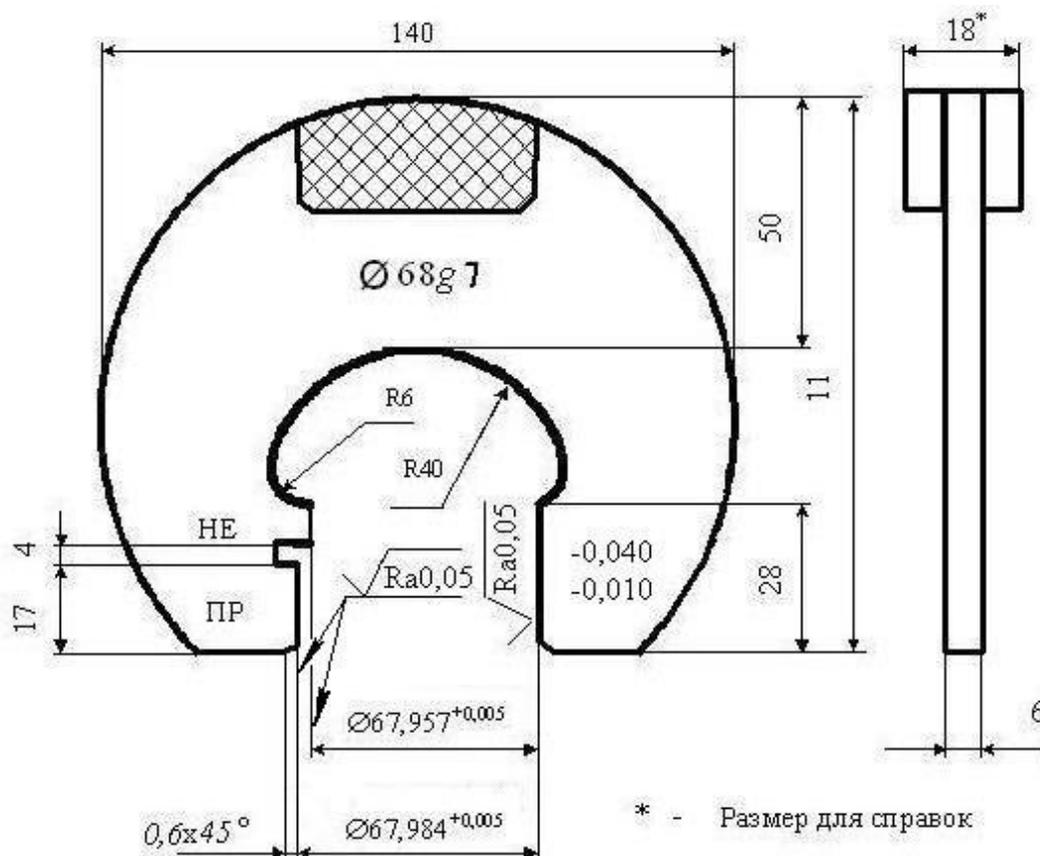


Рис.2.8 Эскиз скобы 8113-0149 g7, ГОСТ 18360-93

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]:

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

$$K-IP = (d_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2}) - H_p = (68,021 - 0,004 + \frac{0,002}{2}) - 0,002 = 68,018 - 0,002,$$

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

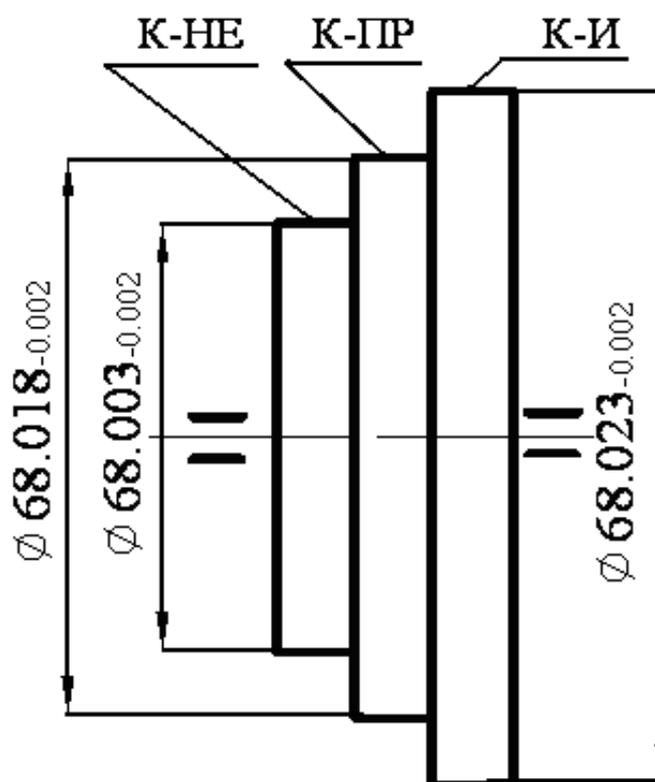


Рис.2.9 Эскиз контркалибров для скобы

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.

