

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

Кафедра управления качеством и технического регулирования

# ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, ОСНОВЫ ТЕОРИИ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ

Методические указания к курсовому проектированию

Составители:  
З. В. МИЩЕНКО  
Ю. А. ОРЛОВ



Владимир 2019

УДК 621.713.1 (075)

ББК 34.417.2я7

В40

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор  
профессор кафедры тепловых двигателей и энергетических установок  
Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых  
*А. Н. Гоц*

Зам. генерального директора Регионального центра безопасности труда  
*Л. В. Колчина*

Издается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

**Взаимозаменяемость**, основы теории и нормирование точно-  
В40 сти : метод. указания к курсовому проектированию / сост.: З. В. Ми-  
щенко, Ю. А. Орлов ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столе-  
товых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2019. – 56 с.

Представлены методики решения задач обеспечения взаимозаменяемости и нормирования, точности типовых соединений общего машиностроения: расчёт и выбор посадок с гарантированным зазором, натягом, средств измерения для гладких цилиндрических деталей, посадок подшипников качения, допусков размеров, входящих в размерные цепи, резьбовых и шлицевых соединений. В работе приведены порядок решения типовых задач и требования к оформлению курсового проекта.

Предназначены для выполнения курсовых проектов по дисциплинам «Взаимозаменяемость и проектирование продукции» и «Взаимозаменяемость и нормирование точности» студентами вузов направлений 27.03.01 – Стандартизация и метрология и 27.03.02 – Управление качеством.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Ил. 16. Табл. 23. Библиогр.: 17 назв.

УДК 621.713.1 (075)

ББК 34.417.2я7

## ВВЕДЕНИЕ

Современное производство отличается высокой производительностью, отдельные детали и узлы могут изготавливаться не только на одном заводе, но в разных городах и странах. Такие возможности обеспечиваются наличием соответствующей документации, позволяющей осуществлять взаимозаменяемость как отдельных деталей, так и изделия в целом.

Показатели качества механизмов и машин в эксплуатации, такие как долговечность, надежность, точность и т. д., в значительной мере зависят от правильности выбора посадок, допусков формы и расположения, шероховатости поверхностей деталей. В собранном изделии детали связаны друг с другом, и отклонения размеров, формы и расположения элементов или поверхностей одной из деталей вызывают отклонения у других. Эти суммарные отклонения приводят к повышенному износу деталей, снижению точности работы механизмов, неравномерному распределению напряжений в сопряжениях.

Для повышения качества машин и механизмов необходимо уделять повышенное внимание обеспечению и нормированию точности размеров, отклонений формы, расположения, шероховатости поверхностей деталей. При конструировании машин и механизмов рекомендуется использовать типовые элементы, такие как цилиндрические гладкие поверхности, резьбовые, шлицевые, шпоночные соединения и т. д. Поэтому обеспечению взаимозаменяемости и нормирования точности указанных соединений и форм поверхностей деталей уделяется особое внимание. Допуски и посадки большинства из них нормированы в международных и национальных стандартах Российской Федерации.

В соответствии с учебным планом студенты по дисциплинам «Взаимозаменяемость и проектирование продукции» для направления подготовки 27.03.02 и «Взаимозаменяемость и нормирование точности» для направления подготовки 27.03.01 выполняют курсовой проект

для закрепления знаний, полученных в теоретическом курсе, и практических навыков по расчету и обеспечению взаимозаменяемости в типовых соединениях, используемых в машиностроении и приборостроении.

При выполнении курсового проекта необходимо воспользоваться Регламентом оформления выпускных квалификационных работ по ОПОП ВО ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых (ВлГУ)» от 2016 г.

При выполнении разделов работы сначала необходимо построить принципиальные схемы расположения полей допусков или контуры поверхностей (резьбовые, шлицевые соединения). Затем указать на них все необходимые по заданию величины и рассчитать искомые значения предельных (исполнительных) размеров или контрольных параметров.

Каждое окончательно принятое решение, выбранное из ряда возможных вариантов, должно включать краткое обоснование, например, аргументировать выбор данной посадки, данного вида центрирования и т. д.

При вычислении различных величин по формулам, кроме символов и букв, следует поставить выбранные числовые значения параметров, а не только конечный результат. Полностью выполненный курсовой проект подлежит защите.

Расчетно-пояснительную записку следует оформлять в соответствии с литературой [1, 2] на одной стороне листов формата А4 (210 × 297 мм). Объем записки – 20...30 листов.

В конце записки приводят список использованной литературы и стандартов, ссылки на которые даются в тексте записки.

Каждый студент выполняет свой вариант задания, номер которого определяет преподаватель, и в соответствии с ним получает номера задач и по тексту исходные данные к их решению. Исходные данные к решению третьей задачи принимаются по тексту ее решения.

# 1. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ГАРАНТИРОВАННЫМ ЗАЗОРОМ

## 1.1. Исходные данные и требования к решению задачи

Рассчитать, выбрать посадку и построить схему расположения полей допусков из системы ИСО (ISO) для гидродинамических подшипников скольжения при исходных данных, представленных в табл. 1.1. Во всех задачах подшипник разъемный половинный, материал цапфы и вкладыша выбирать различным.

Таблица 1.1

Исходные данные к решению задачи № 1

№ п/п	Номинальный диаметр соединения подшипника $d$ , мм	Длина соединения подшипника $l$ , мм	Частота вращения цапфы $n$ , об/мин	Радиальная нагрузка $R$ , кН	Масло (смазочный материал)	$Rz_1$ , (вкладыш), мкм	$Rz_2$ , (цапфа), мкм
1	100	25	500	1,5	Индустриальное 20	1,25	3,2
2	60	30	1250	1,3	Турбинное 30	1,6	4
3	60	42	1000	2	Индустриальное 40	1,25	2,5
4	70	65	2000	3	Индустриальное 30	1,6	4
5	65	40	1500	4	Турбинное 46	1,0	2,5
6	75	60	2500	4,5	Моторное Т	0,80	2,0
7	80	90	3000	5	Индустриальное 50	1,0	2,5
8	85	85	2500	5	Турбинное 46	1,25	3,2
9	90	105	2000	5	Турбинное 30	1,25	3,2
10	95	95	1500	7,5	Индустриальное 20	1,0	2,0
11	100	110	1000	10	Турбинное 22	1,6	2,5
12	105	85	750	12	Индустриальное 30	1,6	4
13	110	100	500	12	Турбинное 30	1,25	3,2
14	115	70	600	0,5	Индустриальное 30	1,0	2,5
15	120	84	1000	15	Турбинное 30	1,0	2,0
16	125	50	1500	17	Турбинное 46	1,25	2,0
17	130	65	2000	18	Турбинное 57	1,25	2,5
18	135	80	2500	19	Турбинное 46	1,25	2,5
19	140	100	3000	20	Индустриальное 50	1,6	4,0
20	150	120	2500	21	Турбинное 46	1,25	3,2
21	55	32	1000	2,0	Турбинное 30	1,6	4,0
22	65	45	1500	2,5	Индустриальное 40	1,25	2,0
23	75	75	2500	4,0	Индустриальное 30	1,6	4,0
24	80	60	3000	4,0	Моторное Т	1,0	2,0
25	90	90	2000	4,5	Турбинное 46	1,25	3,2

## 1.2. Теоретические положения

К соединениям с гарантированным зазором типа подшипников скольжения предъявляются требования минимального трения и износа сопрягающихся деталей, что достигается при работе в режиме жидкостного трения [3]. Жидкостное трение в узлах трения создается тогда, когда при определенных конструктивных и эксплуатационных факторах смазочное масло увлекается вращающейся цапфой и возникает гидродинамическое давление, превышающее нагрузку на опору и стремящееся расклинить поверхности цапфы и вкладыша. При определенной частоте вращения вала создается равновесие гидродинамического давления и сил, действующих на опору. Положение вала в состоянии динамического равновесия будет определяться абсолютным  $e$  и относительным  $\chi = \frac{e}{S/2}$  эксцентриситетами (рис. 1.1). Поверхности цапфы и вкладыша подшипника при этом разделены переменным зазором, равным  $h$  в месте их наибольшего сближения и  $S-h$  на диаметрально противоположной стороне. Наименьшая толщина масляного слоя  $h$  связана с  $\chi$  зависимостью

$$h = \frac{S_{\text{опт}}}{2} - l = \frac{S_{\text{опт}}}{2} - \frac{\chi \cdot S_{\text{опт}}}{2} = \frac{S_{\text{опт}}}{2} (1 - \chi). \quad (1.1)$$

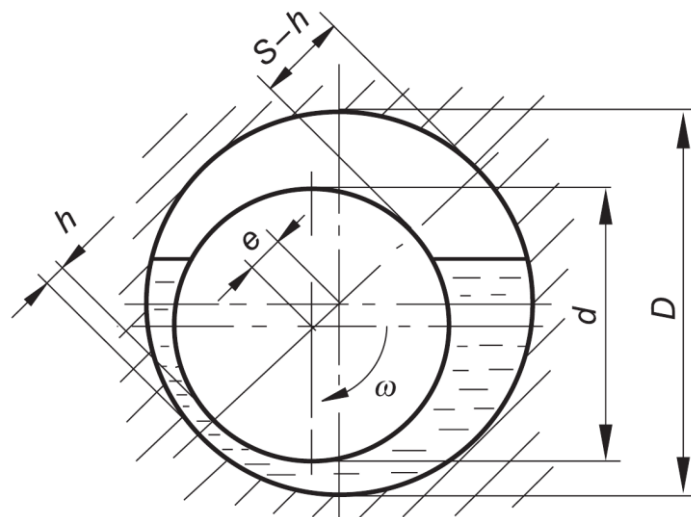


Рис. 1.1. Схема посадки с зазором

Для обеспечения жидкостного трения необходимо, чтобы микронеровности цапфы и вкладыша подшипника не зацеплялись, т. е. чтобы

слой смазки не имел разрывов. Это достигается при толщине масляного слоя в самом узком месте

$$h \geq h_{gt} \geq Rz_1 + Rz_2 + \Delta_F + \Delta_P + \Delta_I + \Delta_D, \quad (1.2)$$

где  $h_{gt}$  – толщина масляного слоя, при котором обеспечивается жидкостное трение;

$Rz_1, Rz_2$  – высоты неровностей поверхностей вкладыша подшипника и цапфы вала;

$\Delta_F, \Delta_P$  – величины, учитывающие влияние погрешностей формы и расположения поверхностей цапфы и вкладыша;

$\Delta_I$  – поправка на влияние изгиба вала и других деформаций деталей подшипникового узла;

$\Delta_D$  – добавка, учитывающая отклонения нагрузки, скорости, температуры от расчетных, а также механические включения в масле и другие неучтенные факторы. В большинстве случаев  $\Delta_D$  принимается в размере 2 мкм.

Для упрощения расчета формулу (1.2) иногда заменяют следующей:

$$h \geq h_{gt} \geq k_{gt} (Rz_1 + Rz_2 + \Delta_D), \quad (1.3)$$

где  $k_{gt}$  – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя ( $k_{gt} \geq 2$ ).

Одновременно с обеспечением жидкостного трения необходимо, чтобы подшипник обладал требуемой несущей способностью, характеризующейся радиальной силой  $R$ . Из гидродинамической теории смазки известно, что несущая способность смазочного слоя в подшипнике (при его неразрывности) определяется уравнением [3]

$$R = \frac{\mu \cdot \omega}{\psi^2} ldC_R, \quad (1.4)$$

где  $R$  – радиальная сила, Н;

$\mu$  – динамическая вязкость смазочного материала, Па · с (значения динамической вязкости  $\mu$  при рабочей температуре 50 °С приведены в [4] и табл. 1.2);

$\omega$  – угловая скорость, равная  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ , рад/с;

$\psi$  – относительный зазор, равный  $\psi = S/d$ ;

$n$  – частота вращения вала, об/мин;

$l, d$  – длина подшипника и диаметр цапфы, мм;  
 $C_R$  – безразмерный коэффициент нагруженности подшипника, зависящий от  $\chi$  и  $l/d$  (значения  $C_R$  приведены в [4] и табл.1.3).

Таблица 1.2

Значения динамической вязкости смазочного материала

Марка масла	Динамическая вязкость $\mu$ при $t = 50$ °С, Па·с	Марка масла	Динамическая вязкость $\mu$ при $t = 50$ °С, Па·с
Индустриальное: 12	0,009 – 0,013	Турбинное: 22	0,018 – 0,021
20	0,015 – 0,021	30	0,025 – 0,029
30	0,024 – 0,030	46	0,040 – 0,043
40	0,034 – 0,047	57	0,050 – 0,053
50	0,038 – 0,052	Моторное Т	0,056 – 0,061

Таблица 1.3

Коэффициент нагруженности  $C_R$  для половинных подшипников (подшипники, у которых масляный клин может образовываться на половине окружности)

$l/d$	Коэффициент нагруженности $C_R$ при $\chi$									
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9
0,2	0,024	0,038	0,059	0,094	0,121	0,161	0,225	0,335	0,548	1,034
0,3	0,052	0,083	0,128	0,203	0,259	0,347	0,475	0,699	1,122	2,074
0,4	0,084	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,079	1,775	3,195
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,721
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,106	8,186
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,545	10,09

Из уравнения (1.4) следует, что несущая способность подшипника при постоянной рабочей температуре повышается с увеличением вязкости масла, частоты вращения вала и размеров подшипника и



уменьшается с увеличением относительного зазора. Для выбора посадок необходимо знать зависимость толщины масляного слоя в месте наибольшего сближения цапфы и вкладыша подшипника от величины зазора  $S$ . Вид зависимости  $h = f(S)$  при постоянных значениях  $l/d$  и угла охвата подшипника показан на рис. 1.2.

Установлено, что жидкостное трение создается лишь в определенном диапазоне диаметральных зазоров, ограниченном наименьшим  $S_{\min F}$  и наибольшим  $S_{\max F}$  функциональными зазорами.

Если после сборки диаметральный зазор в соединении равен  $S_{\min F}$ , то после приработки и некоторого времени работы механизма этот зазор достигает величины, соответствующей  $S_{\text{opt}}$ . При дальнейшем износе трущихся деталей зазор увеличивается, и когда он будет близок или равен  $S_{\max F}$ , то эксплуатация механизма должна быть прекращена из-за снижения его эксплуатационных показателей и возможности быстрого износа деталей.

Нахождение уравнений для определения предельных функциональных зазоров ( $S_{\min F}$ ,  $S_{\max F}$ ) производится в соответствии с рекомендациями [3] на базе уравнения (1.4) с введением среднего давления, приходящегося на единицу площади проекции опорной поверхности подшипника  $P = \frac{R}{ld}$ , и коэффициентов  $k$  и  $m$ , зависящих от конструкции подшипников [5], (табл. 1.4).

