

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«ЧУВАШСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»



## **МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ**

Методические указания по выполнению курсовой работы

Чебоксары – 2018

УДК389(075.8)

ББК 30.10.73

Лебедев В.Г, Доброхотов Ю.Н, Иванщиков Ю.В., Пушкаренко Н.Н.  
Метрология, стандартизация и сертификация: Методические указания по  
выполнению курсовой работы. – Чебоксары: ЧГСХА, 2018. – 120 с.

Методические указания содержат описание курсовой работы, примеры  
выполнения отдельных заданий, необходимые справочные материалы.

Предназначены для студентов инженерного факультета, обучающихся  
по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

Рецензент Новиков А.М., доцент кафедры технического сервиса.

© В.Г. Лебедев, Ю.Н. Доброхотов, Ю.В. Иванщиков, Н.Н. Пушкаренко, 2018

© ФГБОУ ВО ЧГСХА, 2018

## **ВВЕДЕНИЕ**

Курсовая работа представляет собой самостоятельную учебно-исследовательскую работу, обеспечивает закрепление знаний, полученных студентами на занятиях по дисциплине.

Основные цели и задачи курсовой работы:

- углубить и закрепить знания по дисциплине;
- развить навыки самостоятельной работы с научной и справочной литературой, нормативными документами;
- развить умение связывать теоретические положения с условиями современной практики.

Курсовая работа должна показать умение студента работать с литературой, делать самостоятельные выводы, анализировать и обобщать статистический и другие материалы, обосновывать собственную точку зрения по изучаемой проблеме, находить пути ее решения.

Курсовая работа выполняется в соответствии с утвержденным заданием. Объем работы 15...20 страниц расчетно-пояснительной записки. Расчетно-пояснительная записка должна содержать: титульный лист, индивидуальное задание, разделы по порядку, заключение, список литературы и содержание. Текст пояснительной записки должен быть выполнен на листе бумаги формата А4. Лист должен иметь рамку (слева – 20 мм, сверху, справа и снизу по 5 мм) и основную надпись (ф.2 ГОСТ 2.104-2006 на заглавном и ф.2а на последующих листах).

Пояснительная записка курсовой работы должна быть оформлена в соответствии с требованием ГОСТ 2.105-95.

## ЗАДАНИЕ 1

### Определение элементов гладкого цилиндрического соединения

**Цель:** *изучить основные термины и определения единой системы допусков и посадок (ЕСДП), научиться определять предельные отклонения и допуски размера, предельные размеры деталей, предельные зазоры или натяги в соединении, допуск посадки, научиться обозначать допуски и посадки на рабочих и сборочных чертежах.*

**Задание: определить:** *значения основных отклонений размеров деталей; значения допусков размеров; значения предельных отклонений размеров; предельные размеры деталей соединения; систему посадки; значения предельных зазоров (натягов); допуск посадки; шероховатости поверхностей деталей; начертить:* *схему полей допусков деталей соединения, эскизы соединения и деталей.*

**Исходные данные:** *номинальный размер соединения; условные обозначения полей допусков отверстия и вала.*

### Методические указания по выполнению задания

Предельным отклонением размера называется алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Различают верхнее ( $ES$ ,  $es$ ) и нижнее ( $EI$ ,  $ei$ ) предельные отклонения (*размеры, предельные отклонения и допуски, относящиеся к отверстиям обозначаются прописными буквами, к валам – строчными*). Из двух предельных отклонений основным является ближайшее к нулевой линии, соответствующей номинальному размеру. Основным может быть и верхнее, или нижнее предельное отклонение. Также основное отклонение может быть и положительным и отрицательным. Значения основных отклонений отверстий и валов установлены ГОСТ 25346-89.

Допуском размера ( $TD$ ,  $Td$ ) называется разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми размерами годных деталей. Величина допуска определяется значением размера и качеством. Второе (не основное) пре-

дельное отклонение размера определяется из выражений:

$$ES = EI + TD;$$

$$es = ei + Td;$$

$$EI = ES - TD;$$

$$ei = es - Td.$$

Предельные размеры деталей определяют как сумму номинального размера и соответствующего предельного отклонения:

$$D_{max} = D_n + ES;$$

$$D_{min} = D_n + EI;$$

$$d_{max} = d_n + es;$$

$$d_{min} = d_n + ei.$$

*При определении предельных размеров деталей необходимо помнить, что значения номинальных размеров обычно приводятся в мм, а предельных отклонений и допусков - в мкм.*

ЕСДП устанавливает две системы посадок: система отверстия ( $cH$ ) - посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным ( $EI=0$ ) отверстием; система вала ( $ch$ ) - посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным ( $es=0$ ) валом. Если в условном обозначении посадки имеется прописная буква  $H$  - то посадка выполнена в системе отверстия, строчная буква  $h$  - в системе вала.

По характеру соединения различают посадки с зазором ( $S$ ), с натягом ( $N$ ) и переходные ( $S(N)$ ). Для образования посадок с зазором необходимо выполнение условия:  $D_{min} \geq d_{max}$ . Посадки с натягом образуются в случае, если  $d_{min} > D_{max}$ . В переходных посадках соблюдаются условия:

$$D_{min} \leq d_{min} \text{ или } D_{min} \leq d_{max} \leq D_{max}.$$

Предельные значения зазоров и натягов определяются по следующим формулам:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei;$$

$$S_{min}=D_{min}-d_{max}=EI-es;$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI;$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES.$$

В переходных посадках определяются только  $S_{max}$  и  $N_{max}$ .

Допуск посадки ( $TS$ ,  $TN$ ) - разность между наибольшим и наименьшим зазором или натягом и определяется по формулам:

$$TS = S_{max} - S_{min};$$

$$TS = TD + Td;$$

$$TN = N_{max} - N_{min};$$

$$TN = Td + TD.$$

В переходных посадках допуск посадки определяется по выражениям:

$$TS(N) = S_{max} + N_{max};$$

$$TS(N) = Td + TD.$$

Допускаемые значения шероховатости поверхностей устанавливаются по четырем уровням относительной геометрической точности, определяемых соотношением допусков геометрии и размера соответственно (таблица П4).

**Пример 1.1:** Номинальный размер соединения 120 мм, поле допуска отверстия H8, поле допуска вала s7.

Условное обозначение указанной посадки записывается следующим образом:  $\varnothing 120 \frac{H8}{s7}$ .

По ГОСТ 25346-89 (таблицы П1...П3 приложений) определяем:

- значения допусков деталей: отверстия  $TD = 54$  мкм, вала  $Td = 35$  мкм;
- основных отклонений: отверстия  $EI = 0$ , вала  $ei = +79$  мкм.

По приведенным выше выражениям находим значения вторых (не основных) предельных отклонений:

$$ES = EI + TD = 0 + 54 = 54 \text{ мкм};$$

$$es = ei + Td = 79 + 35 = 114 \text{ мкм}.$$

Предельные размеры деталей соединения:

$$D_{max}=D_n+ES=120+0,054=120,054\text{мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 120 + 0 = 120,0 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 120 + 0,114 = 120,114 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n + ei = 120 + 0,079 = 120,079 \text{ мм}.$$

В приведенном примере посадка образована с использованием основного отверстия ( $EI = 0$ ), эта посадка задана в системе отверстия. Полное условное обозначение посадки:

$$\varnothing 120 \frac{H8^{(+0,054)}}{s7^{(+0,114)}_{(+0,079)}}.$$

Так как  $d_{min} > D_{max}$ , то данная посадка с натягом.

Предельные значения натягов:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 120,114 - 120,0 = 0,114 \text{ мм};$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 120,079 - 120,054 = 0,025 \text{ мм}.$$

Допуск посадки:

$$TN = N_{max} - N_{min} = 0,114 - 0,025 = 0,089 \text{ мм};$$

$$TN = Td + TD = 35 + 54 = 89 \text{ мкм}.$$

При отсутствии особых указаний назначаем параметры шероховатости поверхностей по нормальному уровню ( $T_\phi = 0,6 \cdot IT$ ) (таблица П4):

$$R_{aD} \leq 0,05 \cdot TD = 0,05 \cdot 54 = 2,7 \text{ мкм};$$

$$R_{ad} \leq 0,05 \cdot Td = 0,05 \cdot 35 = 1,75 \text{ мкм}.$$

По таблице числовых значений параметров шероховатости ГОСТ 2789-73 (таблица П5) принимаем стандартные числовые значения:

$$R_{aD} = 2,5 \text{ мкм};$$

$$R_{ad} = 1,6 \text{ мкм}.$$

Схема расположения полей допусков соединения приводится на рис.

1.1.

На сборочных и рабочих чертежах посадки и предельные отклонения деталей соединения указываются следующим образом (рис. 1.2):

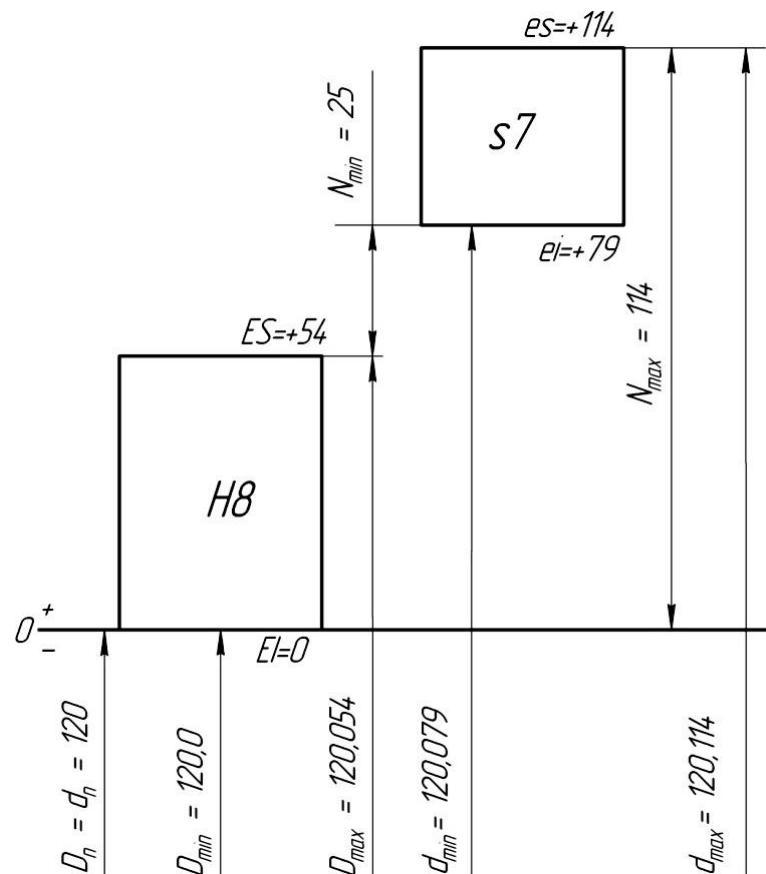


Рис. 1.1 Схема полей допусков соединения

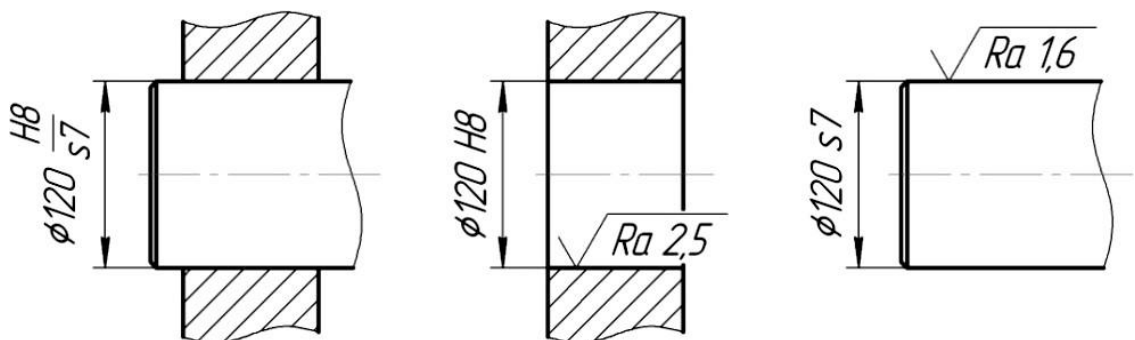


Рис. 1.2 Обозначение посадки и полей допусков деталей на чертежах

**Пример 1.2:** Номинальный размер соединения 25 мм, поле допуска отверстия JS9, поле допуска вала h9.

Допуск отверстия  $TD = 52$  мкм, вала  $Td = 52$  мкм.

Основное отклонение вала  $es = 0$ . Для отверстия предельные отклонения определяются по выражениям:



$$ES = \frac{TD}{2} = \frac{52}{2} = 26 \text{ мкм};$$

$$EI = -\frac{TD}{2} = -\frac{52}{2} = -26 \text{ мкм};$$

$$EI = ES - TD = 26 - 52 = -26 \text{ мкм}.$$

Нижнее предельное отклонение вала:

$$ei = es - Td = 0 - 52 = -52 \text{ мкм}.$$

Предельные размеры деталей соединения:

$$D_{max} = D_n + ES = 25 + 0,026 = 25,026 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 25 - 0,026 = 24,974 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 25 + 0 = 25,0 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n + ei = 25 - 0,052 = 24,948 \text{ мм}.$$

Посадка образована с использованием основного вала ( $es = 0$ ) - посадка в системе вала. Полное условное обозначение посадки:

$$\varnothing 25 \frac{JS9(\pm 0,026)}{h9(-0,052)}.$$

Так как выполняется условие  $D_{min} < d_{max}$ , данная посадка является переходной.

Предельные значения зазора и натяга в посадке:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 25,026 - 24,948 = 0,078 \text{ мм};$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 25,0 - 24,974 = 0,026 \text{ мм}.$$

Допуск посадки:

$$TS(N) = S_{max} + N_{max} = 0,078 + 0,026 = 0,104 \text{ мм};$$

$$TS(N) = Td + TD = 52 + 52 = 104 \text{ мкм}.$$

Значения шероховатостей поверхностей деталей соединения для нормальной точности:

$$R_{aD} \leq 0,05 \cdot TD = 0,05 \cdot 52 = 2,6 \text{ мкм};$$

$$R_{ad} \leq 0,05 \cdot Td = 0,05 \cdot 52 = 2,6 \text{ мкм}.$$

По таблице П5 принимаем стандартные числовые значения:

$$R_{aD} = 2,5 \text{ мкм}; R_{ad} = 2,5 \text{ мкм}.$$

Схема расположения полей допусков соединения и эскизы соединения и деталей приводятся на рис. 1.3 и 1.4.

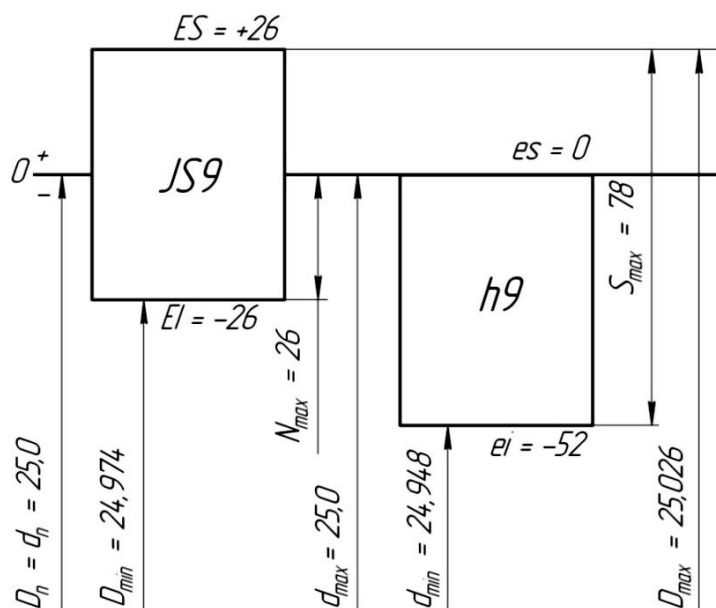


Рис. 1.3. Схема расположения полей допусков соединения

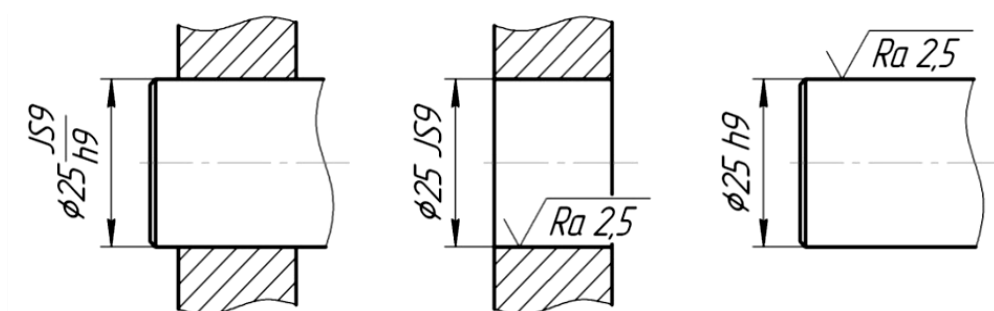


Рис. 1.4 Обозначение посадки и полей допусков деталей на чертежах

## ЗАДАНИЕ 2

### Расчёт исполнительных размеров рабочих калибров для контроля гладких цилиндрических поверхностей

**Цель:** научиться определять исполнительные размеры рабочих калибров для контроля отверстий и валов, вычерчивать схемы расположения полей допусков и эскизы калибров.

**Задание:** определить основные элементы гладкого цилиндрического соединения; определить допуски калибра-пробки и калибра-скобы; рассчитать исполнительные размеры калибров и предельные размеры изношенных проходных калибров; начертить схему расположения полей допусков калибров и их эскизы.

**Исходные данные:** номинальные размеры и поля допусков контролируемых деталей.

### Методические указания по выполнению задания

Калибры - бесшкальные измерительные инструменты, предназначенные для контроля размеров элементов деталей, их геометрической формы и взаимного расположения. С помощью калибров нельзя определить действительные размеры элементов деталей. Задачей контрольных функций калибров является установление соответствия действительных размеров элементов деталей их предельным значениям, на основе чего делаются выводы о годности или негодности детали по ее контролируемому параметру.

Контроль размеров элементов деталей с помощью предельных гладких калибров сводится к следующему.

Для контроля отверстий изготавливают два предельных калибра-пробки. Один из калибров - проходной (ПР) - выполняют по диаметру, близкому к наименьшему предельному размеру контролируемого отверстия  $D_{min}$ , а другой калибр - непроходной (НЕ) - по диаметру, близкому к наибольшему предельному размеру отверстия  $D_{max}$ .

Вывод о годности детали, когда действительный размер контролируемого отверстия находится в пределах заданного поля допуска, делают на основании того, что калибр ПР должен проходить, а калибр НЕ не должен проходить в контролируемое отверстие.

Для контроля валов изготавливают два предельных калибра-скобы. Калибр-скоба ПР имеет размер, близкий к наибольшему предельному размеру вала  $d_{max}$ , а калибр-скоба НЕ - размер, близкий к наименьшему предельному размеру вала  $d_{min}$ .

Если калибр-скоба ПР свободно пройдет по диаметру вала, а калибр-скоба НЕ не пройдет, то деталь признается годной по контролируемому размеру вала.

ГОСТ 24853-81 установлены следующие виды допусков гладких калибров и их обозначения:

$H$  – допуск на изготовление калибров (за исключением калибров со сферическими измерительными поверхностями) для отверстий;

$H_s$  – допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями для отверстий;

$H_I$  – допуск на изготовление калибров для вала;

$Z$  – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия;

$Z_I$  – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия;

$Y$  – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия;

$Y_I$  – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия;

$\alpha$  – величина для компенсации погрешности контроля калибрами отверстий с размерами свыше 180 мм;

$\alpha_I$  – величина для компенсации погрешности контроля калибрами валов с размерами свыше 180 мм.

Схемы расположения полей допусков калибров приводятся на рис. 2.1 и 2.2.

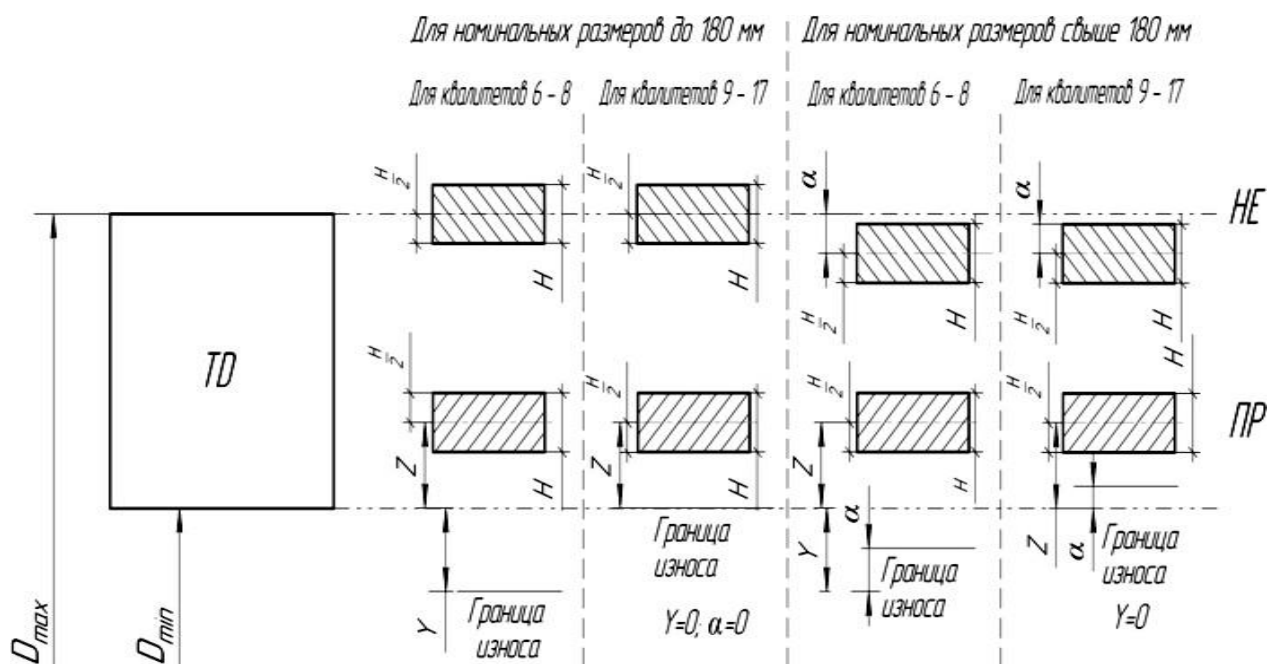


Рис. 2.1. Схема расположения полей допусков калибров для контроля отверстий

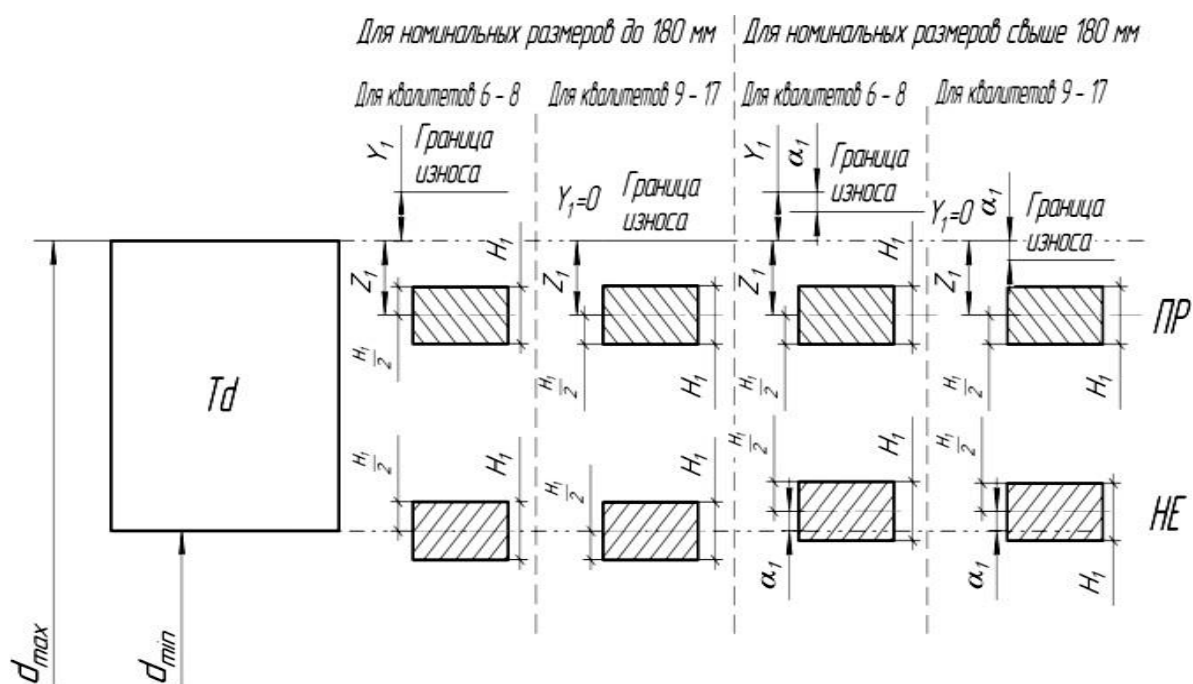


Рис. 2.2. Схема расположения полей допусков калибров для контроля валов

Исполнительные размеры калибров (наибольшие для отверстий и наименьшие для валов) рассчитываются по следующим формулам:

- для проходных калибров-пробок:

$$ПР_{max}^D = D_{min} + Z + \frac{H}{2} ;$$

или

$$ПР_{max}^D = D_{min} + Z + \frac{H_s}{2} ;$$

- для непроходных калибров-пробок номинальным размером менее 180 мм:

$$НЕ_{max}^D = D_{max} + \frac{H}{2} ;$$

или

$$НЕ_{max}^D = D_{max} + \frac{H_s}{2} ;$$

- для непроходных калибров-пробок номинальным размером свыше 180 до 500 мм:

$$НЕ_{max}^D = (D_{max} - \alpha) + \frac{H}{2} ;$$

- для проходных калибров-скоб:

$$ПР_{min}^d = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} ;$$

- для непроходных калибров-скоб номинальным размером менее 180 мм:

$$НЕ_{min}^d = d_{min} - \frac{H_1}{2} ;$$

- для непроходных калибров-скоб номинальным размером свыше 180 до 500 мм:

$$НЕ_{min}^d = d_{min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2} .$$

Предельные размеры изношенных проходных калибров рассчитываются по следующим формулам:

- для калибров-пробок номинальным размером менее 180мм:

$$ПР_{изн}^D = D_{min} - Y ;$$

- для калибров-пробок номинальным размером свыше 180 до 500мм:

$$ПР_{изн}^D = D_{min} - Y + \alpha ;$$

- для калибров-скоб номинальным размером менее 180мм:

$$ПР_{изн}^d = d_{max} + Y_1 ;$$

- для калибров-скоб номинальным размером свыше 180 до 500 мм:

$$ПР_{изн}^d = d_{max} + Y_1 - \alpha_1 .$$

В указанных формулах для квалитетов свыше 9 до 17 принимается:

$$Y = Y_1 = 0 .$$

Результаты расчетов размеров калибров, предназначенных для контроля деталей квалитетов 6 – 14, округляются до величин, кратных 0,5 мкм, причем размеры, оканчивающиеся на 0,25 и 0,75 мкм следует округлять в сторону уменьшения производственного допуска изделия. Результаты расчетов размеров калибров, предназначенных для контроля деталей квалитетов 15 – 17 округляются до целых микрометров в меньшую сторону.

**Пример:** *определить исполнительные размеры рабочих калибров, служащих для контроля отверстий Ø36H9 и вала Ø36g8.*

2.1 По таблицам П1...П3 определяем основные элементы заданного соединения:

$$TD = 62 \text{ мкм}; Td = 39 \text{ мкм}; es = -9 \text{ мкм}; EI = 0 \text{ мкм};$$

$$ES = EI + TD = 0 + 62 = 62 \text{ мкм};$$

$$ei = es - Td = -9 - 39 = -48 \text{ мкм};$$

$$D_{max} = D_n + ES = 36 + 0,062 = 36,062 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 36 + 0 = 36,0 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 36 - 0,009 = 35,991 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n - ei = 36 - 0,048 = 35,952 \text{ мм};$$

2.2 Определяем допуски и отклонения калибров (таблица П6):

$Z = 11 \text{ мкм}; Z_I = 6 \text{ мкм}; H = 4 \text{ мкм}; H_I = 7 \text{ мкм}; Y = 0 \text{ мкм}; Y_I = 5 \text{ мкм}.$

2.3 Определяем исполнительные размеры калибров:

$$ПР_{max}^D = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 36,0 + 0,011 + \frac{0,004}{2} = 36,015 \text{ мм};$$

$$HE_{max}^D = D_{max} + \frac{H}{2} = 36,062 + \frac{0,004}{2} = 36,064 \text{ мм};$$

$$ПР_{min}^d = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 35,991 - 0,006 - \frac{0,007}{2} = 35,9815 \text{ мм};$$

$$HE_{min}^d = d_{min} - \frac{H_1}{2} = 35,952 - \frac{0,007}{2} = 35,9485 \text{ мм}.$$

Размер проходного калибра - пробки для отверстия, проставляемый на чертеже  $\emptyset 36,015_{-0,004} \text{ мм}.$

Размер непроходного калибра - пробки для отверстия, проставляемый на чертеже  $\emptyset 36,064_{-0,004} \text{ мм}.$

Размер проходного калибра - скобы для вала, проставляемый на чертеже  $\emptyset 35,9815^{+0,007} \text{ мм}.$

Размер непроходного калибра-скобы для вала, проставляемый на чертеже  $\emptyset 35,9485^{+0,007} \text{ мм}.$

2.4 Рассчитываем предельные размеры изношенных проходных калибров:

$$ПР_{изн}^D = D_{min} - Y = 36,0 - 0 = 36,0 \text{ мм};$$

$$ПР_{изн}^d = d_{max} + Y_1 = 35,991 + 0,005 = 35,996 \text{ мм}.$$

2.5 Чертим схемы расположения полей допусков калибров и их эскизы.



