

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Северо-Кавказская государственная академия»**

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Методические указания
для выполнения практических работ
для студентов по направлению подготовки
110800.62 Агроинженерия

Черкесск
2024

УДК 621
ББК3441
К14

Рассмотрено на заседании кафедры Эксплуатация и технический сервис машин

Протокол №__ от «__» _____ 2014 г.

Рекомендовано к изданию редакционно–издательским советом СевКавГГТА

Протокол №8 от 29.12. 2014г.

Рецензенты: Боташев А. Ю. – д.т.н., профессор кафедры ТОПП

К14 **Казиев, Ш. М.** Допуски и посадки: методические указания для выполнения практических работ для студентов по направлению подготовки 110800.62 Агроинженерия / Ш. М. Казиев, Ф. М. Эбзеева, – Черкесск: БиЦ СевКавГГТА, 2014. 48 с.

В методическом указании рассмотрены вопросы допусков и посадок разных видов сопряжений деталей машин, приведены примеры выбора посадок.

УДК 621
ББК 3441

© Казиев Ш. М., Эбзеева Ф. М., 2014
© ФГБОУ ВПО СевКавГГТА, 2014

Содержание

1.	Основные понятия и определения.....	4
1.1	Понятие о взаимозаменяемости	4
2.	Примеры решения задач	10
2.1	Задача 1: РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ	10
2.2	Задача 2: РАСЧЕТ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК	12
2.3	Задача 3: МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДОК С НАТЯГОМ	14
2.4	Задача 4: ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ РАБОЧИХ КАЛИБРОВ	18
2.5	Задача 5: ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	22
2.6	Задача 6: ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	24
2.7	Задача 7: ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	27
	Приложение 1	29
	Список использованной литературы	48

1. Основные понятия и определения

1.1 Понятие о взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость — свойство независимо изготовленных деталей и сборочных единиц обеспечивать сборку изделий при изготовлении или замену одноименных деталей и сборочных единиц при ремонте без применения подбора, пригонки или регулировки.

Взаимозаменяемость, соответствующую этому определению, называют полной.

Вал — термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы, и соответственно сопрягаемых размеров.

Отверстие — термин, условно применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей, включая нецилиндрические элементы, и соответственно сопрягаемых размеров.

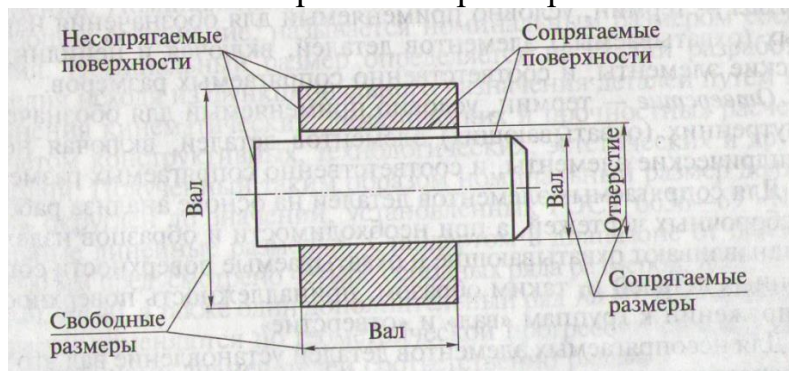


Рисунок 1– Сопряжение вала и отверстия

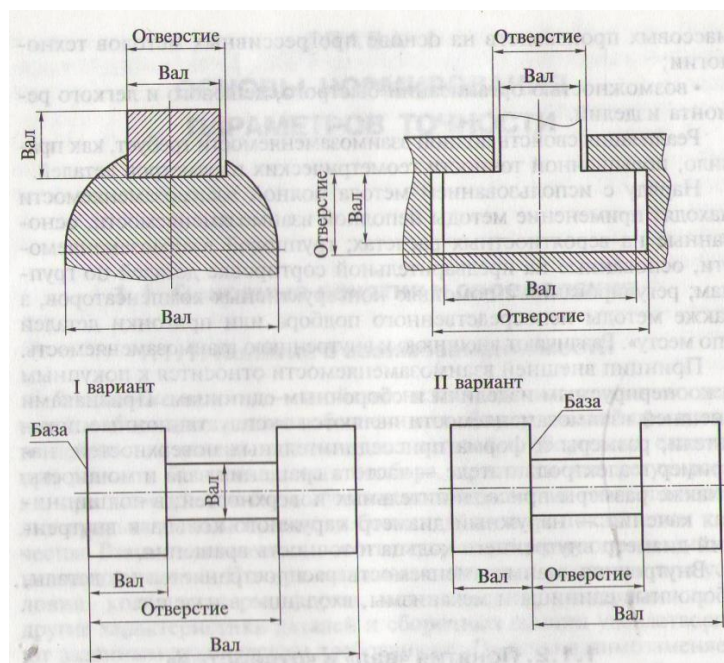


Рисунок 2– Размеры валов и отверстий

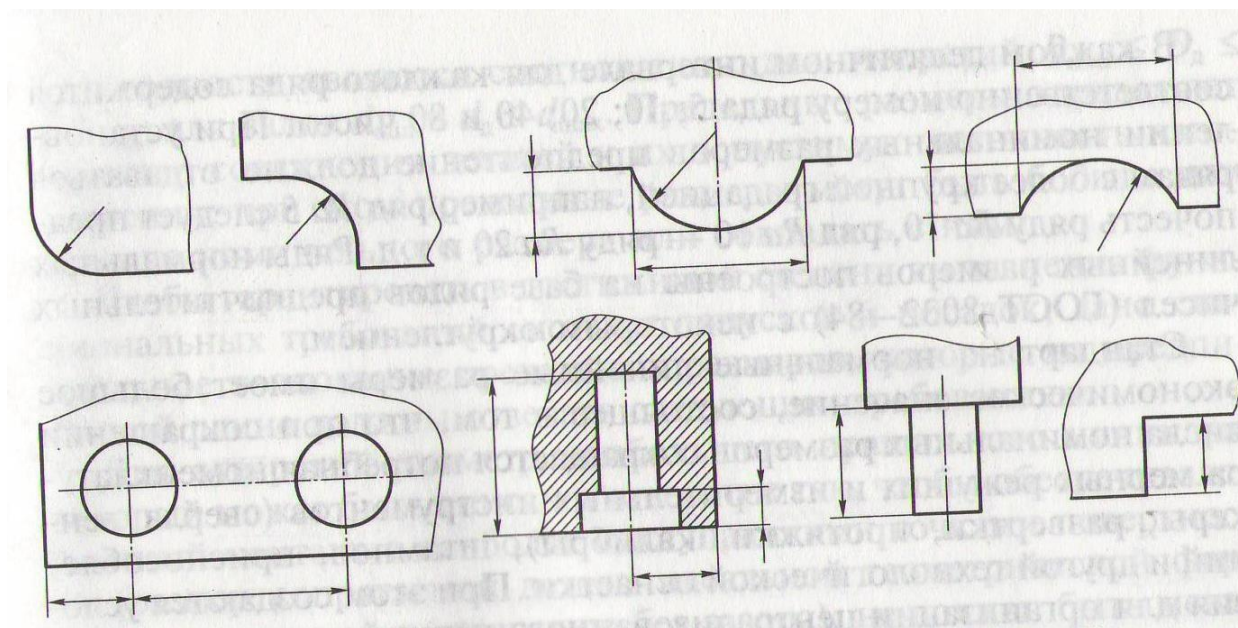


Рисунок 3– Размеры, не относящиеся к отверстиям и валам

Состав группы размеров и элементов деталей, не относящихся ни к валам, ни к отверстиям, сравнительно невелик (например, фаски, радиусы скруглений, галтели, выступы, впадины, расстояния между осями).

Номинальный размер – размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчета отклонений. Номинальный размер, общий для отверстия и вала, образующих соединение, называется номинальным размером соединения.