С учетом всех изложенных положений уравнения для определения  $S_{\min F}$  и  $S_{\max F}$  будут иметь следующий вид:

$$S_{\min F} = \frac{k\mu_1\omega d^2 - \sqrt{(k\mu_1\omega d^2)^2 - 16Ph_{gt}^2 m\mu_1\omega d^2}}{4Ph_{gt}}; \quad (1.5)$$

$$S_{\max F} = \frac{k\mu_2\omega d^2 + \sqrt{(k\mu_2\omega d^2)^2 - 16Ph_{gt}^2 m\mu_2\omega d^2}}{4Ph_{gt}}. \quad (1.6)$$

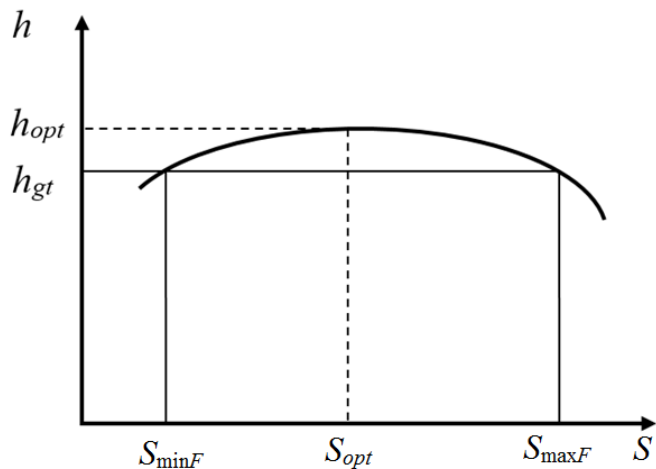


Рис. 1.2. Зависимость наименьшей толщины слоя смазочного материала  $h$  от диаметрального зазора  $S$

Таблица 1.4

Значение коэффициентов  $k$  и  $m$ 

$l/d$	$k$		$m$	
	Полный подшипник	Половинный подшипник	Полный подшипник	Половинный подшипник
0,4	0,255	0,409	0,356	0,641
0,5	0,355	0,533	0,472	0,792
0,6	0,452	0,638	0,568	0,893
0,7	0,539	0,723	0,634	0,948
0,8	0,623	0,792	0,698	0,972
0,9	0,690	0,849	0,705	0,976
1,0	0,760	0,895	0,760	0,963
1,1	0,823	0,932	0,823	0,942
1,2	0,880	0,972	0,880	0,972

В уравнения (1.5) и (1.6) необходимо подставить те значения динамической вязкости масла  $\mu_1$  и  $\mu_2$ , которые соответствуют средним температурам смазочного слоя соответственно при  $S_{\min F}$  и  $S_{\max F}$ . В нашем случае в целях упрощения задачи принимаем, что  $\mu_1 = \mu_2$ .

В большинстве случаев рабочая температура подшипников  $t_n$  должна быть не выше 60 – 75 °С. Для предварительных расчетов  $t_n = 50$  °С. В соответствии с принятой температурой  $t_n$  и маркой масла определяется динамическая вязкость масла

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

где  $\mu_T$  – динамическая вязкость при  $t_n = 50$  °С по табл. 1.2.

В работе [6] рекомендуется упрощенный метод выбора посадок для подшипников скольжения по относительному зазору  $\psi$ , определяемому по эмпирической формуле  $\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{V}$ , где  $V$  – окружная скорость цапфы, м/с.

### 1.3. Практическое решение задачи

Подобрать посадку для подшипника с углом охвата 180° ( $d = 150$  мм;  $l = 180$  мм), работающего при  $n = 600$  об/мин под нагрузкой  $R = 58,8$  кН (6000 кгс), вкладыш из цинкового сплава ЦАМ 10-5 с шероховатостью поверхности  $Rz_1 = 3,2$  мкм, цапфа стальная закаленная с шероховатостью

стью поверхности  $R_{z2} = 1,6$  мкм [4]. Применяют масло индустриальное 20 (при  $t_n = 50$  °С динамическая вязкость  $\mu = 0,017$  Па · с).

Для выбора оптимальной посадки наряду с уравнениями (1.1) и (1.3) используется дополнительное условие, что максимальный табличный зазор  $S_{\max T}$  после введения стандартных полей допусков должен быть примерно равен оптимальному зазору  $S_{opt}$ . Согласно алгоритму расчета было установлено  $S_{\min F} = 33$  мкм,  $S_{\max F} = 362$  мкм и  $S_{opt} = 175$  мкм.

По ГОСТ 25347-2013 определяем, что ближайшей посадкой для реализации полученных расчетных значений будет посадка

$\varnothing 150 \frac{H8(+0,063)}{f8(-0,106)}$  с наименьшим, средним и наибольшим табличными

зазорами:  $S_{\min T} = 43$  мкм;  $S_{\text{ср.}T} = 106$  мкм;  $S_{\max T} = 169$  мкм (рис. 1.3).

При этом запас на износ  $S_{и}$  составляет  $S_{и} = (S_{\max F} - S_{\min T}) - (TD + Td) = (363 - 43) - (63 + 63) = 193$  мкм. Зная величину запаса на износ и скорость изнашивания сопрягаемых деталей, можно определить время надежной работы соединения.

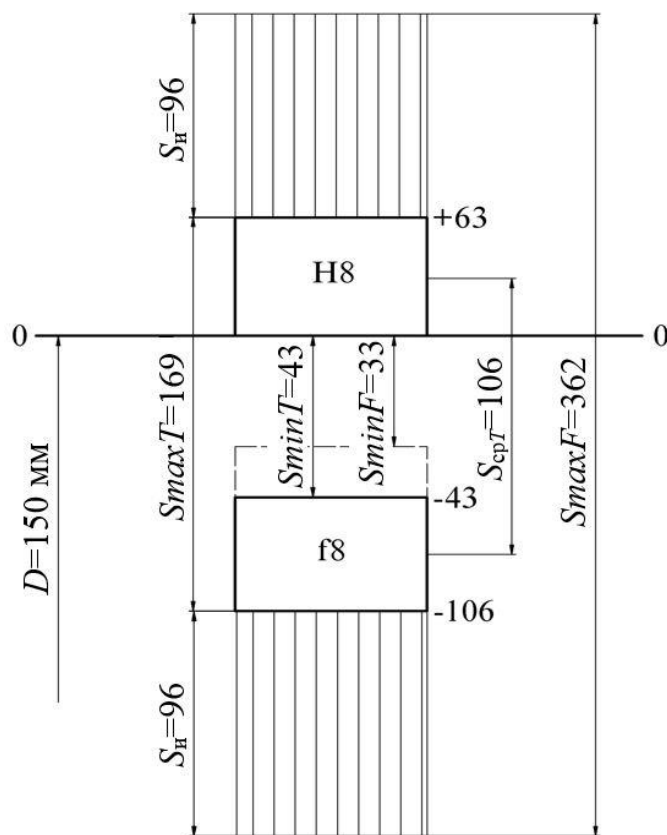


Рис. 1.3. Схема расположения полей допусков к расчету посадки с зазором

## 2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

### 2.1. Исходные данные и требования к решению задачи

Рассчитать, выбрать и представить схему расположения полей допусков посадки с натягом с указанием размеров, отклонений из системы ISO (ИСО) для исходных данных из табл. 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1

Исходные данные к решению задачи № 2.  
Геометрические параметры

№ п/п	Передаваемая осевая сила $P$ , кН	Передаваемый момент $M_{кр}$ , Н · м	Номинальный диаметр $D$ , мм	Внутренний диаметр вала $d_1$ , мм	Наружный диаметр втулки $d_2$ , мм	Номинальная длина сопряжения $l$ , мм
1	–	1200	80	–	150	120
2	20	–	220	55	240	0,5D
3	16	–	40	20	120	1,5D
4	–	350	50	20	80	75
5	–	1800	80	–	150	140
6	–	185	40	–	80	60
7	–	250	50	–	80	75
8	–	257	80	40	160	160
9	–	250	40	–	60	60
10	60	80	100	60	240	0,5D
11	22	–	200	50	240	0,5D
12	5	8	35	25	80	35
13	4	18	40	25	85	35
14	6	18	80	30	220	80
15	3	16	200	80	270	100
16	–	1550	50	–	80	70
17	20	–	200	75	240	100
18	18	50	70	20	120	80
19	2	1800	80	–	150	140
20	3	185	40	–	80	60
21	40	1000	100	–	200	60
22	30	300	180	50	240	80
23	10	–	35	25	80	35
24	5	50	40	25	65	40
25	3	30	150	80	220	80

Таблица 2.2

Исходные данные к решению задачи № 2.  
Материалы и условия запрессовки

№ п/п	Материал		Метод запрессовки	Смазка
	вала	втулки		
1	Сталь 30	Сталь 30	Механический	–
2	Сталь 35	Бр.АЖН-11-6-6	»	–
3	Чугун СЧ28-48	Сталь 35	»	–
4	Сталь 45	Сталь 45	»	–
5	Сталь 35	Сталь 35	»	–
6	»	»	»	–
7	»	»	»	–
8	Сталь 45	Сталь 45	»	–
9	»	»	»	–
10	Чугун СЧ28-48	»	»	Со смазкой
11	Сталь 35	Бр.АЖН-11-6-6	»	»
12	Сталь 45	Сталь 30	Охлаждение вала	–
13	Сталь 30	Сталь 40	»	–
14	Сталь 50	ЛМЦОС 58-2-2-2	Механический	–
15	Сталь 35	Сталь 35	»	–
16	Сталь 45	Сталь 45	Нагрев отверстий	–
17	»	»	Механический	–
18	Сталь 30	Сталь 30	»	–
19	Чугун СЧ28-48	Сталь 45	»	Со смазкой
20	Сталь 30	Сталь 30	»	–
21	Чугун СЧ28-48	Сталь 45	»	Со смазкой
22	Сталь 45	»	»	»
23	Сталь 35	Сталь 35	»	–
24	Сталь 30	Сталь 30	»	–
25	Сталь 45	Сталь 45	»	–

## 2.2. Теоретические основы решения задачи

Посадки с натягом предназначаются для образования неподвижных соединений. Разность между диаметром вала и внутренним диаметром втулки до сборки определяет натяг  $N$ . При запрессовке деталей происходят растяжение втулки на величину  $N_D$  и одновременно сжатие вала на величину  $N_d$  (рис. 2.1), причем  $N = N_d + N_D$ .

Упругие силы, вызываемые натягом, создают по поверхности соединения деталей напряжения, препятствующие их взаимному смещению.

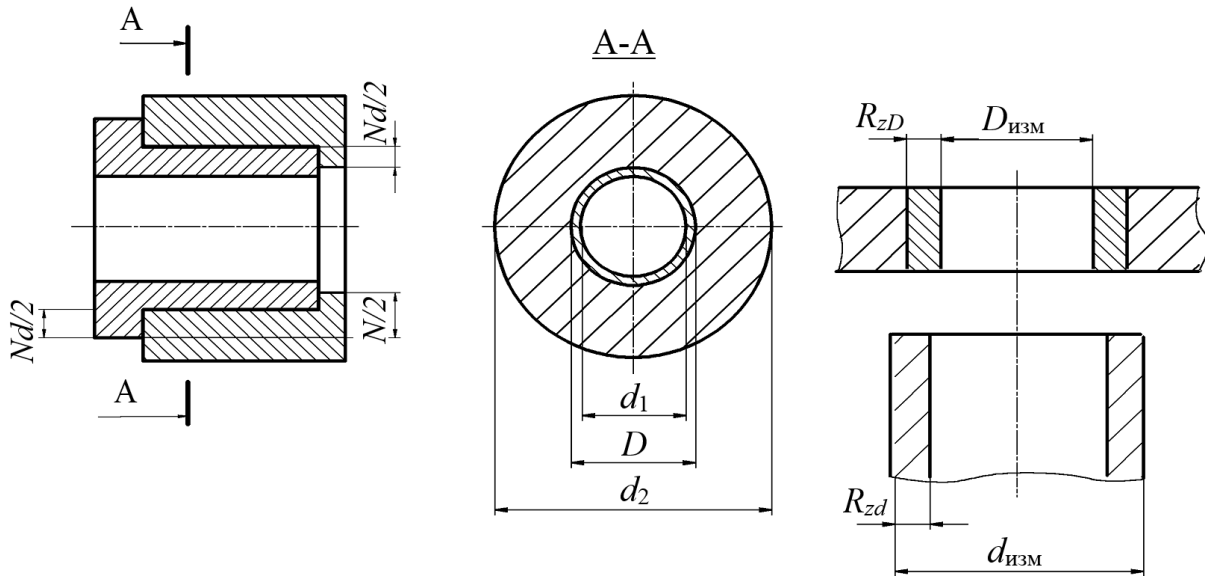


Рис. 2.1. Эскизы к расчету посадок с натягом

Предельные значения натягов выбранной посадки должны удовлетворять следующим условиям [4]:

1. При наименьшем натяге необходимо обеспечить прочность соединения, т. е. не должно быть относительного поворота деталей от действия внешнего крутящего момента или осевого усилия или их совместного действия. Это условие выполняется, если  $M_{кр} \leq M_{тр}$ . Здесь  $M_{кр}$  – наибольший прикладываемый к одной детали момент кручения;  $M_{тр}$  – момент трения, зависящий от натяга, размеров соединяемых деталей, шероховатости поверхностей и других факторов.

2. При наибольшем натяге должна обеспечиваться прочность соединяемых деталей, т. е. наибольшее напряжение, возникающее в материалах деталей, не должно превышать допустимого значения.

Величину наименьшего натяга  $N_{P_{min}}$  при условии, что сопрягаемые поверхности идеально гладкие, рассчитывают по формуле

$$N_{P_{min}} = p_E D \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (2.1)$$

где  $p_E$  – удельное эксплуатационное давление по поверхности контакта, Па;

$D$  – номинальный диаметр сопряжения, мм;

$E_D, E_d$  – модули упругости материалов соединяемых деталей (для стали  $E \approx 2,06 \cdot 10^{11}$  Па; для чугуна  $E \approx 1,2 \cdot 10^{11}$  Па; для бронзы и латуни  $E \approx 1,1 \cdot 10^{11}$  Па);

$C_D, C_d$  – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_D = \frac{1 + (D/d_2)^2}{1 - (D/d_2)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + (d_1/D)^2}{1 - (d_1/D)^2} - \mu_d, \quad (2.2)$$

где  $D, d_1, d_2$  – соответствующие диаметры сопрягаемых деталей (см. рис. 2.1), мм;

$\mu_D, \mu_d$  – коэффициенты Пуассона для металлов охватывающей и охватываемой деталей (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Физико-механические показатели материалов

Марка материала	$\sigma_T$ , Па	$\mu$	Марка материала	$\sigma_T$ , Па	$\mu$
Сталь 25	$2,74 \cdot 10^8$	0,30	Чугун СЧ 28-48	$2,74 \cdot 10^8$	0,25
Сталь 30	$2,94 \cdot 10^8$		Бронза	$3,92 \cdot 10^8$	0,25
Сталь 35	$3,14 \cdot 10^8$		Бр.АЖН-11-6-6		
Сталь 40	$3,30 \cdot 10^8$		Латунь	$3,43 \cdot 10^8$	0,25
Сталь 45	$3,53 \cdot 10^8$		ЛМцОС 58-2-2-2		

Величина удельного контактного эксплуатационного давления определяется:

– при осевом сдвигающем усилии

$$p_E = \frac{Pn}{\pi D l f}; \quad (2.3)$$

– при крутящем моменте

$$p_E = \frac{2M_{кр}n}{\pi D^2 l f}; \quad (2.4)$$

– при их совместном воздействии

$$P_E = \frac{n \sqrt{\frac{(2M_{kp})^2}{D^2} + P^2}}{\pi D l f}, \quad (2.5)$$

где  $P$  – осевое усилие, Н;

$M_{kp}$  – крутящий момент, Н · м;

$D, l$  – номинальные диаметр и длина соединения, мм;

$n = 1,5...2$  – коэффициент запаса прочности соединения на возможные перегрузки и воздействие вибраций;

$f$  – коэффициент трения (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Значения коэффициентов трения

Метод запрессовки	Материал деталей		Смазка	Коэффициент трения сцепления при распрессовке	
	охватываемой	охватывающей		осевого	кругового
Механическая запрессовка	Сталь 30 – 50	Сталь 30 – 50	Машинное масло	0,20	0,08
		Чугун СЧ 28 – 48	»	0,17	0,09
		Латунь	Всухую	0,10	0,04
		Бронза	»	0,07	–
Нагрев или охлаждение	Сталь 30 – 50	Нагрев	»	0,40	0,35
		Охлаждение	»	0,40	0,16
	Чугун СЧ 28 – 48	»	»	0,18	0,13
		»	»	0,25	0,17
	Бр.ОЦС 6-6-3	Чугун СЧ 15 – 32	»	0,07	–
	Бр.АЖ-9-4 Бр.АЖН-11-6-6	Сталь 45	»	0,07	–

Прежде чем приступить к выбору посадки, следует проверить обеспечение прочности соединяемых деталей. Для этого определяют предельное допустимое удельное контактное давление на основе теории наибольших касательных напряжений [3]

$$P_{dop D} = 0,58\sigma_{TD} \left(1 - \frac{D^2}{d_2^2}\right), \quad P_{dop d} = 0,58\sigma_{Td} \left(1 - \frac{d_1^2}{D^2}\right), \quad (2.6)$$



где  $\sigma_{TD}$ ,  $\sigma_{Td}$  – условный предел текучести или предел прочности сопрягаемых отверстий и вала (см. табл. 2.3).