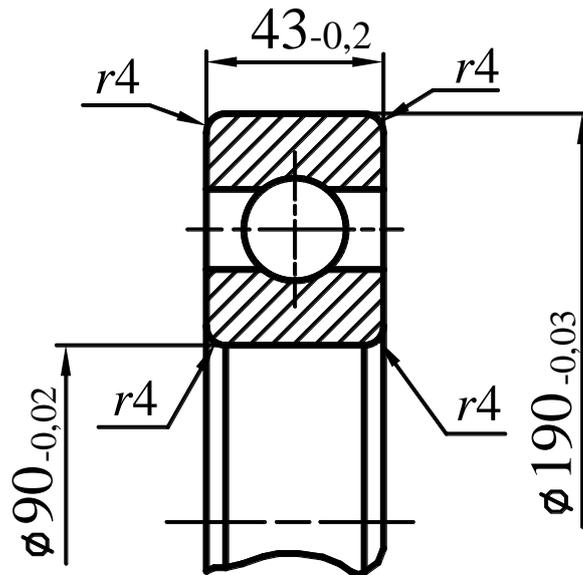


Рис.2.10 Эскиз подшипника 318

По ГОСТ 520 определим отклонения внутреннего и наружного колец подшипника: [1, табл.4.9] для нулевого класса: $l_0 = l_d = \Delta D_{\text{мп}} = \begin{matrix} es=0 \\ ei=-20 \end{matrix}$ МКМ;

$$l_0 = l_d = \Delta D_{\text{мп}} = \begin{matrix} ES=0 \\ EI=-30 \end{matrix} \text{ МКМ.}$$

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: $D_{\max} = D + ES = 90 + 0 = 90$ мм,

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

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

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

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

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

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

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

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

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

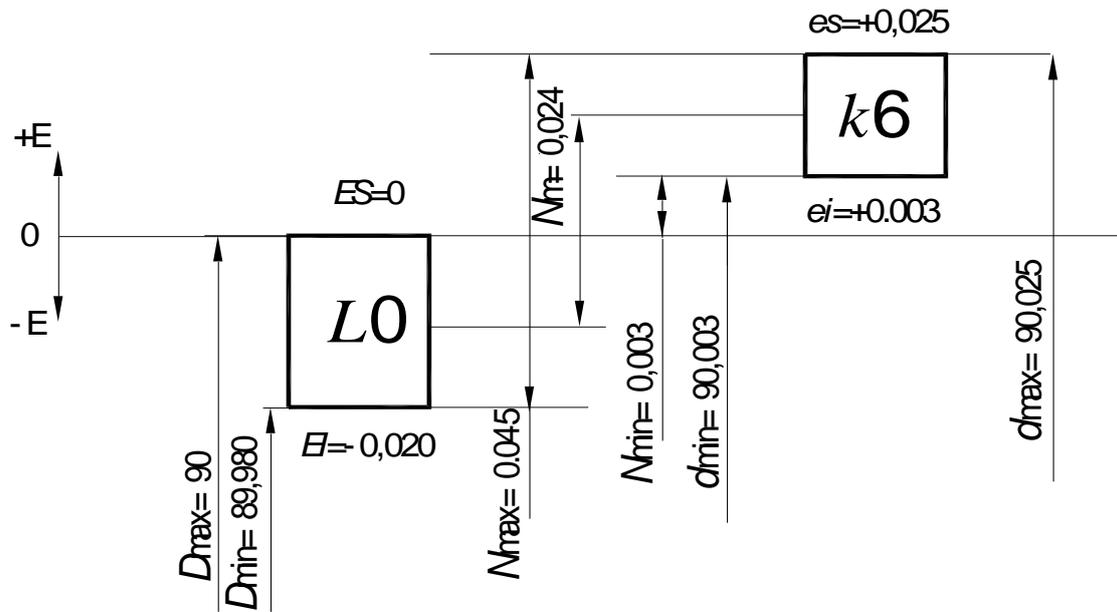


Рис.2.11 Схема расположения полей допусков внутреннего кольца подшипника и вала

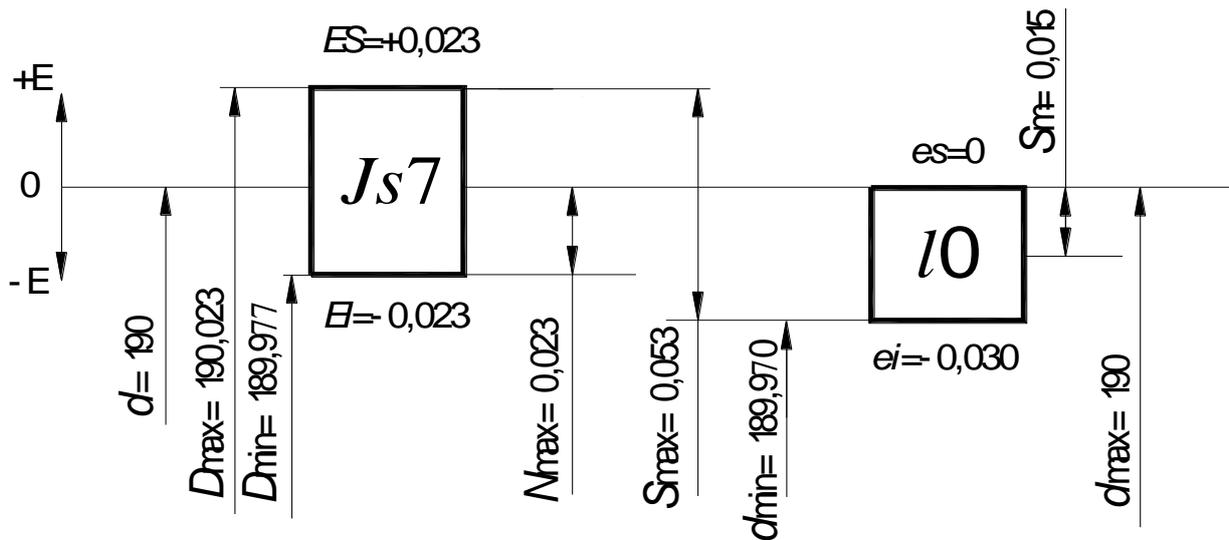


Рис.2.12 Схема расположения полей допусков наружного кольца подшипника и отверстия

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.