Действительный размер – размер, установленный измерением с помощью средства измерений с допускаемой погрешностью измерения.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер. Больший из двух предельных размеров называется *наибольшим предельным размером*, а меньший – *наименьшим предельным размером*.

Допуском размера называется разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями. Допуск обозначается *IT* (International Tolerance) или T_D – допуск отверстия и T_d – допуск вала.

Согласно определению:

допуск отверстия

$$T_D = D_{max} - D_{min}, \quad (1.1)$$

допуск вала

$$T_d = d_{max} - d_{min}, \quad (1.2)$$

Поле допуска – это поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера.

Нулевой линией называется линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются предельные отклонения размеров при графическом изображении полей допусков.

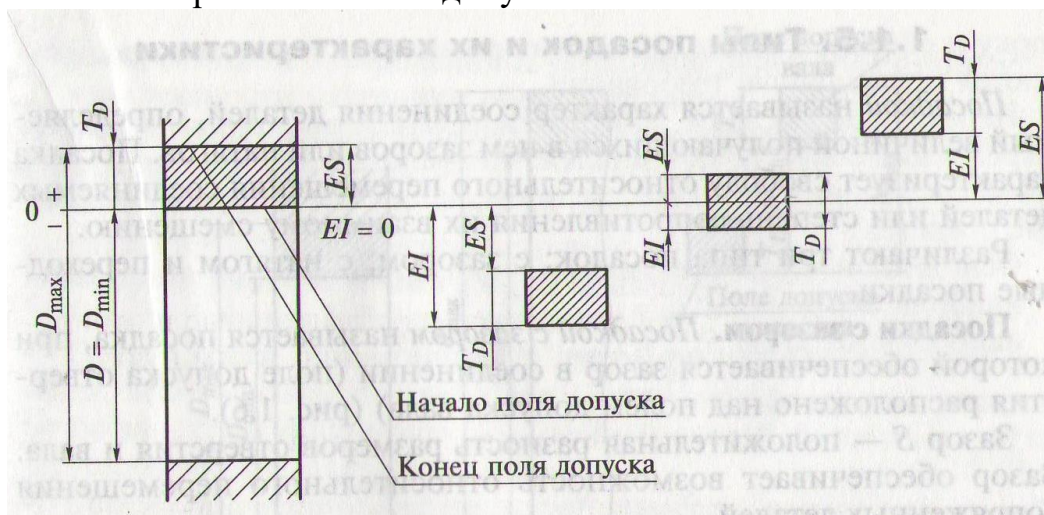


Рисунок 4– Схема расположения полей допусков отверстий

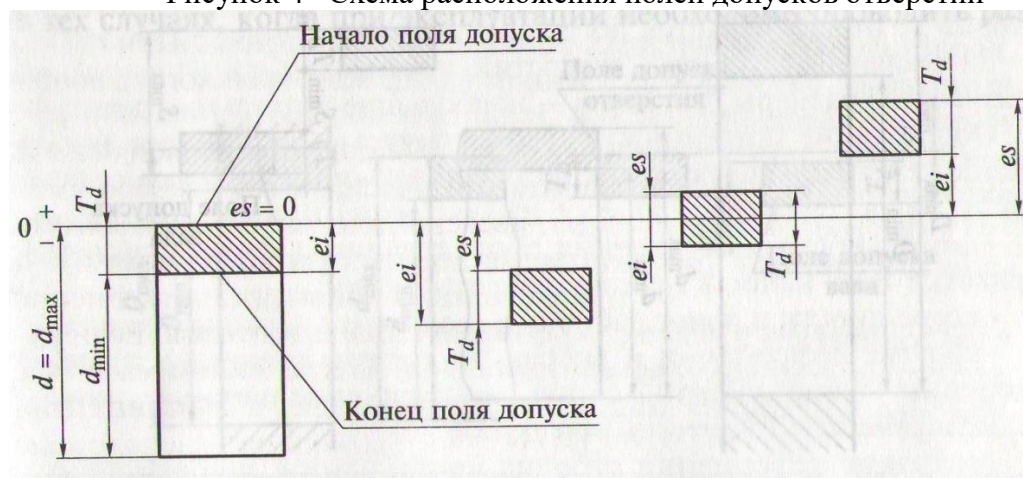


Рисунок 5– Схема расположения полей допусков валов

Предельно асимметричные системы допусков и посадок имеют некоторые экономические преимущества перед симметричными системами, что связано с обеспечением основных деталей предельными калибрами.

Следует также отметить применение в ряде случаев несистемных посадок, т.е. отверстие выполняется в системе вала, а вал – в системе отверстия. В частности, несистемная посадка используется для боковых сторон прямобочного шлицевого соединения.

Основное отклонение – это одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии.

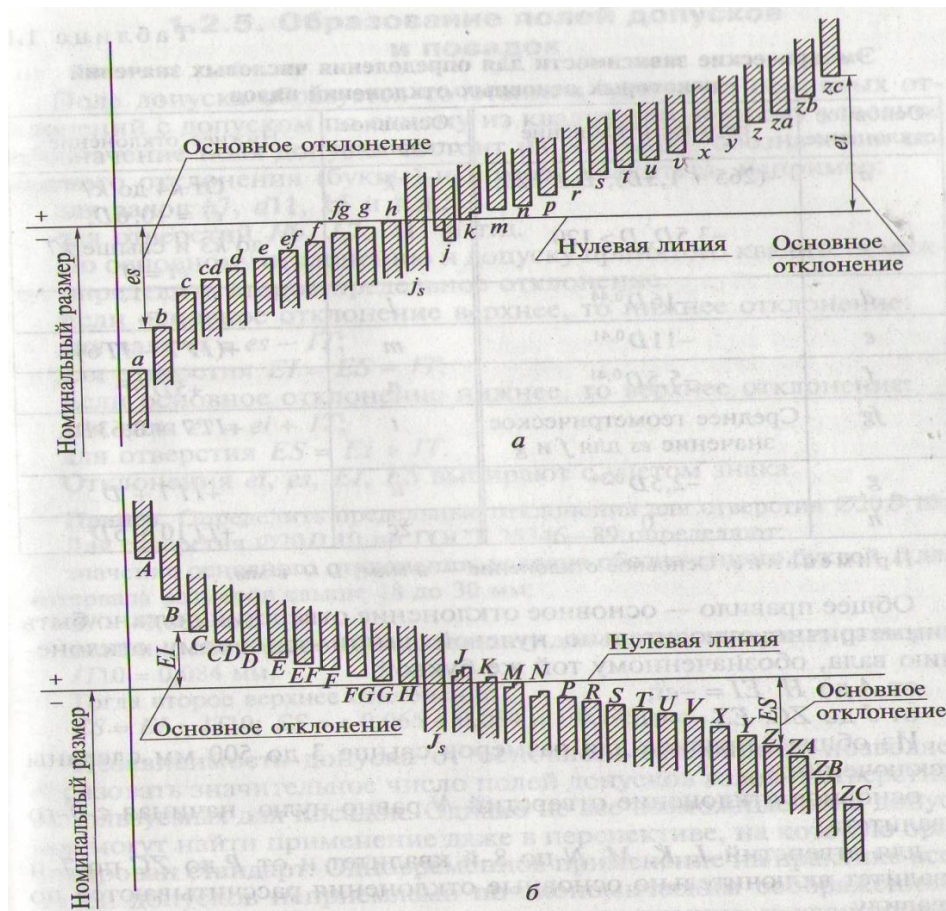


Рисунок 6– Основные отклонения для валов (а), для отверстий (б)

Посадкой называется характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов.

Посадки с зазором. *Посадкой с зазором* называется посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала).

Зазор S – положительная разность размеров отверстия и вала. Зазор обеспечивает возможность относительного перемещения сопряженных деталей.