Стандартную посадку выбирают таким образом, чтобы детали не проворачивались относительно друг друга, поэтому

$$N_{P \min} \leq N_{T \min}, \quad N_{P \max} \geq N_{T \max}.$$

Величину  $N_{T \max}$  определяют в соответствии с формулами (2.1) – (2.5) при  $P_{\max}$ . При этом в качестве  $P_{\max}$  принимают одно из двух значений  $P_{dop}$ , рассчитанных по (2.6), имеющее наименьшее значение. Но прежде чем выбрать посадку, следует учесть, что на прочность соединения вала и отверстия оказывает существенное влияние высота микронеровностей.

Для расчета компенсации влияния микронеровностей рекомендуется пользоваться формулами (2.7) и (2.8), в частности:

– для материалов с различными механическими свойствами:

$$\Delta_h = 2(k_1 R_{zD} + k_2 R_{zd}), \quad (2.7)$$

– для материалов с одинаковыми механическими свойствами:

$$\Delta_h = 2k(R_{zD} + R_{zd}), \quad (2.8)$$

где  $k$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  – коэффициенты, учитывающие смятия микронеровностей поверхностей отверстия и вала, приведенные в табл. 2.5 и [7].

Таблица 2.5

Значения коэффициентов  $k$ ,  $k_1$  и  $k_2$

Метод сборки соединения	$k$	$k_1$	$k_2$
		Материал соединения	
		Сталь или чугун	Бронза или сталь
Механическая запрессовка: без смазки со смазкой	0,25 – 0,50	0,1 – 0,2	0,6 – 0,8
	0,25 – 0,35		
С нагревом охватываемой детали С охлаждением вала	0,4 – 0,5 0,6 – 0,7	0,3 – 0,4	0,8 – 0,9

Величины микронеровностей выбирают по табл. 2.6 и [4]. Таким образом, значения натягов при выборе посадок

$$N'_{P \min} = N_{P \min} + \Delta_h \leq N_{T \min}, \quad N'_{P \max} = N_{P \max} + \Delta_h \geq N_{T \max}. \quad (2.9)$$

Таблица 2.6

Значения шероховатости поверхности  $R_z$  в соответствии  
с полями допусков

Номинальные размеры, мм	Валы				Отверстия			
	s5 r5	h6 p6 r6 t7 u7	h7 s7	u8 x8 z8	H6	H7 R7 U7	H8 U8	H9
$R_z$ , мкм								
От 1 до 3	0,8		1,6					
Свыше 3 до 6	1,6	1,6	3,2	6,3	1,6	3,2	3,2	6,3
Свыше 6 до 10								
Свыше 10 до 18								
Свыше 18 до 30	3,2	3,2	6,3	10	3,2	6,3	6,3	10
Свыше 30 до 50								
Свыше 50 до 80								
Свыше 80 до 120	6,3	6,3	10	20	6,3	10	20	20
Свыше 120 до 180								
Свыше 180 до 260								
Свыше 260 до 360	6,3	10	10	20	6,3	10	20	20
Свыше 360 до 500								

Величины натягов могут также зависеть и от ряда других факторов (температуры при эксплуатации, неоднородности физико-химических свойств, материалов, отклонения формы сопрягаемых поверхностей и др.), которые здесь не рассматриваются. В случае необходимости следует использовать рекомендации [4].

### 2.3. Практическое решение задачи

Рассчитать и выбрать посадку с натягом в соединении при следующих исходных данных [8]:

- передаваемый крутящий момент  $M_{кр} = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;
- номинальный диаметр сопряжения  $D = 0,025 \text{ м}$ ;
- внутренний диаметр вала  $d_1 = 0$  (вал сплошной);
- наружный диаметр втулки  $d_2 = 0,035 \text{ м}$ ;
- номинальная длина сопряжения  $l = 0,045 \text{ м}$ ;

- материал вала и втулки – сталь 45;
- запрессовка механическая при наличии смазки.

Согласно теоретическим положениям и алгоритму расчета было установлено  $N'_{P_{\max}} = 47$  мкм;  $N'_{P_{\min}} = 12$  мкм.

В соответствии с ГОСТ 25347-2013 принимаем посадку  $\varnothing 25 \frac{H6}{r6}$  или  $\varnothing 25 \left( \begin{matrix} +0,013 \\ +0,041 \\ +0,028 \end{matrix} \right)$ , для которой характерно следующее (рис. 2.2):

- допуск отверстия  $TD_T = 0,013$  мм;
- допуск вала  $Td_T = 0,013$  мм;
- минимальный натяг  $N_{T_{\min}} = 0,015$  мм;
- максимальный натяг  $N_{T_{\max}} = 0,041$  мм;
- допуск посадки  $TN_T = N_{T_{\max}} - N_{T_{\min}} = 0,026$  мм.

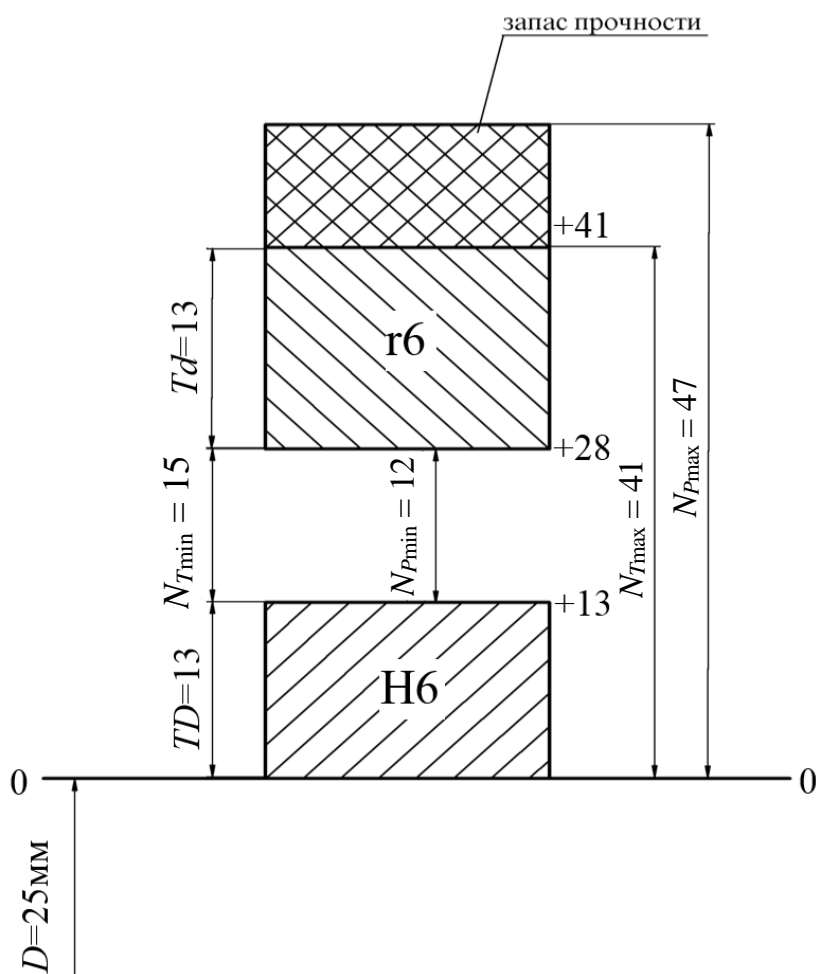


Рис 2.2. Схема расположения полей допусков посадки с натягом

Решение будет правильным, если выполняются условия (2.9). Принятая посадка обеспечивает неподвижность соединения и при наименьшем натяге, так как

$$(N'_{P_{\min}} = 12) \leq (N_{T_{\min}} = 15),$$

$$(N'_{P_{\max}} = 47) \geq (N_{T_{\max}} = 41).$$

При  $N_{T_{\max}}$  остается еще некоторый запас прочности сопрягаемых деталей, равный  $N'_{P_{\max}} - N_{T_{\max}} = 47 - 41 = 6 \text{ мкм}$ .

### **3. РАСЧЕТ И ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ**

#### **3.1. Расчет исполнительных размеров калибров**

Исполнительными называют размеры калибра, по которым изготавливают новый калибр. Исполнительные размеры калибров определяют по формулам, приведенным в табл. 1 ГОСТ 24853-81. Валы и отверстия с допусками точнее IT6 не рекомендуется контролировать калибрами, так как при этом вносится большая относительная погрешность измерения. Такие изделия проверяют универсальными средствами измерений.

При решении данной задачи приняты следующие обозначения:  $D, D_{\min}, D_{\max}, d_{\min}, d_{\max}$  – соответственно номинальный, наименьший и наибольший размеры изделий (отверстия и вала); IT – допуск изделия; H и  $H_1$  – допуски на изготовление калибров для отверстия и вала;  $H_p$  – допуск на изготовление контрольного калибра для скобы; z и  $z_1$  – отклонения середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия и вала относительно наименьшего и наибольшего предельных размеров изделия; Y и  $Y_1$  – допустимый выход размера изно-

шенного проходного калибра для отверстия и вала за границу поля допуска изделия.

Исходные данные и требования к решению задачи:

1. Для выбранной посадки в первой или второй задаче построить схему расположения полей допусков калибров для контроля деталей сопряжения.

2. Определить предельные и исполнительные размеры рабочих и контрольных калибров.

3. Выполнить рабочие чертежи предельных калибров для контроля деталей принятого соединения.

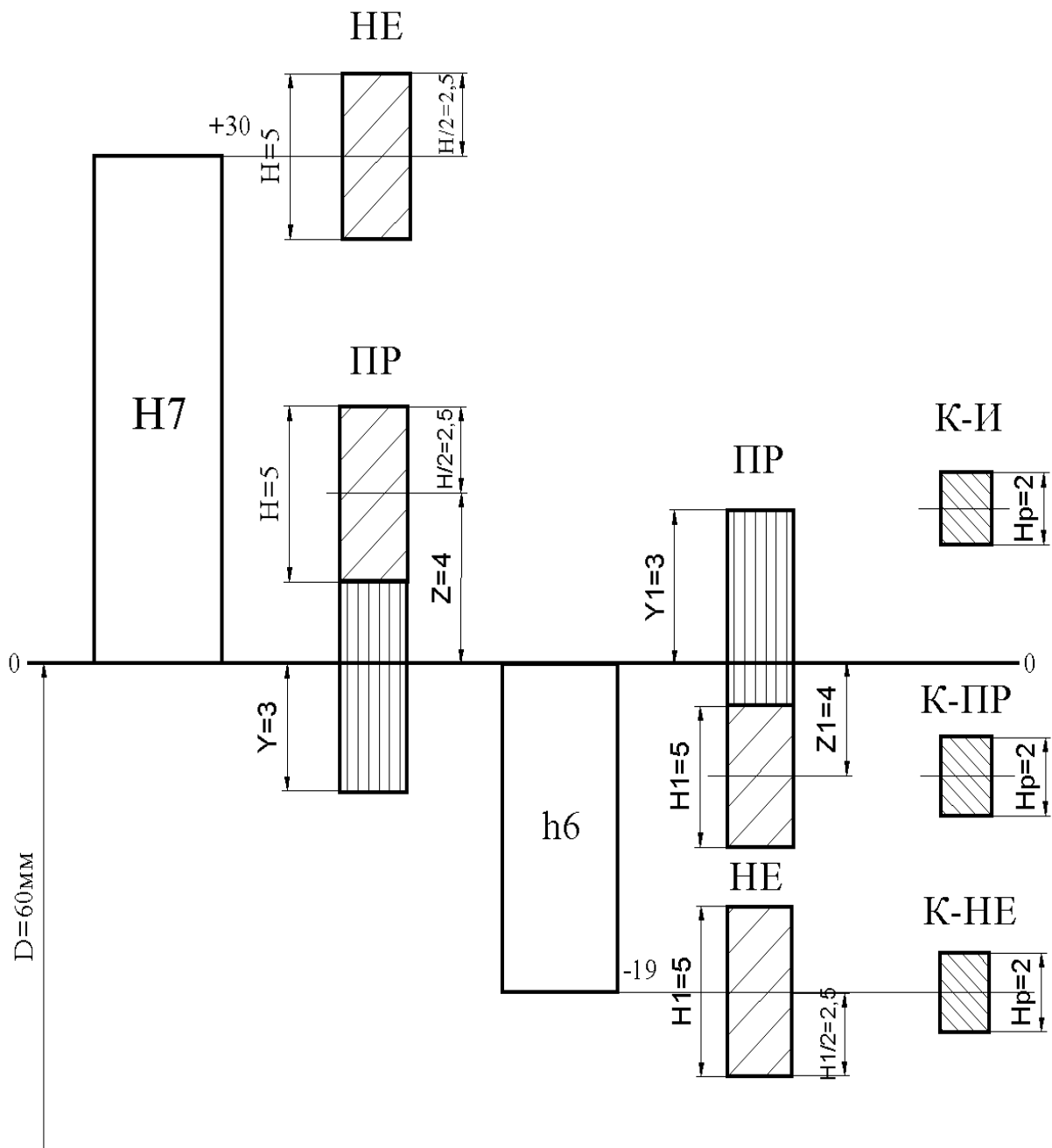
**Пример.** Выбрано соединение  $\varnothing 60H7/h7$ . По ГОСТ 25347-2013 находим предельные отклонения и устанавливаем предельные размеры контролируемых изделий:  $D_{\max} = 60,030$  мм;  $D_{\min} = 60,000$  мм;  $d_{\max} = 60,000$  мм;  $d_{\min} = 59,981$  мм. По табл. 2 ГОСТ 24853-81 устанавливаем допуски и предельные отклонения калибров и контракалибров и заносим в табл. 3.1.

Схема расположения полей допусков для калибров пробки и скобы приведена на рис. 3.1. Предельные и исполнительные размеры рабочих калибров определяются по методике [3, с. 244 – 245] или согласно табл. 1 ГОСТ 24853-81.