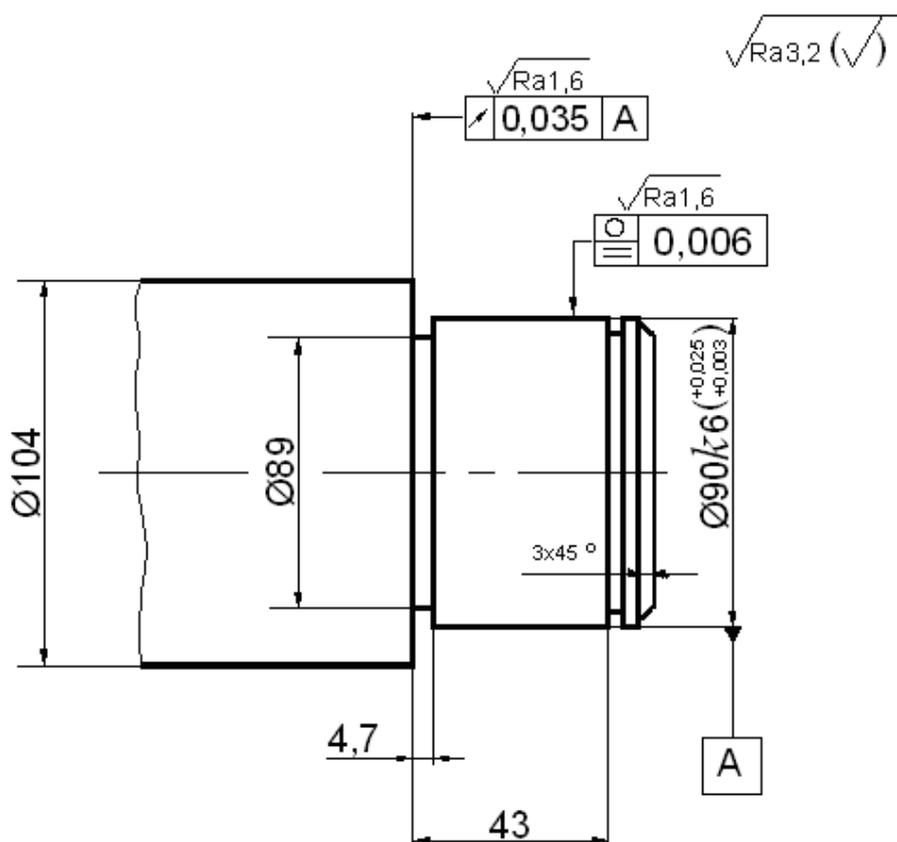


Рис.2.13 Рабочий чертеж вала

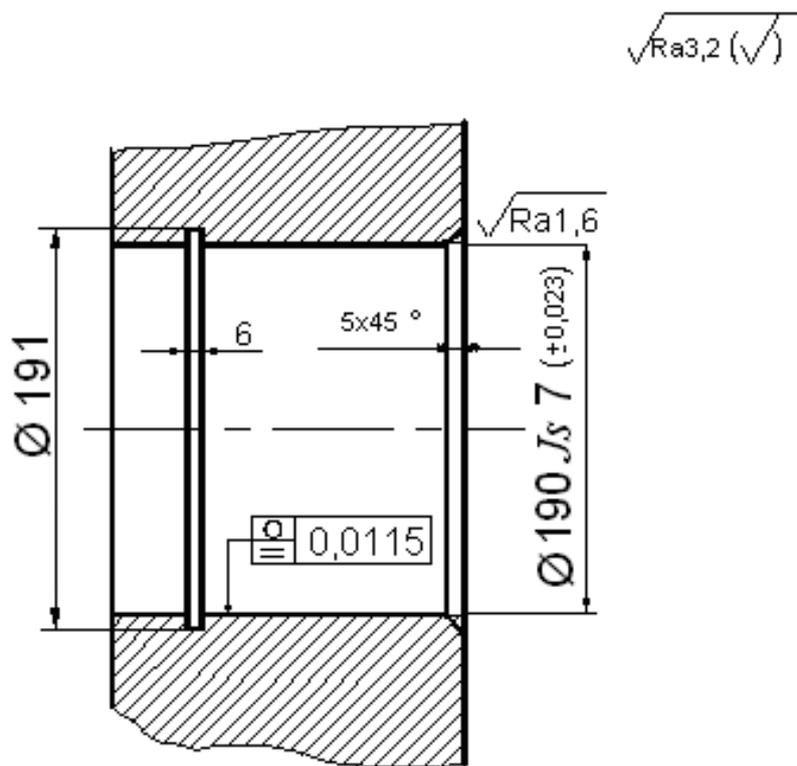


Рис.2.14 Рабочий чертеж корпуса

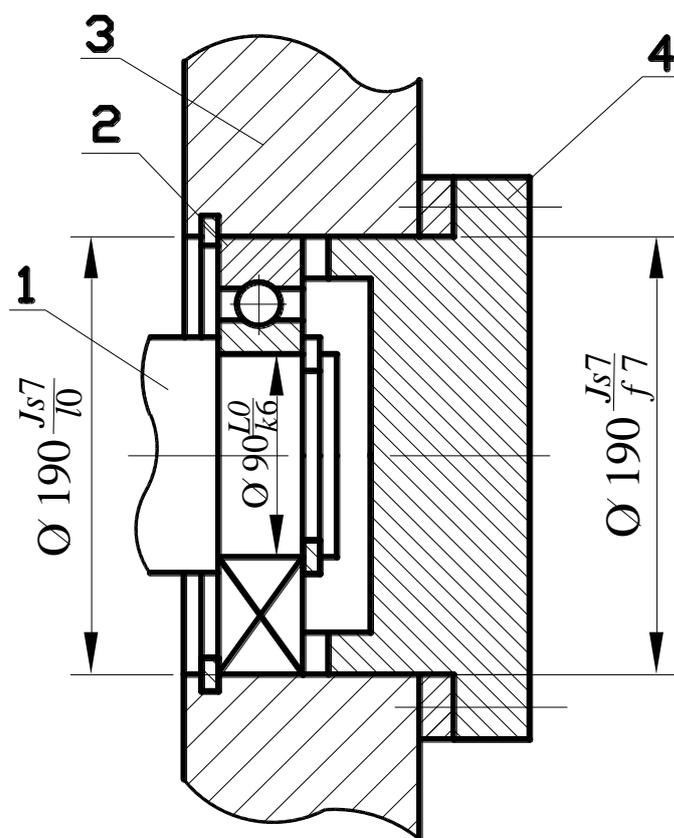


Рис.2.15 Сборочный чертеж узла с подшипником:

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.

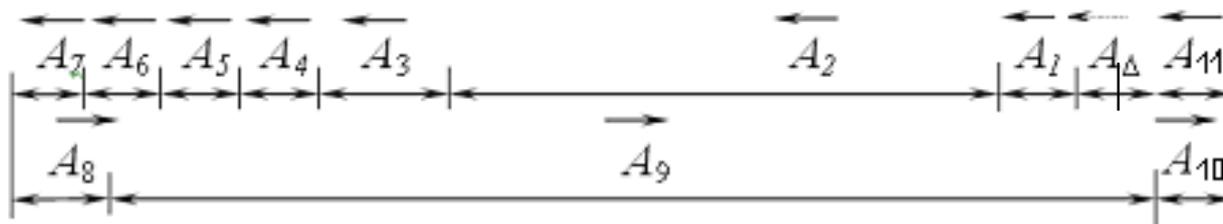


Рис.2.16 Схема размерной цепи

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 $h12$, 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: $IT12 - IT13 = 120 - 180 = 60$ 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_Δ и EI_Δ) 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 $A_{11} = 5 j_5 13(\pm 0,09)$. Это звено уменьшающее.

Пересчет выполняется по следующим зависимостям:

$$+2,0 = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{ES}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{EI}_j = (0,075+0+0) - [(-0,2)+(-0,4)+(-0,25)+(-0,12)+(-0,2)+(-0,12)+(-0,2)+EI_{A11}]$$

$$EI_{A11} = -2,0+0,075+0,2+0,4+0,25+0,12+0,2+0,12+0,2 = -0,435$$

$$-0,5 = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{EI}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{ES}_j = [(-0,075)+(-0,10)+(-0,57)] - (0+0+0+0+0+0+0+ES_{A_{11}})$$

$$ES_{A_{11}} = +0,5-0,075-0,10-0,570 = - 0,245.$$