Основными характеристиками посадки с зазором являются:

$$\text{наименьший зазор } S_{min} = D_{min} - d_{max};$$

$$\text{наибольший зазор } S_{max} = D_{max} - d_{min};$$

$$\text{средний зазор } S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2};$$

$$\text{действительный зазор } S_d = D_d - d_d;$$

допуск зазора

$$T_s = S_{max} - S_{min} = (D_{max} - d_{min}) - (D_{min} - d_{max}) = (D_{max} - D_{min}) + (d_{max} - d_{min}) = T_D + T_d, \quad (1.3)$$

Посадки с натягом. *Посадкой с натягом* называется посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала).

Натяг N – положительная разность размеров вала и отверстия до сборки. Натяг обеспечивает взаимную неподвижность деталей после их сборки.

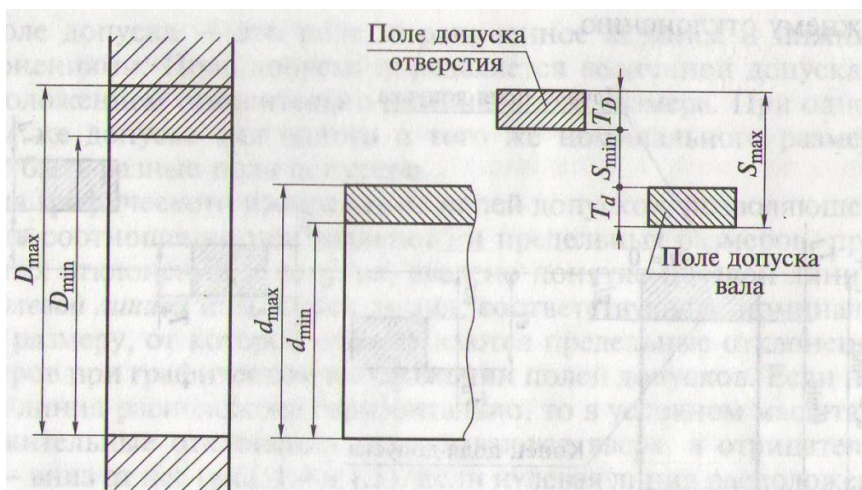


Рисунок 7– Схемы расположения полей допусков при посадках с зазором

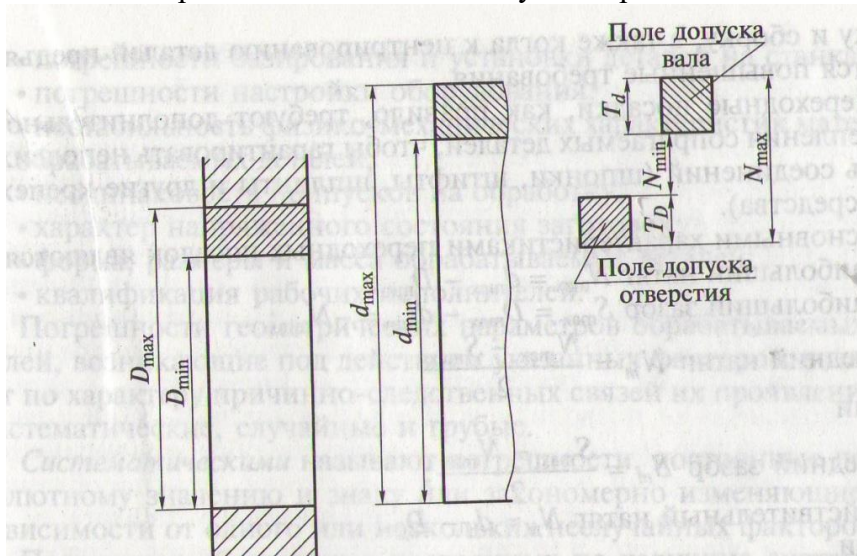


Рисунок 8– Схемы расположения полей допусков при посадках с натягом

Основными характеристиками посадки с натягом являются:

$$\text{наибольший натяг } N_{max} = d_{max} - D_{min};$$

$$\text{наименьший натяг } N_{min} = d_{min} - D_{max};$$

$$\text{средний натяг } N_m = \frac{N_{max} + N_{min}}{2};$$

$$\text{действительный натяг } N_d = d_d - D_d;$$

допуск натяга

$$T_N = N_{max} - N_{min} = (d_{max} - D_{min}) - (d_{min} - D_{max}) = (d_{max} - d_{min}) + (D_{max} - D_{min}) = T_d + T_D,$$

Переходные посадки. *Переходной посадкой* называется посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью).

Переходные посадки используют для неподвижных соединений в тех случаях, когда при эксплуатации необходимо проводить разборку и сборку, также когда к центрированию деталей предъявляются повышенные требования.

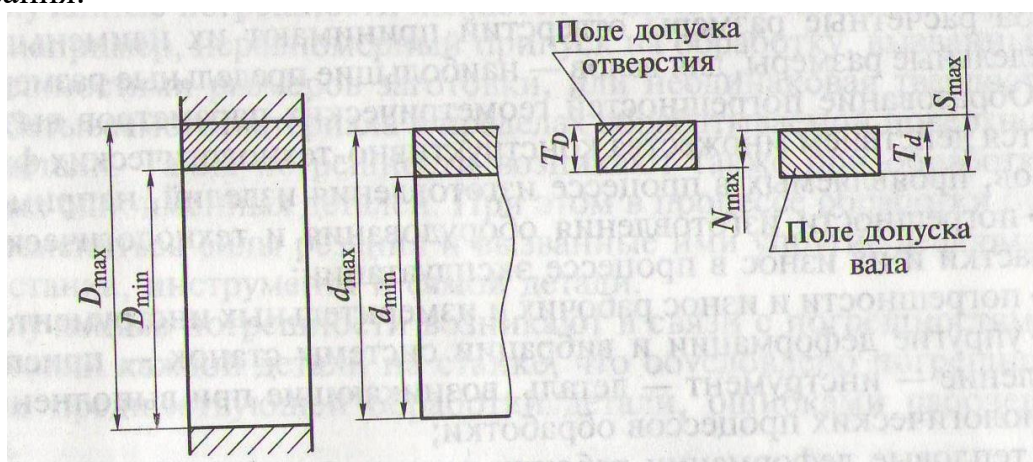


Рис.9. Схемы расположения полей допусков при переходных посадках

2. Примеры решения задач

2.1 Задача 1: РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ

Посадки с зазором предназначены для подвижных и неподвижных соединений. В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, погрешности сборки и др.

Расчет посадок с зазором можно вести в следующем порядке.

ПРИМЕР: Определить величину зазоров и подобрать посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения при следующих данных: диаметр соединения $d_{н.с.}=75$ мм; длина подшипника $l=75$ мм; радиальная нагрузка $R=6269$ Н; $n=1500$ об/мин. Смазка маслом с динамической вязкостью при $t_n=50^\circ$; $\mu=19\cdot 10^{-3}$ Н·с/м². Высота неровностей трущихся поверхностей $R_{O.д.}=R_{o.д.}=0,8$ мкм.