Таблица 3.1

Значения геометрических параметров калибров

Деталь	Калибр-пробка			Калибр-скоба			Контрольный калибр
	Параметры, мкм						
	Z	Y	H	Z <sub>1</sub>	Y <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>p</sub>
Отверстие 60H7	4	3	5	–	–	–	–
Вал 60h7	–	–	–	4	3	5	2
Допуск на форму калибра, мкм	IT2 = 3			IT2 = 3			IT1 = 2







-  Поля допусков отверстия и вала
-  Поля допусков на изготовление рабочих калибров
-  Поля допусков на изготовление контрольных калибров
-  Поля допусков на износ проходных калибров

Рис. 3.1. Схема расположения полей допусков калибров для контроля деталей соединения 60 H7/h7

Рассмотрим расчеты данных размеров на примере рабочего калибра-пробки для контроля отверстия  $\varnothing 60H7$ . Наибольший размер проходного нового калибра-пробки  $ПР_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 60,000 + 0,004 + 0,005/2 = 60,0065$  мм. Размер калибра ПР, проставляемый на чертеже,  $60,0065_{-0,005}$  мм (рис. 3.2).

Исполнительные размеры: наибольший  $60,0065$  мм; наименьший  $60,0015$  мм. Наименьший размер изношенного проходного калибра-пробки  $ПР_{\text{изнош}} = D_{\min} - Y = 60,000 - 0,003 = 59,997$  мм. Наибольший размер непроходного нового калибра-пробки  $НЕ_{\max} = D_{\max} + H/2 = 60,030 + 0,005/2 = 60,0325$  мм. Размер калибра НЕ, проставляемый на чертеже,  $60,0325_{-0,005}$  мм. Исполнительные размеры: наибольший  $60,0325$  мм; наименьший  $60,0275$  мм. Аналогично рассчитывают предельные и исполнительные размеры других калибров и результаты заносят в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Предельные и исполнительные размеры калибров

Предельные размеры, мм			Исполнительные размеры, мм
Калибр-пробка	ПР	$d_{\max} = 60,0065$ $d_{\min} = 60,0015$ $d_{\text{изн}} = 59,997$	$60,0065_{-0,005}$
	НЕ	$d_{\max} = 60,0325$ $d_{\min} = 60,0275$	$60,0325_{-0,005}$
Калибр-скоба	ПР	$D_{\min} = 59,9935$ $D_{\max} = 59,9985$ $D_{\text{изн.}} = 60,003$	$59,9935^{+0,005}$
	НЕ	$D_{\min} = 59,9785$ $D_{\max} = 59,9835$	$59,9785^{+0,005}$
Контркалибры	К-ПР	$d_{\max} = 59,997$ $d_{\min} = 59,995$	$59,997_{-0,002}$
	К-НЕ	$d_{\max} = 59,982$ $d_{\min} = 59,980$	$59,982_{-0,002}$
	К-И	$d_{\max} = 60,004$ $d_{\min} = 60,002$	$60,004_{-0,002}$

По результатам расчета в соответствии с требованиями [1, 9, 10, 12] и указаниями допуска на форму и шероховатость поверхности [1, с. 240 – 245] выполняются эскизы рабочих калибров. В качестве примера на рис. 3.2 представлен эскиз рабочего проходного калибра-пробки для контроля отверстия  $\text{Ø}60\text{H}7$ .

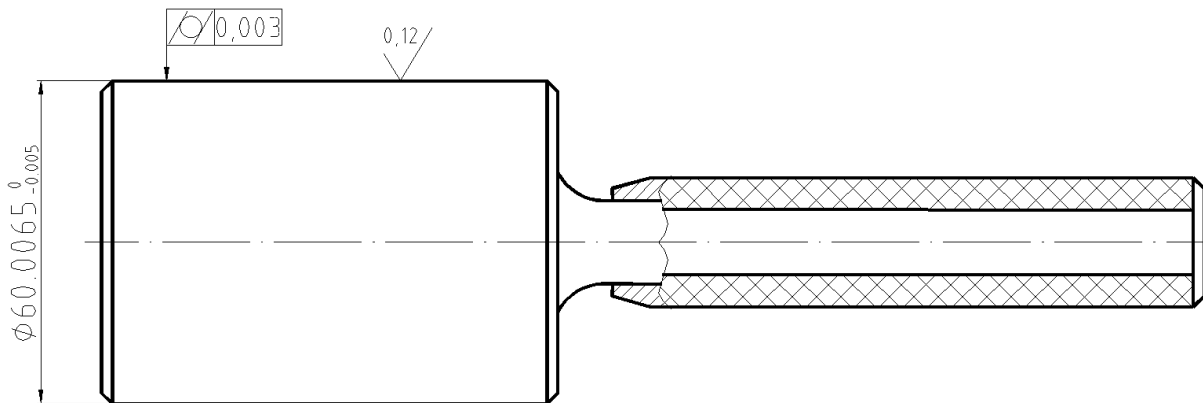


Рис. 3.2. Калибр-пробка гладкий проходной

### 3.2. Выбор универсальных средств измерения для контроля сопряжения гладких соединений

Для контроля отверстия и вала на примере сопряжения  $\text{Ø}60\text{H}7/\text{h}7$  назначить универсальные средства измерения (СИ), руководствуясь методикой ГОСТ 8.051-81 [13].

Условие пригодности средств измерения – предельная погрешность средств измерения  $\Delta_{\text{с.и}}$  – соотносится с допускаемой погрешностью измерения  $\delta_{\text{изм}}$  следующим образом:  $\Delta_{\text{с.и}} = (0,6 - 0,7)\delta_{\text{изм}}$ . Последнее объясняется тем, что допускаемая погрешность измерения включает в себя все составляющие, зависящие от измерительных средств, установочных мер, температурных деформаций, базирования и т. д. В свою очередь, допускаемая погрешность измерения  $\delta_{\text{изм}}$  в зависимости от допуска на контролируемое изделие приведена в табл. ГОСТ 8.051-81. В результате по ГОСТ 8.051-81 и табл. 1 – 9 [14] определяем требуемые величины и назначаем универсальные средства измерения (табл. 3.3).



Таблица 3.3

Универсальные измерительные средства для контроля деталей  
сопряжения  $\varnothing 60H7/h7$

Деталь	Допускаемая погрешность измерения $\delta_{изм}$ , мкм	Допускаемая погрешность средства измерения $\Delta_{с.и}$ , мкм	Наименование СИ
Отверстие $\varnothing 60H7$	9	6	Нутромер с ценой деления 0,002 мм
Вал $\varnothing 60h7$	9	6	Скоба рычажная с ценой деления (0,002 – 0,005 мм)

## 4. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

### 4.1. Исходные данные и требования к решению задачи

Для подшипника качения выбрать посадки внутреннего и наружного колец, построить схемы расположения допусков, сделать проверку на наличие посадочного зазора по наибольшему натягу выбранной посадки\* и дать сборочный и детализировочный чертежи при исходных данных, представленных в табл. 4.1.

Таблица 4.1

#### Исходные данные

№ п/п	Условное обозначение подшипника	Класс точности	Нагрузка, кН ( $R$ – радиальная, $A$ – осевая)	Вращение вала или корпуса	$d_{отв}/d$ или $D/D_{кор}$	Характер нагрузки
1	210	6	$R = 12$	Вал	–	У
2	203	6	$R = 1,8$	»	–	Т
3	215	0	$R = 16$	Корпус	$D/D_{кор} = 0,6$	Т
4	314	0	$R = 28$	Вал	$d_{отв}/d = 0,5$	У
5	1216	0	$R = 20$	Корпус	–	У
6	1310	6	$R = 12$	»	$D/D_{кор} = 0,8$	У
7	1314	0	$R = 25$	Вал	$d_{отв}/d = 0,7$	Т
8	2212	0	$R = 30$	»	–	Т
9	1616	0	$R = 30, A = 10$	»	$d_{отв}/d = 0,7$	Т
10	7218	0	$R = 20$	Корпус	$D/D_{кор} = 0,6$	У
11	3628	0	$R = 16, A = 4$	»	$D/D_{кор} = 0,6$	У
12	3518	0	$R = 12, A = 2$	Вал	$d_{отв}/d = 0,7$	У
13	2216	0	$R = 16$	Корпус	–	Т

Окончание табл. 4.1

№ п/п	Условное обозначение подшипника	Класс точности	Нагрузка, кН ( $R$ – радиальная, $A$ – осевая)	Вращение вала или корпуса	$d_{отв}/d$ или $D/D_{кор}$	Характер нагрузки
14	7210	0	$R = 20$	Вал	$d_{отв}/d = 0,6$	У
15	2524	0	$R = 26$	Корпус	–	У
16	2224	0	$R = 10, A = 2$	Вал	$d_{отв}/d = 0,8$	Т
17	7216	0	$R = 20, A = 4$	Корпус	–	Т
18	208	0	$R = 3,8$	Вал	$d_{отв}/d = 0,7$	У
19	218	0	$R = 12$	»	–	Т
20	100	6	$R = 5$	»	$d_{отв}/d = 0,6$	Т

*Примечания:*

- характер нагрузки: У – умеренная; Т – нагрузка с сильными толчками и вибрацией;
- класс точности подшипников на усмотрение исполнителя принимается 0 или 6 или как неизвестный;
- $d$  и  $D$  – диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника соответственно;
- $d_{отв}$  – диаметр отверстия полого вала;
- $D_{кор}$  – диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса;
- характер нагрузки не учитывается для конических роликоподшипников.

## 4.2. Общие сведения и теоретические положения

В соответствии с ГОСТ 520-71 «Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования» установлено пять классов точности подшипников (в порядке повышения точности) 0, 6, 5, 4, 2.

Для сокращения номенклатуры кольца подшипников изготавливают с отклонениями размеров, не зависящими от посадки, по которой они монтируются, причем эти отклонения направлены в «минус» от нулевой линии. Посадки внутреннего кольца подшипника на вал осуществляются по системе отверстия, а наружного – по системе вала, причем расположение поля допуска внутреннего кольца в «минус» позволяет получить посадки с гарантированным натягом, используя для валов поля допусков переходных посадок ( $n$ ,  $m$ ,  $k$ ,  $j_s$ ).

Рекомендуемые посадки для подшипников качения и примеры их применения приведены в ГОСТ 3325-55.

В зависимости от характера требуемого соединения поля допусков валов выбирают по системе основного отверстия:

- классы точности подшипников 0; 6 –  $n_6$ ,  $m_6$ ,  $k_6$ ,  $j_{s6}$ ,  $h_6$ ,  $g_6$ ;
- классы точности подшипников 4; 5 –  $n_5$ ,  $m_5$ ,  $k_5$ ,  $j_{s5}$ ,  $h_5$ ,  $g_5$ ;
- класс точности подшипника 2 –  $n_4$ ,  $m_4$ ,  $k_4$ ,  $j_{s4}$ ,  $h_4$ ,  $g_4$ .

В зависимости от характера требуемого соединения поля допусков посадочных отверстий корпусов выбирают по системе основного вала:

– классы точности подшипников 0; 6 – N7, M7, K7, J<sub>s</sub>7, H7, G7, P8, P7;

– классы точности подшипников 5; 4 – N6, M6, K6, J<sub>s</sub>6, H6, G6;

– класс точности подшипника 2 – N5, M5, K5, J<sub>s</sub>5, H5, G5.

Выбор посадки подшипника качения определяется характером его нагружения (местное, циркуляционное, колебательное), зависящим от того, вращается или не вращается кольцо относительно действующей на него нагрузки. Местно-нагруженные кольца должны иметь соединение с зазором или незначительный натяг между кольцом и сопрягаемой деталью. Циркуляционно-нагруженные кольца должны иметь неподвижное соединение с сопрягаемой деталью, колебательно-нагруженные кольца – плотноподвижное соединение.

При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки выбирают по интенсивности радиальной нагрузки  $P_R$  на посадочную поверхность. Допускаемые значения  $P_R$ , рассчитанные по средним значениям посадочных натягов, приведены в табл. 9.3 и 9.4 [3].

Интенсивность нагрузки определяют по формуле

$$P_R = \frac{R}{B} K_P F F_A,$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на опору, Н;

$B$  – ширина кольца подшипника, мм;

$K_P$  – динамический коэффициент посадки (табл. 4.2);

$F$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (табл. 9.5 [3]), при сплошном вале  $F = 1$ ;

$F_A$  – коэффициент неравномерности нагрузки  $R$  между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки  $A$  на опору.

Значения  $F_A$ , зависящие от величины  $\frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta$  ( $\beta$  – угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца, зависящий от конструкции подшипника), приведены в табл. 4.81 [14]. Для радиальных и радиально-упорных однорядных подшипников  $F_A = 1$ .

Таблица 4.2

## Значения динамических коэффициентов посадки

Характер нагрузки	$K_p$
Нагрузка с умеренными толчками и вибрацией. Перегрузка до 150 %	1,0
Нагрузка с сильными ударами и вибрацией. Перегрузка до 300 %	1,8

*Определение величины посадочного зазора*

В тех случаях, когда при выбранной посадке циркуляционно-нагруженного кольца измерения показывают, что имеется большой натяг, следует сделать проверочный расчет на наличие радиального зазора между кольцами и телами качения.

Так как величина посадочного зазора меньше начального и рабочего и может даже переходить в небольшой натяг, следует проверять наличие посадочного зазора  $g$  у подшипника по формуле

$$g = g_H - \Delta d_1, \quad (4.1)$$

где  $g_H$  – начальный радиальный зазор (см. прил. 7 – 10 [4]), мкм;

$\Delta d_1$  – диаметральный деформация беговой дорожки кольца после посадки его на сопрягаемую деталь с натягом.

Величину деформации  $\Delta d_1$  определяют по формулам:

а) при посадке внутреннего кольца на вал

$$\Delta d_1 = \Delta_{ef} \frac{d}{d_o}; \quad (4.2)$$

б) при посадке наружного кольца в корпус

$$\Delta d_1 = \Delta_{ef} \frac{D_o}{D}, \quad (4.3)$$

где  $\Delta_{ef}$  – эффективный (действительный) натяг, мкм,  $\Delta_{ef} = 0,85N_{\max}$  (измеренного натяга);

$d_o$  – приведенный наружный диаметр внутреннего кольца, мм;

$D_o$  – приведенный внутренний диаметр наружного кольца, мм.

Приведенные диаметры колец (рис. 4.1) определяют по формулам

$$d_o \approx d + \frac{D-d}{4}, \quad D_o \approx D - \frac{D-d}{4}. \quad (4.4)$$

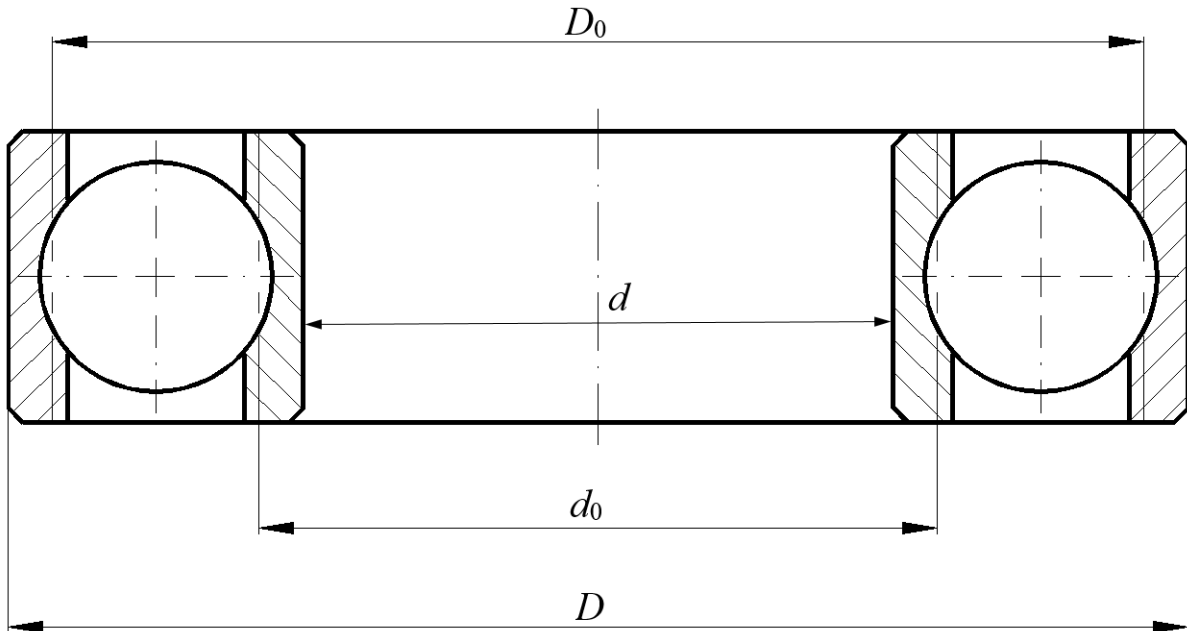


Рис. 4.1. Диаметры колец подшипника

### 4.3. Практическое решение задачи

**Пример 1.** В опорах вала редуктора (рис. 4.2) установлены роликоподшипники № 3520 (100 × 180 × 46), класс точности 0. Радиальные реакции в опорах  $R_1 = R_2 = R = 20$  кН, нагрузка с умеренными толчками, перегрузка до 150 %, осевой нагрузки на опоры нет, вращается вал. Требуется выбрать посадку циркуляционно-нагруженного кольца (внутреннего) на вал.