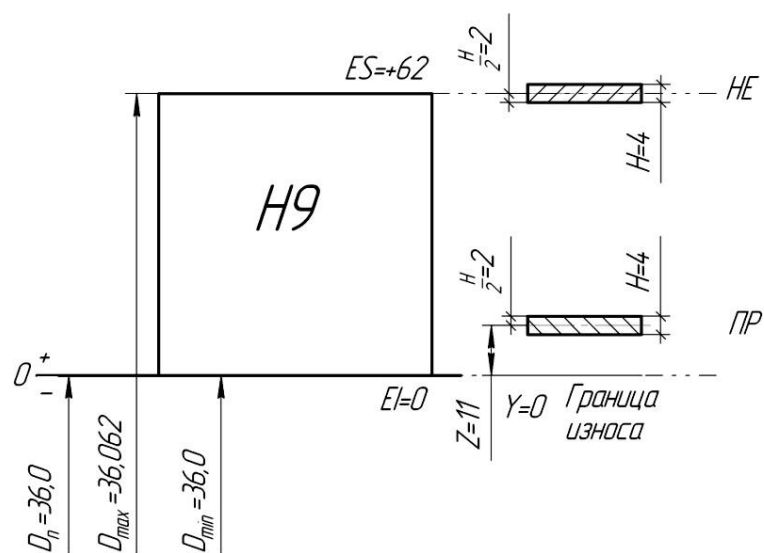


Рис. 2.3 Схема расположения полей допусков калибра для контроля отверстия

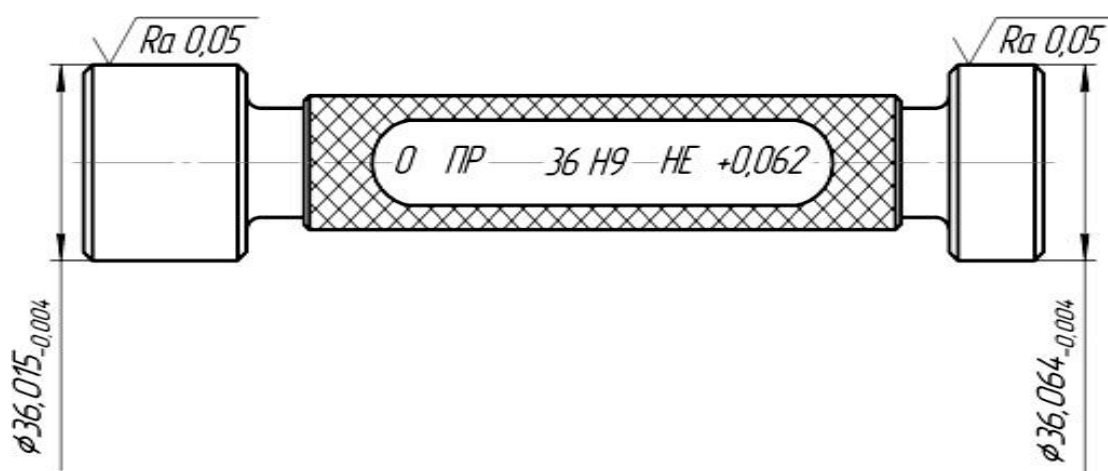


Рис. 2.4 Эскиз калибра – пробки

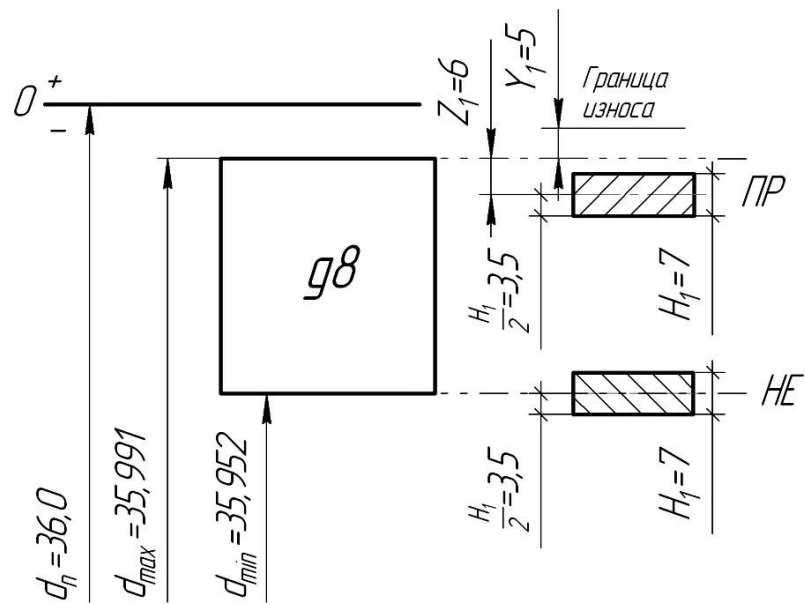
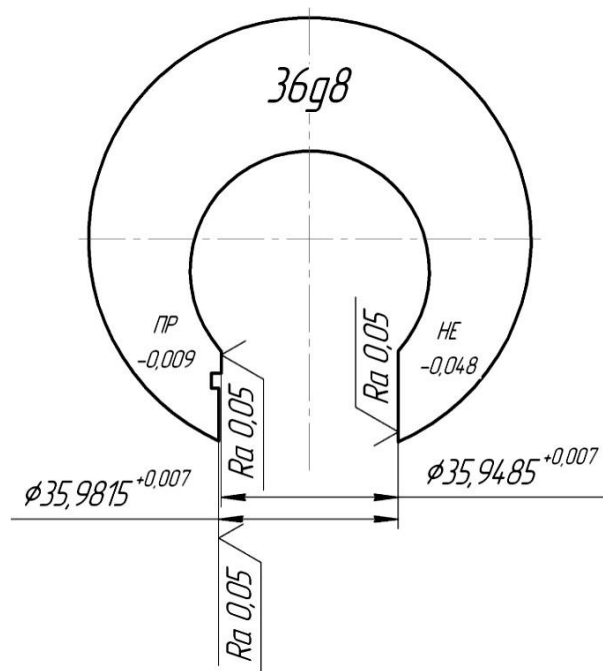


Рис.2.5 Схема расположения допусков калибров для контроля вала



2.6. Эскиз калибра-скобы

### ЗАДАНИЕ 3

#### **Выбор универсальных средств измерений деталей гладкого цилиндрического соединения**

**Цель работы:** *освоить методику выбора универсальных средств измерений в зависимости от точности изготовления деталей.*

**Задание:** *определить допускаемые погрешности измерений в зависимости от точности изготовления деталей; выбрать универсальные средства измерений для контроля валов по предельной погрешности измерений; назначить завершающую технологическую операцию обработки, обеспечивающую заданную точность размеров и шероховатость поверхности.*

**Исходные данные:** *номинальные размеры и поля допусков контролируемых деталей.*

#### **Методические указания по выполнению задания**

При выборе средств измерений учитывают совокупность метрологических, эксплуатационных и экономических показателей, к которым относятся: массовость (повторяемость измеряемых размеров) и доступность их для контроля; стоимость и надежность средств измерений; метод измерений; время затрачиваемое на настройку и процесс измерения; масса, габаритные размеры, рабочая нагрузка; жесткость объекта контроля, шероховатость поверхности и т.д.

Выбор средств измерений зависит от масштаба производства или количества находящихся в эксплуатации однотипных, одноименных изделий. Например, при массовом производстве с отработанным технологическим процессом предпочтительно использование высокопроизводительных механизированных и автоматизированных средств измерения и контроля. В серийном производстве основными средствами контроля должны быть жесткие предельные калибры, шаблоны, специальные контрольные приспособления. В

мелкосерийном и индивидуальном производстве основными являются универсальные СИ, поскольку применение других экономически невыгодно.

На практике для ориентировочного выбора средств измерений используются номограммы (рис. 3.1).

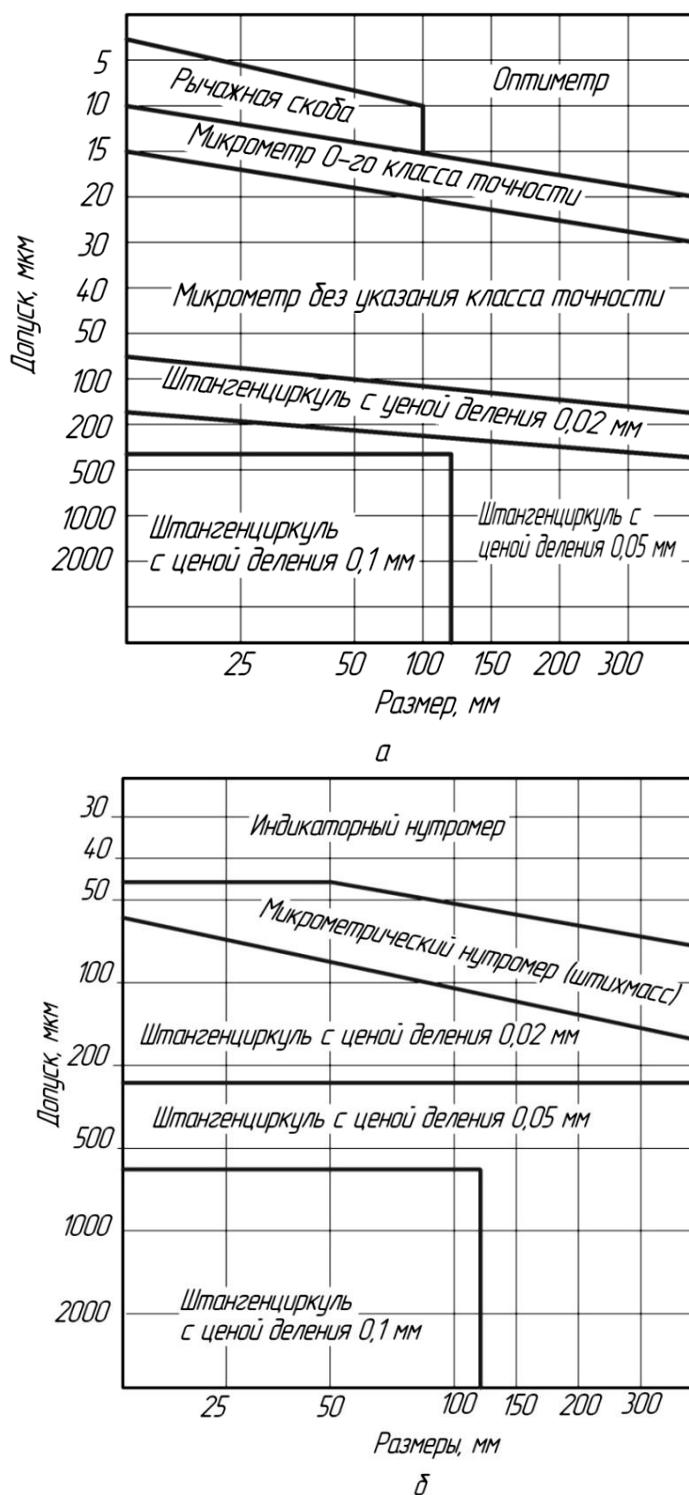


Рис. 3.1 Номограммы для выбора средств измерений: а – для контроля валов; б – для контроля отверстий

Наиболее распространенным способом выбора средств измерений является способ, основанный на сравнении точности измерения и точности объекта контроля. В ГОСТ 8.051-81 установлены значения допустимой погрешности измерения размеров  $\delta$  в зависимости от величины допуска изделия. Допустимая погрешность показывает, на сколько можно ошибиться при измерении размера заданной точности в меньшую или большую сторону, т.е. имеет знаки  $\pm\delta$ . При выборе средства измерения необходимо, чтобы предельная погрешность средства измерения  $\pm\Delta_{lim}$  была бы меньше или равнялась допускаемой погрешности  $\delta$ , т.е. выполнялось условие:  $\pm\Delta_{lim} \leq \delta$ .

Для каждого метода механической обработки существуют определенные пределы точности обработки. При этом различают экономическую и достижимую точность обработки.

Экономическая точность механической обработки – точность, которая достигается при минимальной себестоимости обработки. При этом имеются ввиду нормальные производственные условия: исправное оборудование, квалифицированные рабочие, применение требуемых и исправных приспособлений и инструментов.

Достижимая точность механической обработки – максимальная точность, которая может быть достигнута при обработке детали рабочим высокой квалификации, работающим на одном и том же станке при неограниченных затратах времени. Достижимая точность обработки выше экономической точности, однако *в большинстве случаев* неоправданна из-за больших затрат. В связи с этим в большинстве случаев окончательную механическую обработку назначают по экономической точности (таблица П9).

**Пример:** *выбрать универсальные средства измерения для контроля отверстия  $\varnothing 18JS7$  и вала  $\varnothing 18h6$ . Назначить завершающую технологическую операцию обработки, обеспечивающую заданную точность размеров и шероховатость поверхности.*

3.1 Определяем допускаемую погрешность измерения при приемочном контроле деталей (таблица П7): для отверстия  $\varnothing 18JS7 - \delta = 5,0$  мкм; для вала  $\varnothing 18h6 - \delta = 3,0$  мкм.

3.2 Выбираем соответствующие средства измерения. По таблице П8 для контроля отверстия  $\varnothing 18JS7$  принимаем индикаторный нутромер с измерительной головкой с ценой одного деления 0,001 мм или 0,002 мм, при работе в границах участка 0,1 мм, предельная погрешность которого  $\pm \Delta_{lim} = 4,5$  мкм. Для контроля валов  $\varnothing 18h6$  принимаем микрометр рычажный типа МР и МРИ с отсчетом 0,002 мм при работе в стойке, предельная погрешность которого  $\pm \Delta_{lim} = 3,0$  мкм.

3.3 По таблице П1 определяем допуски деталей:

$$TD = 18 \text{ мкм}; Td = 11 \text{ мкм}.$$

Значения шероховатостей поверхностей деталей соединения для нормальной точности (таблица П4):

$$R_{ad} \leq 0,05 TD = 0,05 \cdot 18 = 0,9 \text{ мкм};$$

$$R_{ad} \leq 0,05 \cdot Td = 0,05 \cdot 11 = 0,55 \text{ мкм}.$$

По таблице П5 принимаем стандартные числовые значения:

$$R_{aD} = 0,8 \text{ мкм}; R_{ad} = 0,5 \text{ мкм}.$$

3.4 По таблице П9 назначаем завершающие технологические операции механической обработки: для отверстия - чистовое развертывание; для вала – тонкое шлифование.

## ЗАДАНИЕ 4

### Расчет и выбор посадок подшипников скольжения

**Цель:** научиться назначать стандартные посадки подшипников скольжения, работающих в условиях жидкостного трения.

**Задание:** рассчитать значение оптимального зазора в подшипнике скольжения, определить приращение зазора в период приработки и значение расчетного зазора, выбрать стандартную посадку, проверить условие осуществления жидкостного трения, начертить схему полей допусков соединения, эскизы соединения и деталей.

**Исходные данные:** номинальный диаметр соединения  $d_n$ , длина соединения  $l$ , угловая скорость вала  $\omega$ , абсолютная вязкость масла  $\eta$ , давление на опору  $q$ , шероховатость поверхности отверстия  $R_{zD}$ , шероховатость поверхности вала  $R_{zd}$ .

### Методические указания по выполнению задания

Жидкостное трение в гидродинамических подшипниках создается за счет образования масляного клина при вращении вала. В случае, если давление смазочной жидкости в клиновом зазоре превышает нагрузку на опору, то происходит подъем и смещение вала относительно втулки, которые в последующем стабилизируются, образуя гарантированный зазор – смазочный слой  $h_{min}$ .

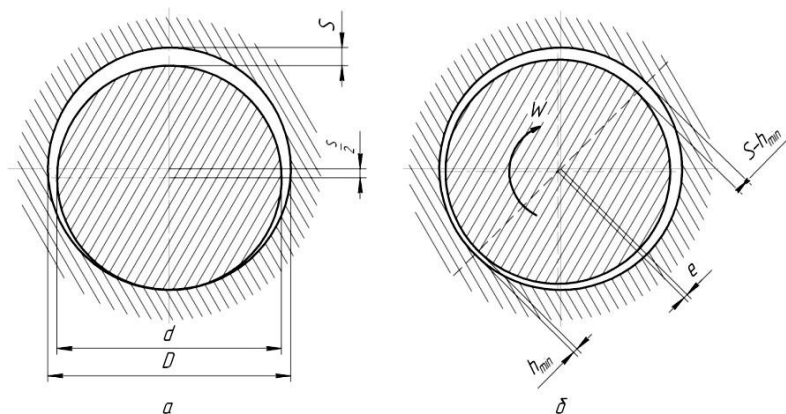


Рис.4.1 Положение вала: а – в состоянии покоя; б – в рабочем состоянии;

С увеличением скорости вращения вала его ось приближается к оси подшипника. Диаметральный зазор  $S$  разделится на две неравные части:  $h_{min}$  в наиболее узком месте и  $S - h_{min}$  - на противоположной стороне (рис. 4.1).

Из гидродинамической теории смазки известно, что между величинами  $h$  и  $S$  существует взаимосвязь:

$$hS = \frac{0,52 \cdot d_n^2 \cdot \omega \cdot \eta}{q} \cdot \frac{l}{d_n + l}.$$

Значение наивыгоднейшего (оптимального) зазора в сопряжении определяется по выражению:

$$S_{\text{опт}} = 2\sqrt{hS}.$$

С учётом приработки поверхностей втулки и вала расчётное значение зазора определяется по формуле:

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{опт}} - 2(R_{zD} + R_{zd}).$$

По таблице приложений П10 выбирается стандартная посадка, удовлетворяющая условию:

$$S_{\text{срГОСТ}} = \frac{S_{\text{maxГОСТ}} + S_{\text{minГОСТ}}}{2} \approx S_{\text{расч}}.$$

После выбора посадки проверяется возможность осуществления жидкостного трения по условию:

$$h_{\text{min}} = \frac{hS}{S_{\text{max}} - 2(R_{zD} + R_{zd})} \geq 2(R_{zD} + R_{zd}).$$

**Пример:** назначить стандартную посадку подшипника скольжения при следующих исходных данных: номинальный диаметр соединения  $D_n = d_n = 60$  мм; длина соединения  $l = 90$  мм; угловая скорость  $\omega = 110$  рад/с; абсолютная вязкость масла  $\eta = 0,03$  (Н·с)/м<sup>2</sup>; давление на опору  $q = 2 \cdot 10^6$  Па; шероховатость поверхностей: отверстия  $R_{zD} = 2,5$  мкм; вала  $R_{zd} = 2,0$  мкм.

Определяем произведение:

$$hS = \frac{0,52 \cdot d_n^2 \cdot \omega \cdot \eta}{q} \cdot \frac{l}{d_n + l} = \frac{0,52 \cdot 0,06^2 \cdot 110 \cdot 0,03}{2 \cdot 10^6} \cdot \frac{0,09}{0,06 + 0,09} = 18,53 \text{ мм}^2 = 1853 \text{ мкм}^2$$

Определяем величину наивыгоднейшего зазора:



$$S_{\text{опт}} = 2\sqrt{hS} = 2\sqrt{1853} = 86,1 \text{ мкм.}$$

С учетом приработки поверхностей втулки и вала расчетное значение зазора определяется по формуле:

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{опт}} - 2(R_{zD} + R_{zd}) = 86,1 - 2(2,5 + 2,0) = 77,1 \text{ мкм.}$$

Выбираем посадку, удовлетворяющую условию:

$$S_{\text{срГОСТ}} = \frac{S_{\text{maxГОСТ}} + S_{\text{minГОСТ}}}{2} \approx S_{\text{расч}}.$$

По таблице приложения П10 выбираем стандартную посадку  $\text{Ø}60^{H8}_{f8}$ :

$$S_{\text{maxГОСТ}} = 122 \text{ мкм}, \quad S_{\text{minГОСТ}} = 30 \text{ мкм}, \quad S_{\text{срГОСТ}} = 76 \text{ мкм.}$$

Определяем элементы выбранной посадки:

$$TD = 46 \text{ мкм}; \quad Td = 46 \text{ мкм};$$

$$EI = 0 \text{ мкм}; \quad es = -30 \text{ мкм};$$

$$ES = EI + TD = 0 + 46 = 46 \text{ мкм};$$

$$ei = es - Td = -30 - 46 = -76 \text{ мкм};$$

$$D_{\text{max}} = D_n + ES = 60 + 0,046 = 60,046 \text{ мм};$$

$$D_{\text{min}} = D_n + EI = 60 + 0 = 60,0 \text{ мм};$$

$$d_{\text{max}} = d_n + es = 60 + (-0,030) = 59,970 \text{ мм};$$

$$d_{\text{min}} = d_n + ei = 60 + (-0,076) = 59,924 \text{ мм};$$

$$S_{\text{max}} = ES - ei = 46 - (-76) = 122 \text{ мкм};$$

$$S_{\text{min}} = EI - es = 0 - (-30) = 30 \text{ мкм};$$

$$TS = S_{\text{max}} - S_{\text{min}} = 122 - 30 = 92 \text{ мкм};$$

$$TS = TD + Td = 46 + 46 = 92 \text{ мкм.}$$

Полное условное обозначение посадки  $\text{Ø}60 \frac{H8(+0,046)}{f8(-0,076)}$ .

Определяем наименьший слой смазки для случая, когда выбранная посадка выполнена по наибольшему зазору:

$$h_{\text{min}} = \frac{hS}{S_{\text{max}} - 2(R_{zD} + R_{zd})} = \frac{1853}{122 - 2(2,5 + 2,0)} = 14,2 \text{ мкм.}$$

Проверяем достаточность слоя смазки для выбранной посадки:

$$h_{\text{min}} = 14,2 > 2(R_{zD} + R_{zd}) = 2(2,5 + 2,0) = 9,0 \text{ мкм.}$$

Условие выполняется, посадка выбрана правильно.

Вычерчиваем схему полей допусков и эскизы соединения и деталей.

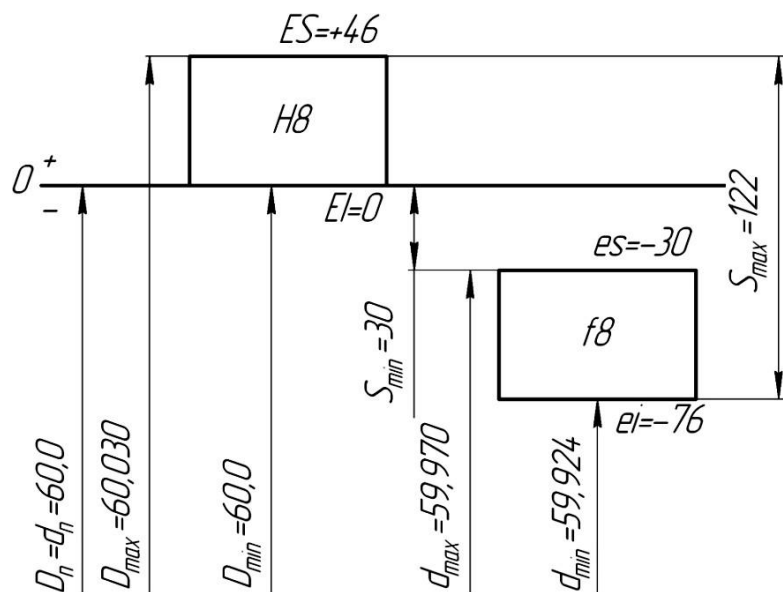


Рис.4.2 Схема полей допусков соединения

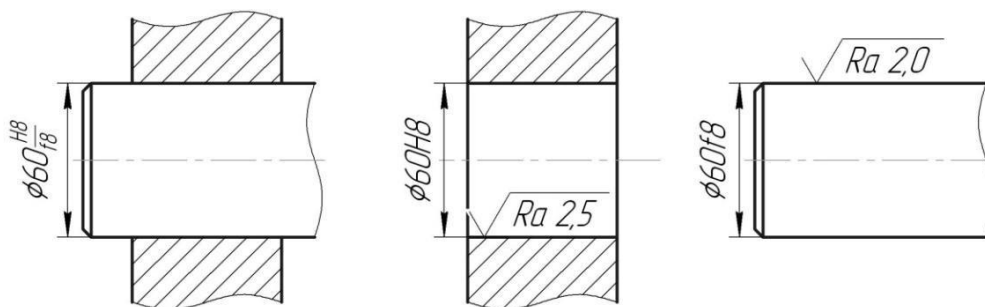


Рис.4.3. Обозначение посадки и полей допусков деталей на чертежах

## ЗАДАНИЕ 5

### Расчет и выбор посадок для неподвижных соединений

**Цель:** научиться назначать стандартные посадки для неподвижных соединений.

**Задание:** рассчитать значения минимального натяга, обеспечивающего передачу заданного момента, выбрать стандартную посадку, проверить условие прочности соединения, начертить схему полей допусков соединения, эскизы соединения и деталей.

**Исходные данные:** номинальный диаметр соединения  $d_n$ , наружный диаметр втулки  $d_2$ , диаметр отверстия в полом вала  $D_1$ , длина соединения  $l$ , передаваемый крутящий момент  $M_{кр}$ , шероховатость поверхности отверстия  $R_{zD}$ , шероховатость поверхности вала  $R_{zd}$ , материал втулки и вала.

#### Методические указания по выполнению задания

Посадки с натягом (рис. 5.1) в основном применяют для неподвижных, неразборных в процессе эксплуатации сопряженных деталей без дополнительных крепежных средств.

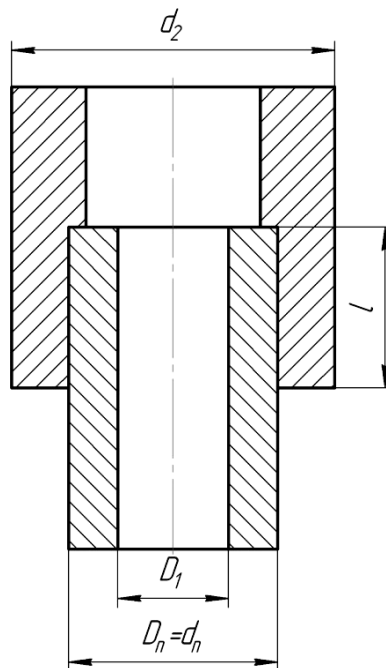


Рис. 5.1. Схема для расчета посадки с натягом

Прочность соединения в таких неподвижных посадках достигается за счет упругой деформации сопряженных деталей, возникающей при технологических процессах сборки. Наиболее распространены при этом процессы запрессовки одной детали в другую под усилием пресса или предварительного нагрева детали с охватывающей поверхностью и ее охлаждения после сборки до нормальной температуры.

Примерами применения посадок с натягом являются соединения осей и бандажей со ступицами колес железнодорожного транспорта, венцов со ступицами червячных колес, вкладышей подшипников с корпусными деталями.

Минимальное давление на контактирующих поверхностях втулки и вала, необходимое для передачи крутящего момента  $M_{кр}$  может быть определено из выражения:

$$P_{min} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_n^2 \cdot l \cdot f},$$

где  $f$  - коэффициент трения скольжения (для деталей из стали и чугуна при сборке под прессом  $f = 0,08$ ; при сборке с нагревом охватывающей детали или с охлаждением охватываемой детали  $f = 0,14$ ).

При нагружении соединения осевым усилием  $F_a$  минимальное давление определяется по формуле:

$$P_{min} = \frac{F_a}{\pi \cdot d_n \cdot l \cdot f}.$$

При совместном действии  $M_{кр}$  и  $F_a$ :

$$P_{min} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2M_{кр}}{d_n}\right)^2}}{\pi \cdot d_n \cdot l \cdot f}.$$

Наименьший расчетный натяг  $N_{pmin}$  определяется по формуле:

$$N_{pmin} = P_{min} \cdot d_n \left( \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right),$$

где  $C_d$  и  $C_D$  – размерные коэффициенты соответственно вала и отверстия;

$E_d$  и  $E_D$  – модули продольной упругости материала вала и втулки соответственно.

Значения коэффициентов определяются по следующим формулам:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{D_1}{d_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_1}{d_n}\right)^2} - \mu_d;$$

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

где  $\mu_d$  и  $\mu_D$  – значения коэффициента Пуассона для материала вала и втулки соответственно.

При выборе стандартной посадки необходимо учесть влияние шероховатости сопрягаемых поверхностей, имея в виду частичное смятие выступов неровностей в процессе сборки. Величина поправки определяется по формуле:

$$\Delta N = 1,2(R_{zd} + R_{zD}).$$

Условие выбора стандартной посадки можно записать в следующем виде:

$$N_{CTmin} \geq N_{min} + \Delta N.$$

После выбора посадки необходимо проверить детали сопряжения на прочность по условию:

$$P_{max} \leq [P],$$

где  $P_{max}$  – давление на контактирующих поверхностях деталей, возникающее при максимальном натяге выбранной посадки;

$[P]$  – наибольшее допустимое давление на контактирующих поверхностях.

Максимальное давление в сопряжении при максимальном натяге  $N_{CTmax}$  определяется по выражению:

$$P_{max} = \frac{N_{CTmax} - 1,2(R_{zD} + R_{zd})}{d_n \left( \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right)}.$$

Наибольшее допустимое давление на внутренней поверхности втулки:

$$[P_D] \leq 0,58 \cdot \sigma_{TD} \left[ 1 - \left( \frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right];$$

на поверхности вала:

$$[P_d] \leq 0,58 \cdot \sigma_{Td} \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{d_n} \right)^2 \right],$$

где  $\sigma_{Td}$ ,  $\sigma_{TD}$  – значения предела текучести материала вала и втулки. Если условие прочности не соблюдается, необходимо заменить материал деталей на более прочный.

**Пример:** назначить стандартную посадку для неподвижного соединения при следующих исходных данных: номинальный диаметр  $D_n = d_n = 125$  мм; наружный диаметр втулки  $d_2 = 200$  мм; внутренний диаметр вала  $D_1 = 35$  мм; длина соединения  $l = 150$  мм; передаваемый крутящий момент  $M_{кр} = 4000$  Н·м; шероховатость поверхностей: отверстия  $R_{zD} = 6,3$  мкм; вала  $R_{zD} = 5,0$  мкм; материал деталей чугун СЧ15; коэффициент трения  $f = 0,14$ ; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,25$ ; модуль упругости  $E_D = E_d = 1 \cdot 10^{11}$  Па.