1. Определяем величину среднего удельного давления

$$P = \frac{R}{l \cdot d_{н.с.}}, \quad (1.1)$$

$$P = \frac{3269}{0,075 \cdot 0,075} = 1,47 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

2. Определяем допускаемую минимальную толщину масляного слоя $[h_{min}]$, при которой еще обеспечивается жидкостное трение

$$[h_{min}] = K \cdot (R_{zD} + R_{zd} + \gamma_g) \approx K(4R_{aD} + 4R_{ad} + \gamma_g), \quad (1.2)$$

где $K \geq 2$ - коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя;

γ_g - добавка на неразрывность масляного слоя, $\gamma_g=2 \div 3$ мкм.

$$[h_{min}] = 2(3,2+3,2+2) \cdot 10^{-6} = 16,8 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

3. Задаемся рабочей температурой подшипника $t_n=50^\circ\text{C}$, при которой

$$\mu = \mu_T = 19 \cdot 10^{-3} \text{ Н·с/м}^2.$$

4. Рассчитываем значение A_h по формуле

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{d_{н.с.} \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{P}}} \quad (1.3)$$

$$A_h = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{75 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{19 \cdot 10^{-3} \cdot 3,157}{1,47 \cdot 10^6}}} = 0,314$$

5. По рис.1. определяем, используя найденное значение $A_n=0,314$ и $l/d_{н.с.}=1$, минимальный относительный эксцентриситет χ_{min} , при котором толщина слоя равна $[h_{min}]$. χ_{min} меньше 0,3

По рис. 1 находим $A_\chi=0.438$ при $\chi=0,3$ и $l/d_{н.с.}=1$ и затем определяем минимальный допускаемый зазор

$$[S_{min}] = 2.857 \cdot [h_{min}] \frac{A_\chi}{A_h}, \quad (1.4)$$

$$[S_{min}] = 2,857 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6} \frac{0,438}{0,314} = 67 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

6. По найденному ранее значению $A_h=0,314$ из рис.1 находим максимальный относительный эксцентриситет, $\chi_{max}=0,87$, при котором $h=[h_{min}]$ максимальный допускаемый зазор определяется по формуле

$$[S_{max}] = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{1 - \chi_{max}}, \quad (1.5)$$

$$[S_{max}] = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,87} = 258 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

7. Посадку выбираем исходя из следующих условий:

1) $S_{min} \geq [S_{min}]$

2) $S_{max} \leq [S_{max}] - 2(R_{zD} + R_{zd}) \approx [S_{max}] - 8(R_{aD} + R_{ad})$

По табл. 1.[5] определяем, что условиям (1) и (2) соответствует предпочтительная посадка $\frac{\text{Ø}75^{H7}}{18 \frac{-0.060}{-0.106}}$, у которой $S_{min} = 60$ мкм,

$S_{max}=135$ мкм. Условие (1) можно считать выполненным, так как получение зазора $S_{min}= 60$ мкм маловероятно.

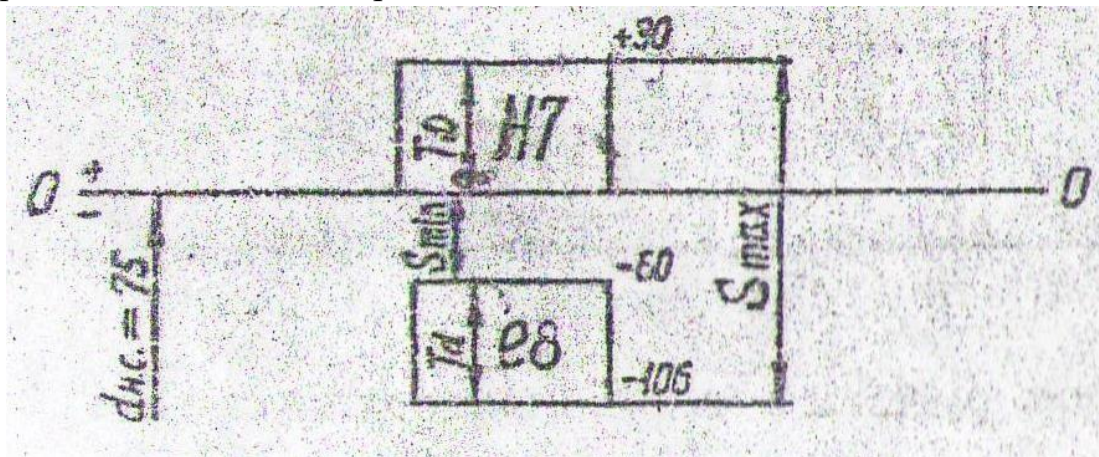


Рисунок 1– Схема расположения полей допусков посадки с зазором $\frac{\text{Ø}75^{H7}}{18}$

2.2 Задача 2: РАСЧЕТ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

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

1. Расчет наибольшего зазора по известному предельно допустимому эксцентриситету соединяемых деталей.
2. Расчет вероятности получения зазоров и натягов в соединении.
3. Расчет прочности деталей и наибольшего усилия сборки при наибольшем натяге посадки.

ПРИМЕР. Номинальный диаметр сопряжения $d_{н.с.} = 30$ мм. Предельно допустимый эксцентриситет соединяемых деталей $F_r = 69$ мкм. Коэффициент запаса точности $K_T = 3$.

Наибольший допускаемый зазор в переходной посадке, необходимый для компенсации погрешностей формы и расположения поверхностей сопрягаемых деталей, смятие неровностей, а также износ деталей при повторных сборках и разборках определяется по формуле

$$S_{max} = \frac{F_r}{K_T}, \quad (2.1)$$

$$S_{max} = \frac{69}{3} = 23 \text{ мкм.}$$

При подборке переходной посадки по СТ СЕВ 144-75 следует соблюдать условия:

1. Посадка должна быть предпочтительной и иметь $S_{max} \leq S_{max.p.}$
2. Из всех посадок, отвечающих условию (1), выбирается посадка, у которой N_{max} имеет наименьшее значение.

Условиям (1) и (2) отвечает посадка $\frac{H7}{K6}$ табл. 1.48 [5]

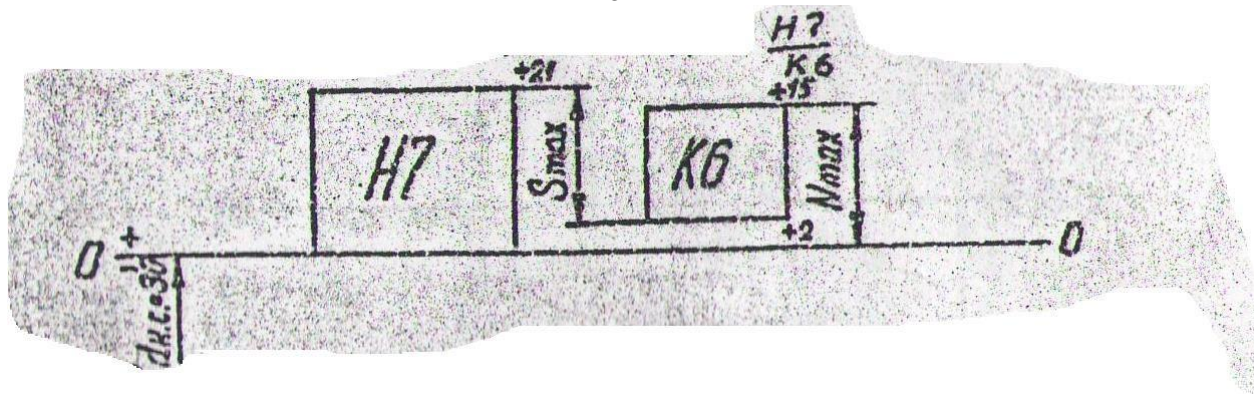


Рисунок 2— Схема расположения полей допусков посадки $\frac{H7}{K6}$ $\varnothing 30$

Натяг в выбранной посадке может быть в пределах от 0 до 15 мкм, зазор – от 0 до 19 мкм. Допуск посадки, равный сумме допусков вала и отверстия составляет 34 мкм. Считаем, что рассеяние размеров отверстия и вала, а также зазоров (натягов) подчиняется закону нормального распределения.

Учитывая принятые условия, получаем

$$\sigma_{\text{вал}} = \frac{T_D}{21} = \frac{74}{21} = 3,5 \text{ мкм}$$

$$\sigma_{\text{отв}} = \frac{T_d}{6} = \frac{13}{6} = 2,2 \text{ мкм.}$$

Среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{\sigma_{\text{отв}}^2 + \sigma_{\text{вала}}^2}, \quad (2.2)$$

$$\sigma_{\text{пос}} = \sqrt{3,5^2 + 2,2^2} = 4,1 \text{ мкм.}$$

При средних значениях размеров отверстия и вала получается зазор 2 мкм. Вычислим вероятность того, что значение зазора (случайная величин X) находится в пределах от 0 до 2 мкм. Для этого выразим случайную величину X в долях ее $\sigma_{\text{пос}}$, т.е. примем $\frac{X}{\sigma_{\text{пос}}} = z = \frac{2,0}{4,1} = 0,488$.