**Решение.** Интенсивность нагрузки на посадочной поверхности шейки массивного (сплошного) вала

$$P_R = \frac{R}{B} K_P F F_A = \frac{20000}{46} 1 \cdot 1 \cdot 1 \approx 435 \text{ Н/мм.}$$

Согласно табл. 4.82 [14] заданным условиям соответствует поле допуска js6. При тех же условиях, но при полом вале с отношением  $d_{отв}/d = 0,8$  и отношением  $D/d = 1,8$ , коэффициент  $F$  (см. табл. 4.80 [14]),

учитывающий степень ослабления посадочного натяга, равен 1,7. Интенсивность нагрузки на посадочной поверхности вала

$$P_R = \frac{R}{B} K_P F F_A = \frac{20000}{46} 1 \cdot 1,7 \cdot 1 \approx 739 \text{ Н/мм.}$$

Согласно табл. 4.82 [14] найденному значению соответствует поле допуска k6.

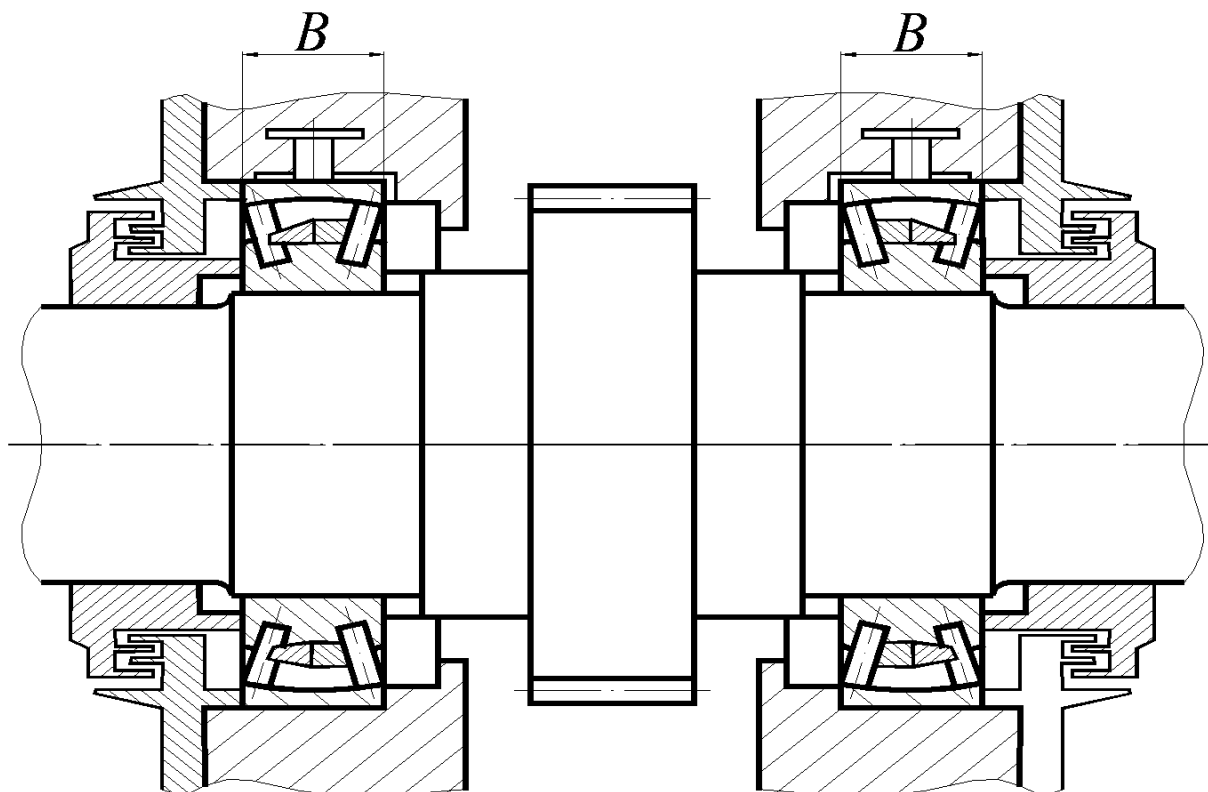


Рис. 4.2. Конструкция части редуктора с роликоподшипниками

**Пример 2.** В фиксированной опоре вала установлен парный комплект однорядных конических подшипников № 7318 (90 × 190 × 43) с углом контакта  $\beta = 12^\circ$  (рис. 4.3), класс точности 0.

Радиальные реакции в опорах  $R_1 = R_2 = 60$  кН, нагрузка с сильными ударами и вибрацией, перегрузка с сильными ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %, осевая сила  $A = 20$  кН, в плавающей опоре установлен роликоподшипник 32617 (85 × 180 × 60), класс точности 0, вращается вал.

Требуется выбрать посадки циркуляционно-нагруженных колец (внутренних) на вал и посадку наружного кольца для подшипника 32617.

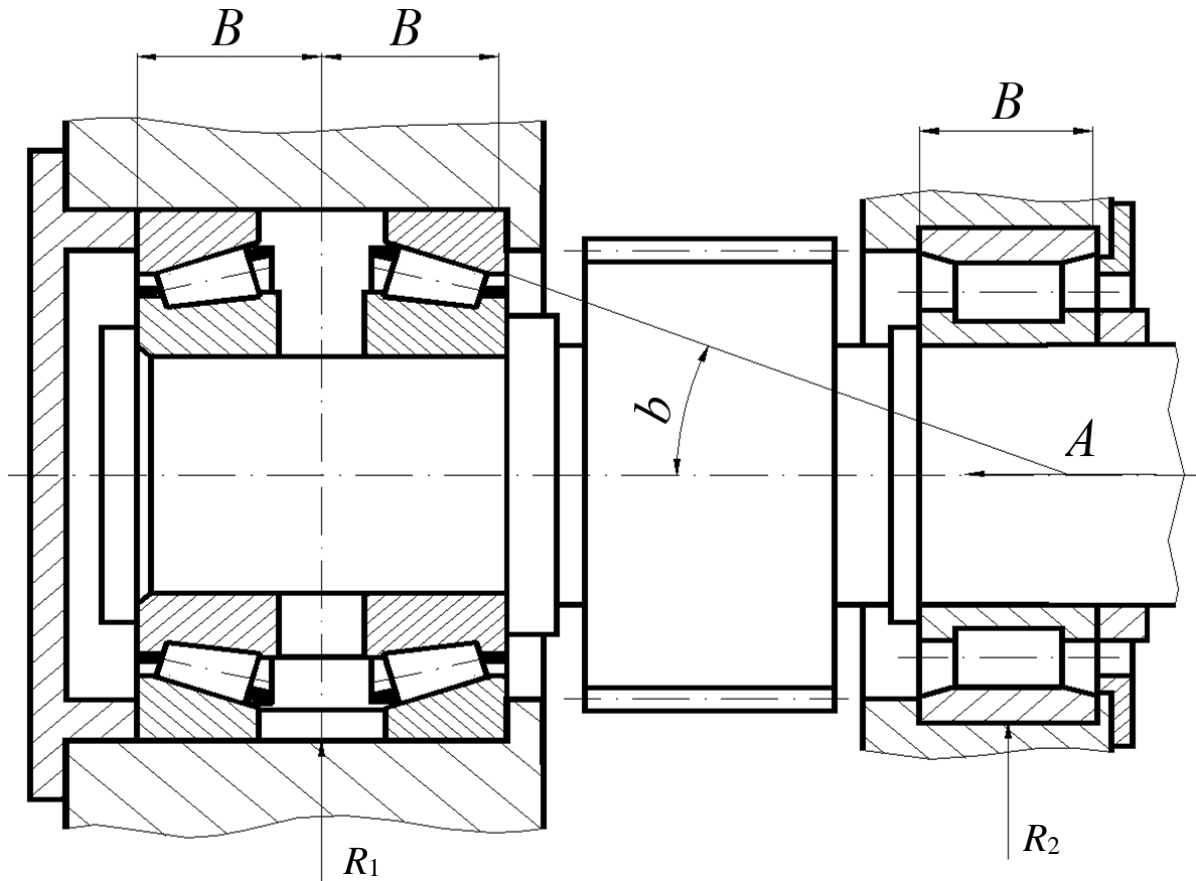


Рис. 4.3. Конструкция части редуктора с коническими подшипниками

**Решение.** Значение коэффициента  $K_P$  берем из табл. 4.2,  $K_P = 1,8$ . Коэффициент  $F_A$  неравномерности распределения радиальной нагрузки определяем следующим образом:

$$\frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta = \frac{20}{60} 4,70 \approx 1,57.$$

По табл. 4.81 [14] найденному значению  $\frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta$  соответствует

$F_A = 2$ . Интенсивность нагрузки (при сплошном вале  $F = 1$ )

$$P_R = \frac{60000}{86} 1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2 \approx 2512 \text{ Н/мм.}$$

Полученному значению  $P_R$  соответствует посадка –m6 (табл. 4.82 [14]). В плавающей опоре интенсивность нагрузки

$$P_R = \frac{60000}{86} 1,8 \cdot 1 \cdot 1 \approx 1256 \text{ Н/мм.}$$

Найденному значению интенсивности соответствует посадка K6. Определим отклонения для этой посадки. Согласно ГОСТ 520-71 нижнее отклонение отверстия внутреннего кольца равно –20 мкм. Отклонение вала для посадки k6 по ГОСТ 25347-2013 составляет +25 мкм и +3 мкм (рис. 4.4, а). Выбор посадки для наружного кольца, воспринимающего местное нагружение, производим по табл. 4.78 [14].

Для нагрузки с ударами и вибрацией следует при неразъемном корпусе выбрать посадку –H7. Согласно табл. 4 ГОСТ 3325-55 нижнее отклонение наружного кольца подшипника равно –25 мкм. Верхнее отклонение диаметра отверстия корпуса +40 мкм. Схема расположения полей допусков показана на рис. 4.4, б).

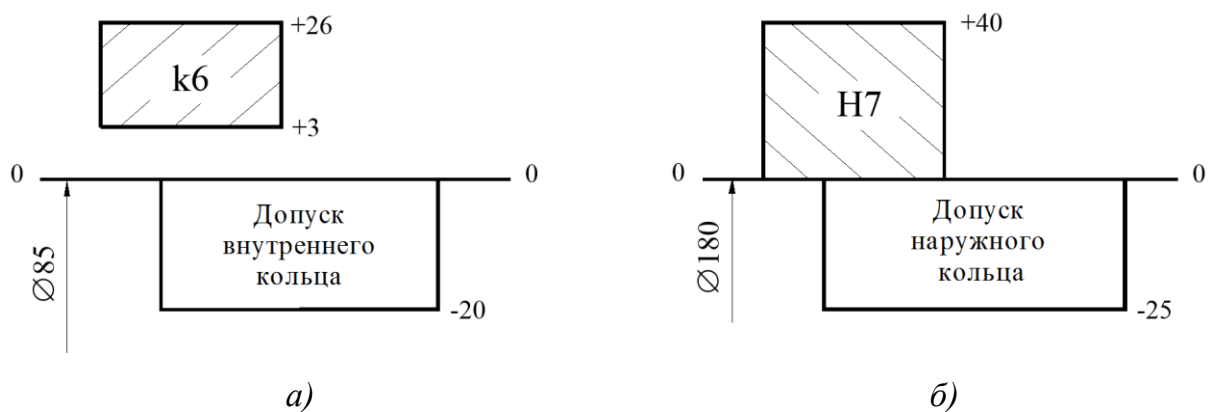


Рис. 4.4. Схема расположения полей допусков:  
а – по внутреннему кольцу; б – по наружному кольцу

Для внутреннего кольца роликоподшипника 32617 при выбранной посадке K6 определим наличие радиального зазора при наибольшем натяге этой посадки. Значения натягов для этой посадки следующие:  $N_{\max} = 45$  мкм,  $N_{\min} = 3$  мкм. Величину посадочного радиального зазора определим по формулам (4.1), (4.2), (4.4).

По прил. 7 [4] находим наибольшую, наименьшую и среднюю величины начального радиального зазора подшипника  $g_{H\max} = 80$  мкм,  $g_{H\min} = 35$  мкм,  $g_{Hs} = 58$  мкм. Приведенный диаметр внутреннего кольца подшипника составит



$$d_o \approx d + \frac{D-d}{4} \approx 85 + \frac{180-85}{4} \approx 109 \text{ мм.}$$

Диаметральная деформация беговой дорожки кольца после посадки внутреннего кольца на вал определяется как

$$\Delta d_1 = 0,85 N_{\max} \frac{d}{d_o} = 0,85 \cdot 45 \frac{85}{109} = 30 \text{ мкм.}$$

Следовательно, имеется посадочный зазор при наибольшем и наименьшем начальном радиальном зазоре подшипника:

$$g = g_{H\max} - \Delta d_1 = 80 - 30 = 50 \text{ мкм,}$$

$$g = g_{H\min} - \Delta d_1 = 35 - 30 = 5 \text{ мкм.}$$

## 5. РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

### 5.1. Исходные данные и требования к решению задачи

Для указанного сборочного узла (рис. 5.1):

1. Составить схему размерной цепи с представлением эскиза узла и обозначениями на нем размеров, входящих в размерную цепь.

2. По заданному значению поля допуска замыкающего звена и номинальным размерам составляющих звеньев (табл. 5.1, 5.2) найти допуски составляющих звеньев расчетом на максимум-минимум и теоретико-вероятностными методами. В обоих случаях задачи решаются способом одного качества точности.

3. Назначить предельные отклонения составляющих звеньев.

4. Дать выводы по результатам расчетов двумя методами.