Определяем наименьшее давление, необходимое для передачи заданного крутящего момента:

$$P_{min} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi d_n^2 l f} = \frac{2 \cdot 4000}{3,14 \cdot 0,125^2 \cdot 0,150 \cdot 0,14} = 7,8 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Определяем размерные характеристики вала и отверстия:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{D_1}{d_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_1}{d_n}\right)^2} \mu_d = \frac{1 + \left(\frac{0,035}{0,125}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,035}{0,125}\right)^2} 0,25 = 0,92;$$

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2} + \mu_D = \frac{1 + \left(\frac{0,125}{0,2}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,125}{0,2}\right)^2} + 0,25 = 2,53.$$

Вычисляем значения расчетного натяга, обеспечивающего создание давления, необходимого для передачи заданного крутящего момента:

$$N_{pmin} = P_{min} d_n \left( \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right) = 7,810^6 \cdot 0,125 \left( \frac{0,92}{1 \cdot 10^{11}} + \frac{2,53}{1 \cdot 10^{11}} \right) = 33,6 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 33,6 \text{ мкм}.$$

Определяем минимальный натяг в соединении с учетом поправки:

$$N_{min} = N_{pmin} + 1,2(R_{zd} + R_{zD}) = 33,6 + 1,2(5,0 + 6,3) = 47,2 \text{ мкм}.$$

Выбираем стандартную посадку из вышеприведенного условия. По таблице П12 определяем, что данному условию удовлетворяет предпочтительная посадка  $\phi 125 \frac{H7}{s6}$ , где  $N_{CTmin} = 52 \text{ мкм}$ ;  $N_{CTmax} = 117 \text{ мкм}$ .

Определяем элементы выбранной посадки:

$$TD = 40 \text{ мкм}; Td = 25 \text{ мкм};$$

$$EI = 0 \text{ мкм}; ei = +92 \text{ мкм};$$

$$ES = EI + TD = 0 + 40 = 40 \text{ мкм};$$

$$es = ei + Td = 92 + 25 = 117 \text{ мкм};$$

$$D_{max} = D_n + ES = 125 + 0,040 = 125,040 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 125 + 0 = 125,0 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 125 + 117 = 125,117 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n + ei = 125 + 92 = 125,92 \text{ мм};$$

$$N_{max} = es - EI = 117 - 0 = 117 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = ei - ES = 92 - 40 = 52 \text{ мкм};$$

$$TN = N_{max} - N_{min} = 117 - 52 = 65 \text{ мкм};$$

$$TN = Td + TD = 40 + 25 = 65 \text{ мкм}.$$

Полное условное обозначение посадки  $\varnothing 125 \frac{H7(+0,040)}{s6(+0,117/+0,092)}$ .

Определяем давление, возникающее в соединении при наибольшем натяге выбранной посадки:

$$P_{max} = \frac{N_{max} - 1,2(R_{zd} + R_{zd})}{d_n \left( \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right)} = \frac{(117 - 1,2(6,3 + 5,0)) \cdot 10^{-6}}{0,125 \left( \frac{0,92}{1 \cdot 10^{11}} + \frac{2,53}{1 \cdot 10^{11}} \right)} = 24 \cdot 10^6 \text{ Па} = 24 \text{ МПа}.$$

Определяем наибольшее допустимое давление на контактирующей поверхности втулки:

$$[P_D] \leq 0,58 \cdot \sigma_{TD} \left[ 1 - \left( \frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 150 \left[ 1 - \left( \frac{0,125}{0,2} \right)^2 \right] = 53 \text{ МПа};$$

на поверхности вала:

$$[P_d] \leq 0,58 \cdot \sigma_{Td} \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{d_n} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 150 \left[ 1 - \left( \frac{0,035}{0,125} \right)^2 \right] = 80 \text{ МПа}.$$

Условия прочности деталей выполняются, посадка выбрана правильно.

Чертим схему полей допусков и эскизы соединения и деталей.



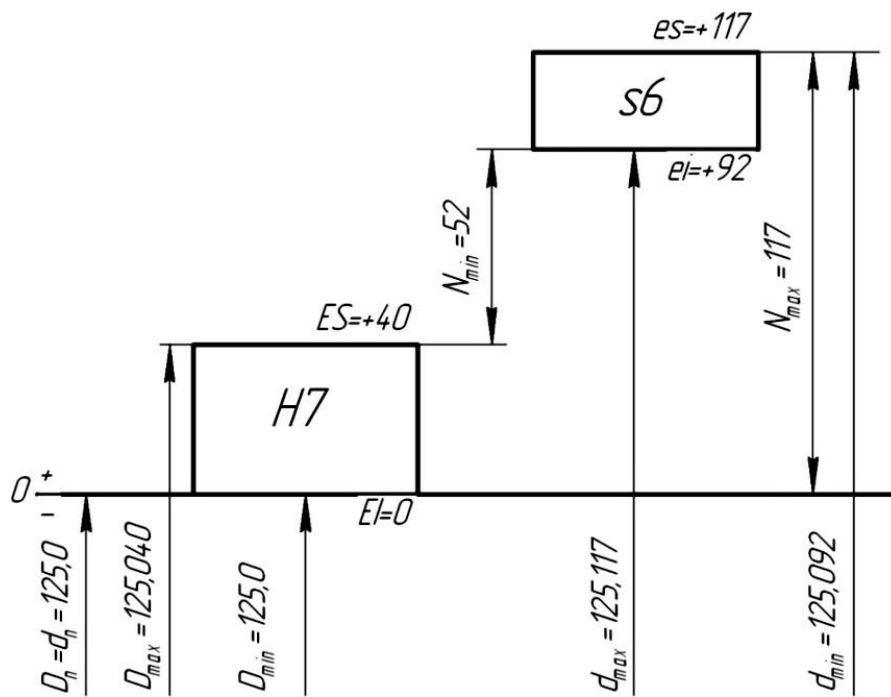


Рис.5.2 Схема полей допусков соединения

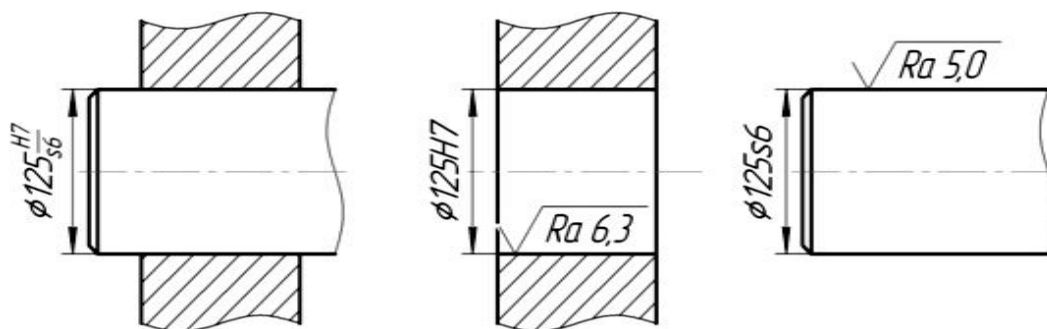


Рис.5.3 Обозначение посадки и полей допусков деталей на чертежах

## ЗАДАНИЕ 6

### Расчет и выбор посадок для гладких цилиндрических соединений

**Цель:** *Научиться назначать посадки для гладких цилиндрических соединений.*

**Задание:** *определить среднее значение числа единиц допуска; установить предварительно качество, по которому изготавливаются детали соединения; определить значения предельных технологических зазоров (натягов); выбрать поля допусков деталей соединения; начертить схему расположения полей допусков деталей соединения.*

**Исходные данные:** *номинальный размер соединения, значения расчетных зазоров (натягов), система посадки.*

### Методические указания по выполнению задания

Гладкие цилиндрические соединения разделяют на подвижные и неподвижные. Основное требование, предъявляемое к ответственным подвижным соединениям - создание между валом и отверстием наименьшего зазора, обеспечивающего трение со смазочным материалом и заданную несущую способность подшипника, сохранение указанного вида трения при увеличении зазора в процессе эксплуатации машины, а для прецизионных соединений - точное центрирование и равномерное вращение вала.

Основное требование, предъявляемое к неподвижным соединениям - обеспечение точного центрирования деталей и передача заданного крутящего момента или осевой силы благодаря гарантированному натягу или дополнительному креплению.

Расчет и выбор посадок для гладких цилиндрических соединений довольно часто встречается при решении инженерных задач. При этом чаще всего используются два метода: подобия и расчетный.

По методу подобия устанавливается аналогия конструктивных и эксплуатационных признаков с признаками узлов машин, уже находящихся в

эксплуатации и назначаются рекомендуемые посадки. Например: для соединений с точным центрированием и направлением (пиноль в корпусе задней бабки токарного станка, зубчатое колесо на шпинделе зубоизмерительного прибора и т.д.) назначаются посадки  $H6/h5$ ,  $H7/h6$ , наиболее распространенные посадки  $H7/f7$ ,  $H8/f8$ ,  $H8/f7$  и подобные применяют в подшипниках скольжения малых и средних по мощности электродвигателей поршневых компрессоров, в коробках скоростей станков, в двигателях внутреннего сгорания и т.п.

Посадки с натягом  $H7/p6$ ,  $P7/h6$ ,  $H6/p5$ ,  $P6/h5$ , применяются для соединения тонкостенных деталей при небольших нагрузках; посадки  $H7/r6$ ,  $H7/s6$ ,  $H8/t6$ ,  $H7/s7$ ,  $R7/h6$  и т.п. допускают передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления или с таковым; посадки с большими гарантированными натягами  $H7/u7$ ,  $H8/u8$ ,  $H8/x8$ ,  $H8/z8$ ,  $U8/h7$  передают тяжелые и динамические нагрузки без дополнительного крепления, сборка осуществляется в основном термическим способом.

Переходные посадки  $H7/js6$ ,  $H7/k6$ ,  $H7/n6$  и другие используются в неподвижных разъемных соединениях для центрирования сменных деталей или деталей, которые при необходимости могут передвигаться вдоль вала.

Расчетный метод выбора посадок позволяет наиболее обоснованно подходить в каждом конкретном случае к выбору полей допусков соединяемых деталей. Разработаны методы расчета зазоров в подшипниках скольжения на основе гидродинамической теории смазки, натягов в неподвижных посадках, в соединениях подшипников качения с валами.

Несмотря на достоверные результаты метода, большое разнообразие соединений в реальных машинах не позволяет использовать универсальные методы расчета.

Для выбора стандартной посадки необходимо определить уровень точности деталей соединения по числу единиц допуска:

$$k_{cp} = \frac{TD + Td}{2 \cdot i},$$

где  $i$  - единица допуска, мкм.

Так как

$$TD + Td = TS = TN,$$

то число единиц допуска может быть определено по выражениям:

$$k_{cp} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2 \cdot i};$$

$$k_{cp} = \frac{N_{max} - N_{min}}{2 \cdot i}.$$

По количеству единиц допуска определяется предварительно квалитет, по которому изготавливаются детали соединения.

В результате приработки за счет смятия шероховатости поверхности сопрягаемых деталей расчетные значения зазоров и натягов изменяются. Исследованиями установлено, что изменение шероховатости в процессе приработки составляет 1,4 от первоначальной, в связи с чем технологические зазоры и натяги можно определять по следующим выражениям:

$$S_{Tmax} = S_{max} - 1,4(R_{zD} + R_{zd});$$

$$S_{Tmin} = S_{min} - 1,4(R_{zD} + R_{zd});$$

$$N_{Tmax} = N_{max} + 1,4(R_{zD} + R_{zd});$$

$$N_{Tmin} = N_{min} + 1,4(R_{zD} + R_{zd}).$$

Шероховатость поверхностей деталей сопряжения определяется по следующим зависимостям:

$$R_{zD} \leq 0,2TD;$$

$$R_{zd} \leq 0,2 \cdot Td.$$

Выбор полей допусков соединения выполняется исходя из следующих условий:

- для посадок с зазором

$$S_{Cmax} \leq S_{Tmax};$$

$$S_{Cmin} \geq S_{Tmin};$$

- для посадок с натягом

$$N_{Cmax} \leq N_{Tmax};$$

$$N_{Cmin} \geq N_{Tmin},$$

где  $S_{Cmax}$ ,  $S_{Cmin}$ ,  $N_{Cmax}$  и  $N_{Cmin}$  соответственно максимальный и минимальный зазоры и натяги в выбранной стандартной посадке.

Выбор посадок осуществляется в следующей последовательности:

Для посадок с зазором выбирается: основное отклонение вала  $es$ , если посадка задана в системе отверстия ( $cH: EI=0$ ):

$$|es| \geq S_{Tmin}$$

и основное отклонение отверстия  $EI$ , если посадка в системе вала ( $ch: es=0$ ):

$$EI \geq S_{Tmin}.$$

Определяется возможная сумма допусков отверстия и корпуса:  
в системе отверстия:

$$TD + Td \leq S_{Tmax} - |es|;$$

в системе вала:

$$TD + Td \leq S_{Tmax} - EI.$$

По таблице числовых значений допусков ГОСТ 25346-89 (таблица П1) определяются качества отверстия и вала исходя из вышеприведенных условий. При этом качества отверстия и вала должны отличаться не более чем на два, и, как правило, качество отверстия принимается большим, чем для вала.

Для посадок с натягом вначале определяется ориентировочно сумма допусков отверстия и вала по условию:

$$TD + Td \leq N_{Tmax} - N_{Tmin}.$$

Качества отверстия и вала определяются также, как и для посадок с зазором.

Основные отклонения деталей принимаются исходя из следующих условий:

в системе отверстия:

$$ei \geq N_{Tmin} + TD;$$

в системе вала:

$$|ES| \geq N_{Tmin} + Td.$$

После назначения стандартной посадки определяются предельные значения зазоров (натягов) и проверяется выполнение вышеприведенных условий. При невыполнении условий производится корректировка допусков отверстия и вала. Если посадка выбрана верно, уточняются шероховатости поверхностей отверстия и вала и принимаются их стандартные значения.

**Пример 6.1:** назначить посадку для гладкого цилиндрического соединения для условий: номинальный размер соединения  $\varnothing 110$  мм; расчетные зазоры  $S_{max}=115$  мкм;  $S_{min}=40$  мкм; посадка задана в системе отверстия (сН).

Единица допуска при диаметре соединения 110 мм составляет  $i = 2,17$  мкм (таблица П13).

Число единиц допуска:

$$k_{cp} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2 \cdot i} = \frac{115 - 40}{2 \cdot 2,17} = 17,3.$$

По таблице П14 приложений определяем ближайший квалитет – седьмой и по таблице П1 находим значения допусков отверстия и вала:

$$TD = 35 \text{ мкм}; \quad Td = 35 \text{ мкм}.$$

Шероховатости поверхностей деталей соединения:

$$R_{zD} = R_{zd} = 0,2 \cdot TD = 0,2 \cdot 35 = 7,0 \text{ мкм};$$

Предельные технологические зазоры:

$$S_{Tmax} = S_{max} - 1,4(R_{zD} - R_{zd}) = 115 - 1,4(7,0 + 7,0) = 95,4 \text{ мкм};$$

$$S_{Tmin} = S_{min} - 1,4(R_{zD} + R_{zd}) = 40 - 1,4(7,0 + 7,0) = 20,4 \text{ мкм}.$$

Выбираем основное отклонение вала по условию:

$$|es| \geq S_{Tmin}.$$

По таблице числовых значений основных отклонений валов (таблица П3) находим:

$$es = -36 \text{ мкм (основное отклонение "f").}$$

Возможная сумма допусков отверстия и вала:

$$TD + Td \leq S_{Tmax} - |es| = 95,4 - 36 = 59,4 \text{ мкм}.$$

Принимаем:

$$TD=35 \text{ мкм (седьмой квалитет)}, Td=22 \text{ мкм (шестой квалитет)}.$$

Значения вторых (не основных) предельных отклонений:

$$ES = EI + TD = 0 + 35 = 35 \text{ мкм};$$

$$ei = es - Td = -36 - 22 = -58 \text{ мкм}.$$

Условное обозначение выбранной посадки:

$$\varnothing 110 \frac{H7(+0,035)}{f6(-0,058)}.$$

Предельные зазоры в сопряжении:

$$S_{cmax} = ES - ei = 0,035 - (-0,058) = 0,093 \text{ мм};$$

$$S_{cmin} = EI - es = 0 - (-0,036) = 0,036 \text{ мм}.$$

Так как условия выбора посадки выполняются, посадка выбрана верно.

Уточняем шероховатости поверхностей отверстия и вала:

$$R_{zD}=0,125 \cdot TD=0,235=7,0 \text{ мкм};$$

$$R_{zd} = 0,125 \cdot Td = 0,2 \cdot 22 = 4,4 \text{ мкм}.$$

По таблице П5 принимаем стандартные значения шероховатостей:

$$R_{zD} = 6,3 \text{ мкм}; R_{zd} = 4,0 \text{ мкм}.$$

Чертим схему расположения полей допусков соединения (рис. 6.1).

**Пример 6.2:** назначить посадку для гладкого цилиндрического соединения для условий: номинальный размер соединения  $\varnothing 30 \text{ мм}$ ; расчетные натяги:  $N_{max}=75 \text{ мкм}$ ;  $N_{min}=15 \text{ мкм}$ ; посадка задана в системе вала (*ch*).

Единица допуска при диаметре соединения 30 мм составляет  $i = 1,31 \text{ мкм}$  (таблица П13).

Число единиц допуска:

$$k_{cp} = \frac{N_{max} - N_{min}}{2 \cdot i} = \frac{75 - 15}{2 \cdot 1,31} = 22,9.$$

По таблице П14 принимаем восьмой квалитет, для которого:

$$TD = 33 \text{ мкм}; \quad Td = 33 \text{ мкм}.$$

Шероховатость поверхностей деталей соединения:

$$R_{zD}=R_{zd}=0,2TD=0,233=6,6\text{мкм.}$$

Предельные технологические натяги:

$$N_{Tmax} = N_{max} + 1,4(R_{zD} + R_{zd}) = 75 + 1,4(6,6 + 6,6) = 93,48 \text{ мкм};$$

$$N_{Tmin} = N_{min} + 1,4(R_{zD} + R_{zd}) = 15 + 1,4(6,6 + 6,6) = 33,48 \text{ мкм.}$$

Сумма допусков отверстия и вала:

$$TD + Td \leq N_{Tmax} - N_{Tmin} = 93,48 - 33,48 = 60 \text{ мкм.}$$

Принимаем:

$$TD = 33 \text{ мкм}; (JT8); Td = 21 \text{ мкм}; (JT7).$$

Основное отклонение отверстия:

$$|ES| \geq N_{Tmin} + Td = 33,48 + 21 = 54,48 \text{ мкм.}$$

Принимаем  $ES = -55$  мкм (основное отклонение "V").

Значения вторых (не основных) предельных отклонений:

$$EI = ES - TD = -55 - 33 = -88 \text{ мкм};$$

$$ei = es - Td = 0 - 21 = -21 \text{ мкм.}$$

Условное обозначение выбранной стандартной посадки:

$$\varnothing 30 \frac{V8 \begin{smallmatrix} -0,055 \\ -0,088 \end{smallmatrix}}{h7 \begin{smallmatrix} -0,021 \end{smallmatrix}}.$$

Предельные натяги в сопряжении:

$$N_{Cmax} = es - EI = 0 - (-0,088) = 0,088 \text{ мм};$$

$$N_{Cmin} = ei - ES = -0,021 - (-0,055) = 0,034 \text{ мм.}$$

Так как условия выбора посадки выполняются, посадка выбрана верно.

Шероховатость поверхностей деталей:

$$R_{zD} = 0,2 \cdot TD = 0,2 \cdot 33 = 6,6 \text{ мкм};$$

$$R_{zd} = 0,2 \cdot Td = 0,2 \cdot 21 = 4,2 \text{ мкм};$$

По таблице П5 принимаем стандартные значения шероховатостей:

$$R_{zD} = 6,3 \text{ мкм}; R_{zd} = 4,0 \text{ мкм.}$$

Чертим схему расположения полей допусков соединения (рис. 6.2).



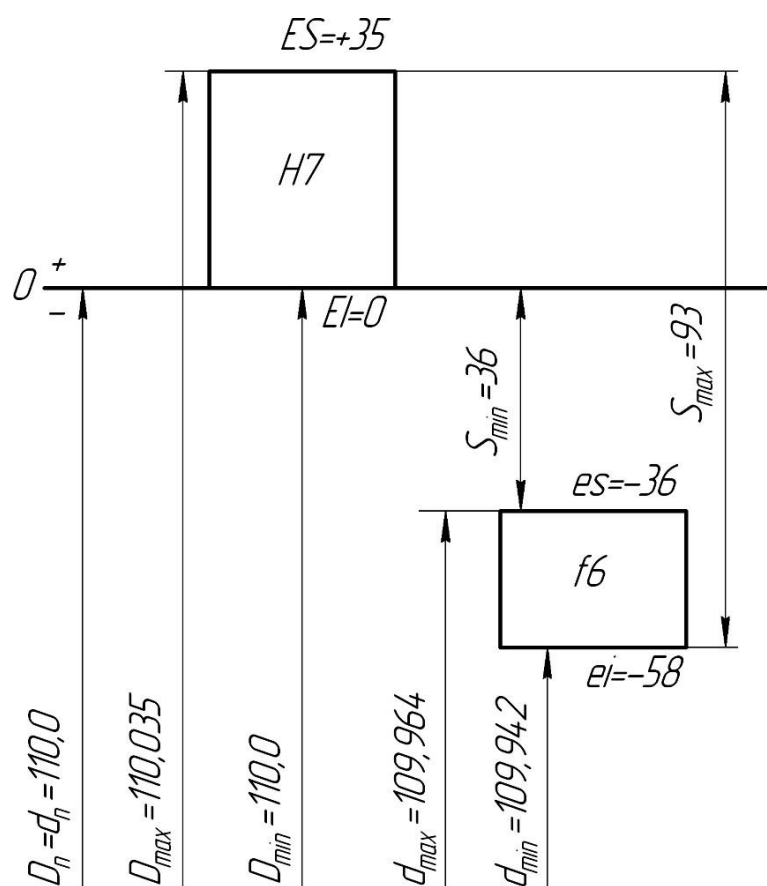


Рис. 6.1 Схема расположения полей допусков соединения

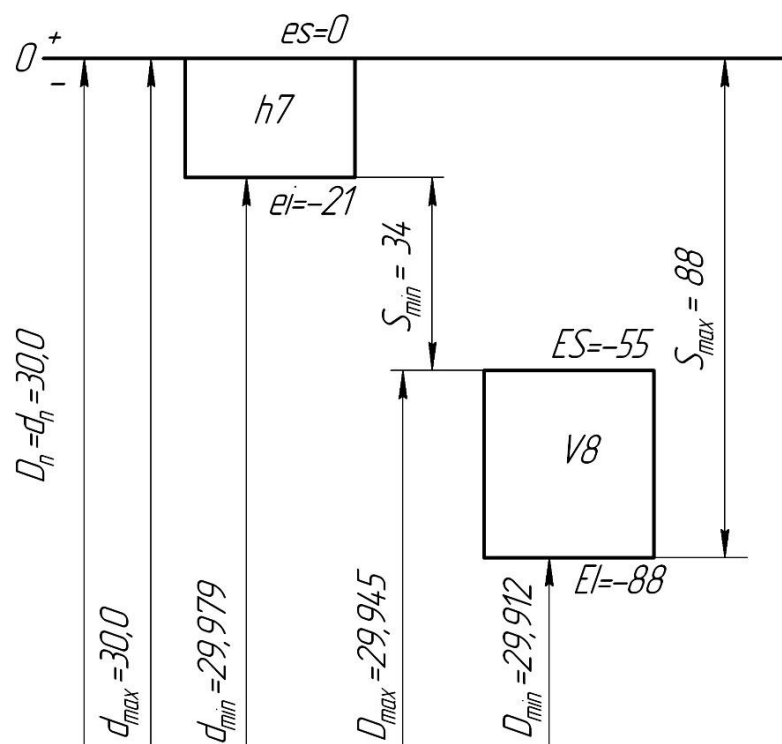


Рис. 6.2 Схема расположения полей допусков соединения

## ЗАДАНИЕ 7

### Определение вероятных зазоров и натягов в переходных посадках

**Цель:** *изучить назначение и применение переходных посадок, научиться рассчитывать вероятный процент зазоров и натягов в переходных посадках.*

**Задание:** *определить элементы заданной посадки; определить среднее квадратическое отклонение значений зазоров (натягов) в посадке; определить пределы интегрирования (коэффициент риска); рассчитать вероятность появления посадок с зазором и с натягом.*

**Исходные данные:** *условное обозначение переходной посадки.*

### Методические указания по выполнению задания

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей. При выборе переходных посадок необходимо учитывать, что для них характерна возможность получения как натягов, так и зазоров. Натяги, получающиеся в переходных посадках, имеют относительно малую величину и обычно не требуют проверки деталей на прочность, за исключением отдельных тонкостенных деталей. Эти натяги достаточны для передачи соединением значительных крутящих моментов или усилий. К тому же получение натяга в каждом из соединений без предварительной сортировки деталей не гарантировано. Поэтому переходные посадки применяют с дополнительным креплением соединяемых деталей шпонками, штифтами, винтами и др. Иногда эти посадки применяют без дополнительного крепления, например, когда сдвигающие силы весьма малы, при значительной длине соединения, если относительная неподвижность деталей в соединении не является обязательным условием их качественной работы и т.д. Зазоры, в отдельных случаях получающиеся в переходных посадках, также относительно малы, что предотвращает значительное смещение (эксцентриситет) соединяемых деталей.

Системой допусков и посадок предусматривается несколько типов переходных посадок, различающихся вероятностью получения натягов или зазоров. Чем больше вероятность получения натяга, тем более прочной является посадка. Более прочные посадки назначают для более точного центрирования деталей, при ударных и вибрационных нагрузках, при необходимости обеспечить неподвижное соединение деталей без дополнительного крепления. Однако сборка соединения с более прочными посадками усложняется и требует значительных усилий, поэтому, если ожидается частая разборка и повторная сборка, если соединение труднодоступно для монтажных работ или необходимо избежать повреждения сопрягаемых поверхностей, применяют менее прочные переходные посадки.

Поля допусков для переходных посадок образуют довольно плотный ряд и значительно перекрывают друг друга. Это облегчает выбор посадок для соединений, чувствительных к изменению натягов и зазоров. Однако в условиях одного предприятия или отрасли число применяемых переходных посадок можно сократить.

Стандартные поля допусков для переходных посадок очень широко применяют для посадочных поверхностей валов и корпусов, соединяемых с подшипниками качения, но характер посадок подшипников качения в силу особого расположения полей допусков колец отличается от обычных переходных посадок.

Переходные посадки установлены в относительно точных квалитетах: валы в 7-м, отверстия в 5 - 8-м. Отверстия в переходных посадках, как правило, принимают на один квалитет грубее вала. Основной ряд переходных посадок образуется валами 6-го квалитета и отверстиями 7-го квалитета (в этих квалитетах установлены предпочтительные поля допусков для переходных посадок). Для более точных посадок характерно повышение точности сборки: абсолютные значения наибольших натягов и зазоров уменьшаются, благодаря чему возрастает точность центрирования и снижается сборочное усилие. Вероятности получения зазоров и натягов остаются теми же, что и

для одноименных посадок средней точности, в отдельных случаях вероятность получения натяга увеличивается. Для менее точных посадок (сочетание отверстий 8-го качества с валами 7-го качества) вероятность получения зазора сохраняется той же или увеличивается (соединение получается менее прочным). Абсолютные значения наибольших натягов и зазоров увеличиваются, т.е. снижается точность центрирования и увеличивается максимальное усилие сборки. В отдельных случаях возможно применение переходных посадок с другим соотношением допусков отверстия и вала (качество отверстия либо равен качеству вала, либо на два качества грубее, чем у вала).

Выбор переходных посадок чаще всего производится по аналогии с известными и хорошо работавшими соединениями. Расчеты выполняются реже и в основном как проверочные. Они могут включать:

- расчет вероятности получения зазоров и натягов в соединении;
- расчет наибольшего зазора по известному предельно допустимому эксцентриситету соединяемых деталей, например: для зубчатых колес необходимо ограничить биение зубчатого венца, а в реверсивных механизмах - смещение деталей для уменьшения динамических воздействий;
- расчет прочности деталей (только для тонкостенных) и наибольшего усилия сборки при наибольшем натяге посадки.

Основными расчетами в переходных посадках являются расчеты вероятности получения зазоров и натягов. В таких расчетах исходят из нормального закона распределения размеров деталей, а вероятности получения зазоров и натягов определяют с помощью нормированной функции Лапласа:

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{z^2}{2}} dz,$$

где  $z = \frac{S_m}{\sigma_S}$  или  $z = \frac{N_m}{\sigma_N}$  - коэффициент стандартизации;

$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2}$  - среднее значение зазора;

$N_m = \frac{N_{max} + N_{min}}{2}$  - среднее значение натяга;

$\sigma_S$  – среднее квадратическое отклонение зазора;

$\sigma_N$  – среднее квадратическое отклонение натяга.

Принимая

$$\sigma_S = \frac{1}{6} \sqrt{TD^2 + Td^2}$$

или

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{Td^2 + TD^2},$$

определяют величину  $z$  и по таблицам функции Лапласа устанавливают значение функции  $\Phi(z)$ , задаваемое в долях от единицы. Вероятности зазоров и натягов рассчитывают по зависимостям от  $\Phi(z)$ :

$$P_S = 0,5 - \Phi(z) \text{ при } z > 0; \Phi(z) \text{ при } z < 0; P_N$$

$$\text{при } z = 0, P_N = \Phi(z) > 0.$$

Процентное значение зазоров и натягов в посадке определяется по формулам:

$$= 0,5 - \Phi(z)$$

$$Q_S = P_S \cdot 100\%;$$

$$Q_N = P_N \cdot 100\%.$$

**Пример:** определить вероятный процент посадок с зазором и натягом в гладком цилиндрическом соединении  $\Phi. 18 \frac{K6}{h5}$

По таблицам П1...П3 определяем основные элементы заданного соединения:

- допуски отверстия и вала:  $TD = 11$  мкм;  $Td = 8$  мкм;
- основные отклонения отверстия и вала:  $ES = 2$  мкм;  $es = 0$ ;
- вторые (неосновные отклонения):

$$EI = ES - TD = 2 - 11 = -9 \text{ мкм};$$

$$ei = es - Td = 0 - 8 = -8 \text{ мкм};$$

- предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{max}=D_n+ES=18+0,002=18,002\text{мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 18 + (-0,009) = 17,991 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 18 + 0 = 18,0 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n + ei = 18 + (-0,008) = 17,992 \text{ мм};$$

- предельные зазоры и натяги:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 18,002 - 17,992 = 0,010 \text{ мм} = 10 \text{ мкм};$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 18,0 - 17,991 = 0,009 \text{ мм} = 9 \text{ мкм};$$

- допуск посадки:

$$TS(N) = S_{max} + N_{max} = 10 + 9 = 19 \text{ мкм};$$

$$TS(N) = Td + TD = 11 + 8 = 19 \text{ мкм};$$

- средний зазор в сопряжении:

$$S_m = \frac{S_{max} - N_{max}}{2} = \frac{10 - 9}{2} = 0,5 \text{ мкм};$$

- полное условное обозначение посадки:  $\varnothing 18 \frac{K6(+0,002)}{h5(-0,008)}$ .