Пользуясь таблицей интегралов функции $\Phi(z)$ [3] находим вероятность получения зазоров в соединении:

$$0,5 + 0,184 = 0,6843 \text{ или } 68,43\%$$

$$\text{Вероятность получения натягов } 1 - 0,6843 = 0,3157 \text{ или } 31,57\%$$

$$\text{Вероятный натяг } 2,0 - 3\sigma_{\text{пос}} = 2 - 3 \cdot 4,1 = - 10,3 \text{ мкм.}$$

$$\text{Вероятный зазор } 2,0 + 3\sigma_{\text{пос}} = 2 + 3 \cdot 4,1 = 14,3 \text{ мкм}$$

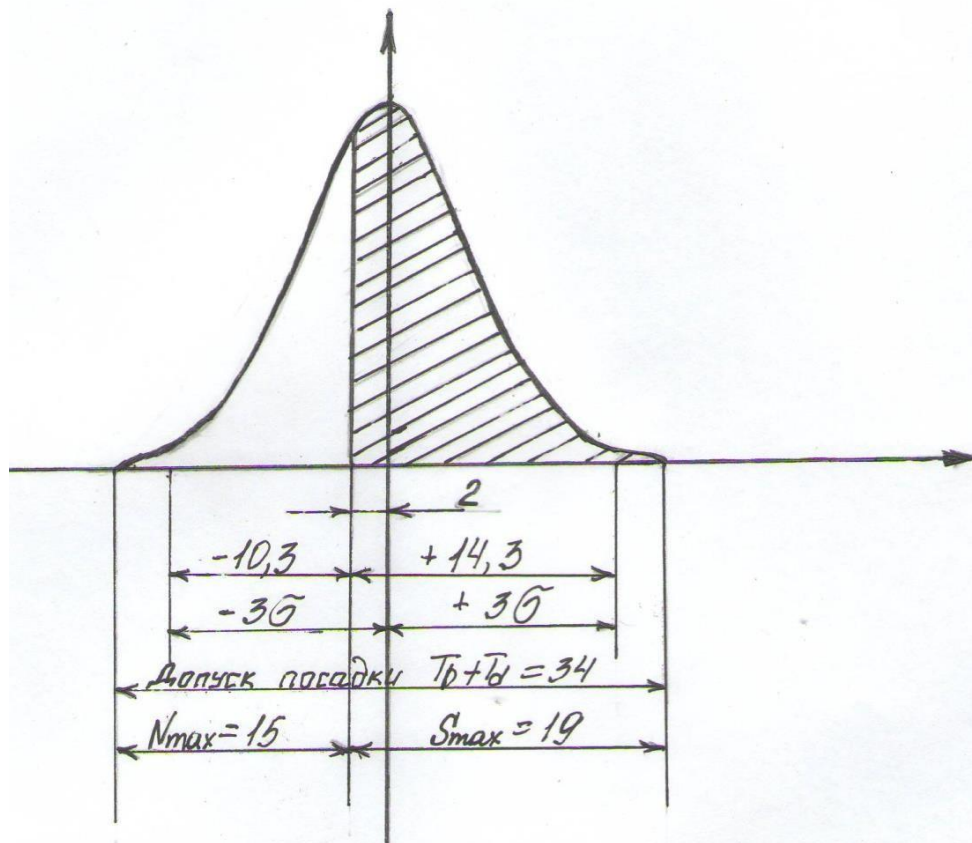


Рисунок 3– Вероятность получения соединений с зазором и натягом в посадке $\text{Ø}30_{\text{H7}}^{\text{K6}}$.

2.3 Задача 3: МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДОК С НАТЯГОМ

Расчет посадок с натягом выполняется с целью обеспечить прочность соединения, т.е. отсутствие смещения сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочность сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяется наименьший допустимый натяг $[N_{min}]$, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия, определяется наибольший допустимый натяг $[N_{max}]$, при котором отсутствуют пластические деформации.

Расчет посадок с натягом можно вести в следующем порядке.

ПРИМЕР. Наружный диаметр втулки $d_l=80$ мм, номинальный размер соединения $d_{н.с.}=50$ мм, длина соединения $l=40$ мм, диаметр отверстия вала $D_1=10$ мм, материал втулки – сталь 45 (модуль упругости - $E_2=2 \cdot 10^{22}$ Н/м², коэффициент Пуассона $\mu_2=0,30$, предел текучести $\sigma_{T2}=35 \cdot 10^7$ Н/м², шероховатость $R_{zd}=10$ мкм), материал вала – сталь 50 ($E_1=2 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\mu_1=0,30$, $\sigma_{T1}=37 \cdot 10^7$ Н/м², $R_{zd}=6,3$ мкм).

Коэффициент трения: сталь по стали $f = 0,069 - 0,13$ табл. 1.104 [5].

Передаваемый крутящий момент $M_{кр} = 500$ Нм.

РЕШЕНИЕ:

1. Определяем требуемое наименьшее удельное давление на контактных поверхностях соединения по формуле:

$$[P_{н.м.}] = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_{н.с.}^2 \cdot l \cdot f}, \quad (3.1)$$
$$[P_{н.м.}] = \frac{2 \cdot 500}{3,14 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08} = 3,97 \text{ Н/м}^2.$$

При осевом нагружении требуемое наименьшее удельное давление на контактных поверхностях соединения определяем по формуле

$$[P_{н.м.}] = \frac{P_{ос}}{\pi \cdot d_{н.с.}^2 \cdot l \cdot f}, \quad (3.2)$$

2. По полученному значению $[P_{н.м.}]$ определяем необходимую величину наименьшего расчетного натяга по формуле

$$N_{min} = [P_{н.м.}] \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.3)$$

где E_1, E_2 - модули упругости соответственно вала и отверстия;

C_1, C_2 - коэффициенты, определяемые по формулам.

для вала

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D_1}{d_{н.с.}}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_1}{d_{н.с.}}\right)^2} - \mu_1, \quad (3.4)$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{50}{10}\right)^2}{1 - \left(\frac{10}{50}\right)^2} - 0,3 = 0,785;$$

для отверстия

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{н.с.}}{d_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_1}\right)^2} + \mu_2, \quad (3.5)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{50}{80}\right)^2}{1 - \left(\frac{50}{80}\right)^2} + 0,3 = 2,53.$$

Подставляем найденные значения C_1 и C_2 в формулу (3.3)

$$N_{min} = 3,97 \cdot 10^7 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,785}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 33,4 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 33,4 \text{ мкм}.$$

3. Определяем величину наименьшего допустимого натяга по формуле:

$$[N_{min}] = N_{min} + 1,2 (R_{zD} + R_{zd}), \quad (3.6)$$

$$[N_{min}] = 33,4 + 1,2 (10 + 6,3) = 53 \text{ мкм}.$$

Если шероховатость поверхности оценена параметром R_a , тогда наименьший натяг определяется по формуле:

$$[N_{min}] = N_{min} + 5 (R_{aD} + R_{ad}),$$

4. На основе теории наибольших касательных напряжений определяем наибольшее допустимое удельное давление $[P_{н.б.}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей.

В качестве $[P_{н.б.}]$ берется наименьшее из двух значений:

для вала

$$P_1 = 0.58 \cdot \sigma_{T1} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{d_{н.с.}} \right)^2 \right], \quad (3.7)$$

$$P_1 = 0.58 \cdot 37 \cdot 10^7 \cdot \left[1 - \left(\frac{10}{50} \right)^2 \right] = 20,06 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2;$$

для втулки

$$P_2 = 0.58 \cdot \sigma_{T2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_1} \right)^2 \right], \quad (3.8)$$

$$P_2 = 0.58 \cdot 35 \cdot 10^7 \cdot \left[1 - \left(\frac{50}{80} \right)^2 \right] = 12,8 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

Следовательно $[P_{н.б.}] = 12,8 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$.