Расчетный допуск получился $T_{A_{11}} = 0,19$ 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 \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
\overline{A}_1	37 ^{-0,2}	-	37 ^{-0,2}	37 ^{-0,2}	37 ^{-0,2}
\overline{A}_2	160	2,5	160h12 ^(-0,4)	160h12 ^(-0,4)	160h12 ^(-0,4)
\overline{A}_3	45	1,6	45h12 ^(-0,25)	45h12 ^(-0,25)	45h12 ^(-0,25)
\overline{A}_4	5	0,8	5h12 ^(-0,12)	5h12 ^(-0,12)	5h12 ^(-0,12)
\overline{A}_5	39 ^{-0,2}	-	39 ^{-0,2}	39 ^{-0,2}	39 ^{-0,2}
\overline{A}_6	6	0,8	6h12 ^(-0,12)	6h12 ^(-0,12)	6h12 ^(-0,12)
\overline{A}_7	39 ^{-0,2}	-	39 ^{-0,2}	39 ^{-0,2}	39 ^{-0,2}
\overline{A}_8	10	0,9	10j _s 12 ^(±0,075)	10j _s 12 ^(±0,075)	10j _s 12 ^(±0,075)
\overline{A}_9	325	3,6	325h12 ^(-0,57)	325h12 ^(-0,57)	325h12 ^(-0,57)
\overline{A}_{10}	2	0,6	2h12 ^(-0,1)	2h12 ^(-0,1)	2h12 ^(-0,1)
\overline{A}_{11c}	5	0,8	5j _s 12 ^(±0,06)	5j _s 13 ^(±0,09)	5 ^{-0,435} _{-0,245}
	$T_{\Delta} = 2,5$	$\Sigma i = 11,6$	$\omega_{\Delta} = 2,43$	$\omega_{\Delta} = 2,49$	$\omega_{\Delta} = 2,5$
A_{Δ}	1,0 ^{+2,0} _{-0,5}	-	-	1,0 ^{+1,655} _{-0,835}	1,0 ^{+2,0} _{-0,5}

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	$d_{2 \text{ изм}} = 63,86$ мм
Накопленная погрешность шага	$\Delta P_n = 16$ мкм
Погрешности угла профиля	$\Delta \alpha/2_{\text{пр}} = + 3$ мин
	$\Delta \alpha/2_{\text{лев}} = - 4$ мин