Чертим схему расположения полей допусков соединения (рис. 7.1).

Определяем среднее квадратическое отклонение значений зазоров в посадке:

$$\sigma_S = \frac{1}{6} \sqrt{TD^2 + Td^2} = \frac{1}{6} \sqrt{11^2 + 8^2} = 2,27 \text{ мкм}.$$

Определяем предел интегрирования (коэффициент риска):

$$z = \frac{S_m}{\sigma_S} = \frac{0,5}{2,27} = 0,22.$$

По таблице П15 определяем значение функции:

$$\Phi(z = 0,22) = 0,0871.$$

Рассчитываем вероятность появления посадок с зазором и с натягом:

$$P_S = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,0871 = 0,5871;$$

$$P_N = 1 - P_S = 1 - 0,5871 = 0,4129.$$

Вероятный процент посадок с зазором и с натягом:

$$Q_S = P_S \cdot 100\% = 0,5871 \cdot 100\% = 58,71\%;$$

$$Q_N = P_N \cdot 100\% = 0,4129 \cdot 100\% = 41,29\%.$$

Для построения кривой плотности нормального распределения используем уравнение дифференциальной функции:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_i - \bar{X})^2}{2\sigma^2}}.$$

Заменяв обозначения членов этого уравнения принятыми нами обозначениями, получим выражение для определения ординаты кривой плотности нормального распределения:

$$y = \frac{1}{\sigma_s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(S_i - S_m)^2}{2\sigma_s^2}}.$$

Для построения кривой достаточно использовать 7 точек: 1:  $S_i = S_m$ ; 2 и 3:  $S_i = S_m \pm 3\sigma_s$ ; 4 и 5:  $S_i = S_m \pm 2\sigma_s$ ; 6 и 7:  $S_i = S_m \pm \sigma_s$ , для которых ординаты определяются по выражениями:

$$y_1 = \frac{1}{\sigma_s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(S_i - S_m)^2}{2\sigma_s^2}} = \frac{1}{\sigma_s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2\sigma_s^2}} = \frac{1}{2,27 \cdot 2,51} = 0,176;$$

$$y_{2,3} = \frac{1}{\sigma_s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\sigma_s^2}{2\sigma_s^2}} = \frac{1}{2,27 \cdot 2,51} e^{-0,5} = 0,107;$$

$$y_{4,5} = \frac{1}{\sigma_s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{2\sigma_s^2}{2\sigma_s^2}} = \frac{1}{2,27 \cdot 2,51} e^{-1} = 0,024;$$

$$y_{6,7} = \frac{1}{\sigma_s\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{3\sigma_s^2}{2\sigma_s^2}} = \frac{1}{2,27 \cdot 2,51} e^{-1,5} = 0,002.$$

Ординаты кривой плотности распределения также могут быть определены с помощью статистической функции НОРМРАСП приложения MS Excel из пакета офисных программ MS Office.

По полученным точкам в масштабе строим кривую плотности нормального распределения (рис. 7.2), на которой указываем основные характеристики посадки и вероятности появления посадок с зазором и с натягом.

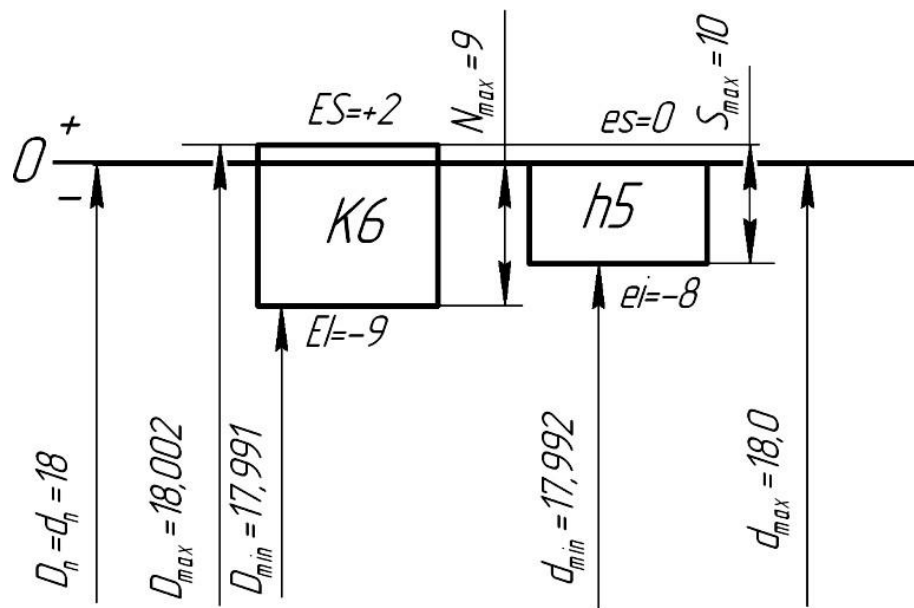


Рис.7.1 Схема расположения полей допусков соединения

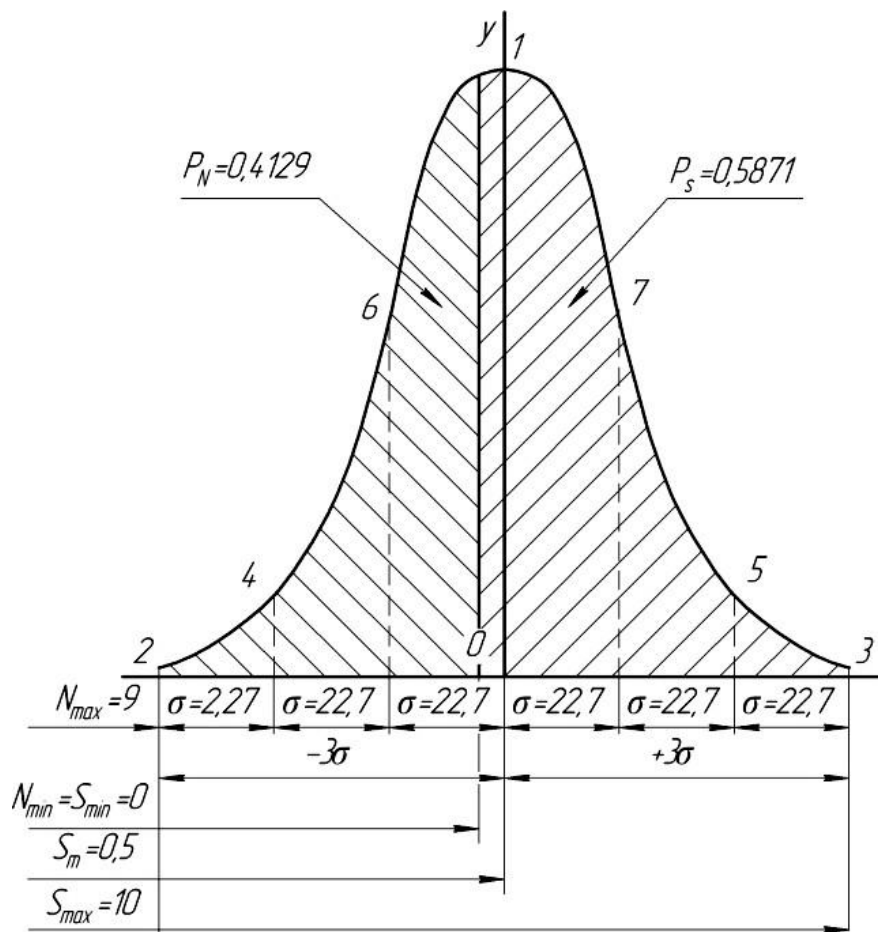


Рис. 7.2 Кривая плотности вероятности посадок с зазором и натягом



## ЗАДАНИЕ 8

### Расчет и выбор посадок колец подшипников качения

**Цель:** научиться назначать посадки колец подшипников качения.

**Задание:** определить присоединительные размеры подшипника, установить вид нагружения колец, выбрать посадки колец подшипника на вал и в корпус, начертить схемы полей допусков соединений, эскизы подшипникового узла и сопрягаемых деталей.

**Исходные данные:** условное обозначение подшипника, эскиз подшипникового узла, значение радиальной нагрузки  $R$ , характер нагрузки.

### Методические указания по выполнению задания

Выбор посадок колец подшипников качения определяется видом их нагружения, величиной нагрузки (интенсивности нагружения), частотой вращения и условиями монтажа.

Различают три вида нагружения колец подшипников: местное, циркуляционное, колебательное.

Местное нагружение кольца – вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение имеет место, когда кольцо не вращается относительно действующей нагрузки или кольцо и нагрузка вращаются с одинаковой скоростью.

Циркуляционное нагружение кольца происходит при вращении кольца относительно нагрузки или когда нагрузка вращается относительно неподвижного кольца. При этом результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения последовательно по всей длине и соответственно всей посадочной поверхности вала или корпуса.

При колебательном виде нагружения неподвижное кольцо подвергается одновременному воздействию двух видов нагрузки: постоянной по направлению и вращающейся, причем вторая меньше первой по значению. Их равнодействующая совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно постоянной нагрузки и периодически воспринимается последовательно через тела качения зоной нагружения кольца и передается соответствующим ограниченным участкам посадочной поверхности.

Для местно нагруженных колец обычно применяют посадки с зазором или «легкие» переходные. Такие посадки необходимы для устранения заклинивания шариков и медленного проворачивания кольца под действием случайных толчков и вибрации в процессе работы. Благодаря этому равномерно изнашивается дорожка качения кольца и увеличивается долговечность подшипника.

Кольца, испытывающие циркуляционное нагружение, должны иметь посадки с натягом или «тяжелые» переходные посадки, обеспечивающие неподвижность соединения кольца подшипника и посадочной поверхности отверстия или вала, так как появление зазора может привести к изнашиванию поверхности отверстия или вала и вывальцовыванию подшипника. При циркуляционном нагружении колец посадка выбирается по интенсивности радиальной нагрузки  $P_R$ , определяемой по формуле:

$$P_R = \frac{R}{B} \cdot \frac{R}{2r} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3,$$

где:  $R$  - радиальная нагрузка на опору, кН;

$B$  - ширина кольца подшипника;

$r$  - радиус закругления или ширина фаски кольца подшипника;

$k_1$  - динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150%, умеренных толчках и вибрации  $k_1 = 1$ , при перегрузке до 300%, сильных ударах и вибрации  $k_1 = 1,8$ );

$k_2$  - коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полой вале или тонкостенном корпусе (коэффициент изменяется для вала от 1 до 3 (при сплошном вале  $k_2 = 1$ ), для корпуса - от 1 до 1,8);

$k_3$  - коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору (для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом  $k_3 = 1$ ).

По интенсивности радиальной нагрузки и диаметру кольца определяются поля допусков посадочных поверхностей вала или корпуса.

Во избежание разрыва кольца наибольший натяг в посадке не должен превышать допускаемое значение, определяемое по формуле:

$$[N] = \frac{11,4 \cdot k \cdot d_{\text{пк}} \cdot [\sigma_p]}{(2k - 2) \cdot 10^3},$$

где:  $d_{\text{пк}}$  - диаметр внутреннего кольца подшипника, мм;

$[\sigma_p] \approx 400$  МПа - допускаемое напряжение материала кольца подшипника на растяжение;

$k$  - коэффициент: для подшипника легкой серии  $k = 2,8$ ; средней серии  $k = 2,3$ ; тяжелой серии  $k = 2,0$ .

**Пример:** назначить посадки колец подшипника качения (рис. П1): условное обозначение подшипника – 206; радиальная нагрузка  $R = 4200$  Н; характер нагрузки - статический (перегрузка до 150%, умеренные толчки и вибрации), вал сплошной, корпус толстостенный, осевой нагрузки нет.

По таблице П16 определяем: диаметр наружного кольца  $D_{\text{пк}} = 62$  мм; диаметр внутреннего кольца  $d_{\text{пк}} = 30$  мм; ширина кольца  $B = 16$  мм; радиус закругления кольца (фаска)  $r = 1,5$  мм.

По эскизу подшипникового узла (рис. П1) устанавливаем вид нагружения колец подшипника: так как вращается внутреннее кольцо, то оно испытывает циркуляционное нагружение, а наружное – местное.

По исходным данным определяем:  $k_1 = 1$ ;  $k_2 = 1$ ;  $k_3 = 1$ . Интенсивность радиальной нагрузки -  $P_R$  на посадочной поверхности вала:

$$P_R = \frac{R}{B \cdot 2r} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{4200}{(16 - 2 \cdot 1,5) \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 323077 \text{ Н/м} = 323 \text{ кН/м}.$$

При диаметре внутреннего кольца 30 мм по таблице П17 принимаем поле допуска вала  $k6$ .

Для местно нагруженного наружного кольца диаметром 62 мм по таблице П18 выбираем поле допуска отверстия корпуса  $H7$ .

Для определения элементов выбранных посадок составляем таблицу размерных характеристик подшипникового узла (табл.8.1).

Таблица 8.1 - Размерные характеристики подшипникового узла

Обозначение	Номинальный размер, мм	Поле допуска	Допуск, мкм	Предельные отклонения, мкм		Предельные размеры, мм	
				верхнее	нижнее	наибольший	наименьший
$D$	62	$H7$	30	30	0	62,030	62,0
$D_{нк}$	62	$l0$	13	0	-13	30,0	29,987
$d$	30	$k6$	13	15	2	30,015	30,002
$d_{нк}$	30	$L0$	10	0	-10	30,0	29,990

Наибольший допустимый натяг в посадке:

$$[N] = \frac{11,4 \cdot k \cdot d_{пк} \cdot [\sigma_P]}{(2k - 2) \cdot 10^3} = \frac{11,4 \cdot 2,8 \cdot 30 \cdot 400}{(2 \cdot 2,8 - 2) \cdot 10^3} = 0,106 \text{ мм} = 106 \text{ мкм}.$$

Определяем предельные значения натяга в сопряжении внутреннее кольцо подшипника – вал:

$$N_{max} = d_{пкmin} - d_{max} = 29,990 - 30,015 = 0,025 \text{ мм}.$$

Условие прочности соблюдается, так как  $25 \text{ мкм} < 106 \text{ мкм}$ .

Чертим схему расположения полей допусков колец подшипника и сопрягаемых поверхностей: вала (рис. 8.1) и отверстия корпуса (рис. 8.2).

По таблицам П20...24 определяем шероховатости поверхностей, допуски формы и расположения посадочных мест валов и отверстий корпусов. Чертим эскизы подшипникового узла и деталей.

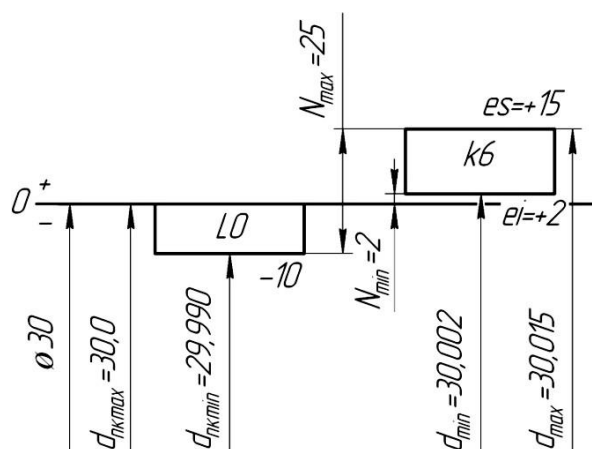


Рис. 8.1 Схема расположения полей допусков сопряжения вал - внутреннее кольцо подшипника

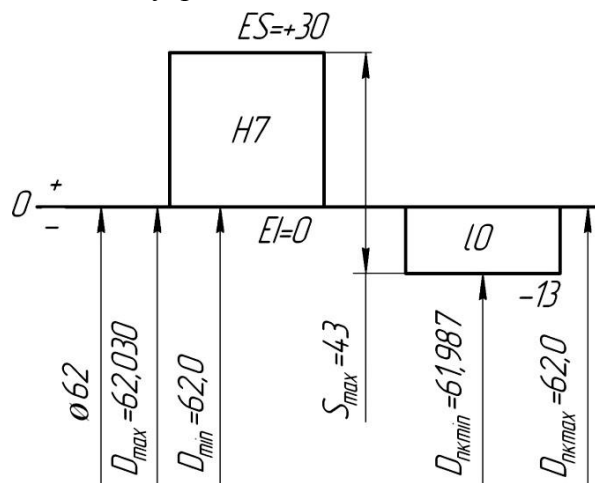


Рис. 8.2 Схема расположения полей допусков сопряжения отверстие корпуса – наружное кольцо подшипника

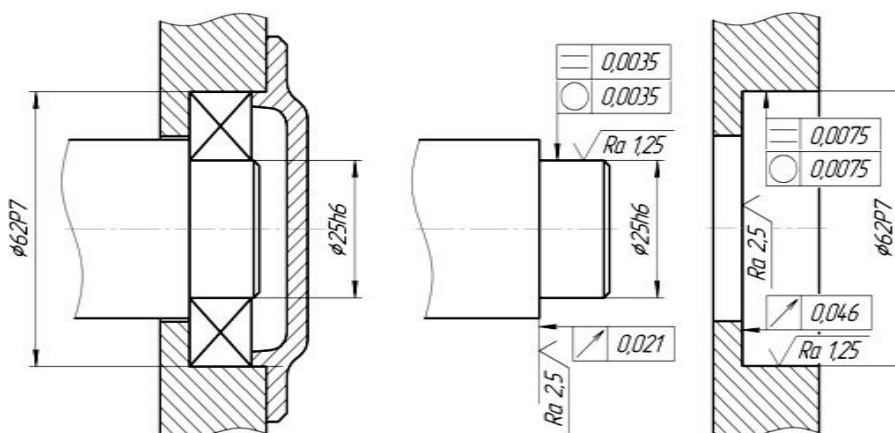


Рис.8.3 Обозначение посадки и предельных отклонений размеров на сборочном и рабочих чертежах

## ЗАДАНИЕ 9

### Допуски и посадки шпоночных соединений

**Цель:** научиться выбирать поля допусков размеров элементов шпоночных соединений.

**Задание:** определить основные размеры шпоночного соединения, выбрать поля допусков элементов соединения, начертить схему расположения полей допусков соединения, вычертить эскизы шпоночного соединения и его деталей.

**Исходные данные:** диаметр вала, вид шпонки, вид соединения, условия работы.

### Методические указания по выполнению задания

В машиностроении наибольшее распространение получили ненапряженные соединения с призматическими и сегментными шпонками. Призматические шпонки обеспечивают возможность точного центрирования и получения как неподвижных, так и подвижных (направляющие шпонки с креплением на валу) соединений. Размеры, допуски и посадки для соединений с призматическими шпонками установлены ГОСТ 23360-78. Основными размерами шпоночных соединений с призматическими шпонками являются: ширина шпонки  $b$ , ширина шпоночного паза на валу  $b_1$ , ширина шпоночного паза во втулке  $b_2$ , высота шпонки  $h$ , глубина шпоночного паза на валу  $t_1$ , глубина шпоночного паза во втулке  $t_2$ , длина шпонки  $l$ , длина шпоночного паза на валу  $l_1$ , во втулке  $l_2$ .

Работоспособность шпоночных соединений определяется характером посадок по ширине шпонки. Стандартом для призматических шпонок предусмотрено три вида соединения для предпочтительного применения: свободное, нормальное, плотное.

Свободное соединение - соединение с гарантированным зазором для возможности перемещения втулки вдоль вала (направляющая шпонка), на

ширину паза на валу  $b_1$  назначается поле допуска  $H9$ , на ширину паза втулки  $b_2$  –  $D10$ .

Нормальное соединение – соединение с переходной посадкой, не требующее частых разборок, на ширину паза на валу  $b_1$  назначается поле допуска  $N9$ , на ширину паза втулки  $b_2$  –  $JS9$ .

Плотное соединение применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках. Соединение неподвижное, для ширины паза вала и втулки задается одно поле допуска –  $P9$ .

На остальные элементы шпоночного соединения установлены следующие поля допусков: на ширину шпонки  $b - h9$ , на высоту шпонки  $h - h11$  (при высоте шпонки до 6 мм –  $h9$ ), на длину шпонки  $l - h14$ , на длину пазов вала и втулки под шпонку  $l_1$  и  $l_2$  –  $H15$ .

В условном обозначении призматической шпонки указывают вид исполнения (исполнение 1 не указывается), ее размеры  $b \times h \times l$  и стандарт, например: *шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360-78*.

Соединения с сегментными шпонками служат для образования только неподвижных соединений. Размеры, допуски и посадки соединений с сегментными шпонками установлены ГОСТ 24071-97 (ИСО 3912-77). На основные элементы соединений с сегментными шпонками установлены следующие поля допусков: на ширину  $b - h9$ , на высоту шпонки  $h - h11$ , на диаметр шпонки  $d - h12$ .

По ширине для соединений с сегментными шпонками для предпочтительного применения установлено два варианта соединений: нормальное и плотное с использованием тех же посадок, что и для соединений с призматическими шпонками. В условном обозначении сегментной шпонки указывают вид исполнения, размеры  $b \times h$  и ГОСТ, например: *шпонка 2-5×6,5 ГОСТ 24071-97*. На несопрягаемые размеры соединений с сегментными шпонками устанавливаются поля допусков по ГОСТ 24071-97.

**Пример:** выбрать поля допусков размеров элементов плотного шпоночного соединения с сегментной шпонкой при диаметре вала 70 мм.

По таблице П27 определяем основные размеры шпоночного соединения: ширина шпонки  $b = 10$  мм, высота  $h = 13$  мм, диаметр  $d_w = 22$  мм, глубина шпоночного паза на валу  $t_1 = 10,0$  мм; глубина шпоночного паза во втулке  $t_2 = 3,3$  мм.

Для плотного соединения с сегментной шпонкой по таблицам П28 и П29 определяем поля допусков и предельные отклонения шпонки и пазов: ширина шпонки  $b = 10h9$ ; ширина паза на валу  $b_1 = 10P9$ ; ширина паза во втулке  $b_2 = 10P9$ ; высота шпонки  $h = 13h11$ ; глубина паза на валу  $t_1 = 10^{+0,3}$  мм; глубина паза во втулке  $t_2 = 3,3^{+0,2}$  мм; диаметр шпонки  $d_w = 22h12$ .

Назначаем поля допусков втулки и вала:  $D = 70H6$ ,  $d = 70k6$ .

Определяем предельные отклонения и предельные размеры деталей соединения. Результаты заносим в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 - Размерные характеристики деталей шпоночного соединения

Обозначения	Номинальный размер, мм	Поле допуска	Допуск, мкм	Предельные отклонения, мкм		Предельные размеры, мм	
				верхние	нижние	наибольший	наименьший
$b$	10	$h9$	36	0	-36	10,0	9,964
$b_1$	10	$P9$	36	-15	-51	9,985	9,949
$b_2$	10	$P9$	36	-15	-51	9,985	9,949
$h$	13	$h11$	110	0	-110	13,0	12,890
$t_1$	10	-	300	300	0	10,300	10,0
$t_2$	3,3	-	200	200	0	3,500	3,300
$d_w$	22	$h12$	210	0	-210	22,0	21,790
$D$	70	$H6$	19	19	0	70,019	70,0
$d$	70	$k6$	19	21	2	70,021	70,002

Чертим схему распределения допусков на ширине шпонки (рис. 9.1), эскизы соединения и деталей (рис. 9.2).



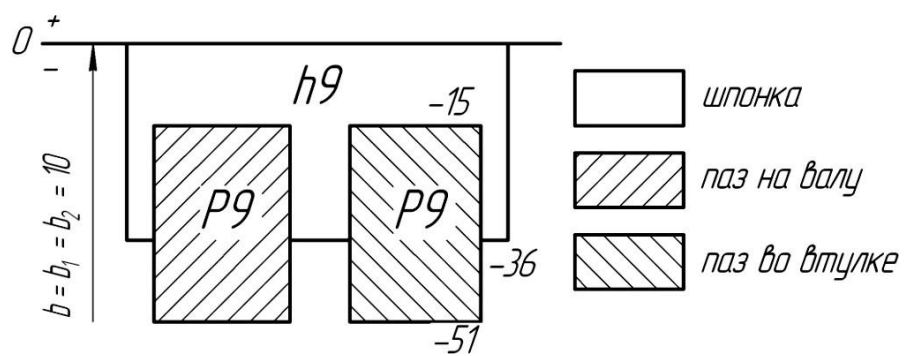


Рис. 9.1 Схема полей допусков шпоночного соединения.

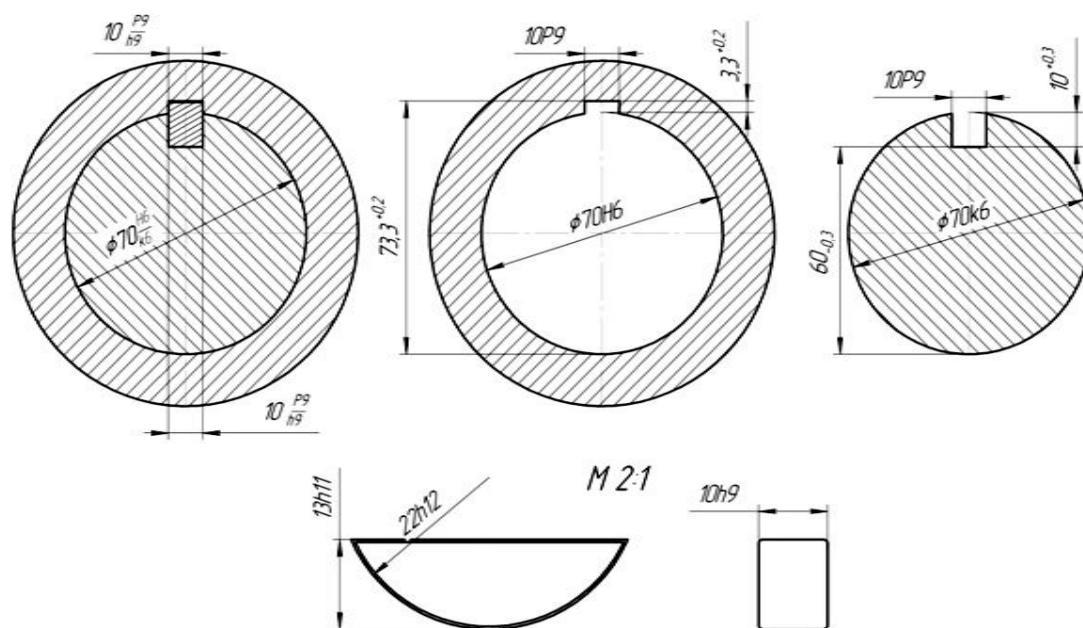


Рис. 9.2 Обозначение посадки и предельных отклонений размеров на сборочном и рабочих чертежах деталей шпоночного соединения.

## ЗАДАНИЕ 10

### Допуски и посадки шлицевых соединений

**Цель:** научиться выбирать сочетания полей допусков размеров элементов шлицевых соединений по центрирующим и нецентрирующим размерам, определять предельные отклонения и предельные размеры, научиться выполнять рабочие чертежи.

**Задание:** определить основные размеры шлицевого соединения, выбрать поля допусков элементов соединения, начертить схему расположения полей допусков соединения, вычертить эскизы соединения и деталей.

**Исходные данные:** номинальный размер, вид соединения, характер нагрузки.

### Методические указания по выполнению работы

Наибольшее применение в машиностроении получили шлицевые прямобочные соединения. Основными параметрами, характеризующими эти соединения, являются: число зубьев  $z$ , наружный диаметр  $D$ , внутренний диаметр  $d$ , ширина шлицев  $b$ , размеры которых определены ГОСТ 1139-80.

В зависимости от передаваемого крутящего момента предусмотрено три серии соединений - легкая, средняя и тяжелая, различающиеся высотой и числом шлицев.

Легкая серия, имеющая наименьшие числа и высоту шлицев, применяется для неподвижных или слабо нагруженных соединений. Средняя серия имеет большие по сравнению с легкой серией числа и высоту шлицев и рекомендуется для средненагруженных соединений. Тяжелая серия предназначена для наиболее тяжелых условий работы и имеет наибольшие числа и высоты зубьев.

Для обеспечения соосности втулки относительно оси вращения вала у сопрягаемых шлицевых деталей предусмотрена центрирующая поверхность.

Применяют три способа центрирования: по наружному диаметру  $D$ , по внутреннему диаметру  $d$  и по ширине шлица  $b$ .

Выбор способа центрирования зависит от эксплуатационных требований и технологии изготовления шлицевых деталей.

Центрирование по наружному диаметру  $D$  применяется для неподвижных, а также для подвижных соединений, работающих при небольших нагрузках и подвергающихся малому износу. Тогда шлицевая втулка или термически не обрабатывается, что позволяет обработать ее чистовой протяжкой, или после термообработки твердость ее материала допускает калибровку протяжкой.

Центрирование по внутреннему диаметру  $d$  применяется в основном в подвижных соединениях, работающих при больших нагрузках в тяжелых условиях. В таких соединениях шлицевая втулка после термообработки имеет высокую твердость, и дефекты от коробления можно устранить лишь шлифованием, для которого доступна только поверхность по внутреннему диаметру.