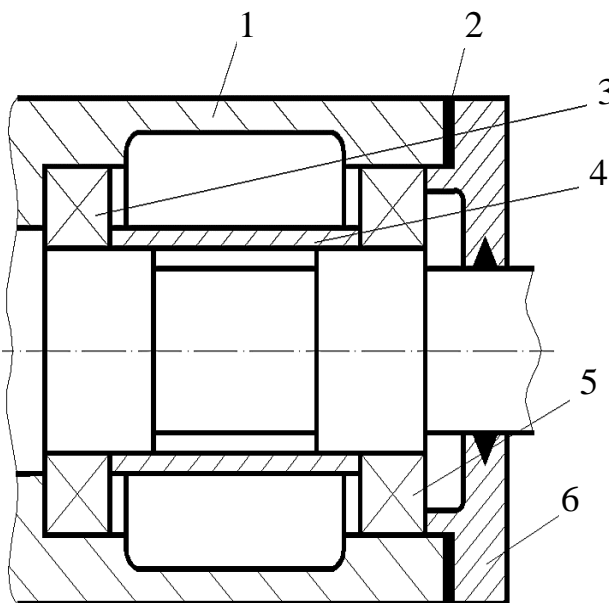


Рис. 5.1. Узел редуктора

Таблица 5.1

Исходные данные для расчета размерных цепей. Размеры звеньев  
размерной цепи

№ п/п	Номинальные размеры составляющих звеньев, мм					
	Позиция 1	Позиция 2	Позиция 3	Позиция 4	Позиция 5	Позиция 6
1	х	1	10	50	10	6
2	80	1,5	11	х	11	7,5
3	85	1,5	13	х	13	6,5
4	75	1	13	45	13	х
5	75	х	14	45	14	5,2
6	85	х	15	55	15	5
7	95	3,0	16	х	16	6
8	92	х	18	52	18	5
9	100	х	20	55	20	7
10	96	х	19	52	19	10
11	90	2,5	17	х	17	6,5
12	108	х	22	60	22	6
13	120	х	23	70	23	8
14	х	3,0	24	75	24	12
15	140	х	25	80	25	10
16	85	2	11	х	11	7,5
17	75	х	12	40	12	15
18	90	2	15	х	15	5
19	80	1	10	х	10	8
20	94	х	18	55	18	6
21	95	х	20	50	20	8
22	100	2	22	х	22	7
23	120	х	23	65	23	13
24	130	х	24	75	24	12
25	92	2	15	х	15	7

*Примечание:* х – номинальный размер, подлежащий определению.

Таблица 5.2

Исходные данные для расчета размерных цепей.

Параметры замыкающего звена

№ п/п	Замыкающее звено		Закон распределения	Процент брака, %	
	Номинальный размер, мм	Отклонения, мкм			
		верхнее			нижнее
1	1	+600	+200	Н	0,8
2	0,5	+300	-100	Р	1,5
3	0,5	+350	-100	Н	2,5
4	0	+500	+100	Р	1,8
5	1,0	+400	0	Н	2,6
6	0,5	+200	-200	Р	3,2
7	0	+550	-250	Н	2,7
8	1,0	+300	-100	–	2,2
9	0,5	+400	-100	Н	2,8
10	0	+300	-100	Р	3,4
11	1,0	+300	-300	Н	3,1
12	0,5	+600	+200	Р	2,9
13	0	+500	+100	Н	2,5
14	1,0	+500	+100	Р	1,9
15	0,5	+500	+100	Н	2,3
16	0	+600	0	–	1,0
17	0,5	+300	-200	Н	1,5
18	0,5	+200	-200	Р	2,5
19	0	+400	-100	Н	1,5
20	0,5	+300	-200	Р	2,0
21	0	+400	-100	Р	3,0
22	1	+600	+100	Н	2,5
23	0	+400	-100	Р	1,5
24	0,5	+500	0	Т	1,0
25	0	+600	+100	Т	1,5

*Примечание:* Н – нормальный закон; Р – закон равной вероятности; Т – треугольный закон; «–» – закон распределения неизвестен.

## 5.2. Теоретические основы решения задачи

### 5.2.1. Общие положения и основные зависимости

Размерной цепью называют совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. Основные термины, обозначения и определения

размерных цепей установлены ГОСТ 16319-80. В результате расчета размерных цепей устанавливаются предельные размеры, а следовательно, предельные отклонения и допуски всех звеньев цепи.

Применяют следующие методы решения (ГОСТ 16320-80):

- а) метод полной взаимозаменяемости (расчет на максимум-минимум);
- б) неполной взаимозаменяемости (теоретико-вероятностный метод расчета);
- в) групповой взаимозаменяемости;
- г) регулирования;
- д) метод пригонки.

В данной работе рассматриваются теоретические и практические положения только первых двух методов.

Основное уравнение размерной цепи

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_j - \sum_{k=n+1}^{m-1} A_k, \quad (5.1)$$

где  $m$  – число звеньев размерной цепи, включая замыкающее;

$n$  – число увеличивающих звеньев  $A_j$ ;

$(m - 1 - n)$  – число уменьшающих звеньев  $A_k$ .

Таким образом, номинальный размер замыкающего звена определяем как разность между суммами номинальных увеличивающих и уменьшающих звеньев.

### ***5.2.2. Метод решения размерных цепей на максимум-минимум, обеспечивающий полную взаимозаменяемость***

Метод максимума-минимума рассмотрен в [3, с. 251 – 259]. Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta}^{\max} - A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j, \quad (5.2)$$

т. е. равен сумме допусков составляющих звеньев.

Верхнее отклонение замыкающего звена

$$ES(es)_{A_{\Delta}} = A_{\Delta\max} - A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n ES(es)_{A_j} - \sum_{k=n+1}^{m-1} EI(ei)_{A_k}, \quad (5.3)$$

где  $ES$  и  $EI$  – соответственно верхнее и нижнее отклонения размеров звеньев, относящихся к охватывающим поверхностям («отверстиям»);

$es$  и  $ei$  – соответственно верхнее и нижнее отклонения размеров звеньев, относящихся к охватываемым поверхностям («вала»).

Характер поверхности, к которой относится то или иное звено, определяется из анализа конкретной размерной цепи. Нижнее отклонение замыкающего звена

$$EI(ei)_{A\Delta} = A_{\Delta\min} - A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n EI(ei)_{Aj} - \sum_{k=n+1}^{m-1} ES(es)_{Ak}. \quad (5.4)$$

### 5.2.3. Теоретико-вероятностный метод

При решении задач теоретико-вероятностным методом [3, с. 259 – 262], т. е. с учетом характера рассеяния размеров, исключают как маловероятные предельные сочетания значений размеров звеньев размерной цепи.

В общем случае связь между допуском замыкающего звена и допусками составляющих звеньев выражается формулой

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 (TA_i)^2}, \quad (5.5)$$

где  $t$  – коэффициент риска, характеризующий процент выхода размеров замыкающего звена за пределы установленного допуска;

$\xi_i$  – передаточные отношения звеньев;

$\lambda_i$  – коэффициент относительного рассеяния, характеризующий закон распределения  $i$ -го составляющего звена;

$\lambda_i^2 = 1/9$  – коэффициент относительного рассеяния при нормальном законе распределения (закон Гаусса);

$\lambda_i^2 = 1/6$  – то же при законе распределения, близком к закону треугольника (закон Симпсона);

$\lambda_i^2 = 1/3$  – то же при равновероятном законе распределения или если ничего неизвестно о характере кривой распределения.

ГОСТ 16320-70 дает значения коэффициента  $t$  для некоторых величин процента риска  $P$  (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Значение коэффициента  $t$  при различных процентах риска  $P$

Процент риска $P$ , %	32	10	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
Коэффициент $t$	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Для других значений процента риска коэффициент  $t$  может быть найден из соотношения

$$\Phi(t) = 0,5 \left( 1 - \frac{P\%}{100} \right), \quad (5.6)$$

где  $\Phi(t)$  – функция Лапласа аргумента  $t$ .

Верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена определяют по формулам:

$$ES(es)_{A\Delta} = \left( E_c A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2} \right) - A_\Delta, \quad (5.7)$$

$$EI(ei)_{A\Delta} = \left( E_c A_\Delta - \frac{TA_\Delta}{2} \right) - A_\Delta, \quad (5.8)$$

$$E_c A_\Delta = \sum_{j=1}^n E_c A_j - \sum_{k=n+1}^{m-1} E_c A_k, \quad (5.9)$$

где  $E_c A_\Delta$ ,  $E_c A_j$ ,  $E_c A_k$  – размеры, соответствующие серединам полей допусков. Например, если  $A_j = 20_{-0,1}$ , то  $E_c A_j = 19,95$ .

#### 5.2.4. Решение прямой задачи

При решении прямой задачи, когда требуется допуск замыкающего звена распределить между составляющими звеньями, в основном применяют способ назначения допусков одного качества точности.

Для определения требуемого качества точности рассчитывают коэффициент точности (число единиц допуска) по формулам:

а) при расчете на максимум-минимум

$$a_{\text{ср}} = \frac{TA_\Delta}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j}; \quad (5.10)$$

где  $a_{\text{ср}}$  – средний коэффициент точности составляющего звена;  
 $i_j$  – единица допуска, соответствующая размеру  $A_j$ ;

б) при расчете вероятностным методом

$$a_{\text{ср}} = \frac{TA_\Delta}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \xi_j^2 \lambda_j^2 i_j^2}}. \quad (5.11)$$

В свою очередь, единицу допуска определяют по формуле

$$i = 0,45 \sqrt[3]{A_j} + 0,001 A_j.$$

Обобщенные значения единицы допуска даны в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Значение единицы допуска  $i$  при различных номинальных размерах

Основные интервалы номинальных размеров, мм	Значение $i$ , мкм
До 3	0,55
3 – 6	0,73
6 – 10	0,90
10 – 18	1,08
18 – 30	1,31
30 – 50	1,56
50 – 80	1,80
80 – 120	2,17
120 – 180	2,52
180 – 250	2,90

По найденному значению коэффициента точности  $a_{\text{ср}}$  определяют наиболее подходящий квалитет, пользуясь табл. 5.5, и по таблицам допусков на цилиндрические детали находят допуски для составляющих звеньев (ГОСТ 25436-82).

Таблица 5.5

Значение коэффициента точности  $a$  при различных квалитетах

Квалитет точности	Коэффициент точности, $a$
5	7
6	10
7	16
8	25
9	40
10	64
11	100
12	160
13	250
14	400
15	640

Суммарный допуск составляющих  $\sum TA_i$  сравнивают с заданным  $[TA_\Delta]$

$$\sum TA_i \leq [TA_\Delta]. \quad (5.12)$$

При этом допускается, чтобы расхождение значений в формуле (5.12) не превышало 5 %. В противном случае необходимо произвести корректировку, в частности, за счет того, что допуск на одно или несколько составляющих звеньев принять в соответствии с другим близлежащим качеством точности.

После расчета величин допусков необходимо назначить на размеры звеньев цепи предельные отклонения. Наиболее целесообразно установить отклонения на звенья размерной цепи как для основных деталей в системах образования посадок, а именно: для охватываемых размеров в «плюс», для охватывающих размеров – в «минус». Таким путем назначаются предельные отклонения на все размеры цепи за исключением одного из составляющих. Предельные отклонения на этот «последний» предельный размер рассчитывают по формулам (5.3), (5.4) или (5.7), (5.8) в зависимости от принятого метода.

### 5.3. Практическое решение задачи

В редукторе (рис. 5.2, а) величина замыкающего звена должна быть в пределах 1,0 – 1,4 мм ( $TA_\Delta = 0,4$  мм). Номинальные размеры звеньев  $A_1 = 20$  мм,  $A_2 = A_3 = 35$  мм,  $A_4 = 50$  мм,  $A_5 = 60$  мм,  $A_6 = 200$  мм. Все составляющие звенья имеют распределение размеров по нормальному закону. Процент риска 3,5 %. Задачу решить способом назначения допусков одного качества точности.

Схема размерной цепи с соответствующими размерами составляющих звеньев представлена на рис. 5.2, б.



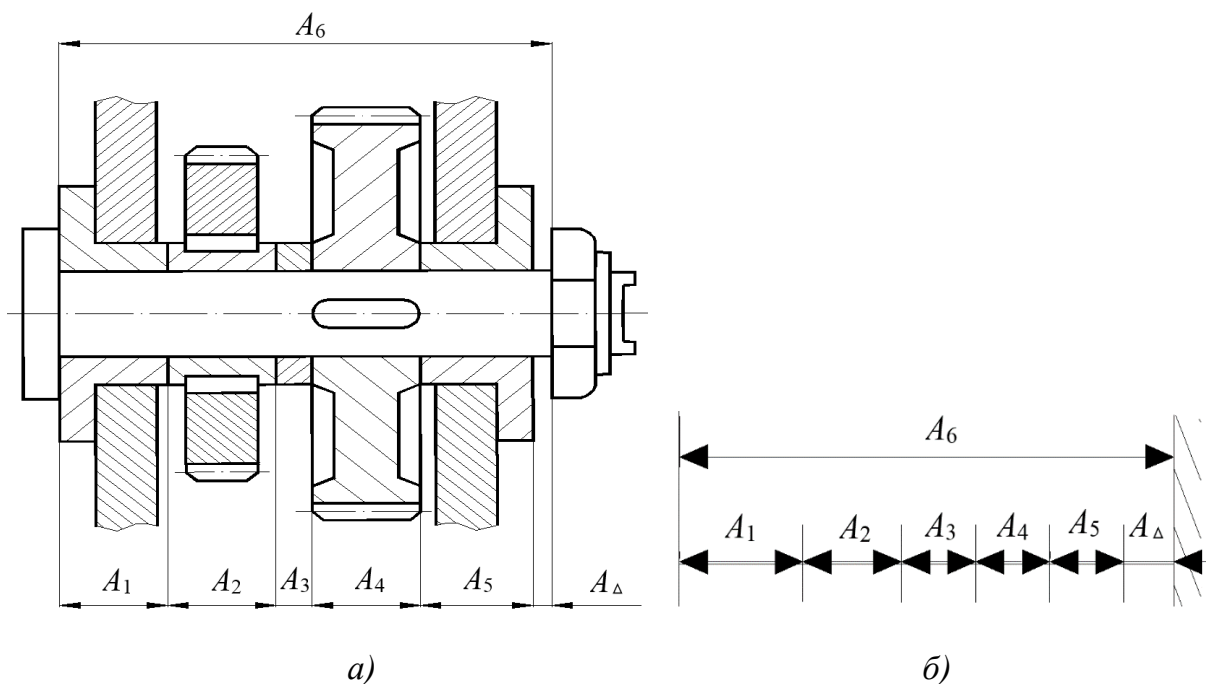


Рис. 5.2. Формирование размерной цепи: а – эскиз редуктора для размерной цепи; б – схема размерной цепи

### 5.3.1. Расчет на максимум-минимум

По табл. 5.4 находим значения единиц допуска для составляющих звеньев:  $i_{A1} = 1,31$  мкм,  $i_{A2} = 1,56$  мкм,  $i_{A3} = 1,56$  мкм,  $i_{A4} = 1,56$  мкм,  $i_{A5} = 1,86$  мкм,  $i_{A6} = 2,90$  мкм.

По формуле (5.10) определяем средний коэффициент точности

$$a_{\text{ср}} = \frac{400}{1,31 + 3 \cdot 1,56 + 1,86 + 2,90} = \frac{400}{10,75} = 37 \approx 40.$$

По табл. 5.5 устанавливаем, что значение  $a_{\text{ср}}$  соответствует точности обработки 9-го качества. По ГОСТ 25346-89 принимаем допуски на все составляющие звенья по 9-му качеству:  $TA_1 = 52$  мкм,  $TA_2 = 62$  мкм,  $TA_3 = 62$  мкм,  $TA_4 = 62$  мкм,  $TA_5 = 74$  мкм,  $TA_6 = 115$  мкм.

Полученный результат проверяем решением обратной задачи

$$\sum TA_i = 52 + 3 \cdot 62 + 74 + 115 = 427 \text{ мкм}$$

Таким образом, условие, выраженное формулой (5.2), не соблюдается и необходимо произвести корректировку. Чтобы уравнение (5.2) удовлетворялось, принимается допуск звена  $A_5$  по 8-му качеству:  $TA_5 = 46$  мкм.