Расшифровать условное обозначение резьбы и определить ряд предпочтительности

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

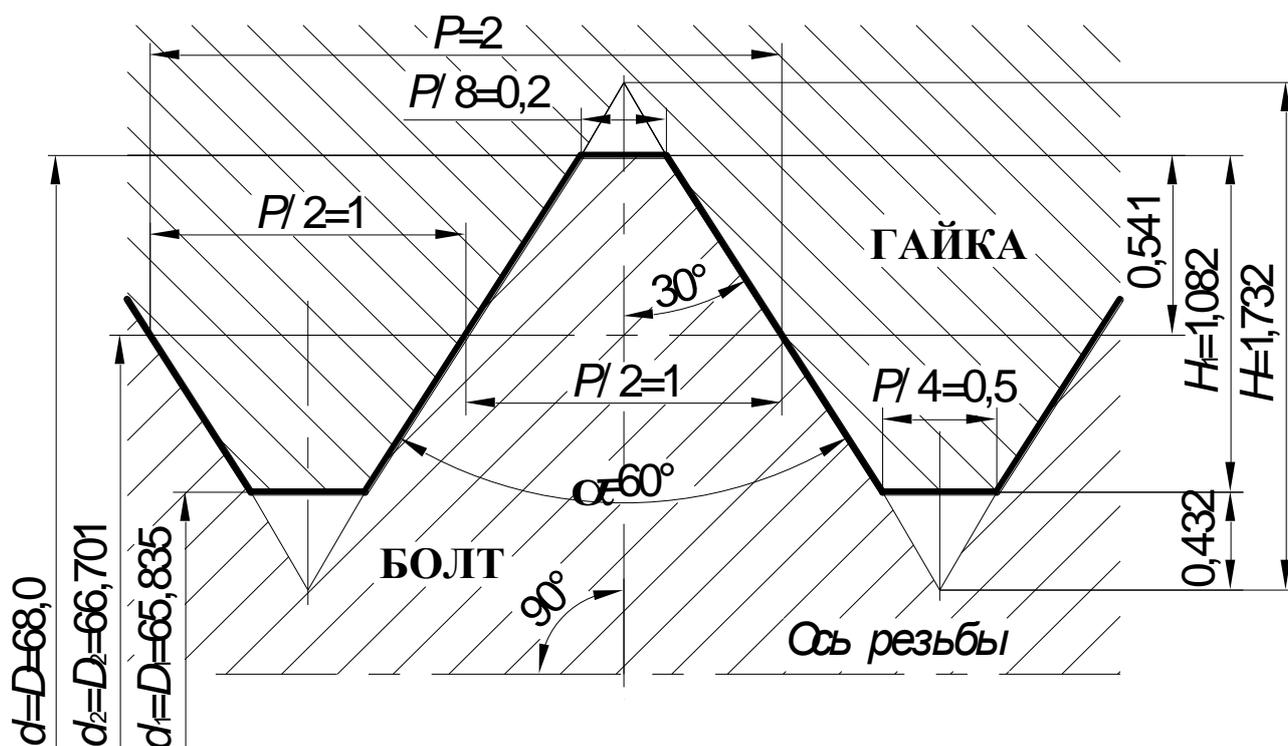


Рис.3.1 Профиль резьбы

**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 T, 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 $f\alpha$:
 $f\alpha = 0,36P \times \Delta\alpha/2 = 0,36 \cdot 2 \cdot 11 = 7,92$ мкм $\approx 8,0$ 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.

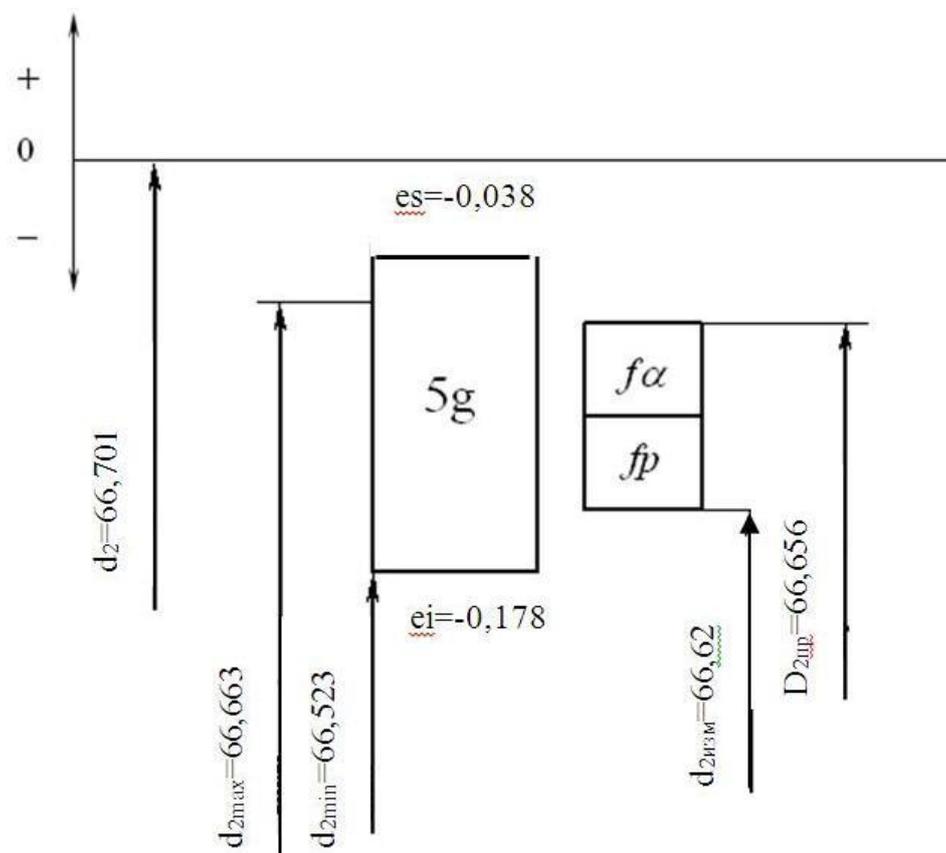


Рис.3.2 Схема расположения полей допусков по среднему диаметру болта

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;

$S_{I \max} = 0,6$ 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 – $20D10^{(+0,149; +0,065)}$.