Способы центрирования по наружному диаметру  $D$  и по внутреннему диаметру  $d$  обеспечивают высокую точность центрирования.

Центрирование по ширине шлица  $b$  рекомендуется, когда не требуется высокая точность центрирования и в то же время необходимо обеспечить достаточную прочность соединения в эксплуатации (знакопеременные нагрузки, большие крутящие моменты, реверсивное движение). Для этого боковые поверхности шлицов, особенно если вал термически обрабатывается, шлифуют, чтобы выдержать их толщину и прямолинейность. Примером центрирования по ширине шлица  $b$  является карданное соединение транспортных, строительных и других машин.

Допуски и предельные отклонения параметров  $d$ ,  $D$ ,  $b$  шлицевых деталей назначают такие же, как для гладких цилиндрических деталей по ГОСТ 25346-89.

Точность размеров  $d$ ,  $D$ ,  $b$  определяется выбором центрирующей поверхности шлицевых соединений:

- центрирующие диаметры  $d$  или  $D$  для втулки и вала изготавливаются, как правило, по 6, 7, 8-м квалитетам;
- нецентрирующие диаметры  $d$ ,  $D$  для втулки и вала изготавливаются по 11-му, 12-м квалитетам;
- размер  $b$  по ширине паза втулки изготавливается по 8, 9, 10-му квалитетам, по ширине шлица - по 7, 8, 9-м квалитетам.

Посадки шлицевых соединений по размерам  $d$  и  $D$  выполняют в системе отверстия, что позволяет сократить номенклатуру дорогостоящих протяжек, применяемых для обработки шлицевых отверстий.

Посадки по ширине шлица в подавляющем большинстве внесистемные, что обеспечивает достаточную величину зазора для компенсации погрешностей формы и расположения элементов шлицевых деталей по всей их длине.

В таблицах ПЗ1...ПЗ4 приведены поля допусков шлицевых валов и втулок для образования посадок при различных видах центрирования.

**Пример:** назначить посадки элементов шлицевого прямобочного соединения при номинальном размере  $10 \times 16 \times 20$ , поверхность центрирования –  $d$ , соединение подвижное, нагрузка ударная.

Из таблицы ПЗ0 выписываем основные размеры и числа зубьев шлицевого соединения общего назначения с прямобочным профилем зубьев: число шлицев  $z = 10$ , внутренний диаметр  $d = 16$  мм, наружный диаметр  $D = 20$  мм, ширина шлица  $b = 2,5$  мм,  $d_{f1} \geq 14,1$  мм.

По таблицам ПЗ1 и ПЗ4 выбираем посадки элементов шлицевого соединения для заданных условий (подвижное соединение, ударная нагрузка):

$$\text{для центрирующего размера - } d = 16 \frac{H7}{g6};$$

$$\text{для наружного диаметра } D = 20 \frac{H12}{a11};$$

$$\text{для ширины шлица } b = 2,5 \frac{D9}{k7}.$$

Определяем предельные отклонения и предельные размеры деталей соединения и заполняем таблицу размерных характеристик (табл. 10.1).

Таблица 10.1 – Размерные характеристики прямобочного шлицевого соединения

Обозначения	Номинальный размер, мм	Поле допуска	Допуск, мкм	Предельные отклонения, мкм		Предельные размеры, мм	
				верхние	нижние	наибольшие	наименьшие
Центрирующий размер $d$							
$d_1$	16	$g6$	11	-6	-17	5,994	5,983
$d_2$	16	$H7$	18	18	0	16,018	16,0
Нецентрирующие размеры							
$D_1$	20	$a11$	130	-300	-430	19,700	19,570
$D_2$	20	$H12$	210	210	0	20,210	20,0
$b_1$	2,5	$k7$	10	10	0	2,510	2,5
$b_2$	2,5	$D9$	25	45	20	2,545	2,520

Чертим схемы расположения полей допусков шлицевого соединения.

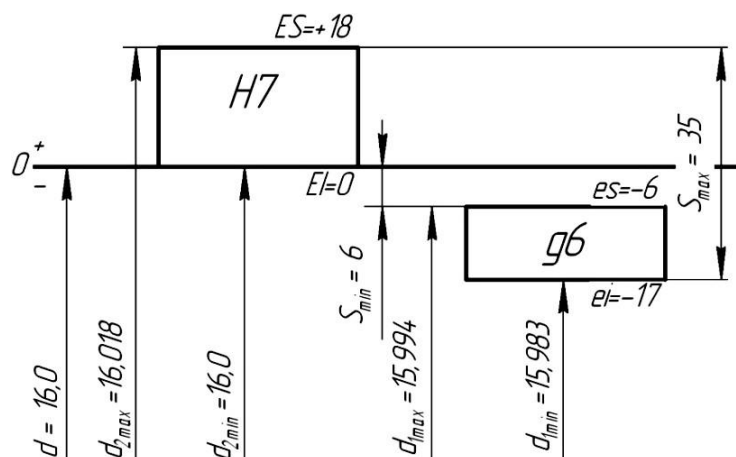


Рис. 10.1 – Схема расположения полей допусков внутреннего диаметра шлицевого соединения

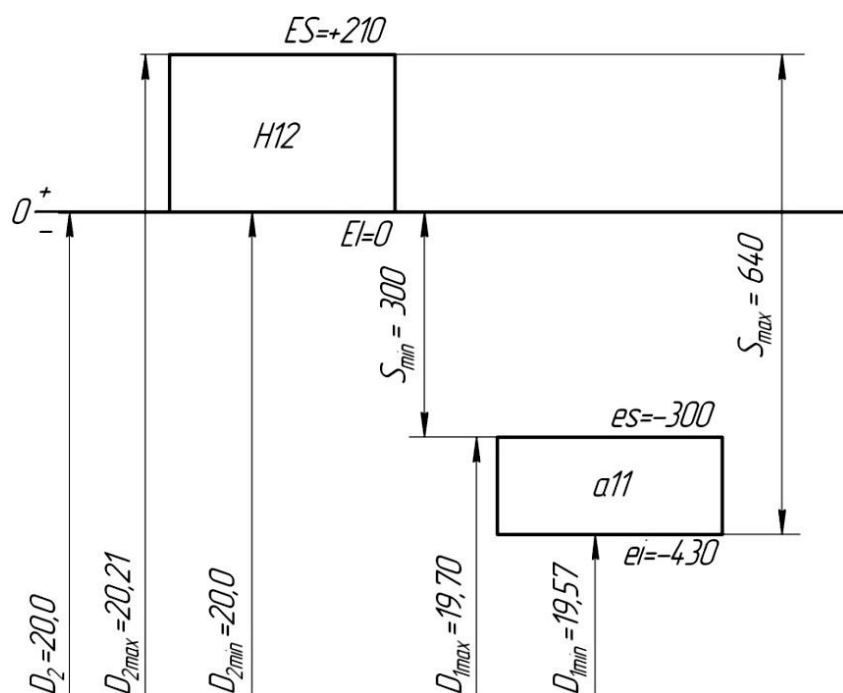


Рис. 10.2 – Схема расположения полей допусков наружного диаметра шлицевого соединения

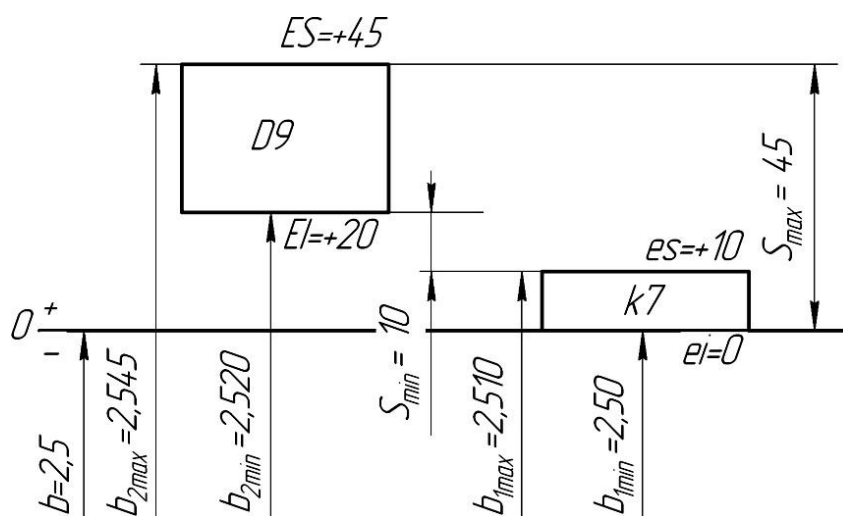


Рис. 10.3 – Схема расположения полей допусков ширины шлица

Чертим эскизы соединения и деталей.

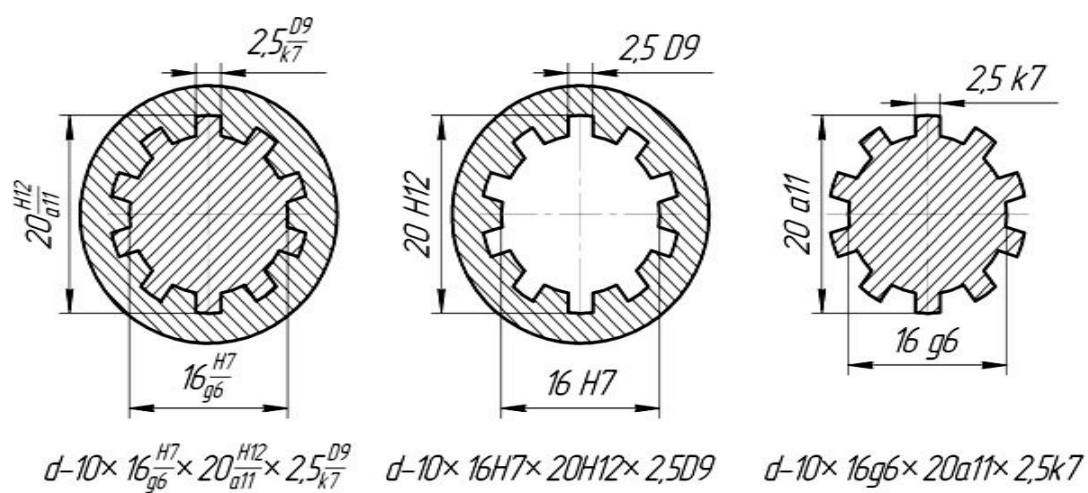


Рис. 10.4 Обозначение посадки и предельных отклонений размеров на сборочном и рабочих чертежах шлицевого соединения

## ЗАДАНИЕ 11

### Определение элементов соединения, собираемых методом групповой взаимозаменяемости

**Цель:** *изучить сущность метода групповой взаимозаменяемости (селективная сборка); научиться определять количество размерных групп, предельные отклонения и размеры деталей в размерных группах, групповые допуски размеров и посадки.*

**Задание: определить:** *значения предельных отклонений, допусков и предельных размеров деталей соединения; значения предельных зазоров (натягов) в соединении, допуск посадки; количество размерных групп; вычертить схему расположения полей допусков соединения, разделив поля допусков деталей соединения на размерные группы; составить карту сортировщика.*

**Исходные данные:** *условное обозначение соединения, собираемого методом групповой взаимозаменяемости; групповой допуск посадки соединения.*

### Методические указания по выполнению задания

Сущность метода групповой взаимозаменяемости (селективной сборки) заключается в изготовлении деталей со сравнительно большими допусками с последующей сортировкой их на размерные группы и сборке соединения из деталей одноименных групп. Данный метод используется в случаях, когда в силу жестких требований к соединению допуски на изготовление деталей оказываются такими малыми, что делает их изготовление невозможным или экономически нецелесообразным. Например, для нормального функционирования плунжерной пары топливного насоса высокого давления дизельного двигателя необходимо обеспечить зазор в сопряжении в пределах 2...4 мкм. Так как допуск посадки

$$TS = S_{max} - S_{min} = 4 - 2 = 2 \text{ мкм} = TD + Td,$$



то допуски на изготовление плунжера и втулки составляют  $1 \text{ мкм}$ . При номинальном размере соединения  $10 \text{ мм}$  можно определить, что детали должны быть изготовлены по 1 качеству, что для изделий массового производства экономически нецелесообразно.

В машиностроении экономически целесообразными технологическими процессами окончательной обработки изделий массового производства являются операции, обеспечивающие качества  $IT5 \dots IT7$ . В случае, если плунжер и втулка будут изготовлены по 5 качеству ( $TD = Td = 6 \text{ мкм}$ ) допуск посадки составит  $12 \text{ мкм}$ .

Для обеспечения требуемой посадки детали после изготовления необходимо рассортировать на размерные группы, количество которых определяется из выражения:

$$n_{\text{гр}} \geq \frac{TS}{TS_{\text{гр}}},$$

где  $TS$  - допуск посадки соединения, изготовленного по технологическим возможностям;

$TS_{\text{гр}}$  - допуск посадки, установленный из условий работы сопряжения.

В рассматриваемом случае:

$$n_{\text{гр}} \geq \frac{TS}{TS_{\text{гр}}} = \frac{12}{2} = 6,$$

то есть после изготовления плунжеры и втулки должны быть измерены и рассортированы на 6 размерных групп и сопряжение должно быть образовано соединением деталей из одноименных групп.

Наряду с очевидными достоинствами метод групповой взаимозаменяемости имеет ряд недостатков: усложняется контроль (требуется большой штат контролеров, более точные измерительные средства), повышается трудоемкость сборки, возможно увеличение объема незавершенного производства.

**Пример:** *определить количество размерных групп, предельные откло-*

нения и размеры деталей в размерных группах, групповые допуски размеров и посадки для соединения  $\Phi 160 \frac{H8}{t8}$  при заданном групповом допуске посадки 50 мкм.

По приложениям П1...П3 определяем основные отклонения размеров деталей соединения  $EI = 0$ ,  $ei = +134$  мкм; допуски размеров  $TD = Td = 63$  мкм; неосновные предельные отклонения:

$$ES = EI + TD = 0 + 63 = 63 \text{ мкм};$$

$$es = ei + Td = 134 + 63 = 197 \text{ мкм}.$$

Предельные размеры деталей соединения:

$$D_{max} = D_n + ES = 160 + 0,063 = 160,063 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 160 + 0 = 160,0 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 160 + 0,197 = 160,197 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n + ei = 160 + 0,134 = 160,134 \text{ мм}.$$

Предельные натяги в сопряжении:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 160,197 - 160,0 = 0,197 \text{ мм} = 197 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{min} = 160,134 - 160,063 = 0,071 \text{ мм} = 71 \text{ мкм}.$$

Допуск посадки:

$$TN = N_{max} - N_{min} = 197 - 71 = 126 \text{ мкм}.$$

Количество размерных групп:

$$n_{гр} \geq \frac{TN}{TN_{гр}} = \frac{126}{50} = 2,52.$$

Принимаем  $n_{гр} = 3$ .

Групповые допуски деталей соединения:

$$TD_{гр} = Td_{гр} = \frac{TD}{n_{гр}} = \frac{63}{3} = 21 \text{ мкм}.$$

Предельные размеры вала и отверстия в каждой размерной группе могут быть определены по следующим зависимостям:

$$D_{max}^{1гр} = D_{max} = 160,063 \text{ мм};$$

$$D_{min}^{1гр} = D_{max}^{2гр} = D_{max}^{1гр} - TD_{гр} = 160,063 - 0,021 = 160,042 \text{ мм};$$

$$D_{min}^{2гр} = D_{max}^{3гр} = D_{max}^{2гр} - TD_{гр} = 160,042 - 0,021 = 160,021 \text{ мм};$$

$$D_{min}^{3гр} = D_{min} = D_{max}^{3гр} - TD_{гр} = 160,021 - 0,021 = 160,0 \text{ мм};$$

$$d_{max}^{1гр} = d_{max} = 160,197 \text{ мм};$$

$$d_{min}^{1гр} = d_{max}^{2гр} = d_{max}^{1гр} - Td_{гр} = 160,197 - 0,021 = 160,176 \text{ мм};$$

$$d_{min}^{2гр} = d_{max}^{3гр} = d_{max}^{2гр} - Td_{гр} = 160,176 - 0,021 = 160,155 \text{ мм};$$

$$d_{min}^{3гр} = d_{min} = d_{max}^{3гр} - Td_{гр} = 160,155 - 0,021 = 160,134 \text{ мм}.$$

Чертим схему расположения полей допусков соединения с разбивкой на размерные группы (рис.11.1).

Для практического осуществления метода групповой взаимозаменяемости целесообразно составить карту сортировщика (табл. 11.1).

Таблица 11.1 - Карта сортировщика для сортировки деталей соединения  $\varnothing 160H8/t8$  на размерные группы

Номера размерной группы		Размеры деталей, мм	
		отверстие	вал
1	<i>max</i>	160,063	160,197
	<i>min</i>	160,042	160,176
2	<i>max</i>	160,042	160,176
	<i>min</i>	160,021	160,155
3	<i>max</i>	160,021	160,155
	<i>min</i>	160,0	160,134

Предельные групповые натяги определяются последующим выражением:

$$N_{max}^{гр} = d_{max}^{1гр} - D_{min}^{1гр} = 190,197 - 190,042 = 0,155 \text{ мм};$$

$$N_{min}^{гр} = d_{min}^{1гр} - D_{max}^{1гр} = 190,176 - 190,063 = 0,113 \text{ мм}.$$

Групповой допуск посадки:

$$TN_{гр} = N_{max}^{гр} - N_{min}^{гр} = 0,155 - 0,113 = 0,042 \text{ мм};$$

$$TN_{гр} = TD_{гр} + Td_{гр} = 21 + 21 = 42 \text{ мкм}.$$

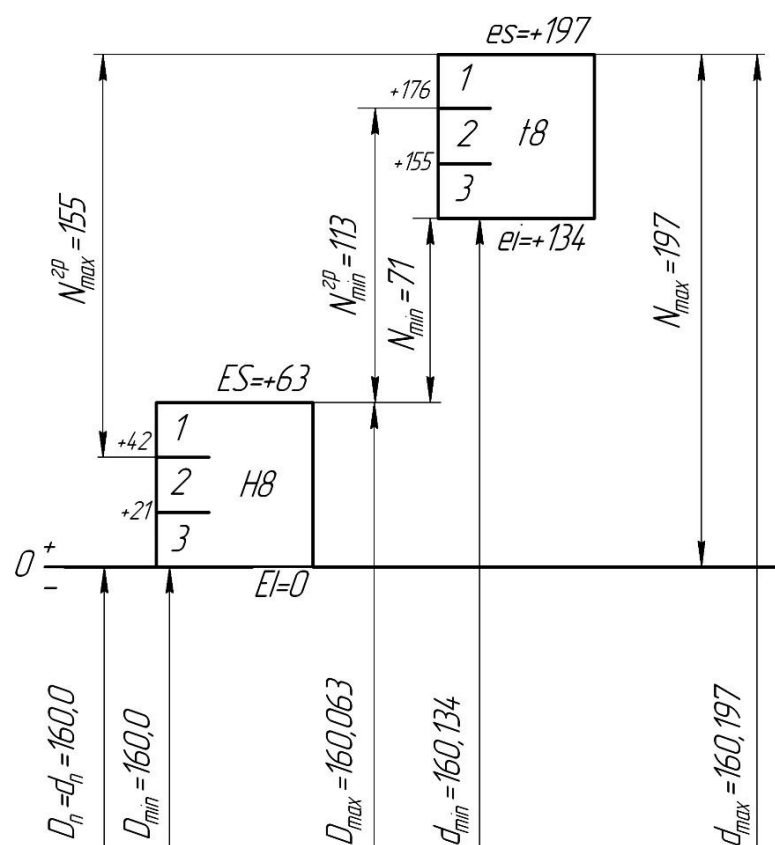


Рис. 11.1 - Схема расположения полей допусков соединения  $\varnothing 160 \frac{H8}{t8}$  при сборке методом групповой взаимозаменяемости

## ЗАДАНИЕ 12

### Расчет плоских размерных цепей

**Цель:** научиться составлять сборочные размерные цепи и рассчитывать допуски на их составляющие звенья методом полной взаимозаменяемости и теоретико-вероятностным методом.

**Задание:** установить звенья, входящие в заданную размерную цепь; составить и проверить размерную цепь, установить единицы допуска составляющих звеньев; определить допуск замыкающего звена, средний коэффициент точности размерной цепи; установить квалитет, по которому следует назначать допуски на составляющие звенья; по установленному квалитету назначить допуски и отклонения на составляющие звенья; выбрать корректирующее звено размерной цепи; рассчитать отклонения корректирующего звена; проверить правильность назначения допусков на составляющие звенья размерной цепи.

**Исходные данные:** чертеж узла с указанием замыкающего звена; номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена.

### Методические указания по выполнению задания

Размерной цепью называется совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи по определению взаимного положения осей и поверхностей детали, механизма или машины в целом и образующих замкнутый контур. Размерная цепь состоит из составляющих звеньев и одного замыкающего. Замыкающим называют размер, который получается последним в процессе обработки детали, сборки узла машины или измерения.

Составляющие звенья размерной цепи могут быть увеличивающими (с увеличением которых замыкающее звено увеличивается) и уменьшающими (с увеличением которых замыкающее звено уменьшается).

Размерные цепи принято обозначать прописными буквами русского или латинского алфавита:  $A$ ,  $B$ ,  $V$  и др. Звенья, образующие размерную цепь обозначают буквой с порядковыми номерами:  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ...  $A_n$ ;  $B_1$ ,  $B_2$ ...  $B_n$  и др.

Замыкающее звено может быть обозначено как  $A_{\Sigma}$ ,  $A_{\Delta}$  или  $A_0$ .

Сущность расчета размерной цепи сводится к установлению допусков и предельных отклонений всех ее звеньев. При этом различают две задачи:

1) по известному допуску и предельным отклонениям замыкающего звена определяются допуски и предельные отклонения все составляющих звеньев;

2) допуск и предельные отклонения замыкающего звена определяются по известным допускам и предельным отклонениям всех составляющих звеньев.

Расчет размерных цепей проводится методом полной взаимозаменяемости (метод «максимум-минимум»), обеспечивающим полную взаимозаменяемость и теоретико-вероятностным методом. Метод «максимум-минимум» учитывает только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания.

**Пример 12.1:** Для узла (рис. П1) известны замыкающее звено  $A_{\Delta}=48\pm 0,8$  мм, номинальные размеры составляющих звеньев. Необходимо назначить допуски на составляющие звенья и определить их предельные отклонения методом полной взаимозаменяемости.

По эскизу узла выявляем составляющие звенья, влияющие на размер замыкающего звена и составляем схему размерной цепи (рис. 12.1).

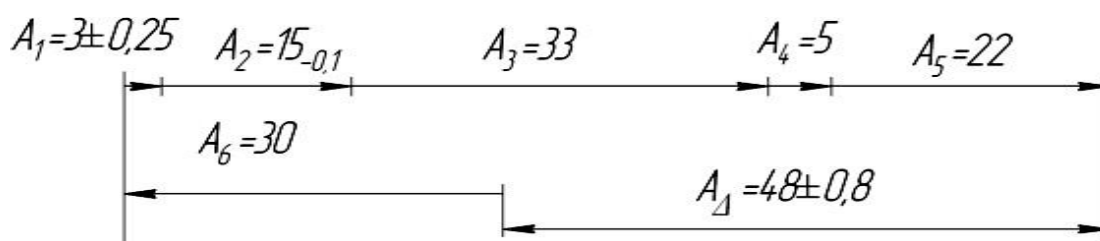


Рис. 12.1 Геометрическая схема размерной цепи

Составляющими звеньями являются: увеличивающие:  $A_1=30,25$  мм;  $A_2=15_{-0,1}$  мм;  $A_3=33$  мм;  $A_4=5$  мм;  $A_5=22$  мм; уменьшающее:  $A_6=30$  мм.

Правильность составления размерной цепи проверяется по равенству номинальных значений звеньев:

$$[A_\Delta] = \sum_{i=1}^m [A_i^{yB}] - \sum_{i=1}^p [A_i^{yM}] = (3 + 15 + 33 + 5 + 22) - 30 = 48 \text{ мм},$$

где  $[A_\Delta]$  – номинальный размер замыкающего звена, мм;

$\sum_{i=1}^m [A_i^{yB}]$  – сумма номинальных размеров увеличивающих звеньев;

$m$  – число увеличивающих звеньев;

$\sum_{i=1}^p [A_i^{yM}]$  – сумма номинальных размеров уменьшающих звеньев;

$p$  – число уменьшающих звеньев.

Допуск замыкающего звена определяется по формуле:

$$TA_\Delta = ESA_\Delta - EIA_\Delta = 0,8 - (-0,8) = 1,6 \text{ мм} = 1600 \text{ мкм},$$

где  $ESA_\Delta$  – верхнее отклонение замыкающего звена, мм;

$EIA_\Delta$  – нижнее отклонение замыкающего звена, мм.

Наиболее часто расчет размерных цепей выполняется способом назначения допусков одного качества. Предварительное значение допуска определяется по числу единиц допуска  $k$ , которое определяется по следующим выражениям:

а) в случае, если размерная цепь не содержит звеньев с известными предельными отклонениями:

$$k = \frac{TA_\Delta}{\sum_{i=1}^{m+p} i_{A_i}},$$

где  $\sum_{i=1}^{m+p} i_{A_i}$  – сумма единиц допуска составляющих звеньев, мкм.

б) в случае, если размерная цепь содержит звенья с известными предельными отклонениями:

$$k = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^r TA_i^{изв}}{\sum_{i=1}^{m+p-r} i_{A_i^{неизв}}},$$

где  $r$  - число составляющих звеньев с известными предельными отклонениями;

$\sum_{i=1}^r TA_i^{изв}$  - сумма допусков звеньев с известными предельными отклонениями;

$\sum_{i=1}^{m+p-r} i_{A_i^{неизв}}$  - сумма единиц допуска звеньев с неизвестными предельными отклонениями, мкм.

В данном примере известны предельные отклонения звеньев  $A_1$  и  $A_2$ :

$$ESA_1 = 0,25 \text{ мм}; ESA_2 = 0; EIA_1 = -0,25 \text{ мм}; EIA_2 = -0,1 \text{ мм}.$$

Отсюда:

$$TA_1 = ESA_1 - EIA_1 = 0,25 - (-0,25) = 0,5 \text{ мм} = 500 \text{ мкм};$$

$$TA_2 = ESA_2 - EIA_2 = 0 - (-0,1) = 0,1 \text{ мм} = 100 \text{ мкм}.$$

Единицы допуска составляющих звеньев определяются по таблице П13:

$$i_{A_3} = 1,56 \text{ мкм}; i_{A_4} = 0,73 \text{ мкм}; i_{A_5} = 1,31 \text{ мкм}; i_{A_6} = 1,31 \text{ мкм}.$$

Тогда:

$$k = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^r TA_i^{изв}}{\sum_{i=1}^{m+p-r} i_{A_i^{неизв}}} = \frac{1600 - (500 + 100)}{1,56 + 0,73 + 1,31 + 1,31} = 203,4.$$

Полученное расчетами число единиц допуска сравнивают с табличными (таблица П14) и принимают ближайшее значение  $k = 250$ , что соответствует тринадцатому качеству.



Допуски звеньев размерной цепи для 13-го качества определяем по таблице П1:

$$TA_3=390 \text{ мкм}; TA_4=180 \text{ мкм}; TA_5=330 \text{ мкм}; TA_6=330 \text{ мкм}.$$

Правильность назначения допусков на составляющие звенья проверяется по условию:

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{i=1}^n TA_i,$$

где  $\sum_{i=1}^n TA_i$  - сумма допусков составляющих звеньев размерной цепи,

мкм.

$$\sum_{i=1}^n TA_i = 500 + 100 + 390 + 180 + 330 + 330 = 1830 \text{ мкм}.$$

Так как условие не выполняется, то необходимо изменить допуск одного из составляющих звеньев. В качестве корректирующего звена принимают наиболее просто изготавливаемое и контролируемое звено, если допуск необходимо уменьшить и наоборот, корректировку осуществляют за счет наиболее сложного в изготовлении звена в случае возможности расширения допуска.

В рассматриваемом примере сумма допусков составляющих звеньев больше допуска замыкающего звена. Следовательно, необходимо уменьшить допуск одного из звеньев. Наиболее целесообразно в данном случае в качестве корректирующего звена принять  $A_3$ . Допуск корректирующего звена определяется из выражения:

$$TA_3^K = TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^n TA_i + TA_3 = 1600 - 1830 + 390 = 160 \text{ мкм}.$$

Предельные отклонения составляющих звеньев назначаются исходя из следующих соображений:

- для размеров охватывающих поверхностей (диаметр отверстия, ширина паза и др.) отклонения назначают как для основного отверстия ( $EI=0$ );

- для размеров охватываемых поверхностей (диаметр вала, толщина выступа и др.) отклонения назначают как для основного вала ( $es=0$ );

- для других размеров предельные отклонения обычно принимают симметричными  $\pm IT/2$ .

Для рассматриваемого случая целесообразно на все звенья назначить симметричные отклонения:  $A_4=5JS13=5\pm0,090$  мм;  $A_5=22JS13=22\pm0,165$  мм;  $A_6=30JS13=30\pm0,165$  мм.

Предельные отклонения корректирующего увеличивающего звена находят из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} ESA_3^K &= ESA_\Delta - \sum_{i=1}^{m-1} ESA_i^{yB} + \sum_{i=1}^p EIA_i^{yM} = \\ &= 800 - (250 + 0 + 90 + 165) + (-165) = 130 \text{ мкм;} \\ EIA_3^K &= EIA_\Delta - \sum_{i=1}^{m-1} EIA_i^{yB} + \sum_{i=1}^p ESA_i^{yM} = \\ &= -800 - (-250 - 100 - 90 - 165) + 165 = -30 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Если в качестве корректирующего звена принимается уменьшающее звено, то предельные отклонения определяются по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} ESA^K &= \sum_{i=1}^m EIA_i^{yB} - EIA_\Delta - \sum_{i=1}^{p-1} ESA_i^{yM}; \\ EIA^K &= \sum_{i=1}^m ESA_i^{yB} - ESA_\Delta - \sum_{i=1}^{p-1} EIA_i^{yM}. \end{aligned}$$

Допуск корректирующего звена рассчитывается по формуле:

$$TA_3^K = ESA_3^K - EIA_3^K = 130 - (-30) = 160 \text{ мкм.}$$

Так как допуск корректирующего звена, рассчитанный по разным формулам одинаков, расчет размерной цепи выполнен верно. Окончательные результаты расчетов всех звеньев заносятся в таблицу 12.1.