5. Определяем величину наибольшего расчетного натяга по формуле:

$$N'_{max} = [P_{н.б.}] \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.9)$$

$$N'_{max} = 12,8 \cdot 10^7 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,785}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 104 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

6. Определяем наибольший допустимый натяг $[N_{max}]$ по формуле:

$$[N_{max}] = N'_{max} + 1,2 (R_{zD} + R_{zd}), \quad (3.10)$$

$$[N_{max}] = 104 + 1,2 (10 + 6,3) = 124 \text{ мкм.}$$

7. Условия подбора посадки:

- 1) Наибольший натяг N_{max} в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{max}]$:

$$N_{max} \leq [N_{max}];$$

- 2) Наименьший натяг N_{min} в подобранной посадке должен быть

$$N_{min} \geq [N_{min}]$$

8. Пользуясь справочником [5], находим посадку, соответствующую условиям подбора посадок.

Выбираем посадку $\frac{\text{Ø}50_{H7}}{v7} = \frac{\text{Ø}50^{+0.025}}{+0.108}$, для которой

$$N_{max} = 106 \text{ мкм}, N_{min} = 56 \text{ мкм.}$$

9. Проверяем прочность соединяемых деталей при наибольшем табличном натяге N_{max} . Для этого находим давление при $N_{max} = 106$ мкм.

$$P = \frac{N_{max}}{d_{н.с.} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (3.11)$$

$$P = \frac{106 \cdot 10^{-6}}{50 \cdot 10^{-3} \left(\frac{0,785}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 12,6 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

Условие прочности деталей заключается в отсутствии пластической деформации на контактирующих поверхностях деталей, что обеспечивается при $P < P_2$. Сравнение допустимого давления P_2 с давлением, возникающим при наибольшем табличном натяге, показывает, что имеется запас прочности втулки, равный $(12,8/12,6) = 1,02$ и вала $(20,06/12,6) = 1,6$

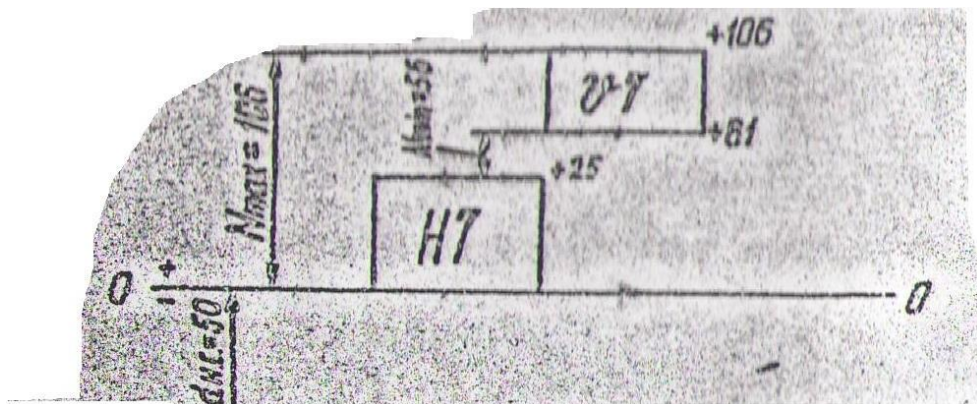


Рисунок 4– Схема расположения полей допусков деталей посадки с натягом $\text{Ø}50_{H7/v7}$

2.4 Задача 4: ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ РАБОЧИХ КАЛИБРОВ

Методические указания

При решении задачи необходимо:

1. Определить исполнительные размеры рабочих калибров.
2. Вычертить схемы расположения полей допусков деталей и калибров.

ПРИМЕР. Определить исполнительные размеры рабочих калибров для контроля отверстия $\varnothing 110J7 = 110_{-0,015}^{+0,022}$ и вала $\varnothing 110h6 = 110_{-0,022}$.

Находим отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра относительно наименьшего предельного размера отверстия (109,987) $z = 5$ мкм, и допустимый выход размера изношенного проходного калибра за границу поля допуска отверстия $y = 4$ мкм. Допуск на изготовление калибров – пробок $H = 6$ мкм (проходная и непроходная стороны). Строим схемы расположения полей допусков калибров – пробок (рис.5).

Рабочий проходной калибр-пробка для отверстия. Предельные отклонения проходной стороны рабочего калибра-пробки Р-ПР откладываются от наименьшего предельного размера отверстия.

Предельные размеры нового проходного калибра-пробки:
наибольший:

$$P - PR_{max} = D_{min} + z + \frac{H}{2}, \quad (4.1)$$

$$P - PR_{max} = 109,987 + 0,005 + 0,003 = 109,995 \text{ мм};$$

наименьший:

$$P - PR_{min} = D_{min} + z - \frac{H}{2}, \quad (4.2)$$

$$P - PR_{min} = 109,987 + 0,005 - 0,003 = 109,989.$$

Допуск на изготовление проходного рабочего калибра-пробки:

$$H = P - PR_{max} - P - PR_{min}, \quad (4.3)$$

$$H = 109,995 - 109,989 = 0,006 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер нового проходного рабочего калибра-пробки:

$$P - PR_{исп} = P - PR_{max-H} = 109,995_{-0,006} \text{ мм}.$$

Предельный размер изношенного рабочего проходного калибра-пробки:

$$P - \Pi P_{\text{изн}} = D_{\text{min}} - y, \quad (4.4)$$

$$P - PR_{\text{изн}} = 109,987 - 0,004 = 109,983 \text{ мм.}$$

Рабочий непроходной калибр-пробка для отверстия. Предельные отклонения непроходной стороны рабочего калибра-пробки P-HE откладываются от наибольшего размера отверстия.

Предельные размеры нового непроходного калибра-пробки:
наибольший:

$$P - HE_{\text{max}} = D_{\text{max}} + \frac{H}{2}, \quad (4.5)$$

$$P - HE_{\text{max}} = 110,022 + 0,003 = 110,025 \text{ мм;}$$

наименьший:

$$P - HE_{\text{min}} = D_{\text{max}} - \frac{H}{2}, \quad (4.6)$$

$$P - HE_{\text{min}} = 110,022 - 0,003 = 110,019 \text{ мм.}$$

Допуск на изготовление калибра-пробки:

$$H = P - HE_{\text{max}} - P - HE_{\text{min}}, \quad (4.7)$$

$$H = 110,025 - 110,019 = 0,006 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер калибра-пробки P-HE

$$P - HE_{\text{исп}} = P - HE_{\text{max-H}} = 110,025_{-0,006} \text{ мм.}$$

Рабочий проходной калибр-скоба P-ПР для вала.

Предельные отклонения проходной стороны калибра скобы откладываются от наибольшего предельного размера вала.

Находим отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра относительно наибольшего предельного размера вала $z_1 = 5$ мкм и допустимый выход размера изношенного калибра скобы за границу поля допуска $y_1 = 4$ мкм. Допуск на неточность изготовления калибра-скобы равен $H_1 = 6$ мкм. Строим схемы расположения полей допусков калибров-скоб (рис. 6).

Предельные размеры нового проходного калибра-скобы:
наибольший:

$$P - PR_{\text{max}} = d_{\text{max}} + z_1 + \frac{H_1}{2}, \quad (4.8)$$

$$P - PR_{\text{max}} = 110,000 - 0,005 + 0,003 = 109,998 \text{ мм;}$$

наименьший:

$$P - PR_{\text{min}} = d_{\text{max}} - z_1 - \frac{H_1}{2}, \quad (4.9)$$

$$P - PR_{\text{min}} = 110,000 - 0,005 - 0,003 = 109,992 \text{ мм.}$$

Допуск на изготовление проходного калибра-скобы:

$$H_1 = P - \Pi P_{max} - P - \Pi P_{min}, \quad (4.10)$$

$$H_1 = 109,998 - 109,992 = 0,006 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер калибра-скобы

$$P - PR_{\text{исп}} = P - PR_{\text{min}}^{+H_1} = 109,992^{+0,006} \text{ мм.}$$

Предельные размеры изношенного рабочего проходного калибра-скобы

$$P - PR_{\text{изн}} = d_{\text{max}} + y_1, \quad (4.11)$$

$$P - PR_{\text{изн}} = 110,000 + 0,004 = 110,004 \text{ мм.}$$

Рабочий непроходной калибр-скоба P-НЕ для вала.