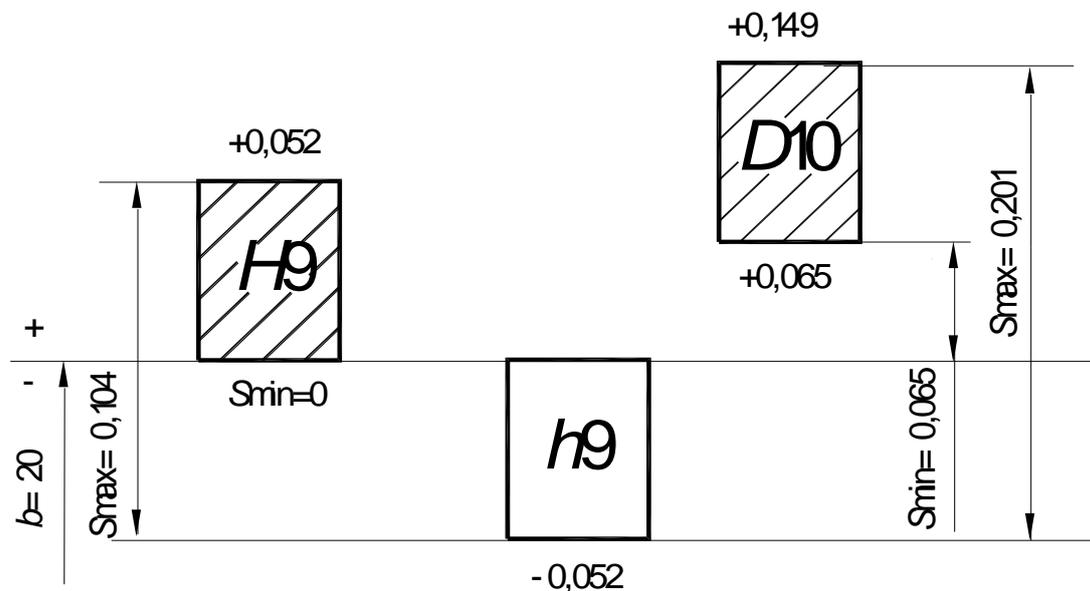


Рис.3.3 Схема полей допусков по ширине шпонки

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 $0,5T_9$, а допуск симметричности – $2T_9$.

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.

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

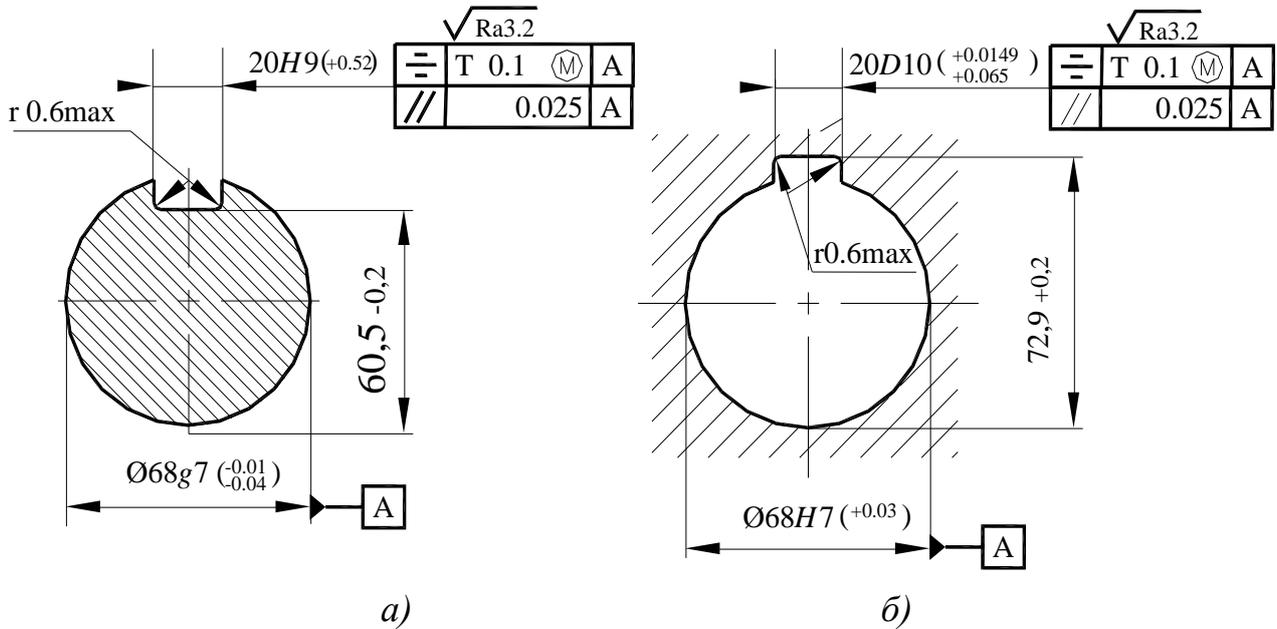


Рис. 3.4 Поперечные сечения:

a – вала; *б* – втулки

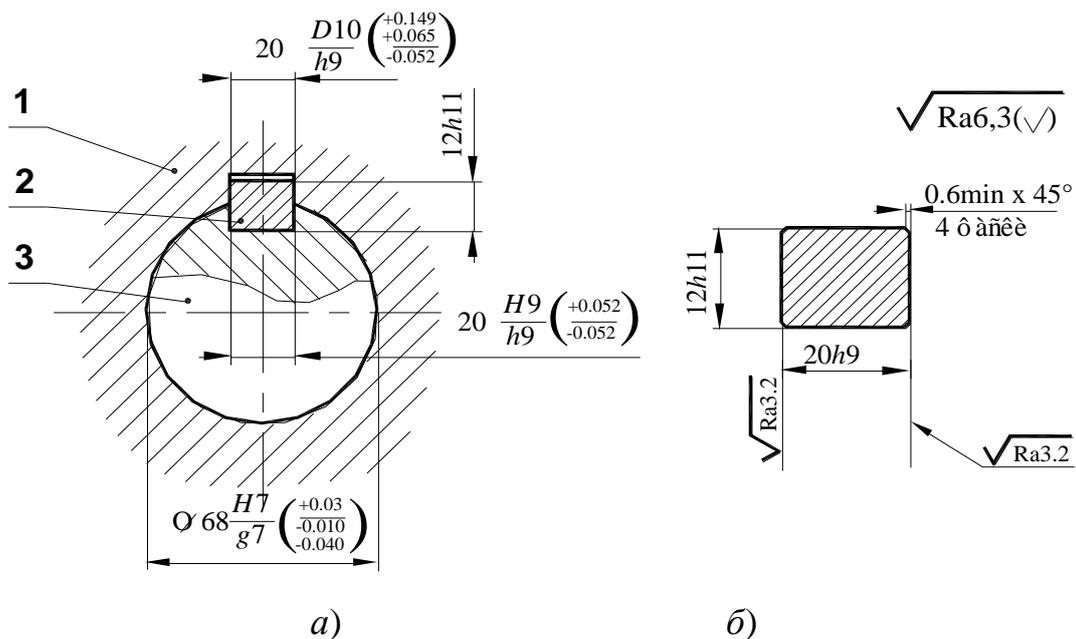


Рис.3.5 Шпоночное соединение:

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 6x28x34 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:

$$D - 6x28 \frac{H11(+0,130)}{b12(-0,160/-0,370)} x34 \frac{H7(+0,025)}{js6(\pm 0,008)} x7 \frac{F8(+0,035/+0,013)}{js7(\pm 0,007)} .$$