Таблица 12.1 - Результаты расчетов размерной цепи

Наименования звеньев	Номинальный размер, мм	Обозначение звена	Допуск размера, мм	Поле допуска	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм	
					<i>ES</i>	<i>EI</i>	<i>max</i>	<i>min</i>
Замыкающее	48	$A_{\Delta}$	1,6	-	0,8	-0,8	48,8	47,2
Увеличивающее	3	$A_1$	0,5	<i>изв.</i>	0,25	-0,25	3,25	2,75
Увеличивающее	15	$A_2$	0,1	<i>изв.</i>	0	-0,1	15,0	14,9
Увеличивающее	33	$A_3$	0,16	<i>кор.</i>	0,13	-0,03	33,13	32,97
Увеличивающее	5	$A_4$	0,18	<i>JS13</i>	0,09	-0,09	5,09	4,91
Увеличивающее	22	$A_5$	0,33	<i>JS13</i>	0,165	-0,165	22,165	21,835
Уменьшающее	30	$A_6$	0,33	<i>JS13</i>	0,165	-0,165	30,165	19,835

Основным недостатком метода «максимум – минимум» являются повышенные требования к точности составляющих звеньев размерной цепи, так как метод обеспечивает заданную точность замыкающего звена при самых неблагоприятных сочетаниях действительных размеров звеньев.

Теоретико-вероятностный метод учитывает действительные или прогнозируемые законы рассеяния погрешностей звеньев и случайный характер их сочетания в размерных цепях. Вероятностный метод позволяет назначать более широкие допуски на составляющие звенья, однако при этом сохраняется некоторая допустимая доля риска выхода замыкающего звена за установленные пределы.

Учитывая случайный характер сочетаний действительных размеров звеньев размерной цепи на основании уравнения дисперсии суммы независимых случайных величин можно записать:

$$\sigma_{\Delta}^2 = \sum_{i=1}^{m+p} \sigma_i^2,$$

где  $\sigma_{\Delta}$  – среднее квадратическое отклонение размера замыкающего звена;

$\sigma_i$  – среднее квадратическое отклонение размера составляющего звена размерной цепи.

Для перехода от средних квадратических отклонений  $\sigma$  к допускам  $TA$  или полям рассеяния используется коэффициент относительного рассеяния

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{TA_i}.$$

Если погрешность звеньев размерной цепи изменяется по закону нормального распределения, а границы рассеяния размеров составляющих звеньев  $6\sigma$  совпадают с границами полей допусков, т.е.  $TA_i = 6\sigma_i$ , то:

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{TA_i} = \frac{2\sigma_i}{6\sigma_i} = \frac{1}{3}.$$

Для закона треугольника (Симпсона) при  $TA_i = 2\sqrt{6} \cdot \sigma_i$

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{TA_i} = \frac{2\sigma_i}{2\sqrt{6} \cdot \sigma_i} = \frac{1}{\sqrt{6}}.$$

Для закона равной вероятности и при неизвестном законе рассеяния размеров при  $TA_i = 2\sqrt{3} \cdot \sigma_i$

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_i}{TA_i} = \frac{2\sigma_i}{2\sqrt{3} \cdot \sigma_i} = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Приняв:

$$\sigma_{\Delta} = \frac{TA_{\Delta} \cdot \lambda_{\Delta}}{2};$$

$$\sigma_i = \frac{TA_i \cdot \lambda_i}{2}$$

получим:

$$\sigma_{\Delta}^2 = \sum_{i=1}^{m+p} \sigma_i^2 = \frac{(TA_{\Delta})^2 \cdot \lambda_{\Delta}^2}{4} = \sum_{i=1}^{m+p} \frac{(TA_i)^2 \cdot \lambda_i^2}{4}.$$

Из этого равенства можно получить уравнение точности размерной цепи при расчете теоретико-вероятностным методом:

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+p} \lambda_i^2 \cdot (TA_i)^2} = t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+p} \lambda_i^2 \cdot (TA_i)^2},$$

где  $t$  – коэффициент, зависящий от величины риска  $P$  (таблица П35).

Число единиц допуска для определения качества рассчитывается по

формуле:

$$k = \frac{TA_{\Delta}}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+p} \lambda_i^2 \cdot i_{A_i}^2}}.$$

Если в размерной цепи есть звенья с известными предельными отклонениями  $A_i^{\text{изв}}$ , то число единиц допуска определяется по формуле:

$$k = \frac{\sqrt{(TA)_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^r (TA_i^{\text{изв}})^2}}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+p-r} \lambda_i^2 \cdot i_{A_i}^2}}.$$

После назначения допусков размеров составляющих звеньев по выбранному качеству проверяют выполнение условия точности размерной цепи. Если условие не выполняется, то одно из звеньев выбирается в качестве корректирующего. Допуск корректирующего звена находят по формуле:

$$TA^k = \sqrt{TA_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{m+p-1} (TA_i)^2}.$$

Предельные отклонения корректирующего звена определяются через координату середины поля допуска звена по формулам:

$$ESA_3^k = ECA_3^k + \frac{TA_3}{2};$$

$$EIA_3^k = ECA_3^k - \frac{TA_3}{2},$$

Координата середины поля допуска корректирующего звена определяется из условия:

$$ECA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ECA_i^{yB} - \sum_{i=1}^p ECA_i^{yM}$$

по формулам:

- для увеличивающего звена:

$$ECA^k = ECA_{\Delta} + \sum_{i=1}^p ECA_i^{YM} - \sum_{i=1}^{m-1} ECA_i^{YB};$$

- для уменьшающего звена:

$$ECA^k = \sum_{i=1}^m ECA_i^{YB} - ECA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{p-1} ECA_i^{YM}$$

Середина поля допуска звена размерной цепи рассчитывается по формуле:

$$ECA_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}.$$

Истинный процент брака, т.е. доля размерных цепей, в которых не обеспечивается заданная точность замыкающего звена, определяется по формуле:

$$t = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m+p} \lambda_i^2 (TA)^2}}.$$

**Пример 12.2:** Для узла (рис. П1) известны замыкающее звено  $A_{\Delta} = 48 \pm 0,8$  мм, номинальные размеры составляющих звеньев. Необходимо назначить допуски на составляющие звенья при уровне риска  $P = 0,27\%$  и нормальном законе рассеяния размеров составляющих звеньев и определить их предельные отклонения теоретико-вероятностным методом.

Из примера 12.1 известно:  $TA_{\Delta} = 1600$  мкм;  $TA_1 = 500$  мкм;  $TA_2 = 100$  мкм;  $i_{A_3} = 1,56$  мкм;  $i_{A_4} = 0,73$  мкм;  $i_{A_5} = 1,31$  мкм;  $i_{A_6} = 1,31$  мкм.

По таблице П35 для уровня риска  $P = 0,27\%$  определяем значение коэффициента риска  $t = 3$ .

Число единиц допуска определяется по формуле:

$$k = \frac{\sqrt{(TA) - \sum_{i=1}^r (TA_{i \text{ ИЗВ}})^2}}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+p-r} \lambda_i^2 \cdot i^2}} = \frac{\sqrt{(1600)^2 - (500^2 + 100^2)}}{3 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 (1,56^3 + 0,73^2 + 1,31^2 + 1,31^2)}} = 599.$$

Полученное единиц допуска сравниваем с табличными (таблица П14) и принимаем ближайшее значение  $k = 640$ , что соответствует пятнадцатому качеству.

По таблице П1 назначаем допуски звеньев размерной цепи для 15-го качества:

$$TA_3 = 1000 \text{ мкм}; TA_4 = 480 \text{ мкм}; TA_5 = 840 \text{ мкм}; TA_6 = 840 \text{ мкм}.$$

Определяем сумму квадратов допусков составляющих звеньев:

$$t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+p} \lambda_i^2 \cdot (TA_i)^2} = 3 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 (500^2 + 100^2 + 1000^2 + 480^2 + 840^2 + 840^2)} = 1703 \text{ мкм}.$$

Так как условие точности размерной цепи не выполняется, назначаем корректирующее звено  $A_3$ , допуск которого рассчитывается по формуле:

$$TA_3 = \sqrt{TA_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{m+p-1} (TA_i)^2} = \sqrt{1600^2 - (500^2 + 100^2 + 480^2 + 840^2 + 840^2)} = 811 \text{ мкм}.$$

Координаты середины поля допуска звеньев определяем по вышеприведенной формуле и заносим в таблицу 11.2. Например, для замыкающего звена:

$$ECA_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2} = \frac{800 + (-800)}{2} = 0.$$

Координата середины поля допуска корректирующего звена определяется по формуле:

$$ECA^k = ECA_{\Delta} + \sum_{i=1}^p ECA_i^{YM} - \sum_{i=1}^{m-1} ECA_i^{YB} = 0 + (0 - 50 + 0 + 0) - 0 = -50 \text{ мкм}.$$

Предельные отклонения корректирующего звена определяются через координату середины поля допуска звена по формулам:

$$ESA_3^k = ECA_3^k + \frac{TA_3}{2} = -50 + \frac{811}{2} = 356,5 \text{ мкм};$$

$$EIA_3^k = ECA_3^k - \frac{TA_3}{2} = -50 - \frac{811}{2} = -406,5 \text{ мкм}.$$

Таблица 12.2 - Результаты расчетов размерной цепи

Наименования звеньев	Номинальный размер, мм	Обозначение звена	Допуск размера, мкм	Поле допуска	Координаты середины поля допуска, мкм	Предельные отклонения, мкм		Предельные размеры, мм	
						<i>ES</i>	<i>EI</i>	<i>max</i>	<i>min</i>
Замыкающее	48	$A_{\Delta}$	1600	-	0	800	-800	48,8	47,2
Увеличивающее	3	$A_1$	500	<i>изв.</i>	0	250	-250	3,25	2,75
Увеличивающее	15	$A_2$	100	<i>изв.</i>	-50	0	-100	15,0	14,9
Увеличивающее	33	$A_3$	811	<i>кор.</i>	-50	356,5	-406,5	33,3565	32,5935
Увеличивающее	5	$A_4$	480	<i>JS15</i>	0	240	-240	5,24	4,76
Увеличивающее	22	$A_5$	840	<i>JS15</i>	0	420	-420	22,42	21,58
Уменьшающее	30	$A_6$	840	<i>JS15</i>	0	420	-420	30,42	29,58

Истинный коэффициент риска, характеризующий процент выхода значений замыкающего звена (его отклонений) за пределы установленного на него допуска

$$t = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m+p} \lambda_i^2 (TA_i)^2}} = \frac{1600}{\sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 \cdot (500^2 + 100^2 + 811^2 + 480^2 + 840^2 + 840^2)}} = 3,0.$$



## ЗАДАНИЕ 13

### Определение вероятного процента брака при изготовлении и восстановлении деталей машин

**Цель:** *научиться определять вероятный процент брака деталей при изготовлении и восстановлении.*

**Задание: определить:** *допуски, предельные отклонения и предельные размеры деталей; процент вероятного брака деталей при отсутствии смещения центров группирования относительно середины поля допуска; процент исправимого и неисправимого брака деталей при заданном значении смещения центра группирования относительно середины поля допуска.*

**Исходные данные:** *номинальный диаметр соединения, условные обозначения полей допусков деталей, среднеквадратические отклонения размеров, значения смещений центров группирования относительно середины поля допуска детали.*

### Методические указания по выполнению задания

При изготовлении и измерении деталей возникают две категории погрешностей: систематические и случайные. Систематическими называют погрешности, постоянные по абсолютному значению и знаку или изменяющиеся по определенному закону в зависимости от характера неслучайных факторов. Постоянные систематические погрешности могут быть следствием неточной настройки оборудования, погрешности измерительного средства, отклонения рабочей температуры от нормальной и т.д. Случайными называют непостоянные по абсолютному значению и знаку погрешности, которые возникают при изготовлении и зависят от случайно действующих причин. Характерный их признак – изменение значений при повторных опытах. Случайные погрешности могут быть вызваны множеством случайно изменяющихся факторов, причем ни один из них не является доминирующим. Принято считать, что действительные значения размеров деталей при изготовлении

являются случайными величинами, их появление устанавливается законом распределения вероятностей случайной величины.

Распределение случайной величины, изменение которой зависит от большого числа равноценных факторов, как правило, подчиняется закону нормального распределения (закон Гаусса). Площадь, ограничиваемая кривой плотности нормального распределения и осью абсцисс, когда начало координат совпадает со средним арифметическим значением, определяется уравнением:

$$F(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx.$$

В теории вероятностей часто используют коэффициент риска, равный  $t = \frac{x}{\sigma}$ . Если вместо  $x$  в уравнение ввести коэффициент риска, то оно примет вид:

$$F(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt.$$

Площадь, ограниченная кривой нормального распределения и осью абсцисс, равна вероятности полной группы событий, т.е. единице. Так как кривая симметрична относительно оси  $y$ , можно принять:

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = 0,5,$$

где  $\Phi(t)$  – площадь, ограниченная кривой и осью абсцисс в пределах интегрирования от 0 до  $t$ .

Для того, чтобы найти вероятность того, что случайная величина будет находиться в пределах интервала  $x_1$  до  $x_2$  достаточно интегрированием установить площади, соответствующие значениям  $t_1 = \frac{x_1}{\sigma}$  и  $t_2 = \frac{x_2}{\sigma}$ . Искомая величина будет равна их разности:  $\Phi(t) = \Phi(t_1) - \Phi(t_2)$ .

В общем виде уравнение выглядит так

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt.$$

Величина  $\Phi(t)$  называется интегральной функцией или нормированной функцией Лапласа.

Кривая нормального распределения в обе стороны от оси  $y$  асимптотически приближается к оси абсцисс. Для практических расчетов необходимо иметь ограниченное поле рассеяния, которое охватывало бы основную массу событий. Так как основным параметром рассеяния является среднеквадратическое отклонение  $\sigma$ , то поле рассеяния принимают в пределах  $\pm 3\sigma$ . За пределами этого поля остается 0,27% событий, что для технических расчетов вполне приемлемо, т.е. можно принять, что поле рассеяния  $V = 6\sigma$ .

Для определения процента брака при изготовлении деталей сначала определяют коэффициент риска  $t$ . В случае, когда середина поля допуска совпадает с центром рассеяния  $x = \frac{Td}{2}$  после некоторых преобразований можно принять:

$$\frac{t}{\sigma} = \frac{x}{2\sigma} = \frac{Td}{2V/6} = 3 \frac{Td}{V}.$$

Таким образом, коэффициент риска в этом случае показывает соотношение поля допуска и поля рассеяния для технологических процессов, имеющих разную точность и различное поле рассеяния. Когда коэффициент риска равен 3, поле рассеяния  $V$  равно полю допуска, то брака практически не будет (не более 0,27%). Если же коэффициент риска будет больше 3, то брака не будет, но стоимость изготовления деталей будет выше, т.к. точность обработки выбрана излишне высокой. Когда коэффициент риска менее 3, брак вероятен, и для выбора оптимального технологического процесса изготовления необходимо определить вероятный процент брака.

**Пример:** *Определить вероятный процент брака при изготовлении деталей соединения: номинальный размер  $D_n = d_n = 63$  мм; поле допуска отверстия  $T7$ , вала  $h6$ ; среднеквадратическое отклонение размера отверстия  $\sigma_D = 6$  мкм, вала  $\sigma_d = 4$  мкм; смещение центра группирования относительно*

середины поля допуска: для отверстия  $\eta_D = -3$  мкм, вала  $\eta_d = 4$  мкм.

По таблицам П1...П3 определяем основные элементы заданного соединения:

$$TD = 30 \text{ мкм}; Td = 19 \text{ мкм};$$

$$es = 0 \text{ мкм}; ES = -66 + \Delta = -66 + 11 = -55 \text{ мкм};$$

$$EI = ES - TD = -55 - 30 = -85 \text{ мкм};$$

$$ei = es - Td = 0 - 19 = -19 \text{ мкм}.$$

Полное условное обозначение посадки

$$\varnothing 63 \frac{T7(-0,055)}{h6(-0,019)}.$$

Предельные размеры деталей:

$$D_{max} = D_n + ES = 63 - 0,055 = 62,945 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 63 - 0,085 = 62,915 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 63 + 0 = 63,0 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n - ei = 63 - 0,019 = 62,981 \text{ мм}.$$

Средние размеры:

$$D_{cp} = \frac{D_{max} + D_{min}}{2} = \frac{62,945 + 62,915}{2} = 62,930 \text{ мм};$$

$$d_{cp} = \frac{d_{max} + d_{min}}{2} = \frac{63,0 + 62,981}{2} = 62,9905 \text{ мм};$$

Для случая, когда середина поля допуска и центр группирования совпадают, коэффициенты риска определяются по формулам:

$$t_D = \frac{TD}{2\sigma_D} = \frac{30}{2 \cdot 6} = 2,5;$$

$$t_d = \frac{Td}{2\sigma_d} = \frac{19}{2 \cdot 4} = 2,38.$$

По таблице П15 определяем:

$$\Phi(t_D) = 0,4938, \Phi(t_d) = 0,4913.$$

Вероятности появления брака определяются по формулам:

$$P_D^{\sigma p} = 1 - \Phi(t_D) = 1 - 2 \cdot 0,4938 = 0,0124;$$

$$P_d^{\bar{p}} = 1 - \Phi(t_d) = 1 - 20,4913 = 0,0174.$$

Вероятный процент брака:

$$Q_D^{\bar{p}} = P_D^{\bar{p}} \cdot 100\% = 0,0124 \cdot 100\% = 1,24\%;$$

$$Q_d^{\bar{p}} = P_d^{\bar{p}} \cdot 100\% = 0,0174 \cdot 100\% = 1,74\%.$$

Так как распределение размеров симметрично относительно среднего размера, можно считать, что вероятность появления деталей, относящихся к группе исправимого брака  $Q^{u.\bar{p}}$  (для отверстий  $D_r < D_{min}$ , для валов  $d_r > d_{max}$ ) равна вероятности появления деталей, относящихся к группе неисправимого брака  $Q^{n.\bar{p}}$  (для отверстий  $D_r > D_{max}$ , для валов  $d_r < d_{min}$ ) и определяется по выражениям:

$$Q_D^{u.\bar{p}} = Q_D^{n.\bar{p}} = \frac{Q_D^{\bar{p}}}{2} = \frac{1,24}{2} = 0,62\%;$$

$$Q_d^{u.\bar{p}} = Q_d^{n.\bar{p}} = \frac{Q_d^{\bar{p}}}{2} = \frac{1,74}{2} = 0,87\%.$$

Если же средний размер детали не совпадает с серединой поля допуска, необходимо отдельно определять вероятность появления деталей, относящихся к группам исправимого и неисправимого брака. В этом случае коэффициенты риска определяются с учетом значения смещения:

30

$$\begin{aligned} t_D^{u.\bar{p}} &= \frac{x_D^1}{\sigma_D} = \frac{\frac{TD}{2} + \eta_D}{TD} = \frac{\bar{2} - 3}{6} = 2,0; \\ t_D^{n.\bar{p}} &= \frac{x_D^2}{\sigma_D} = \frac{\frac{TD}{2} - \eta_D}{TD} = \frac{\frac{30}{2} + 3}{19} = 3,0; \\ t_d^{u.\bar{p}} &= \frac{x_d^1}{\sigma_d} = \frac{\frac{TD}{2} - \eta_d}{Td} = \frac{\bar{2} - 4}{4} = 1,38; \\ t_d^{n.\bar{p}} &= \frac{x_d^2}{\sigma_d} = \frac{\frac{TD}{2} + \eta_d}{Td} = \frac{\frac{19}{2} + 4}{4} = 3,38. \end{aligned}$$

По таблице интегральной функции вероятности определяем:

$$\Phi(2,0) = 0,4722; \Phi(3,0) = 0,4986; \Phi(1,38) = 0,4162; \Phi(3,38) = 0,4995.$$

Вероятности появления бракованных деталей:

- относящихся к группе исправимого брака:

$$P_D^{и.бр} = 0,5 - 2 \cdot \Phi(t_D^{и.бр}) = 0,5 - 0,4772 = 0,0228;$$

$$P_d^{и.бр} = 0,5 - 2 \cdot \Phi(t_d^{и.бр}) = 0,5 - 0,4162 = 0,0838;$$

- относящихся к группе неисправимого брака:

$$P_D^{н.бр} = 0,5 - 2 \cdot \Phi(t_D^{н.бр}) = 0,5 - 0,4986 = 0,0014;$$

$$P_d^{н.бр} = 0,5 - 2 \cdot \Phi(t_d^{н.бр}) = 0,5 - 0,4995 = 0,0005.$$

Вероятный процент:

- исправимого брака:

$$Q_D^{и.бр} = P_D^{и.бр} \cdot 100\% = 0,0228 \cdot 100\% = 2,28\%;$$

$$Q_d^{и.бр} = P_d^{и.бр} \cdot 100\% = 0,0838 \cdot 100\% = 8,38\%;$$

- неисправимого брака:

$$Q_D^{н.бр} = P_D^{н.бр} \cdot 100\% = 0,0014 \cdot 100\% = 0,14\%;$$

$$Q_d^{н.бр} = P_d^{н.бр} \cdot 100\% = 0,0005 \cdot 100\% = 0,05\%.$$

Суммарная вероятность появления бракованных деталей:

$$Q_D^{бр} = Q_D^{и.бр} + Q_D^{н.бр} = 2,28 + 0,14 = 2,42\%;$$

$$Q_d^{бр} = Q_d^{и.бр} + Q_d^{н.бр} = 8,38 + 0,05 = 8,43\%.$$

Таким образом, смещение центра группирования относительно середины поля допуска приводит к увеличению вероятного процента брака. Однако при этом появляется возможность сокращения вероятного процента неисправимого брака.

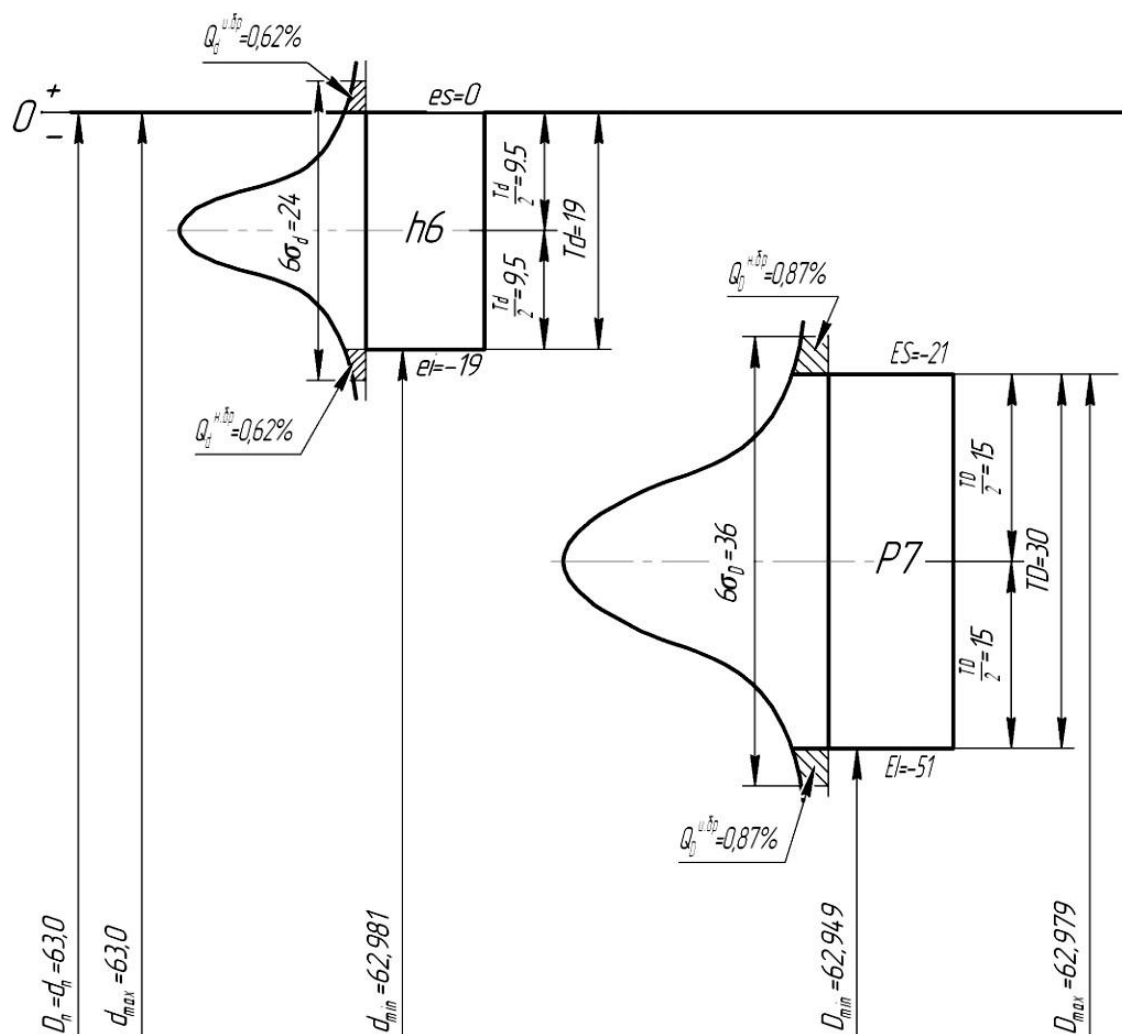


Рис. 13.1 – Схема расчета вероятного процента при симметричном расположении поля допуска детали относительно среднего размера

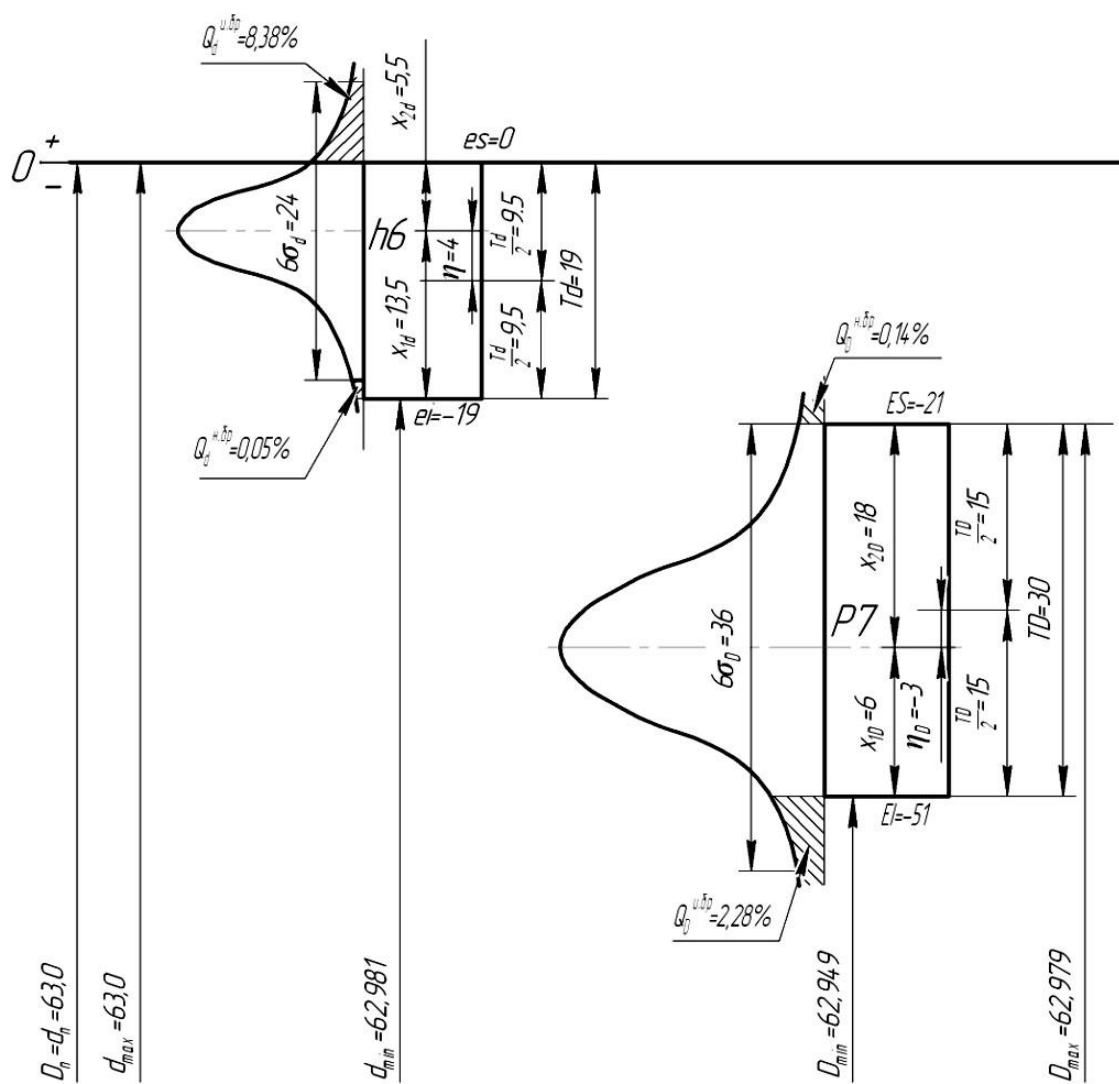


Рис. 13.2 – Схема расчета вероятного процента при смещении поля допуска детали относительно среднего размера



### Рекомендуемая литература:

1. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник для студ. высш. учеб. заведений / [А.И.Аристов, Л.И.Карпов, В.М.Приходько, Т.М.Раковщик]. – М.: Издательский центр «Академия», 2006.
2. Анухин В.И. Допуски и посадки. – СПб.: Питер, 2008.
3. Чижикова Т.В. Стандартизация, сертификация и метрология. Основы взаимозаменяемости. – М.: Логос, 2002.
4. ГОСТ 25346-89 Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. – М.: Изд-во стандартов, 1989.
5. Белкин И.М. Допуски и посадки. – М.: Машиностроение, 1992.