Предельные отклонения непроходной стороны рабочего калибра-скобы P-НЕ откладывается от наименьшего предельного размера вала.

Предельные размеры нового непроходного калибра-скобы:

наибольший:

$$P - HE_{\text{max}} = d_{\text{min}} + \frac{H_1}{2}, \quad (4.12)$$

$$P - HE_{\text{max}} = 109,978 + 0,003 = 109,981 \text{ мм.}$$

наименьший:

$$P - HE_{\text{min}} = d_{\text{min}} - \frac{H_1}{2}, \quad (4.13)$$

$$P - HE_{\text{min}} = 109,978 - 0,003 = 109,975 \text{ мм.}$$

Допуск на неточность изготовления калибра-скобы:

$$H_I = P - HE_{\text{max}} - P - HE_{\text{min}}, \quad (4.14)$$

$$H_I = 109,981 - 109,975 = 0,006 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер калибра-скобы

$$P - HE_{\text{исп}} = P - HE_{\text{min}}^{+H_1} = 109,975^{+0,006} \text{ мм.}$$

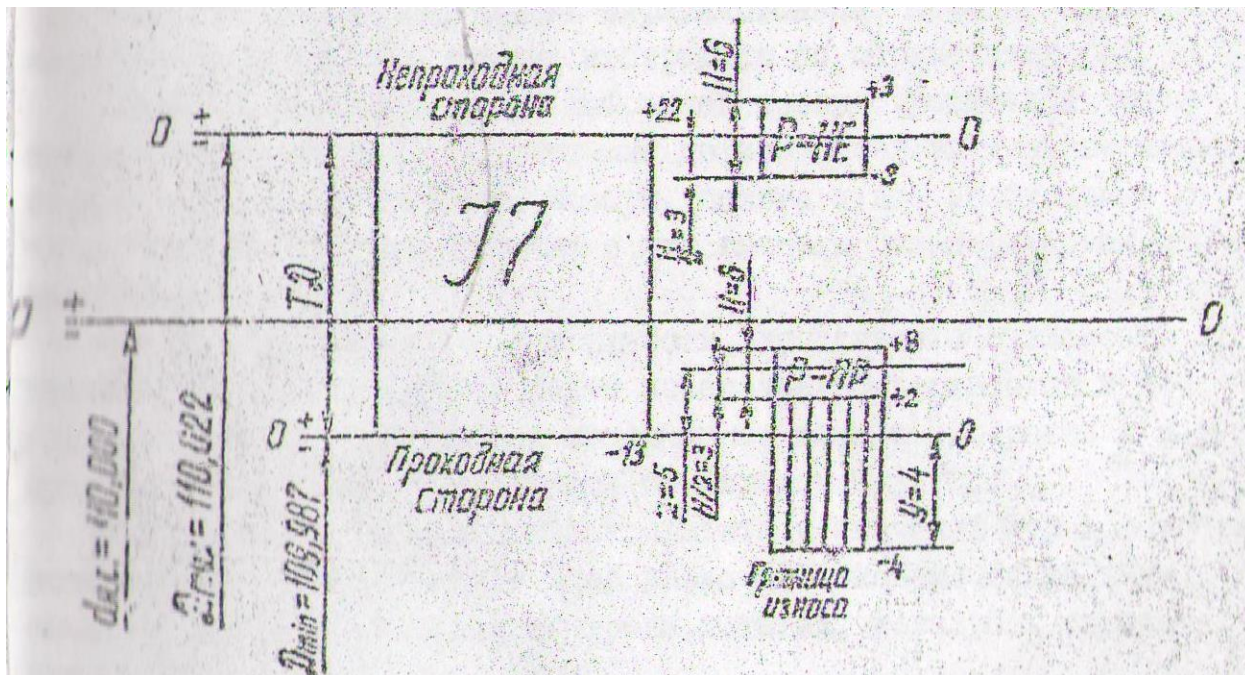


Рисунок 5— Схема расположения полей допусков калибров для отверстия $\text{Ø}110\text{J}7$

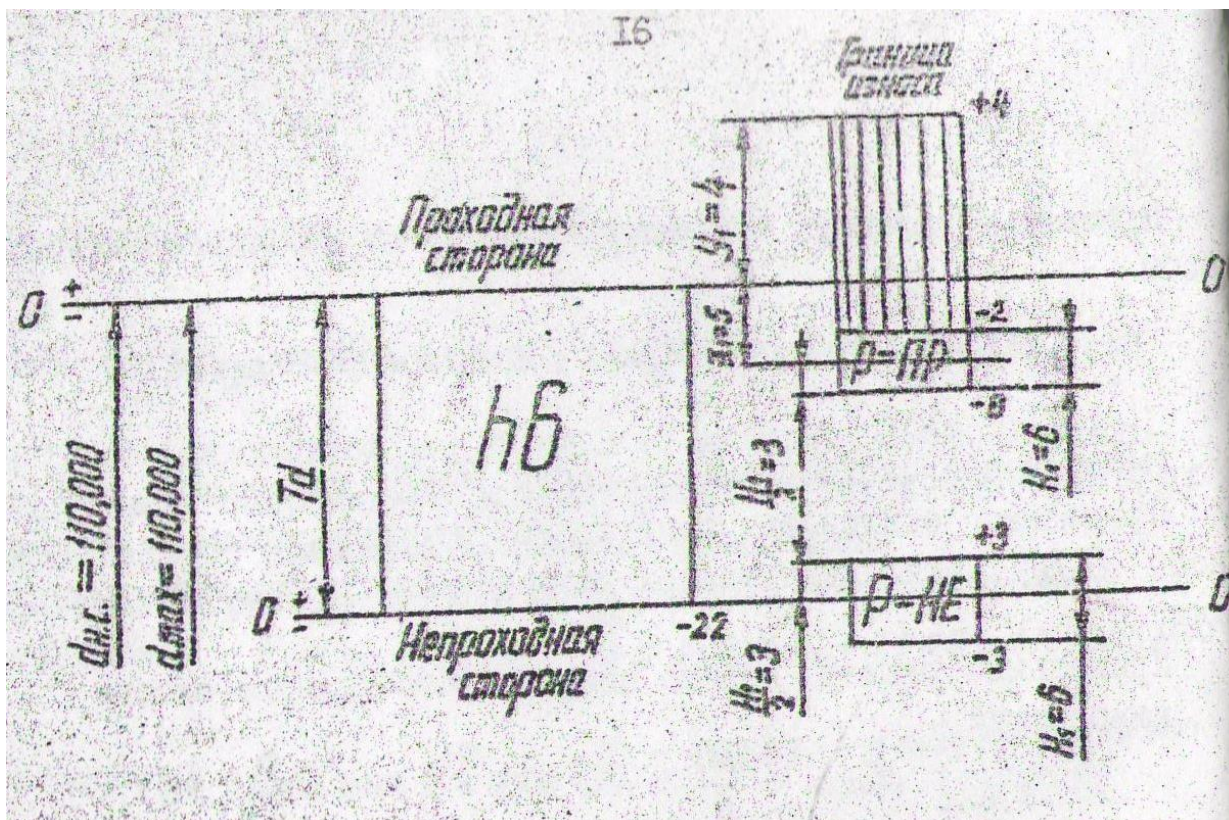


Рисунок 6— Схема расположения полей допусков калибров для вала $\text{Ø}110\text{h}6$

2.5 Задача 5: ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При решении задачи требуется:

1. Пользуясь справочниками, найти предельные отклонения неосновных деталей (вала и отверстия в корпусе) и колец подшипника. Определить зазоры и натяги в соединениях.