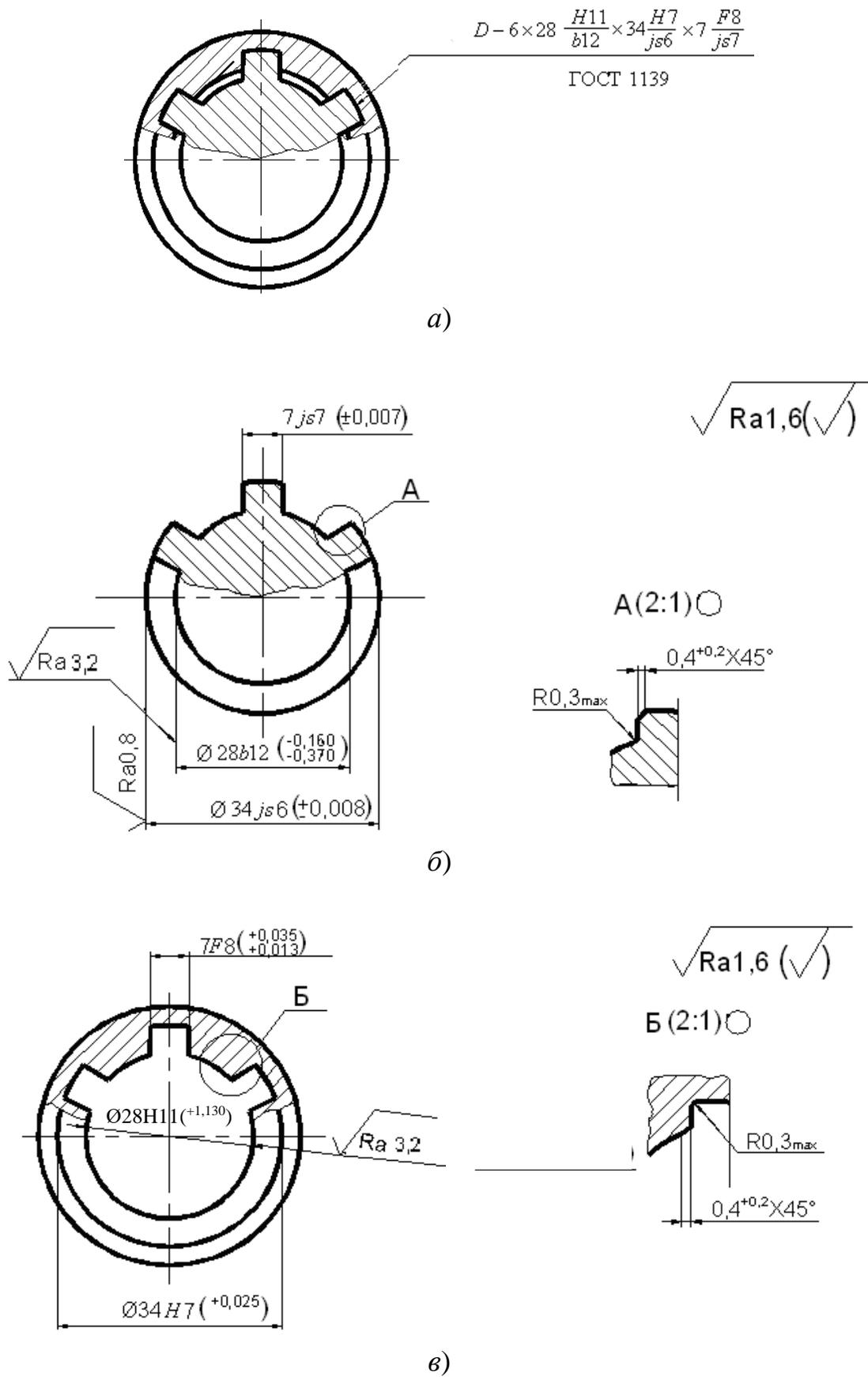


Рис.3.6 Поперечное сечение шлицевого соединения:

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

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 $j_{n1} = 0,01 m = 0,01 * 4 = 0,04$ мм.

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

где a – межосевое расстояние в передаче, мм;

α_1 и α_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 $W = 55,792_{-0,080}^{-0,040}$.

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].

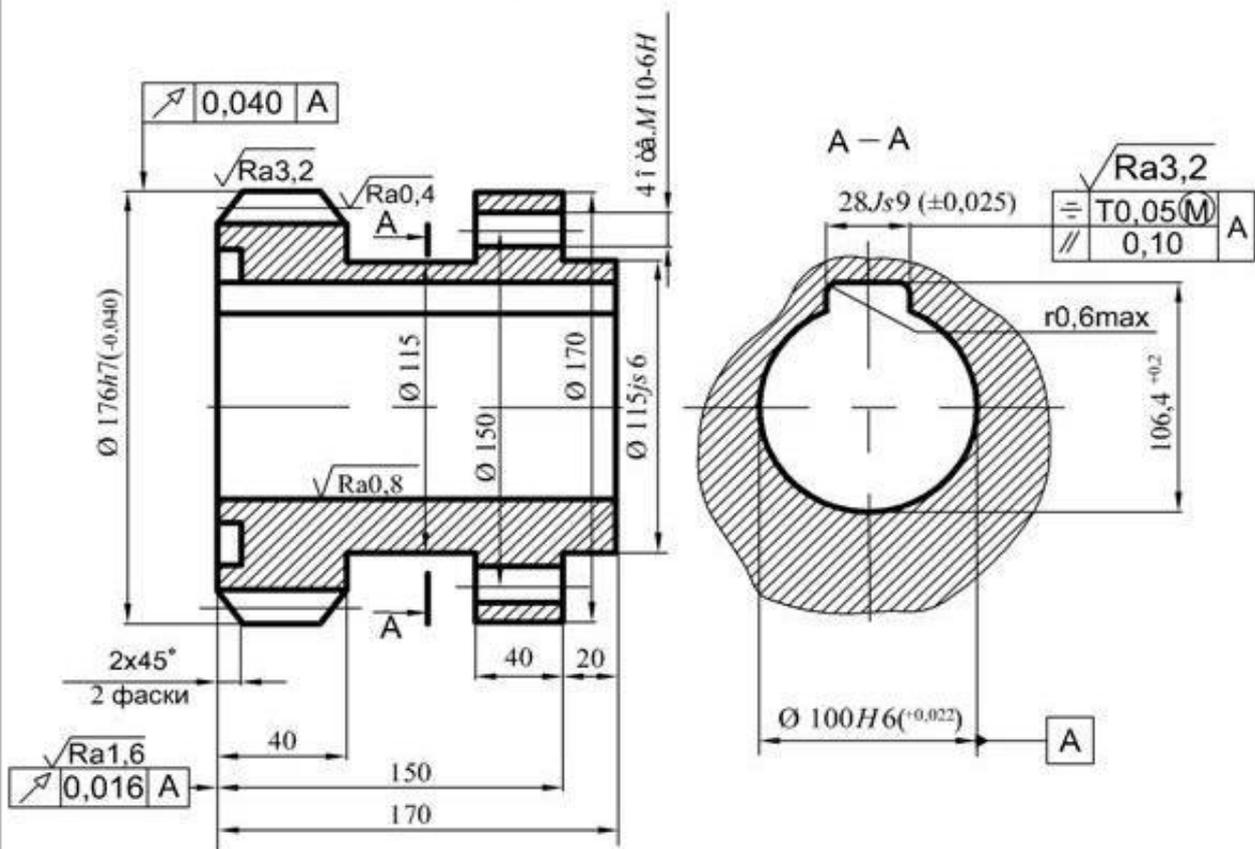
Торцовое биение базового торца на диаметре $0,75d = 0,75 \cdot 168 = 126$ мм находим расчетом, определив $F_\beta = 9$ мкм, по [1, табл.6.9; 3; 6]:

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

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

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

Модуль	<i>m</i>	4
Число зубьев	<i>z</i>	42
Исходный контур		ГОСТ13755-81
Коэффициент смещения	<i>x</i>	0
Степень точности по ГОСТ1643		5-6-6-D
Длина общей нормали	<i>w</i>	55,492 ^{-0,040} / _{-0,080}
Делительный диаметр	<i>d</i>	168
Обозначения сопряженного колеса		поз.14



1. HRC 42...48
2. Общие допуски ГОСТ 30893.2-2002- mK

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Колесо зубчатое Сталь 45 ГОСТ 1050-88	Лист	Масса	Норматив
Разраб.						Лист	Листов	
Проф.								
Т.контр.								
Экз.								

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

УДК 621.753 (075.5)

«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.