Определяем номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена  $A_{\Delta} = S$ , а затем назначаем отклонения составляющих звеньев. Размер  $A_6$  – увеличивающее звено, остальные звенья – уменьшающие. По уравнению (5.1)

$$A_{\Delta} = 200 - (20 + 2 \cdot 35 + 60 + 50) = 0.$$

Предельные размеры зазора  $A_{\Delta\max} = 1,4$  мм и  $A_{\Delta\min} = 1,0$  мм.

Следовательно, предельные отклонения

$$ES_{A_{\Delta}} = +1400 \text{ мкм}, \quad EI_{A_{\Delta}} = +1000 \text{ мкм}.$$

Назначим отклонения всех составляющих звеньев кроме  $A_6$  в «минус», так как все размеры являются охватываемыми, а размер  $A_6$  может иметь отклонения любого знака.

Таким образом,

$$A_1 = 20_{-0,052}, \quad A_3 = 35_{-0,062}, \quad A_5 = 60_{-0,046}.$$

$$A_2 = 35_{-0,062}, \quad A_4 = 50_{-0,062},$$

Отклонение размера  $A_6$  определяется из уравнений (5.3) и (5.4):

$$+1400 = ES_{A_6} - (-52 - 3 \cdot 62 - 46); \quad ES_{A_6} = +1116 \text{ мкм};$$

$$+1000 = EI_{A_6} - 0; \quad EI_{A_6} = 1000 \text{ мкм}, \quad TA_6 = 116 \text{ мкм}.$$

Проверка точности расчета:

$$TA_{\Delta} = 400 \text{ мкм}, \quad \sum TA_i = 52 + 3 \cdot 62 + 46 + 116 = 400 \text{ мкм},$$

т. е. допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев.

### 5.3.2. Вероятностный расчет

Для определения  $a_{\text{ср}}$  необходимо сначала рассчитать значение коэффициента риска  $t$ . Для этого находим значение функции Лапласа по формуле (5.6)

$$\Phi(t) = 0,5 \left( 1 - \frac{3,5}{100} \right) = 0,4825.$$

По таблицам функции Лапласа [3, прил. 1] находим, что данному значению функции соответствует  $z = t = 2,11$ .

Поскольку при заданном распределении размеров составляющих звеньев по нормальному закону коэффициент относительного рассеяния  $\lambda^2 = 1/9$ , то по формуле (5.11), учитывая значения единицы допуска для каждого звена, найденные в предшествующем примере, получим

$$a_{\text{ср}} = \frac{400}{2,11 \frac{1}{3} \sqrt{1,31^2 + 3 \cdot 1,56^2 + 1,85^2 + 2,90^2}} = \frac{400}{0,703 \sqrt{20,88}} \approx 125.$$

Полученное число единиц находится между 11-м и 12-м качествами, но ближе к 11-му качеству (см. табл. 5.5). Поэтому выбираем для всех составляющих звеньев 11-й качество точности и назначаем допуски по ГОСТ 25346-89:

$$TA_1 = 130 \text{ мкм}, \quad TA_3 = 160 \text{ мкм}, \quad TA_5 = 190 \text{ мкм}, \\ TA_2 = 160 \text{ мкм}, \quad TA_4 = 160 \text{ мкм}, \quad TA_6 = 290 \text{ мкм}.$$

Проверяем правильность решения

$$2,11 \frac{1}{3} \sqrt{(130^2 + 3 \cdot 160^2 + 190^2 + 290^2)} = 0,703 \sqrt{213900} = 324 < 400.$$

Допуск замыкающего звена существенно больше, т. е. используется не полностью. В данном случае можно поступить двояко.

1. Изменить коэффициент риска в сторону ужесточения, т. е. уменьшения процента брака, новый коэффициент риска определяют как

$$t = \frac{400}{\frac{1}{3} \sqrt{213900}} \approx 2,6.$$

Соответствующее значение функции Лапласа будет равно  $\Phi(t) = 0,4953$ .

Новый процент риска  $0,4953 = 0,5 \left(1 - \frac{P}{100}\right)$ ,  $P = 0,94 \%$ .

2. Часть звеньев выполнить по более грубому качеству, сохранив тот же процент риска. Пусть по более грубому качеству выполняется звено  $A_6$ . Определим необходимый допуск этого звена по формуле (5.5)

$$2,11 \frac{1}{3} \sqrt{(130^2 + 3 \cdot 160^2 + 190^2 + (TA_6)^2)} = 400.$$

Решая это уравнение, получаем, что  $TA_6 \approx 440$  мкм, что примерно соответствует 12-му качеству точности (допуск по 12-му качеству равен 460 мкм). Номинальный размер замыкающего звена, как было найдено ранее, равен 0.

Предельные отклонения:

$$ES_{A\Delta} = +1400 \text{ мкм}, \quad EI_{A\Delta} = +1000 \text{ мкм}.$$

Предельные отклонения всех составляющих звеньев, как и ранее, назначим в тело детали:

$$A_1 = 20_{-0,13}, \quad A_3 = 35_{-0,16}, \quad A_5 = 60_{-0,19}.$$

$$A_2 = 35_{-0,16}, \quad A_4 = 50_{-0,16},$$

Предельные отклонения звена  $A_6$  определим по формулам (5.7) – (5.9). Находим координаты середины полей допусков:

$$E_{CA_1} = 19,935, \quad E_{CA_3} = 34,920, \quad E_{CA_5} = 59,905,$$

$$E_{CA_2} = 34,920, \quad E_{CA_4} = 49,920, \quad E_{CA_\Delta} = 1,200.$$

По формуле (5.9)

$$1,2 = E_{CA_6} - (19,935 + 2 \cdot 34,920 + 49,920 + 59,905),$$

$$E_{CA_6} = 200,8.$$

По формуле (5.7) с учетом того, что  $\frac{TA_6}{2} = 0,22$ ,

$$ES_{A_6} = (200,8 + 0,22) - 200 = 1,02.$$

По формуле (5.8)  $EI_{A_6} = (200,8 - 0,22) - 200 = 0,58$ . Или  $A_6 = 200_{+0,58}^{+1,02}$ .

Результаты расчета обоими методами представляются в сводных табл. 5.6.

Таблица 5.6

Сводная таблица результатов решения задачи

Звено	Номинальный размер, мм	Единица допуска $i$ , мкм	Допуск, мкм	Окончательная запись полученных размеров

Сравнивая результаты решения двумя методами, видим, что, допустив возможность выхода замыкающего звена за пределы указанной точности ( $TA_\Delta = 400$  мкм) только для 3,5 % изделий, получена возможность увеличить допуски звеньев примерно в 2,5 раза по сравнению с допусками, полученными расчетом на максимум-минимум.

## 6. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 6.1. Исходные данные и требования к решению задачи

Для заданного резьбового соединения при указанных погрешностях:

1. Определить предельные размеры диаметров резьбы болта и гайки и построить схему расположения полей допусков данного соединения.

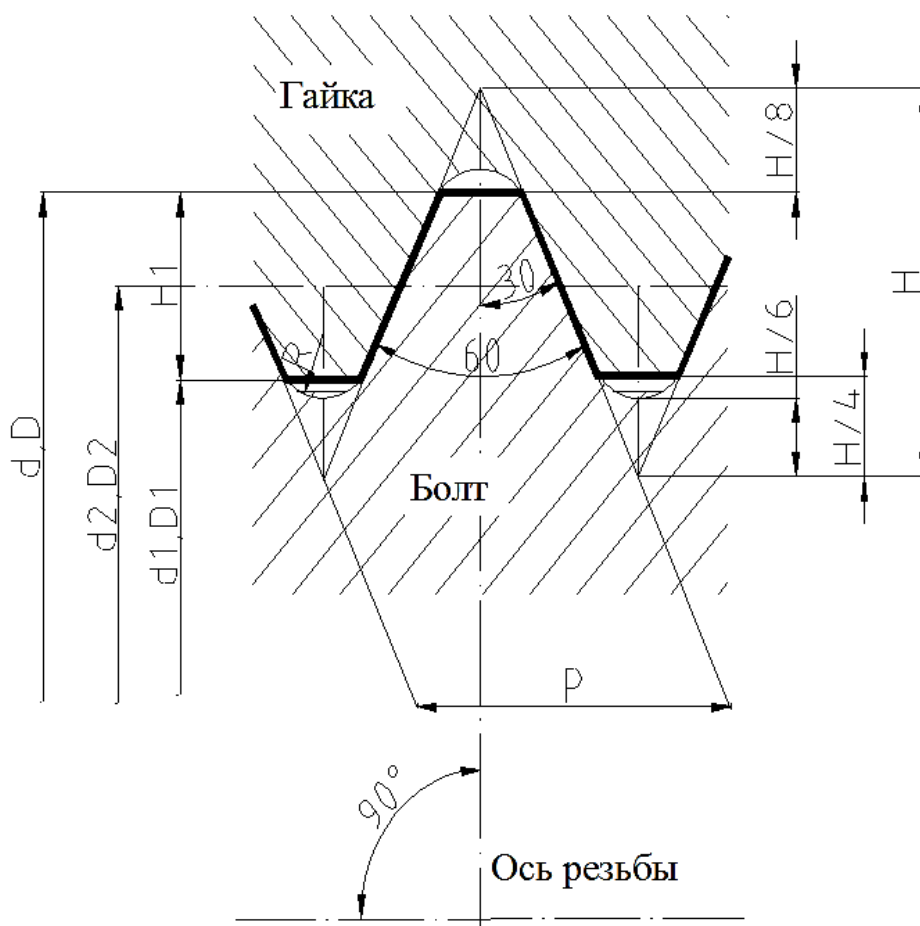
2. Определить приведенные средние диаметры резьб болта и гайки.
3. Дать заключение о годности резьбового соединения в соответствии с заданными требованиями, представленными в таблице.

Исходные данные к решению задачи

№ п/п	Обозначение резьбового соединения	Измеренный (действительный) средний диаметр, мм		Накопленная погрешность по шагу, мкм		Средняя ошибка угла наклона сторон профиля, мин	
		$d_{2изм}$	$D_{2изм}$	$\Delta P_{п.б}$	$\Delta P_{п.г}$	$\frac{\Delta\alpha_{Б}}{2}$	$\frac{\Delta\alpha_{Г}}{2}$
1	M10-5H/5g	9,150	9,288	+50	+70	+20'	–
2	M12-4H/4h	11,005	11,126	+30	–40	–	+30'
3	M24-5G/5h	22,150	22,270	+50	+10	–30'	–50'
4	M27x2-5G/6f	25,200	25,701	+100	+40	+40'	–
5	M36x3-6G/6e	34,100	34,205	+50	–30	+50'	+10'
6	M39-6H/6g	37,010	37,150	–70	+40	+60'	–
7	M42-6H/6g	39,200	39,450	+30	+60	–60'	–40'
8	M45-6H/6d	42,400	42,500	+55	+30	+50'	–
9	M48-7G/8g	45,270	45,370	+100	+30	–	+70'
10	M52x3-7H/8g	50,250	50,300	+95	+30	+70'	+30'
11	M56-5H/4g	53,300	53,400	+50	–20	+70'	–10'
12	M60x4-5H/4h	57,200	53,350	–30	+40	–20'	+50'
13	M64-7G/7e6e	61,150	61,300	+90	+30	–30'	+60'
14	M68x3-7G/8g	66,050	66,200	+80	+20	–40'	–50'
15	M72x4-7H/7h	69,000	69,300	+70	–10	+30'	–50'
16	M20-6H/6g-R	18,400	18,550	+60	+10	+20'	–40'
17	M42x1,5-5H/4h	41,100	41,120	+50	+20	+10'	–50'
18	M18x2-6H/6g-R	16,550	16,600	+40	+30	+5'	–45'
19	M56x4-7H/8g-R	53,100	53,200	–40	–30	–45'	+5'
20	M45x4-7H/7h	41,050	41,150	–50	+20	–50'	+20'
21	M10-6H/4h-R	9,100	9,250	+60	–20	+40'	–20'
22	M56x1-7G/7g	57,050	57,100	+70	–30	+40'	–20'
23	M14x1,5-7H/8g	13,000	13,250	+80	–40	+50'	+10'
24	M80x2-7G/7e-R	78,500	78,900	+80	+20	–30'	+20'
25	M80x3-7H/8h	78,250	78,500	+70	+30	–20'	–30'

## 6.2. Общие сведения и алгоритм решения задачи

Основные элементы метрической резьбы в соответствии с ГОСТ 9150-81 приведены на рисунке, где  $d_2(D_2)$  средний,  $d(D)$  наружный и  $d_1(D_1)$  внутренний диаметры наружной (внутренней) резьбы; шаг  $P$ ; угол профиля  $\alpha$ ; высота исходного профиля  $H$ ; рабочая высота профиля  $H_1$  ( $H_1 = 0,54P$ ).



Основные элементы метрической резьбы

Основным параметром резьбового сопряжения, обеспечивающим точность и характер сопряжения, является средний диаметр. Допуски на наружный и внутренний диаметры построены таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор. Погрешности шага и половины угла профиля, влияющие на взаимозаменяемость, компенсируются изменением среднего диаметра. Значение среднего диаметра резьбы, увеличенного у болта и уменьшенного у гайки на величину действительных (т. е. полученных в результате изготовления и измерения) диа-

метральных компенсаций шага  $f_P$  и половины угла профиля  $f_\alpha$ , называют приведенным средним диаметром.

Приведенный средний диаметр наружной резьбы

$$d_{\text{пр}} = d_{2\text{изм}} + f_P + f_\alpha. \quad (6.1)$$

Приведенный средний диаметр внутренней резьбы

$$D_{\text{пр}} = D_{2\text{изм}} - (f_P + f_\alpha), \quad (6.2)$$

где  $d_{2\text{изм}}$  и  $D_{2\text{изм}}$  – измеренные (средние) размеры соответственно среднего диаметра резьбы болта и гайки, мм.

Диаметральная компенсация погрешности шага на длине свинчивания  $f_P$ , мкм

$$f_P = 1,732 \Delta P_{\text{п}}, \quad (6.3)$$

где  $\Delta P_{\text{п}}$  – накопленная погрешность шага, мкм.

Диаметральная компенсация погрешности угла наклона сторон профиля  $f_\alpha$ , мкм

$$f_\alpha = 0,36P \frac{\Delta\alpha}{2}, \quad (6.4)$$

где  $P$  – шаг резьбы, мм;

$\frac{\Delta\alpha}{2}$  – средняя ошибка угла наклона сторон профиля, мин.

Из анализа схем следует условие годности резьбы

$$\text{для болта } d_{2\text{изм}} \geq d_{2\text{min}}; \quad d_{\text{пр}} \leq d_{2\text{max}}; \quad (6.5)$$

$$\text{для гайки } D_{2\text{изм}} \leq D_{2\text{max}}; \quad D_{\text{пр}} \geq D_{2\text{min}}. \quad (6.6)$$

Алгоритм решения задачи сводится к следующему:

1. Согласно ГОСТ 9150-81 в соответствии с заданным резьбовым соединением устанавливаем номинальные значения диаметров  $d(D)$ ,  $d_1(D_1)$ ,  $d_2(D_2)$  [14, с. 677].

2. По ГОСТ 6093-81 устанавливаем предельные отклонения диаметров резьбы и подсчитываем предельные размеры болта и гайки [14, с. 687 – 701].

3. По полученным результатам строим схему расположения полей допусков заданного резьбового соединения [3, с. 284, рис. 12.6].