## СОДЕРЖАНИЕ:

Задание 1. Определение элементов гладкого цилиндрического соединения	4
Задание 2. Расчёт исполнительных размеров рабочих калибров для контроля гладких цилиндрических поверхностей	11
Задание 3. Выбор универсальных средств измерений деталей гладкого цилиндрического соединения	19
Задание 4. Расчет и выбор посадок подшипников скольжения	23
Задание 5. Расчет и выбор посадок для неподвижных соединений	27
Задание 6. Расчет и выбор посадок для гладких цилиндрических соединений	34
Задание 7. Определение вероятных зазоров и натягов в переходных посадках	42
Задание 8. Расчет и выбор посадок колец подшипников качения	49
Задание 9. Допуски и посадки шпоночных соединений	54
Задание 10. Допуски и посадки шлицевых соединений	58
Задание 11. Определение элементов соединения, собираемых методом групповой взаимозаменяемости	64
Задание 12. Расчет плоских размерных цепей	69
Задание 13. Определение вероятного процента брака при изготовлении и восстановлении деталей машин	81
Рекомендуемая литература	89
Приложения	91

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П1 – Числовые значения допусков (ГОСТ 25346-89)

Интервал номинальных размеров, мм		Квалитет									
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8
свыше	до	мкм									
	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54
120	180	1,2	2	2,5	5	8	12	18	25	40	63
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97
500	630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70	110
630	800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125
800	1000	5,5	8	11	15	21	29	40	56	90	140

Продолжение таблицы П1

Интервал номинальных размеров, мм		Квалитет									
		9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
свыше	до	мкм			мм						
	3	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
500	630	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00
630	800	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,50
800	1000	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,00	14,00

Таблица П2 – Числовые значения основных отклонений отверстий, мкм (ГОСТ 25346-89)

Интервалы номинальных размеров,мм		Основные отклонения											
		$A^I$	$B^I$	$C$	$CD$	$D$	$E$	$EF$	$F$	$FG$	$G$	$H$	$JS^2$
свыше	до	Нижнее отклонение EI											
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	$\frac{IT_n}{2},$ Предельные отклонения = где $n$ – порядковый номер
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
10	14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
14	18												
18	24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
24	30												
30	40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
40	50	+320	+180	+130									
50	65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
65	80	+360	+200	+150									
80	100	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
100	120	+410	+240	+180									
120	140	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
140	160	+520	+280	+210									
160	180	+580	+310	+230	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
180	200	+660	+340	+240									
200	225	+740	+380	+260	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
225	250	+820	+420	+280									

Продолжение таблицы П2

Интервалы номинальных размеров, мм		Основные отклонения									
		$J$		$K^3$		$M^3$		$N^3$		$P$ до $ZC^3$	
		для квалитетов									
		6	7	8	до 8	св.8	до 8	св. 8	до 8	св.8	до 7
свыше	до	Верхнее отклонение ES									
3	6	+5	+6	+10	-1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0	Отклонения как для квалитетов свыше 7-го, увеличенные на Δ
6	10	+5	+8	+12	-1+Δ	-	-6+Δ	-6	-10+Δ	0	
10	14	+6	+10	+15	-1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0	
14	18										
18	24	+8	+12	+20	-2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0	
24	30										
30	40	+10	+14	+24	-2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0	
40	50										
50	65	+13	+18	+28	-2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0	
65	80										
80	100	+16	+22	+34	-3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0	
100	120										
120	140	+18	+26	+41	-3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0	
140	160										
160	180										
180	200	+22	+30	+47	-4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0	
200	225										
225	250										

Продолжение таблицы П2

Интервалы номинальных размеров, мм		Основные отклонения											
		<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>ZA</i>	<i>ZB</i>	<i>ZC</i>
		для квалитетов свыше 7-го											
свыше	до	Верхнее отклонение ES											
3	6	-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80
6	10	-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97
10	14	-18	-23	-28	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130
14	18						-39	-45	-	-60	-77	-108	-150
18	24	-22	-28	-35	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188
24	30				-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218
30	40	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274
40	50				-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325
50	65	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405
65	80		-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480
80	100	-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585
100	120		-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690
120	140	-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800
140	160		-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900
160	180		-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000
180	200	-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150
200	225		-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250
225	250		-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350

Продолжение таблицы П2

Интервал размеров, мм		$\Delta$ , мкм					
		для квалитетов					
свыше	до	3	4	5	6	7	8
3	6	1	1,5	1	3	4	6
6	10	1	1,5	2	3	6	7
10	14	1	2	3	3	7	9
14	18						
18	24	1,5	2	3	4	8	12
24	30						
30	40	1,5	3	4	5	9	14
40	50						
50	65	2	3	5	6	11	16
65	80						
80	100	2	4	5	7	13	19
100	120						
120	140	3	4	6	7	15	23
140	160						
160	180						
180	200	3	4	6	9	17	26
200	225						
225	250						

Примечания: <sup>1</sup> – Основные отклонения *A* и *B* не предусмотрены для размеров менее 1 мм.

<sup>2</sup> – Для полей допусков от *JS7* до *JS11* нечетные числовые значения *IT* не могут быть округлены до ближайшего меньшего нечетного числа, чтобы предельные отклонения  $\pm \frac{IT}{2}$  были выражены целым числом микрометров.

<sup>3</sup> – Для определения значений отклонений следует использовать величины  $\Delta$ .

Таблица ПЗ – Числовые значения основных отклонений валов, мкм (ГОСТ25346-89)

Интервалы номинальных размеров, мм		Основные отклонения											
		$a^l$	$b^l$	$c$	$cd$	$d$	$e$	$ef$	$f$	$fg$	$g$	$h$	$js^2$
свыше	до	Верхнее отклонение $es$											
	3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	$IT_n = \pm \frac{1}{2},$ Предельные отклонения = где $n$ – порядковый номер квалитета
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	
10	14	-290	-150	-95	–	-50	-32	–	-16	–	-6	0	
14	18												
18	24	-300	-160	-110	-	-65	-40	–	-20	–	-7	0	
24	30												
30	40	-310	-170	-120	-	-80	-50	–	25	–	-9	0	
40	50	-320	-180	-130									
50	65	-340	-190	-140	-	-100	-60	–	-30	–	-10	0	
65	80	-360	-200	-150									
80	100	-380	-220	-170	-	-120	-72	–	-36	–	-12	0	
100	120	-410	-240	-180									
120	140	-460	-260	-200	–	-145	-85	–	-43	–	-14	0	
140	160	-520	-280	-210									
160	180	-580	-310	-230									
180	200	-660	-340	-240	–	-170	-100	–	-50	–	-15	0	
200	225	-740	-380	-260									
225	250	-820	-420	-280									

Продолжение таблицы ПЗ

Интервалы номинальных размеров, мм		Основные отклонения									
		<i>j</i>			<i>k</i>		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>
		Для квалитетов					Для всех квалитетов				
		5 и 6	7	8	от 4 до 7	до 3 и св. 7					
свыше	до	Нижнее отклонение <i>e<sub>i</sub></i>									
	3	−2	−4	−6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14
3	6	−2	−4	−	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19
6	10	−2	−5	−	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23
10	14	−3	−6	−	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28
14	18										
18	24	−4	−8	−	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35
24	30										
30	40	−5	−10	−	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43
40	50										
50	65	−7	−12	−	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53
65	80									+43	+59
80	100	−9	−15	−	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71
100	120									+54	+79
120	140									+63	+92
140	160	−11	−18	−	+3	0	+15	+27	+43	+65	+100
160	180									+68	+108
180	200	−13	−21	−	+4	0	+17	+31	+50	+77	+122
200	225									+80	+130
225	250									+84	+140

Интервалы номинальных размеров, мм		Основные отклонения								
		<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>za</i>	<i>zb</i>	<i>zc</i>
		Для всех квалитетов								
свыше	до	Нижнее отклонение <i>e<sub>i</sub></i>								
3	6	—	+23	—	+28	—	+35	+42	+50	+80
6	10	—	28	—	+34	—	+42	+52	+67	+97
10	14	—	+33	—	+40	—	+50	+64	+90	+130
14	18	—		+39	+45	—	+60	+77	+108	+150
18	24	—	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
24	30	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
30	40	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
40	50	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
50	65	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
65	80	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
80	100	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100	120	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
120	140	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
140	160	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
160	180	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
180	200	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
200	225	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
225	250	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350

Примечания: <sup>1</sup> Основные отклонения *a* и *b* не предусмотрены для размеров менее 1 мм.

<sup>2</sup> Для полей допусков от *js7* до *js11* нечетные числовые значения *IT* могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения были выражены целым числом микрометров.

Таблица П4 – Параметры шероховатости в зависимости от допусков размера и формы

При допуске формы <i>T<sub>φ</sub></i> в процентах от допуска размера <i>IT</i>	Параметры шероховатости	
<i>A</i> = 60% (нормальная точность)	<i>Ra</i> ≤ 0,05 <i>IT</i>	<i>Rz</i> = 0,2 <i>IT</i>
<i>B</i> = 40% (повышенная точность)	<i>Ra</i> ≤ 0,025 <i>IT</i>	<i>Rz</i> = 0,1 <i>IT</i>
<i>C</i> = 25% (высокая точность)	<i>Ra</i> ≤ 0,012 <i>IT</i>	<i>Rz</i> = 0,05 <i>IT</i>
<i>D</i> < 25% (особо высокая точность)	<i>Ra</i> = 0,15 <i>T<sub>φ</sub></i>	<i>Rz</i> = 0,6 <i>T<sub>φ</sub></i>

Таблица П5 - Числовые значения параметров шероховатости, мкм (ГОСТ 2789-73\*)

<i>R<sub>z</sub></i> , <i>R<sub>max</sub></i>		<i>R<sub>z</sub></i> , <i>R<sub>max</sub></i> , <i>Ra</i>				<i>Ra</i>	
-	1000	100	10,0	1,0	0,100	-	0,010
-	800	80	8,0	0,80	0,080	-	0,008
-	630	63	6,3	0,63	0,063	-	-
-	500	50	5,0	0,50	0,050	-	-
-	400	40	4,0	0,40	0,040	-	-
-	320	32	3,2	0,32	0,032	-	-
-	250	25	2,5	0,25	0,025	-	-
-	200	20	2,0	0,20	-	0,020	-
1600	160	16	1,6	0,16	-	0,016	-
1250	125	12,5	1,25	0,125	-	0,012	-

Примечание: значения, обведенные рамками, являются предпочтительными при нормировании параметра

Таблица П6 - Допуски (мкм) гладких рабочих калибров для отверстий и валов с размерами до 500 мм (ГОСТ 24853-81)

Квалитет	Обозначения	Интервалы размеров, мм												
		до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5
	$Z_1$	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	$Y_1$	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7
	$H; H_s$	1,2	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7
	$H_1$	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
7	$Z; Z_1$	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	$Y; Y_1$	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7
	$H; H_1$	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	9	12	13	15
	$H_s$	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
8	$Z; Z_1$	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18
	$Y; Y_1$	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	$H$	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	$H_1$	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	$H_s$	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
9	$Z; Z_1$	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	$H$	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	$H_1$	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	$H_s$	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
10	$Z; Z_1$	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	37
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14
	$H$	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	$H_1$	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	$H_s$	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
11	$Z; Z_1$	10	12	14	16	19	22	25	28	32	40	45	50	55
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20
	$H; H_1$	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
	$H_s$	-	-	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20



Продолжение таблицы П6

<i>I</i>	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
12	$Z; Z_I$	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45	50	65	70
	$\alpha; \alpha_I$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35
	$H; H_I$	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
	$H_s$	-	-	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
13	$Z; Z_I$	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80	90	100	110
	$\alpha; \alpha_I$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	35	45	55
	$H; H_I$	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	$H_s$	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
14	$Z; Z_I$	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	145
	$\alpha; \alpha_I$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90
	$H; H_I$	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	$H_s$	-	-	9	11	13	16	19	2	25	29	32	36	40
15	$Z; Z_I$	40	48	56	64	72	80	90	100	110	170	190	210	240
	$\alpha; \alpha_I$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70	90	110	140
	$H; H_I$	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	$H_s$	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
16 и 17	$Z; Z_I$	40	48	56	64	72	80	90	100	110	210	240	280	320
	$\alpha; \alpha_I$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	110	140	180	220
	$H; H_I$	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	$H_s$	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40

Таблица П7 - Допускаемые погрешности измерений  $\delta$  (ГОСТ 8.051-81)

Номинальные размеры, мм	Допускаемые погрешности (мкм) при измерениях линейных размеров по квалитетам							
	2	3	4	5	6	7	8	9
До 3	0,4	0,8	1,0	1,4	1,8	3,0	3,0	6,0
Св. 3 до 6	0,6	1,0	1,4	1,6	2,0	3,0	4,0	8,0
Св. 6 до 10	0,6	1,0	1,4	2,0	2,0	4,0	5,0	9,0
Св. 10 до 18	0,8	1,2	1,6	2,8	3,0	5,0	7,0	10
Св. 18 до 30	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0	12
Св. 30 до 50	1,0	1,4	2,4	4,0	5,0	7,0	10	16
Св. 50 до 80	1,2	1,8	2,8	4,0	5,0	9,0	12	18
Св. 80 до 120	1,6	2,0	3,0	5,0	6,0	10	12	20
Св. 120 до 180	2,0	2,8	4,0	6,0	7,0	12	16	30
Св. 180 до 250	2,8	4,0	5,0	7,0	8,0	12	18	30

Номинальные размеры, мм	Допускаемые погрешности (мкм) при измерениях линейных размеров по квалитетам							
	10	11	12	13	14	15	16	17
До 3	8	12	20	30	50	80	120	200
Св. 3 до 6	10	16	30	40	60	100	160	240
Св. 6 до 10	12	18	30	50	80	120	200	300
Св. 10 до 18	14	30	40	60	90	140	240	380
Св. 18 до 30	18	30	50	70	120	180	280	440
Св. 30 до 50	20	40	50	80	140	200	320	500
Св. 50 до 80	30	40	60	100	160	240	400	600
Св. 80 до 120	30	50	70	120	180	280	440	700
Св. 120 до 180	40	50	80	140	200	320	500	800
Св. 180 до 250	40	60	100	160	240	380	600	1000

Таблица П8 -Предельные погрешности некоторых средств измерений линейных величин ( $\pm \Delta_{lim}$ ), мкм

Наименование средства измерения	Интервалы размеров								
	0...25	25...50	50...75	75...100	100...125	125...150	150...175	175...200	200...250
<i>I</i>	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Штангенциркуль с отсчетом по нониусу 0,1 мм при измерении отверстий при измерении валов	200	200	250	250	250	300	300	300	300
	150	150	200	200	200	200	200	200	200
Штангенциркуль с отсчетом по нониусу 0,05 мм: при измерениях валов при измерениях отверстий	100	100	100	100	100	100	100	100	100
	150	150	200	200	200	200	200	200	200
Штангенциркуль с отсчетом по нониусу 0,1 мм: при измерениях валов при измерениях отверстий	150	150	200	200	200	200	200	200	250
	200	200	250	250	250	300	300	300	300
Штангенглубиномер с отсчетом по нониусу 0,05 мм	100	100	150	150	150	150	150	150	150
Микрометр типа МК в руках в стойке	5	10	10	15	15	15	20	20	25
	5	5	10	10	10	10	10	10	15

Продолжение таблицы П8

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
Микрометр рычажный типа МР или МРИ с отсчетом 0,002 мм в руках в стойке	4	6	10	10	15	15	20	20	25
	3	4	5	6	10	10	10	10	10
Нутромер микрометрический типа НМ (штихмас), настроенный по установочной мере	-	-	15	15	20	20	20	20	20
Глубиномер микрометрический ГМ, настроенный по концевым мерам установочной мере	5	5	5	5	-	-	-	-	-
	5	5	10	10	-	-	-	-	-

Продолжение таблицы П8

Наименование средства измерения	Интервалы размеров								
	0...3	3...6	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
Индикаторная скоба с отсчетом 0,01 мм в руках в стойке	15	15	15	15	15	15	20	20	20
	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Рычажная скоба с ценой деления 0,002 мм ( $\pm 0,14$ ) в руках в стойке	4	4	4	4	4	4	10	20	20
	4	4	4	4	4	4	5	5	10
Микатор типа ИМГП с ценой деления, мм 0,001 ( $\pm 0,05$ мм) 0,001 ( $\pm 0,005$ мм)	1,2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0
Микромер типа ИГ с ценой деления, мм 0,001 ( $\pm 0,05$ мм) 0,002 ( $\pm 0,1$ мм)	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	4	4	4	4	4	4	4	4	5
Микрокатор типа ИГП с ценой деления, мм 0,001 ( $\pm 0,03$ мм) 0,002 ( $\pm 0,06$ мм)	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	1,0	1,0	1,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Оптиметр ( $\pm 0,1$ ) с ценой деления 0,001 мм с ценой деления 0,0001 мм	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	1,0	1,2	1,4
	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
Индикаторный нутромер с измерительной головкой с ценой деления 0,01 мм при работе на нормируемом участке 0,1 мм	-	10	10	10	10	10	15	15	15
Индикаторный нутромер с измерительной головкой с ценой деления 0,001 или 0,002 мм при работе в границах участка 0,1	-	4,5	4,5	4,5	5,5	5,5	6,5	6,5	7,5
Оптиметр с ценой деления 0,001 мм ( $\pm 0,06$ ) при измерении отверстий	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,8	1,0	1,2
Микроскоп инструментальный ММИ	2,5	2,5	3,5	3,5	3,5	4,0	4,0	-	-

Таблица П9 – Шероховатость поверхности и экономическая точность при различных методах обработки резанием

Методы обработки		Шероховатость	Квалитеты ЕСДП
Точение	предварительное	$Rz\ 40 \dots 320$	11
	чистовое	$Ra\ 1,25 \dots Rz\ 40$	9, 10
	тонкое	$Ra\ 0,63$	6...8
Шлифование круглое и плоское	предварительное	$Ra\ 2,5 \dots Rz\ 40$	11
	чистовое	$Ra\ 0,63 \dots 1,25$	9, 10
	тонкое	$Ra\ 0,16 \dots 0,32$	6...10
Фрезерование	предварительное	$Rz\ 40 \dots 80$	12, 13
	чистовое	$Ra\ 2,5 \dots Rz\ 20$	11
	тонкое	$Ra\ 0,63 \dots 1,25$	9, 10
Строгание	предварительное	$Rz\ 40 \dots 320$	12, 13
	чистовое	$Ra\ 1,25 \dots Rz\ 20$	11...13
	тонкое	$Ra\ 0,63 \dots 1,25$	9, 10
Сверление		$Rz\ 20 \dots 80$	11...13
Зенкерование		$Ra\ 2,5 \dots Rz\ 40$	11...13
Развертывание	нормальное	$Ra\ 2,5 \dots Rz\ 20$	9, 10
	чистовое	$Ra\ 0,63 \dots 2,5$	6...8
	тонкое	$Ra\ 0,32 \dots 0,63$	5...8
Протягивание		$Ra\ 0,16 \dots 2,5$	6...10
Притирка		$Ra\ 0,01 \dots 1,25$	5...8
Хонингование		$Ra\ 0,02 \dots 0,32$	5...8
Суперфиниширование		$Ra\ 0,01 \dots 0,32$	
Полирование		$Ra\ 0,04 \dots 1,25$	

Таблица П10 - Зазоры посадок в системе отверстия

Посадки	Зазоры	Зазоры (мкм) посадок в системе отверстия при диаметрах, мм									
		св.3 до 6	св.6 до 10	св.10 до 18	св.18 до 30	св.30 до 50	св.50 до 80	св. 80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315
<i>I</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>
$\frac{H6}{g5}$	min max	4 17	5 20	6 25	7 29	9 36	10 42	12 49	14 57	15 64	17 72
$\frac{H7}{g6}$	min max	4 24	5 29	6 35	7 41	9 50	10 59	12 69	14 79	15 90	17 101
$\frac{H6}{f6}$	min max	10 26	13 31	16 38	20 46	25 57	30 68	36 80	43 93	50 108	56 120
$\frac{H7}{f7}$	min max	10 34	13 43	16 52	20 62	25 75	30 90	36 106	43 123	50 142	56 160
$\frac{H8}{f7}$	min max	10 40	13 50	16 61	20 74	25 89	30 106	36 125	43 146	50 168	56 189
$\frac{H8}{f8}$	min max	10 46	13 57	16 70	20 86	25 103	30 122	36 144	43 169	50 194	56 218
$\frac{H9}{f8}$	min max	10 58	13 71	16 86	20 105	25 126	30 150	36 177	43 206	50 237	56 267
$\frac{H7}{e7}$	min max	20 44	25 55	32 68	40 82	50 100	60 120	72 142	85 165	100 192	110 214
$\frac{H7}{e8}$	min max	20 50	25 62	32 77	40 94	50 114	60 136	72 161	85 188	100 218	110 243
$\frac{H8}{e8}$	min max	20 56	25 69	32 86	40 106	50 128	60 152	72 180	85 211	100 244	110 272
$\frac{H8}{e9}$	min max	20 68	25 83	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287	110 321
$\frac{H9}{e8}$	min max	20 68	25 83	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287	110 321
$\frac{H9}{f9}$	min max	10 70	13 85	16 102	20 124	25 149	30 178	36 210	43 243	50 280	56 316
$\frac{H7}{d8}$	min max	30 60	40 77	50 95	65 119	80 144	100 176	120 209	145 248	170 288	190 323
$\frac{H8}{d8}$	min max	30 66	40 84	50 104	65 131	80 158	100 192	120 228	145 271	170 314	190 352
$\frac{H9}{e9}$	min max	20 80	25 97	32 118	40 144	50 174	60 208	72 246	85 285	100 330	110 370
$\frac{H8}{d9}$	min max	30 78	40 98	50 120	65 150	80 181	100 220	120 261	145 308	170 367	190 401
$\frac{H9}{d9}$	min max	30 90	40 112	50 136	65 169	80 204	110 248	120 294	145 345	170 400	190 450
$\frac{H10}{d10}$	min max	30 126	40 156	50 190	65 233	80 280	100 340	120 400	145 465	170 540	190 610

Таблица П11 - Значения модуля продольной упругости  $E$  и коэффициента Пуассона  $\mu$  (при температуре 20° С)

Материал	Модуль упругости $E$ , МПа	Коэффициент Пуассона, $\mu$
Сталь	$(1,86 - 2,1) \cdot 10^5$	0,25 – 0,33
Чугун серый	$(0,78 - 1,47) \cdot 10^5$	0,23 - 0,27
Чугун серый модифицированный	$(1,2 - 1,6) \cdot 10^5$	0,23 - 0,27
Медь техническая	$(1,08 - 1,3) \cdot 10^5$	0,28 - 0,34
Бронза оловянная	$(0,74 - 1,22) \cdot 10^5$	0,32 - 0,35
Бронза безоловянная	$(1,02 - 1,2) \cdot 10^5$	0,32 - 0,35
Латунь алюминиевая	$(0,98 - 1,08) \cdot 10^5$	0,32 - 0,34
Алюминиевые сплавы	$(0,69 - 0,705) \cdot 10^5$	0,33

Таблица П12 - Натяги посадок в системе отверстия

Посадки	Натяги	Натяги (мкм) посадок в системе отверстия при диаметрах, мм																	
		св. 3до 6	св. 6до 10	св. 10до 14	св. 14до 18	св. 18до 24	св. 24до 30	св. 30до 40	св. 40до 50	св. 50до 65	св. 65до 80	св. 80до 100	св. 100до 120	св. 120до 140	св. 140до 160	св. 160до 180	св. 180до 200	св. 200до 225	св. 225до 250
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>	<i>18</i>	<i>19</i>	<i>20</i>
$\frac{H6}{p5}$	min	4	6	7	7	9	9	10	10	13	13	15	15	18	18	18	21	21	21
	max	17	21	26	26	31	31	37	37	45	45	52	52	61	61	61	70	70	70
$\frac{H6}{r5}$	min	7	10	12	12	15	15	18	18	22	24	29	32	38	40	40	48	51	55
	max	20	25	31	31	37	37	45	45	54	56	66	69	81	83	83	97	100	104
$\frac{H6}{s5}$	min	11	14	17	17	22	22	27	27	34	40	49	57	67	75	83	93	101	111
	max	24	29	36	36	44	44	54	54	66	72	86	94	110	118	126	142	150	160
$\frac{H7}{p6}$	min	0	0	0	0	1	1	1	1	2	2	2	2	3	3	3	4	4	4
	max	20	24	29	29	35	35	42	42	51	51	59	59	68	68	68	79	79	79
$\frac{H7}{r6}$	min	3	4	5	5	7	7	9	9	11	13	16	19	23	25	28	31	34	38
	max	23	28	34	34	41	41	50	50	60	62	73	76	88	90	93	106	109	113
$\frac{H7}{s6}$	min	7	8	10	10	14	14	18	18	23	29	36	44	52	60	68	76	84	94
	max	27	32	39	39	4	4	59	59	72	78	93	101	117	125	133	151	159	169
$\frac{H7}{s7}$	min	7	8	10	10	14	14	18	18	23	29	36	44	52	60	68	76	84	94
	max	31	38	46	46	56	56	68	68	83	89	106	114	132	140	148	168	176	186
$\frac{H7}{t6}$	min	-	-	-	-	-	20	23	29	36	45	56	69	82	94	106	120	134	150
	max	-	-	-	-	-	54	64	70	85	94	113	126	147	159	171	195	209	225
$\frac{H7}{u7}$	min	11	13	15	15	20	27	35	45	57	72	89	109	130	150	170	190	212	238
	max	35	43	51	51	62	69	85	95	117	132	159	179	210	230	250	282	304	303
$\frac{H8}{s7}$	min	1	1	1	1	2	2	4	4	7	13	17	25	29	37	45	50	58	68
	max	31	38	46	46	56	56	68	68	83	89	106	114	132	140	148	168	176	186

Продолжение таблицы П12

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>	<i>18</i>	<i>19</i>	<i>20</i>
$\frac{H}{h} 8$	min	5	6	6	6	8	15	21	31	41	56	70	90	107	127	147	164	186	212
$\frac{H}{h} 8$	max	41	50	60	60	74	81	99	109	133	148	178	198	233	253	273	308	330	356
$\frac{H}{h} 8$	min	10	12	13	18	21	31	41	58	76	100	124	156	185	217	247	278	313	353
$\frac{H}{h} 8$	max	46	56	67	72	87	97	119	136	168	192	232	264	311	343	373	422	457	497
$\frac{H}{h} 8$	min	17	20	23	33	40	55	73	97	126	164	204	256	302	352	402	448	503	568
$\frac{H}{h} 8$	max	53	64	77	87	106	121	151	175	218	256	312	364	428	478	528	592	647	712

Таблица П13 - Значения единиц допуска *i* для размеров до 400 мм

Интервалы раз- меров, мм	Свыше - до												
	до 3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	
Единица допус- ка <i>i</i> , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	

Таблица П14 - Значения числа единиц допуска для квалитетов ЕСДП

Квалитет	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Число единиц допуска <i>k</i>	3,7	5	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

Таблица П15 - Значение функции  $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$ 

<i>t</i>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
0,0	0,000	0,0040	0,0080	0,0120	0,0160	0,0199	0,0239	0,0279	0,0319	0,0359
0,1	0398	0438	0478	0517	0557	0596	0636	0675	0714	0753
0,2	0793	0832	0871	0910	0948	0987	1026	1064	1103	1141
0,3	1179	1217	1255	1293	1331	1368	1406	1443	1480	1517
0,4	1554	1591	1628	1664	1700	1736	1772	1808	1844	1879
0,5	1915	1950	1985	2019	2054	2088	2123	2157	2190	2224
0,6	2257	2291	2324	2357	2389	2422	2454	2486	2517	2549
0,7	2580	2611	2642	2673	2703	2734	2764	2794	2823	2852
0,8	2881	2910	2939	2967	2995	3023	3051	3078	3106	3133
0,9	3159	3186	3212	3238	3264	3289	3315	3340	3365	3389
1,0	3413	3438	3461	3485	3508	3531	3554	3577	3599	3621
1,1	3643	3665	3686	3708	3729	3749	3770	3790	3810	3830
1,2	3849	3869	3888	3907	3925	3944	3962	3980	3997	4015
1,3	4032	4049	4066	4082	4099	4115	4131	4147	4162	4177
1,4	4192	4207	4222	4236	4251	4265	4279	4292	4306	4319
1,5	4332	4345	4357	4370	4382	4394	4406	4418	4429	4441
1,6	4452	4463	4474	4484	4495	4505	4515	4525	4535	4545

Продолжение таблицы П15

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1,7	4554	4564	4573	4582	4591	4599	4608	4616	4625	4633
1,8	4641	4649	4656	4664	4671	4678	4686	4693	4699	4706
1,9	4713	4719	4726	4732	4738	4744	4750	4756	4761	4767
2,0	4772	4778	4783	4788	4793	4798	4803	4808	4813	4817
2,1	4821	4826	4830	4834	4838	4842	4846	4850	4854	4857
2,2	4861	4864	4868	4871	4874	4878	4881	4884	4887	4890
2,3	4893	4896	4898	4901	4904	4906	4909	4911	4913	4916
2,4	4918	4920	4922	4925	4927	4929	4931	4932	4934	4936
2,5	4938	4940	4941	4943	4945	4946	4948	4949	4951	4952
2,6	4953	4955	4956	4957	4959	4960	4961	4962	4963	4964
2,7	4965	4966	4967	4968	4969	4970	4971	4972	4973	4974
2,8	4974	4975	4976	4977	4977	4978	4979	4979	4980	4981
2,9	4981	4982	4982	4983	4984	4984	4985	4985	4986	4886
3,0	4986									
3,5	4998									
4,0	4999									

Таблица П16 - Нормальные габаритные размеры (мм) некоторых радиальных одно-рядных шарикоподшипников (ГОСТ 3478-2012)

Условное обозначение подшипника	Внутренний диаметр $d$	Наружный диаметр $D$	Ширина кольца $B$	Координаты фасок $r$
Легкая серия				
1	2	3	4	5
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15	1,5
206	30	62	16	1,5
207	35	72	17	2,0
208	40	80	18	2,0
209	45	85	19	2,0
210	50	90	20	2,0
211	55	100	21	2,5
212	60	110	22	2,5
213	65	120	23	2,5
214	70	125	24	2,5
215	75	130	25	2,5
216	80	140	26	3,0
217	85	150	28	3,0
218	90	160	30	3,0
219	95	170	32	3,5
220	100	180	34	3,5



1	2	3	4	5
Средняя серия				
300	10	35	11	1,0
301	12	37	12	1,5
302	15	42	13	1,5
303	17	47	14	1,5
304	20	52	15	2,0
305	25	62	17	2,0
306	30	72	19	2,0
307	35	80	21	2,5
308	40	90	23	2,5
309	45	100	25	2,5
310	50	110	27	3,0
311	55	120	29	3,0
312	60	130	31	3,5
313	65	140	33	3,5
314	70	150	35	3,5
315	75	160	37	3,5
316	80	170	39	3,5
317	85	180	41	4
318	90	190	43	4
319	95	200	45	4
320	100	215	47	4
Тяжелая серия				
403	17	62	17	2,0
405	25	80	21	2,5
406	30	90	23	2,5
407	35	100	25	2,5
408	40	110	27	3,0
409	45	120	29	3,0
410	50	130	31	3,5
411	55	140	33	3,5
412	60	150	35	3,5
413	65	160	37	3,5
414	70	180	42	4,0
416	80	200	48	4,0
417	85	210	52	5,0
418	90	225	54	5

Таблица П17 - Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов и корпусов при циркуляционном нагружении

Внутренний диаметр подшипника $d$ , мм		Допускаемые значения $P_R$ , кН/м, при поле допуска вала			
свыше	до	$js6; js5$	$k5; k6$	$m5; m6$	$n5; n6$
18	80	до 300	300 - 1400	1400 - 1600	1600 - 3000
80	180	до 600	600 - 2000	2000 - 2500	2500 - 4000
180	360	до 700	700 - 3000	3000 - 3500	3500 - 6000
360	630	до 900	900 - 3500	3500 - 5400	5400 - 8000
Наружный диаметр подшипника $D$ , мм		Допускаемые значения $P_R$ , кН/м, при поле допуска отверстия			
свыше	до	$K6; K7$	$M6; M7$	$N6; N7$	$P7$
50	180	до 800	800 - 1000	1000 - 1300	1300 - 2500
180	360	до 1000	1000 - 1500	1500 - 2000	2000 - 3300
360	630	до 1200	1200 - 2000	2000 - 2600	2600 - 4000
630	1600	до 1600	1600 - 2500	2500 - 3500	3500 - 5500

Таблица П18 - Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения при местном нагружении колец

Тип подшипника	Номинальный диаметр, мм	Поле допуска		
		валов (осей)	отверстия в корпусе	
			неразъемном	разъемном
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150 %				
Все типы, кроме штампованных игольчатых	До 80	<i>h5, h6, g5</i>	<i>H6, H7</i>	<i>H6, H7, H8*</i>
	Св. 80 до 260	<i>g6, f6*, js6</i>	<i>G6, G7</i>	
	Св. 260 до 500	<i>f6, js6</i>		
	Св. 500 до 1600			
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %				
Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных	До 80	<i>h5, h6</i>	<i>JS6, JS7</i>	<i>JS6, JS7</i>
	Св. 80 до 260		<i>H6, H7</i>	
	Св. 260 до 500	<i>g5, g6</i>		
	Св. 500 до 1600			
* - применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой.				