4. При имеющихся погрешностях по углу, шагу и измеренным (действительным) средним диаметрам  $d_{2\text{изм}}$  ( $D_{2\text{изм}}$ ) устанавливаем приведенные средние диаметры резьб  $d_{\text{пр}}$  ( $D_{\text{пр}}$ ), используя формулы (6.1) – (6.4). Делаем заключение о годности резьбового соединения согласно условиям (6.5), (6.6).

## 7. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 7.1. Исходные данные и требования к решению задачи

Для шлицевого соединения с заданным числом зубьев  $n$ , внутренним диаметром  $d$ , внешним диаметром  $D$  и шириной зубьев  $b$ , работающего при условиях, указанных в таблице, выбрать:

- а) вид центрирования;
- б) тип посадки и определить допуски и предельные размеры всех элементов соединения;
- в) построить схемы расположения полей допусков;
- г) дать сборочный чертеж шлицевого соединения.

Исходные данные для выбора посадки шлицевого соединения

№ п/п	Соединение	Число зубьев, $n$	Диаметры, мм		Твердость втулки	Условия движения
			$d$	$D$		
1	Подвижное	6	11	14	Высокая	Нереверсивное
2	Неподвижное	6	28	34	Малая	»
3	Подвижное	8	32	38	»	Реверсивное
4	Неподвижное	8	36	42	»	Нереверсивное
5	Подвижное	10	72	82	Высокая	»
6	Неподвижное	10	92	102	Малая	»
7	Подвижное	8	42	48	Высокая	»
8	Неподвижное	10	16	20	Малая	»
9	Подвижное	10	26	32	Высокая	»
10	Неподвижное	10	36	45	Мягкая	»
11	Подвижное	20	92	102	»	Реверсивное
12	Неподвижное	16	56	65	»	Нереверсивное
13	Подвижное	10	46	56	Высокая	»
14	Неподвижное	6	26	30	Мягкая	»
15	Подвижное	8	42	46	Высокая	»
16	Неподвижное	8	56	62	»	»
17	Подвижное	10	92	98	Мягкая	»
18	Неподвижное	6	16	20	»	»
19	Подвижное	6	23	28	Высокая	»
20	Неподвижное	8	46	54	Мягкая	»



Окончание табл.

№ п/п	Соединение	Число зубьев, $n$	Диаметры, мм		Твердость втулки	Условия движения
			$d$	$D$		
21	Подвижное	10	82	92	»	Реверсивное
22	Неподвижное	10	26	32	Высокая	Нереверсивное
23	Подвижное	10	32	40	Мягкая	»
24	Неподвижное	16	52	60	»	»
25	Подвижное	20	102	115	»	»

## 7.2. Общие сведения и алгоритм решения задачи

Допуски и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зубьев нормируют по ГОСТ 1139-80 в зависимости от назначения и принятой системы центрирования втулки относительно вала. Существуют три способа центрирования: по наружному диаметру  $D$ , по внутреннему диаметру  $d$ , по боковым сторонам зубьев  $b$  [3, с. 334 – 336].

Допуски и основные отклонения размеров  $d$ ,  $D$ ,  $b$  шлицевого соединения назначают по ГОСТ 25346-89.

**Пример.** Для подвижного шлицевого соединения с номинальными размерами  $6 \times 28 \times 34$  мм, работающего с повышенной точностью центрирования в нереверсивном режиме при относительно высокой твердости втулки, выполнить требования, указанные в п. 7.1.

По ГОСТ 1139-80 находим размер  $b$ . При заданных условиях целесообразно выбрать центрирование по внутреннему диаметру  $d$ . В соответствии с рекомендациями и ГОСТ 139-80 выбираем посадки: для

размера  $d - \frac{H7}{f7}$ ; размера  $b - \frac{F8}{f7}$ ; размера  $D - \frac{H12}{a11}$ . Обозначим выбран-

ное шлицевое соединение  $d - 6 \cdot 28 \frac{H7}{f7} 34 \frac{H12}{a11} 7 \frac{F8}{f7}$ .

По ГОСТ 25347-2013 определяем предельные отклонения: отверстие  $28H7\left(\begin{smallmatrix} +0,021 \\ \end{smallmatrix}\right)$ ; отверстие  $34H12\left(\begin{smallmatrix} +0,250 \\ \end{smallmatrix}\right)$ ; вал  $28f7\left(\begin{smallmatrix} -0,028 \\ -0,041 \end{smallmatrix}\right)$ ; вал  $34a11\left(\begin{smallmatrix} -0,310 \\ -0,470 \end{smallmatrix}\right)$ ; ширина впадин отверстия  $7F8\left(\begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,013 \end{smallmatrix}\right)$ ; ширина зубьев вала

$7f7 \begin{pmatrix} -0,013 \\ -0,028 \end{pmatrix}$ . По полученным данным строим схему расположения полей допусков и проставляем их на чертеже (рис. 7.1 и 7.2).

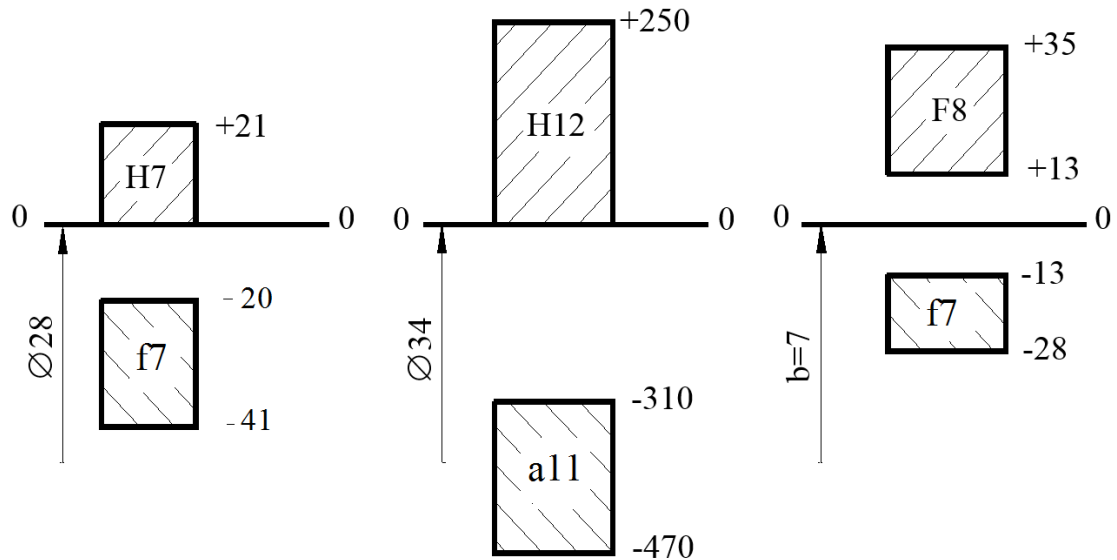


Рис. 7.1. Схема расположения полей допусков шлицевого соединения

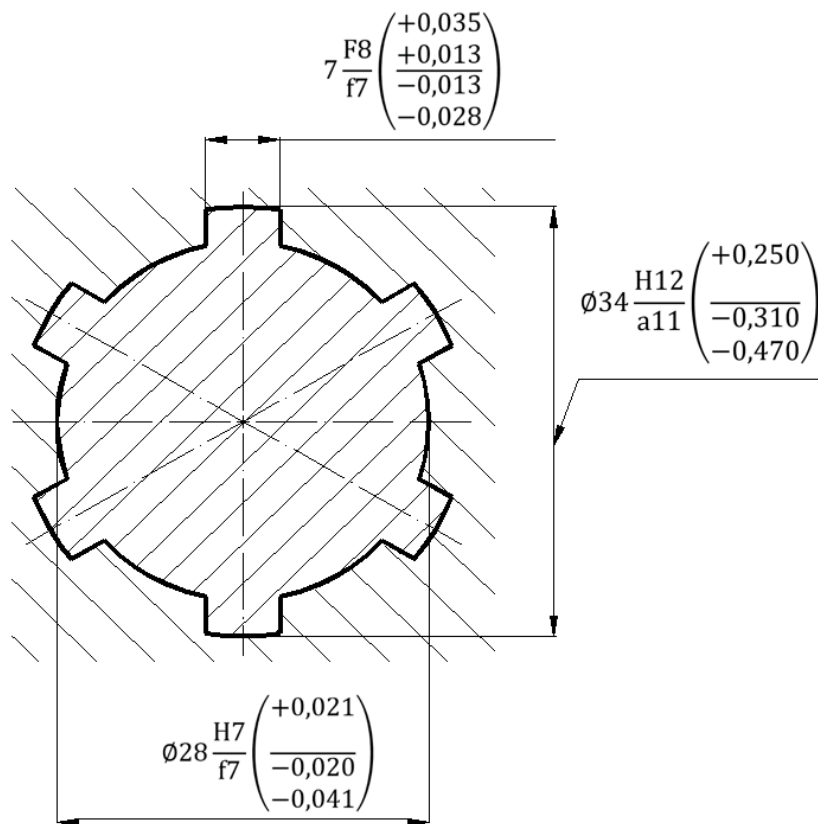


Рис. 7.2. Сборочный чертеж шлицевого соединения

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основными целями изучения дисциплины «Взаимозаменяемость, основы теории и нормирование точности» являются приобретение студентами навыков определения, выбора и простановки на чертежах отклонений размеров, формы и расположения отдельных поверхностей, указание норм шероховатости поверхности в соответствии с требованиями национальных стандартов, а также умение читать чертежи и выполнять необходимые расчеты.

В рамках курсового проектирования в методических указаниях изложены методики и приведены решения типовых задач: расчёт и выбор посадок с гарантированным зазором, натягом, средств измерения для гладких цилиндрических деталей, посадок подшипников качения, допусков размеров, входящих в размерные цепи, резьбовых и шлицевых соединений, для часто встречающихся на практике соединений общего машиностроения. При решении задачи расчета допусков размеров деталей, входящих в размерную цепь, были использованы метод полной взаимозаменяемости и теоретико-вероятностный метод. Элементы, рассмотренные в курсовом проекте, методы расчета и нормирования допусков на них часто встречаются на практике.

Кроме указанных типовых форм деталей и соединений в Государственной системе стандартизации Российской Федерации (ГСС) распространены и нормированы допуски на посадки, размеры, отклонения формы и расположения для шпоночных соединений, зубчатых передач, червячных передач, угловых деталей и конусов и т. д. Допуски и посадки этих деталей, а также методы нормирования точности основаны на рассмотренных в методических указаниях простейших типовых элементах.

Элементы типовых соединений и допуски на них относятся к геометрической взаимозаменяемости. Кроме последней, в ГСС также нормированы допуски на параметры электрических, оптических электронных компонентов, строительных конструкций и т. д. Комплексным видом взаимозаменяемости является обеспечение функциональной взаимозаменяемости изделий, включающей одновременно допуски геометрических и электрических параметров, параметров смазок и т. д., назначаемых для обеспечения заданного качества функционирования сложного технического объекта. Этот вид взаимозаменяемости считается наиболее сложным и комплексным.

Знания и навыки, полученные при курсовом проектировании, будут использованы студентами при изучении последующих дисциплин и подготовке выпускной квалификационной работы.

## **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Методические указания для выполнения дипломной работы (проекта) по специальности 220501 «Управление качеством» / сост.: А. К. Сущев, З. В. Мищенко ; Владим. гос. ун-т. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2008. – 22 с.

2. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федоров. – 6-е изд., стер. – М. : Машиностроение, 1986. – 212 с.

3. Зябрева, Н. Н. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Н. Н. Зябрева, Е. И. Перельман, М. Я. Шегал. – М. : Высш. шк., 1977. – 78 с.

4. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев. – 3-е изд., стер. – М. : Машиностроение, 1974. – 208 с.

5. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – 3-е изд., стер. – М. : Машиностроение, 1974. – 655 с.

6. Саранча, Г. А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / Г. А. Саранча. – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 137 с.
7. Задания и методические указания к курсовой работе по взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям / сост.: А. Г. Сергеев, М. Н. Гребенюк, Н. Г. Ковалева. – Владимир : Владим. политехн. ин-т, 1981. – 36 с.
8. ГОСТ 14807-69 – ГОСТ 14827-96. Калибр-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры. – М. : Изд-во стандартов, 1985. 110 с.
9. ГОСТ 18358-73 – ГОСТ 18369-73. Калибр-скобы диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры. – М. : Изд-во стандартов, 1985. – 71 с.
10. ГОСТ 16775-71 – ГОСТ 16780-71. Калибр-скобы гладкие и калибр-пробки гладкие, оснащенные твердым сплавом. – М. : Изд-во стандартов, 1984. – 27 с.
11. ГОСТ 2015-84. Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования. – М. : Изд-во стандартов, 1984. – 5 с.
12. ГОСТ 8.051-81. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 10 с.
13. Допуски и посадки : справочник. В 2 ч. Ч. 2 / под ред. В. Д. Мягкова. – Л. : Машиностроение, 1978. – 817 с.
14. РД 50-635-87. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей. – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 20 с.
15. ГОСТ 21495-76. Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 28 с.
16. ГОСТ 25346-89. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. – М. : Изд-во стандартов, 1989. – 24 с.
17. ГОСТ 9150-2002 (ИСО 68-1-98). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 8 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	3
<b>1. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ГАРАНТИРОВАННЫМ ЗАЗОРОМ</b> .....	5
1.1. Исходные данные и требования к решению задачи .....	5
1.2. Теоретические положения .....	6
1.3. Практическое решение задачи .....	10
<b>2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ</b> .....	12
2.1. Исходные данные и требования к решению задачи .....	12
2.2. Теоретические основы решения задачи .....	13
2.3. Практическое решение задачи .....	18
<b>3. РАСЧЕТ И ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ</b> .....	20
3.1. Расчет исполнительных размеров калибров .....	20
3.2. Выбор универсальных средств измерения для контроля сопряжения гладких соединений .....	24
<b>4. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ</b> .....	25
4.1. Исходные данные и требования к решению задачи .....	25
4.2. Общие сведения и теоретические положения .....	26
4.3. Практическое решение задачи .....	29

<b>5. РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ</b> .....	33
5.1. Исходные данные и требования к решению задачи .....	33
5.2. Теоретические основы решения задачи .....	35
5.2.1. Общие положения и основные зависимости .....	35
5.2.2. Метод решения размерных цепей на максимум-минимум, обеспечивающий полную взаимозаменяемость .....	36
5.2.3. Теоретико-вероятностный метод .....	37
5.2.4. Решение прямой задачи .....	38
5.3. Практическое решение задачи .....	40
5.3.1. Расчет на максимум-минимум .....	41
5.3.2. Вероятностный расчет .....	42
<b>6. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ</b> .....	44
6.1. Исходные данные и требования к решению задачи .....	44
6.2. Общие сведения и алгоритм решения задачи .....	46
<b>7. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ</b> .....	48
7.1. Исходные данные и требования к решению задачи .....	48
7.2. Общие сведения и алгоритм решения задачи .....	49
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	51
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК</b> .....	52

**ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, ОСНОВЫ ТЕОРИИ  
И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ**

Методические указания к курсовому проектированию

Составители:

**МИЩЕНКО Зорислав Владимирович  
ОРЛОВ Юрий Анатольевич**

Редактор А. П. Володина  
Технический редактор С. Ш. Абдуллаева  
Корректор О. В. Балашова  
Компьютерная верстка Е. А. Герасиной  
Выпускающий редактор А. А. Амирсейидова

Подписано в печать 05.03.19.  
Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 3,26. Тираж 50 экз.  
Заказ

Издательство  
Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87.