Таблица П19 - Отклонения присоединительных диаметров радиальных шариковых подшипников качения 0 класса точности ГОСТ 520-2002 (ИСО 492-94, ИСО 199-97)

Интервалы номинальных диаметров, мм		Отклонения внутреннего диаметра подшипника, мкм		Интервалы номинальных диаметров, мм		Отклонения наружного диаметра подшипника, мкм	
свыше	до	верхнее	нижнее	свыше	до	верхнее	нижнее
10	18	0	-8	-	18	0	- 8
18	30	0	-10	18	30	0	- 9
30	50	0	-12	30	50	0	- 11
50	80	0	-15	50	80	0	- 13
80	120	0	-20	80	120	0	- 15
120	180	0	-25	120	150	0	- 18
180	250	0	-30	150	180	0	- 25
250	315	0	-35	180	250	0	- 30
315	400	0	-40	250	315	0	- 35
400	500	0	-45	315	400	0	- 40
				400	500	0	- 45

Таблица П20 – Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения (по ГОСТ 3325-85)

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Параметр шероховатости, мкм, не более для номинальных диаметров подшипников			
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм	св. 500 до 2500	
		<i>Ra</i>			<i>Rz</i>
Валов	0	1,25	2,50	(5,0)	20,0
	6 и 5	0,63	1,25	2,5	-
	4	0,32	0,63	-	-
	2	0,16	0,32	-	-
Отверстий корпусов	0	1,25	2,50	(5,0)	20,0
	6, 5 и 4	0,63	1,25	2,5	-
	2	0,32	0,63	-	-

Примечание: в скобках указаны значения параметра шероховатости *Ra*, применение которого в этих случаях менее предпочтительно

Таблица П21 – Допуски формы и посадочных мест валов под подшипники качения (ГОСТ 3325-85)

Интервалы номинальных диаметров $d$ , мм	Допуски формы посадочной поверхности, мкм, не более											
	допуск круглости			допуск профиля продольного сечения			допуск непостоянства диаметра					
							в поперечном сечении			в продольном сечении		
	классы точности подшипников											
	0, 6	5,4	2	0, 6	5,4	2	0, 6	5,4	2	0, 6	5,4	2
от 0,6 до 2,5	1,5	0,7	0,4	1,5	0,7	0,4	3,0	1,4	0,8	3,0	1,4	0,8
от 2,5 до 3,0	1,5	0,7	0,4	1,5	0,7	0,4	3,0	1,4	0,8	3,0	1,4	0,8
от 3,0 до 6,0	2,0	0,8	0,5	2,0	0,8	0,5	4,0	1,6	1,0	4,0	1,6	1,0
от 6,0 до 10	2,5	1,0	0,5	2,5	1,0	0,5	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0
от 10 до 18	3,0	1,3	0,6	3,5	1,3	0,6	6,0	2,6	1,2	6,0	2,6	1,2
от 18 до 30	3,5	1,5	0,8	3,5	1,3	0,6	7,0	3,0	1,6	7,0	3,0	1,6
от 30 до 50	4,0	2,0	1,0	4,0	2,0	1,0	8,0	4,0	2,0	8,0	4,0	2,0
от 50 до 80	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0	10	4,0	2,0	10	4,0	2,0
от 80 до 120	6,0	2,5	1,2	6,0	2,5	1,2	12	5,0	2,4	12	5,0	2,4
от 120 до 180	6,0	3,0	1,5	6,0	2,5	1,2	12	6,0	3,0	12	6,0	3,0
от 180 до 250	7,0	3,5	1,7	7,0	3,5	1,7	14	7,0	3,4	14	7,0	3,4

Таблица П22 – Допуски формы и посадочных мест отверстий корпусов под подшипники качения (ГОСТ 3325-85)

Интервалы номинальных диаметров $D$ , мм	Допуски формы посадочной поверхности, мкм, не более											
	допуск круглости			допуск профиля продольного сечения			допуск непостоянства диаметра					
							в поперечном сечении			в продольном сечении		
	классы точности подшипников											
	0, 6	5,4	2	0, 6	5,4	2	0, 6	5,4	2	0, 6	5,4	2
от 2,5 до 3,0	2,5	1,0	0,5	2,5	1,0	0,5	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0
от 3,0 до 6,0	3,0	1,3	0,6	3,0	1,3	0,6	6,0	2,6	1,2	6,0	2,6	1,2
от 6,0 до 10	4,0	1,5	0,8	4,0	1,5	0,8	8,0	3,0	1,6	8,0	3,0	1,6
от 10 до 18	4,5	2,0	1,0	4,5	2,0	1,0	9,0	4,0	2,0	9,0	4,0	2,0
от 18 до 30	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0	10	4,0	2,0	10	4,0	2,0
от 30 до 50	6,0	2,5	1,4	6,0	2,5	1,4	12	5,0	2,8	12	5,0	2,8
от 50 до 80	7,5	3,0	1,6	7,5	3,0	1,6	15	6,0	3,2	15	6,0	3,2
от 80 до 120	9,0	3,5	2,0	9,0	3,5	2,0	18	7,0	4,0	18	7,0	4,0
от 120 до 180	10	4,0	2,2	10	4,0	2,2	20	8,0	4,4	20	8,0	4,4
от 180 до 250	11,5	5,0	2,5	11,5	5,0	2,5	23	10	5,0	23	10	5,0

Таблица П23 – Допуски торцевого биения опорных торцевых поверхностей запле-  
чиков валов (ГОСТ 3325-85)

Интервалы номи- нальных диамет- ров $d$ , мм	Допуски, мкм, не более				
	Классы точности подшипников				
	0	6	5	4	2
от 1 до 3	10	6	3	2	1,2
от 3 до 6	12	8	4	2,5	1,5
от 6 до 10	15	9	4	2,5	1,5
от 10 до 18	18	11	5	3	2
от 18 до 30	21	13	6	4	2,5
от 30 до 50	25	16	7	4	2,5
от 50 до 80	30	19	8	5	3
от 80 до 120	35	22	10	6	4
от 120 до 180	40	25	12	8	5
от 180 до 250	46	29	14	10	7
от 250 до 315	52	32	16	-	-
от 315 до 400	57	36	18	-	-
от 400 до 500	63	40	-	-	-

Таблица П24 – Допуски торцевого биения запле-чиков отверстий корпусов (ГОСТ  
3325-85)

Интервалы номи- нальных диамет- ров $D$ , мм	Допуски, мкм, не более				
	Классы точности подшипников				
	0	6	5	4	2
от 3 до 6	18	12	5	4	2,5
от 6 до 10	22	15	6	4	2,5
от 10 до 18	27	18	8	5	3
от 18 до 30	33	21	9	6	4
от 30 до 50	39	25	11	7	4
от 50 до 80	46	30	13	8	5
от 80 до 120	54	35	15	10	6
от 120 до 180	63	40	18	12	8
от 180 до 250	72	46	20	14	10
от 250 до 315	81	52	23	16	12
от 315 до 400	89	57	26	30	13
от 400 до 500	97	63	27	-	-

Таблица П25 - Размеры призматических шпонок и сечений пазов, мм (ГОСТ 23360-78\*)

Диаметр вала $d$		Номинальные размеры шпонки				Глубина паза и предельные отклонения <sup>3</sup>			
		Ширина $b$ (предельные отклонения по $h9$ )	Высота $h$ (предельные отклонения по $h11$ или $h9^l$ )	Интервалы длин $l^2$ (предельные отклонения по $h14$ )		на валу $t_1$		во втулке $t_2$	
						номинальное значение	предельное отклонение	номинальное значение	предельное отклонение
от	до			от	до				
6	8	2	2	6	20	1,2	+0,1 0	1,0	+0,1 0
8	10	3	3	6	36	1,8		1,4	
10	12	4	4	8	45	2,5		1,8	
12	17	5	5	10	56	3,0		2,3	
17	22	6	6	14	70	3,5		2,8	
22	30	8	7	18	90	4,0	+0,2 0	3,3	+0,2 0
30	38	10	8	22	110	5,0		3,3	
38	44	12	8	28	140	5,0		3,3	
44	50	14	9	36	160	5,5		3,8	
50	58	16	10	45	180	6,0		4,3	
58	65	18	11	50	200	7,0		4,4	
65	75	20	12	56	220	7,5		4,9	
75	85	22	14	63	250	9,0		5,4	
85	95	25	14	70	280	9,0		5,4	
95	110	28	16	80	320	10,0		6,4	
110	130	32	18	90	360	11,0		7,4	
130	150	36	20	100	400	12,0	+0,3 0	8,4	+0,3 0
150	170	40	22	100	400	13,0		9,4	
170	200	45	25	110	450	15,0		10,4	
200	230	50	28	125	500	17,0		11,4	
230	260	56	32	140	500	20,0		12,4	
260	290	63	32	160	500	20,0		12,4	
290	330	70	36	180	500	22,0		14,4	
Примечания: 1. Предельные отклонения по $h9$ назначаются для шпонок с высотой от 2 до 6 мм; 2. Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм. 2. На рабочем чертеже проставляется один размер для вала - $t_1$ (предпочтительный вариант) или $(d- t_1)$ и для втулки $(D+ t_2)$									

Таблица П26 - Размеры сечений пазов под призматические шпонки и их предельные отклонения, мм (ГОСТ 23360-78\*)

Диаметр вала $d$		Сечение шпонки $b \times h$	Шпоночный паз				
			Ширина				
			Свободное соединение		Нормальное соединение		Плотное соединение
			$b_1 (H9)$	$b_2 (D10)$	$b_1 (N9)$	$b_2 (JS9)$	$b_1$ и $b_2 (P9)$
свыше	до						
6	8	2×2	+0,025	+0,060	-0,004	+0,012	-0,006
8	10	3×3	0	+0,020	-0,029	-0,012	-0,031
10	12	4×4	+0,030 0	+0,078 +0,030	0 -0,030	+0,015 -0,015	-0,012 -0,042
12	17	5×5					
17	22	6×6					
22	30	8×7	+0,036 0	+0,098 +0,040	0 -0,036	+0,018 -0,018	-0,015 -0,051
30	38	10×8					
38	44	12×8	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 -0,043	+0,021 -0,021	-0,018 -0,061
44	50	14×9					
50	58	16×10					
58	65	18×11	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	+0,026 -0,026	-0,022 -0,074
65	75	20×12					
75	85	22×14					
85	95	25×14					
95	110	28×16	+0,062 0	+0,180 +0,080	0 -0,062	+0,031 -0,031	-0,026 -0,088
110	130	32×18					
130	150	36×20					
150	170	40×22					
170	200	45×25					
200	230	50×28	+0,074 0	+0,220 +0,100	0 -0,074	+0,037 -0,037	-0,032 -0,106
230	260	56×32					
260	290	63×32					
290	330	70×36					

Таблица П27 – Зависимость диаметра вала от размера сегментной шпонки (ГОСТ 24071-97 (ИСО 3912-77))

Диаметр вала $d$ , мм				Размер шпонки, мм, нормальной формы $b \times h_l^{**} \times D$ или эквивалентной низкой формы
Серия 1		Серия 2		
Свыше	До	Свыше	До	
3	4	3	4	1,0×1,4×4,0
4	5	4	6	1,5×2,6×7,0
5	6	6	8	2,0×2,6×7,0
6	7	8	10	2,0×3,7×10
7	8	10	12	2,5×3,7×10
8	10	12	15	3,0×5,0×13
10	12	15	18	3,0×6,5×16
12	14	18	20	4,0×6,5×16
14	16	20	22	3,0×7,5×19
16	18	22	25	5,0×6,5×16
18	20	25	28	5,0×7,5×19
20	22	28	32	5,0×9,0×22
22	25	32	36	6,0×9,0×22
25	28	36	40	6,0×10×25
28	32	40	-	8,0×11×28
32	38	-	-	10×13×32

Примечания: \* - шпонки серии 1 предназначены для передачи крутящего момента, серии 2 – для фиксации деталей в случае неподвижной посадки, когда передача момента осуществляется за счет трения;

\*\* - высота шпонки низкой формы определяется по выражению  $h_2 = 0,8h_l$ . Результат можно округлить до 0,1 мм.

Таблица П28 – Размеры и предельные отклонения размеров сегментных шпонок (ГОСТ 24071-97 (ИСО 3912-77))

Ширина шпонки $b$		Высота шпонки $h_l^*$		Диаметр шпонки $D$	
Ном.	Пред. откл. $h_9$	Ном.	Пред. откл. $h_{12}$	Ном.	Пред. откл. $h_{12}$
1	2	3	4	5	6
1,0	0 -0,025	1,4	0 -0,060	4	0 -0,120
1,5		2,6		7	0 -0,150
2,0		2,6		7	
2,0		3,7	0 -0,075	10	
2,5		3,7		10	0 -0,180
3,0		5,0		13	
3,0		6,5	0 -0,090	16	
4,0	0 -0,025	6,5		16	0 -0,210
4,0		7,5		19	
5,0		6,5		16	0 -0,180



Продолжение таблицы П28

1	2	3	4	5	6
5,0	0 -0,025	7,5	0 -0,090	19	0 -0,210
5,0		9,0		22	
6,0		9,0		22	
6,0		10		25	
8,0	0 -0,036	11	0 -0,110	28	0 -0,250
10		13		32	

Таблица П29 – Размеры и допуски пазов под сегментные шпонки, мм (ГОСТ 24071-97 (ИСО 3912-77))

Размер шпонки, мм, нормальной формы $b \times h_1 \times D$ или эквива- лентной низкой фор- мы	Ширина $b$				Глубина			
	Ном.	Предельные отклонения			Вал $t_1$		Ступица $t_2$	
		Нормальное соединение		Плотное соединение	Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.
		Вал $N9$	Втулка $Js9$	Вал и втулка $P9$				
1,0×1,4×4,0	1,0	-0,004 -0,029	±0,012	-0,006 -0,031	1,0	+0,1 0	0,6	+0,1 0
1,5×2,6×7,0	1,5				2,0		0,8	
2,0×2,6×7,0	2,0				1,8		1,0	
2,0×3,7×10	2,0				2,9		1,0	
2,5×3,7×10	2,5				2,7		1,2	
3,0×5,0×13	3,0				3,8	+0,2 0	1,4	
3,0×6,5×16	3,0	0 -0,030	±0,015	-0,012 -0,042	5,3		1,4	
4,0×6,5×16	4,0				5,0		1,8	
3,0×7,5×19	4,0				6,0		1,8	
5,0×6,5×16	5,0				4,5		2,3	
5,0×7,5×19	5,0				5,5		2,3	
5,0×9,0×22	5,0				7,0	+0,3 0	2,3	
6,0×9,0×22	6,0				6,5		2,8	
6,0×10×25	6,0				7,5		2,8	
8,0×11×28	8,0		±0,018	-0,015 -0,051	8,0		3,3	+0,2 0
10×13×32	10	0 -0,036			10		3,3	

Таблица П30 - Размеры прямоугольных шлицевых соединений, мм (ГОСТ 1139-80)

$z \times d \times D$	$b$	$d_1$	$a$	$c$		$r_1$ не более
		не менее		Номинальный размер	Предельное отклонение	
1	2	3	4	5	6	7
Легкая серия						
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+ 0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+ 0,2	0,2

Продолжение таблицы ПЗ0

1	2	3	4	5	6	7
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+ 0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+ 0,2	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+ 0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+ 0,2	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+ 0,2	0,5
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+ 0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	+ 0,3	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	+ 0,3	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	+ 0,3	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	+ 0,3	0,5
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5	+ 0,3	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5	+ 0,3	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5	+ 0,3	0,5
Средняя серия						
6×11×14	3,0	9,9	-	0,3	+ 0,2	0,2
6×13×16	3,5	12,0	-	0,3	+ 0,2	0,2
6×16×20	4,0	14,5	-	0,3	+ 0,2	0,2
6×18×22	5,0	16,7	-	0,3	+ 0,2	0,2
6×21×25	5,0	19,5	1,95	0,3	+ 0,2	0,2
6×23×28	6,0	21,3	1,34	0,3	+ 0,2	0,2
6×26×32	6,0	23,4	1,65	0,4	+ 0,2	0,3
6×28×34	7,0	25,9	1,70	0,4	0,2	0,3
8×32×38	6,0	29,4	-	0,4	0,2	0,3
8×36×42	7,0	33,5	1,02	0,4	0,2	0,3
8×42×48	8,0	39,5	2,57	0,4	0,2	0,3
8×46×54	9,0	42,7	-	0,5	0,3	0,5
8×52×60	10,0	48,7	2,44	0,5	0,3	0,5
8×56×65	10,0	52,2	2,50	0,5	0,3	0,5
8×62×72	12,0	57,8	2,40	0,5	0,3	0,5
10×72×82	12,0	67,4	-	0,5	0,3	0,5
10×82×92	12,0	77,1	3,00	0,5	0,3	0,5
10×92×102	14,0	87,3	4,50	0,5	0,3	0,5
10×102×112	16,0	97,7	6,30	0,5	0,3	0,5
10×112×125	18,0	106,3	4,40	0,5	0,3	0,5
Тяжелая серия						
10×16×20	2,5	14,1		0,3	+ 0,2	0,2
10×18×23	3,0	15,6		0,3	+ 0,2	0,2
10×21×26	3,0	18,5		0,3	+ 0,2	0,2

Продолжение таблицы П30

1	2	3	4	5	6	7
10×23×29	4,0	20,3		0,3	+ 0,2	0,2
10×26×32	4,0	23,0		0,4	+ 0,2	0,3
10×28×35	4,0	24,4		0,4	+ 0,2	0,3
10×32×40	5,0	28,0		0,4	+ 0,2	0,3
10×36×45	5,0	31,3		0,4	+ 0,2	0,3
10×42×52	6,0	36,9		0,4	+ 0,2	0,3
10×46×56	7,0	40,9		0,5	+ 0,3	0,5
16×52×60	5,0	47,0		0,5	+ 0,3	0,5
16×56×65	5,0	50,6		0,5	+ 0,3	0,5
16×62×72	6,0	56,1		0,5	+ 0,3	0,5
16×72×82	7,0	65,9		0,5	+ 0,3	0,5
20×82×92	6,0	75,6		0,5	+ 0,3	0,5
20×92×102	7,0	85,5		0,5	+ 0,3	0,5
20×102×115	8,0	94,0		0,5	+ 0,3	0,5
20×112×125	9,0	104,0		0,5	+ 0,3	0,5

Таблица П31 – Поля допусков шлицевых валов и втулок для образования посадок при центрировании по внутреннему диаметру (ГОСТ 1139-80):

посадки центрирующего диаметра

Поле допуска втулки	Основное отклонение вала					
	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>n</i>
<i>H7H8</i>	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6} \quad \frac{H7}{g7}$	$\frac{H7}{h7}$	$\frac{H7}{js6} \quad \frac{H7}{js7}$	$\frac{H7}{n6}$

посадки по боковым сторонам шлицев

Поле допуска втулки	Основное отклонение вала											
	<i>d</i>	<i>e</i>			<i>f</i>			<i>h</i>			<i>js</i>	<i>k</i>
<i>D9</i>	$\frac{D9}{d9}$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D9}{e9}$	$\frac{D9}{f7}$	$\frac{D9}{f8}$	$\frac{D9}{f9}$	$\frac{D9}{h8}$	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{D9}{js7}$	$\frac{D9}{k7}$		
<i>D10</i>	$\frac{D10}{d9}$	$\frac{D10}{e9}$			-			-			-	-
<i>F8</i>	-	-			$\frac{F8}{f7}$	$\frac{F8}{f8}$	$\frac{F8}{h7}$	$\frac{F8}{f8}$	$\frac{F8}{js7}$	$\frac{F8}{k7}$		
<i>F10</i>	$\frac{F10}{d9}$	$\frac{F10}{e8}$	$\frac{F10}{h7}$	$\frac{F10}{f7}$	$\frac{F10}{e8}$	$\frac{F10}{h7}$	$\frac{F10}{h7}$	$\frac{F10}{h8}$	$\frac{F10}{h9}$	$\frac{F10}{js7}$	$\frac{F10}{k7}$	
<i>H8</i>	-	-			-			$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{js7}$	-	

$H9$	$H9$	-		$H9$		$H9$	$H9$	$H9$	-	-
	$d10$			$f9$		$h7$	$\overline{h8}$	$h10$		
$H11$	$H11$	-		$H11$		$H11$	$H11$	$H11$	-	-
	$d10$			$f9$		$h7$	$\overline{h8}$	$h10$		

Примечание: посадки, заключенные в квадратные рамки, являются предпочтительными

Таблица П32 – Поля допусков шлицевых валов и втулок для образования посадок при центрировании по наружному диаметру (ГОСТ 1139-80):  
посадки центрирующего диаметра

Поле допуска втулки	Основное отклонение вала						
	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>n</i>
<i>H7</i>	-	-	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h7}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{n6}$
<i>H8</i>	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	-	-	$\frac{H8}{h7}$	-	-
<i>H10</i>	$\frac{H10}{d8}$	$\frac{H10}{e8}$	-	-	-	-	-

посадки по боковым сторонам шлицев

Поле допуска втулки	Основное отклонение вала					
	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>h</i>		<i>js</i>
<i>D9</i>	$\frac{D9}{d9}$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D9}{f7}$	$\frac{D9}{h8}$	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{D9}{js7}$
<i>F8</i>	-	$\frac{F8}{e8}$	$\frac{F8}{f7}$	$\frac{F8}{f8}$	$\frac{F8}{h8}$	$\frac{F8}{js7}$
<i>F10</i>	$\frac{F10}{d9}$	$\frac{F10}{e8}$	$\frac{F10}{f7}$	$\frac{F10}{f8}$	$\frac{F8}{js7}$	-

Примечание: посадки, заключенные в квадратные рамки, являются предпочтительными

Таблица П33 – Поля допусков шлицевых валов и втулок для образования посадок при центрировании по боковым сторонам шлицев (ГОСТ 1139-80)

Поле допуска втулки	Основное отклонение вала								
	<i>d</i>		<i>e</i>		<i>f</i>		<i>h</i>		<i>js</i>
<i>D9</i>	<i>D9</i> <i>d9</i>	<i>D9</i> <i>e8</i>	<i>D9</i> <i>f8</i>	<i>D9</i> <i>f9</i>	<i>D9</i> <i>h8</i>	<i>D9</i> <i>h9</i>	<i>D9</i> <i>js7</i>	<i>D9</i> <i>k7</i>	
<i>F8</i>	-	<i>F8</i> <i>e8</i>	<i>F8</i> <i>f8</i>	-	-	-	<i>F8</i> <i>js7</i>	-	
<i>F10</i>	<i>F10</i> <i>d9</i>	<i>F10</i> <i>e8</i>	<i>F10</i> <i>f8</i>	<i>F10</i> <i>f9</i>	<i>F10</i> <i>h8</i>	<i>F10</i> <i>h9</i>	<i>F10</i> <i>js7</i>	<i>F10</i> <i>k7</i>	

Примечание: посадки, заключенные в квадратные рамки, являются предпочтительными

Таблица П34 - Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала*	втулки
<i>d</i>	<i>D или b</i>	-	<i>H11</i>
<i>D</i>	<i>d или b</i>	<i>a11</i>	<i>H12</i>

Примечание: диаметр *d* - не менее диаметра *d<sub>1</sub>*.

Таблица П35 – Значения коэффициента риска  $t$  и соответствующие ему значения процента риска  $P$

$t$	$P, \%$	$t$	$P, \%$	$t$	$P, \%$
3,9	0,010	2,9	0,373	1,9	5,743
3,8	0,014	2,8	0,511	1,8	7,186
3,7	0,022	2,7	0,693	1,7	8,913
3,6	0,032	2,6	0,932	1,6	10,916
3,5	0,047	2,5	1,242	1,5	13,361
3,4	0,067	2,4	1,640	1,4	16,151
3,3	0,097	2,3	2,145	1,3	19,360
3,2	0,137	2,2	2,781	1,2	23,014
3,1	0,194	2,1	3,573	1,1	27,133
3,0	0,270	2,0	4,550	1,0	31,731

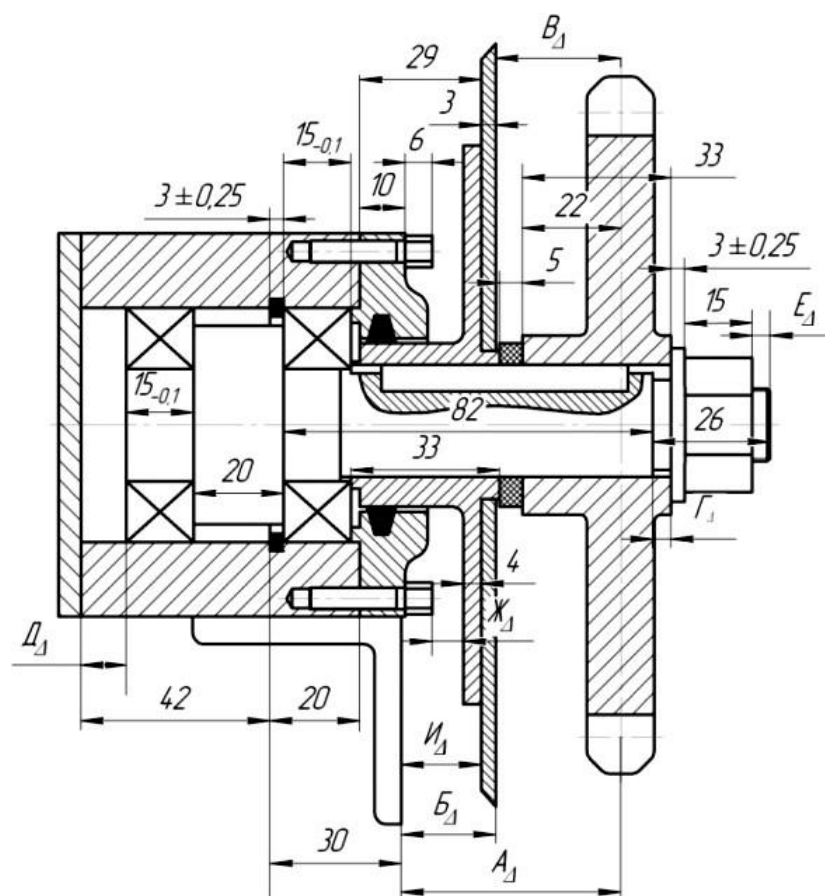


Рис. П1



УДК389(075.8)

ББК30.10.73

*Учебное издание*

Лебедев Валерий Герасимович

Доброхотов Юрий Николаевич

Иванщиков Юрий Васильевич

Пушкаренко Николай Николаевич

## **МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ**

Методические указания по выполнению курсовой работы

Компьютерный набор, верстка *В.Г.Лебедев*

Формат 60x90/16. Гарнитура *Times New Roman*

Усл. п.л. 7,5 Изд. № \_\_\_\_\_. Тираж \_\_\_\_ экз.

Отпечатано в полиграфическом отделе ФГБОУ ВО ЧГСХА

© В.Г.Лебедев, Ю.Н.Доброхотов, Ю.В. Иванщиков, Н.Н. Пушкаренко, 2018

© ФГБОУ ВПО ЧГСХА, 2018