2. Подобрать шероховатость посадочных поверхностей неосновных деталей и установить допускаемые отклонения формы посадочных поверхностей.

3. Выбрать экономические способы окончательной обработки и контроля деталей.

4. Привести схемы расположения полей допусков соединений.

К пункту 1. По заданному номеру подшипника соответствующего варианта необходимо установить номинальные размеры параметров подшипника, пользуясь литературой [7], [13]/

Вид нагружения подшипника циркуляционный. Посадки подшипника качения на вал и в корпус выбираются по справочнику [5].

К пункту 2. В зависимости от выбранной посадки устанавливаются предельные отклонения сопрягаемых деталей (вал – внутреннее кольцо; корпус – наружное кольцо). Зазоры, натяги и все необходимые расчеты определяется так же, как и для гладких цилиндрических соединений.

К пункту 3. Шероховатость поверхности, допускаемое отклонение от правильной геометрической формы посадочных поверхностей и допускаемые отклонения биения заплечников вала и отверстия в корпусе под подшипник определяются по справочнику [5].

К пункту 4. После установления качества и значений шероховатости поверхностей неосновных деталей назначают экономические виды окончательной обработки и контроля деталей, пользуясь справочником [5].

К пункту 5. Схема расположения полей допусков деталей соединения (наружное кольцо подшипника – корпус и внутреннее кольцо – вал) изображается также, как и для гладких цилиндрических соединений.

Рекомендуется обратить внимание на расположение предельных отклонений наружного и внутреннего колец подшипника качения относительно номинального размера.

ПРИМЕР. Подобрать посадки на кольца подшипника №218 нулевого класса точности. Нагрузка на подшипник $P=6000$ Н. Вид нагружения циркуляционный.

РЕШЕНИЕ.

По справочнику [7] находим номинальные размеры диаметра внутреннего кольца подшипника $d = 80$ мм ($80 \cdot 10^{-3}$ м). Диаметр наружного кольца $D = 140$ мм ($140 \cdot 10^{-3}$ м); $B = 26$ мм ($26 \cdot 10^{-3}$ м); радиус закругления $r = 3$ мм ($3 \cdot 10^{-3}$ м); отклонение диаметра d табл. 4.82 [5] (верхнее – 0, нижнее – 15 мкм). Отклонение диаметра D табл. 4.83 [5] (верхнее – 0, нижнее – 18 мкм), исходя из условий работы, по величине наименьшего натяга, которая определяется по формуле

$$N_{min.p} = \frac{13 \cdot P \cdot K}{10^6 \cdot (B \cdot 2r)}, \quad (5.1)$$
$$N_{min.p} = \frac{13 \cdot 6,0 \cdot 10^3 \cdot 2,8}{10^6 \cdot (26 \cdot 2 \cdot 3)} = 0,0109 \text{ мм} = 10,9 \text{ мкм}.$$

Коэффициент K при легкой серии нагружения 2,8; при средней – 2,3; при тяжелой – 2,0.

Так как присоединительная деталь-вал изготавливается по 6 качеству в системе отверстия и соединяется с отверстием внутреннего кольца подшипника неподвижно, то, пользуясь стандартом СТ СЭВ 144-75, находим его поле допуска (k , m , n или p), у которого нижнее отклонение должно быть равно или больше $N_{min.p}$, т.е. $ei \geq N_{min.p}$. Для рассматриваемого примера это условие будет выдержано, если примем поле допуска tb , у которого $es = +30$ мкм и $ei = +11$ мкм. Посадка внутреннего кольца подшипника на вал обозначается $\text{Ø}80 \frac{L0}{tb}$, у которой наименьший табличный натяг $N_{min.T} = 11$ мкм, т.е. условие $N_{min.p} \leq N_{min.T}$ выдержано (или $ei \geq N_{min.p}$ тоже выдержано).

Проверяем внутреннее кольцо подшипника качения на прочность. Вычисляем значение допустимого натяга:

$$N_{доп} = \frac{11,4 \cdot [\sigma_p] \cdot K \cdot d}{(2K-2) \cdot 10^3}, \quad (5.2)$$
$$N_{доп} = \frac{11,4 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 2,8 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{(2 \cdot 2,8 - 2) \cdot 10^6 \cdot 10^6} = 364 \cdot 10^{-6} = 364 \text{ мкм}.$$

Допустимое напряжение на растяжение подшипниковой стали составляет $[\sigma_p] = 400 \cdot 10^6$.

Допустимый натяг $N_{доп} = 364$ мкм больше наибольшего табличного натяга $N_{max.T} = 45$ мкм и, следовательно, подшипник имеет значительный запас точности.

Для соединения наружной поверхности наружного кольца подшипника – отверстие в корпусе принимаем посадку $\text{Ø}140_{\frac{H7}{10}}$ табл. 4.87 [5].

Шероховатость посадочной поверхности вала принимается по $R_a = 1,25$ мкм, а отверстие в корпусе – по $R_a = 2,5$ мкм табл. 4.95 [5].

Для достижения выбранной шероховатости и качестве посадочных поверхностей целесообразно применить вал, обработанный круглым чистовым шлифованием, а отверстие в корпусе – тонким растачиванием, табл. 2.66 [5].

Допускаемая овальность и конусность посадочных поверхностей не должна быть более: для вала – 0,006 мм и для отверстия – 0,012 мм, табл. 2.18 [5].

2.6 Задача 6: ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При решении задачи требуется:

1. Определить номинальные и предельные размеры диаметров (d_1, D_1, d_2, D_2) резьбы болта и гайки.

2. Вычертить предельные контуры и схемы расположения полей допусков резьбового соединения.

3. Указать контрольно-измерительные средства применяемые для проверки резьбовых изделий.

К пункту 1. Номинальные значения диаметров резьбового соединения (d_1, D_1, d_2, D_2) определяется по ГОСТ 9150-81 (от СЭВ 180-75) ГОСТ 24705-81 (от СЭВ 182-75). ГОСТ 24706-81 (от СЭВ 184-75), пользуясь справочником [5], табл. 4-24.

На основании заданных посадок и номинальных размеров по табл. 4.29 [5] определяются предельные отклонения элементов резьбового соединения.

К пункту 3. Средства контроля резьбовых изделий в производственных условиях приведены в литературе [12], [1], [2], [8].

ПРИМЕР. Резьба М64х1,5. Поле допуска резьбы болта 6g, поле допуска резьбы гайки 6H.

РЕШЕНИЕ:

Номинальные значения диаметров

$$d(D) = 64 \text{ мм.}$$

$$d_2 = D_2 = 64 - 1 + 0,026 = 63,026 \text{ мм.}$$

$$d_1 = D_1 = 64 - 2 + 0,376 = 62,376 \text{ мм.}$$

Предельные значения диаметра болта

$$d_{2 \max} = 63,026 - 0,032 = 62,994 \text{ мм.}$$

(верхнее отклонение равно -32 мкм для полей допусков диаметра 6g).

$$d_{2 \min} = 63,026 - 0,192 = 62,834 \text{ мм.}$$

(нижнее отклонение равно -192 мкм для поля допуска диаметра 6g).

$$d_{\max} = 64 - 0,032 = 63,968 \text{ мм.}$$

(верхнее отклонение равно -32 мкм для полей допусков диаметра 6g).

$$d_{\min} = 64 - 0,268 = 63,732 \text{ мм.}$$

(нижнее отклонение равно -268 мкм для полей допусков диаметра 6g).

$$d_{1 \max} = 62,376 - 0,032 = 62,344 \text{ мм.}$$

(верхнее отклонение равно -32 мкм для полей допусков резьбы с основными отклонениями g).

$d_{1 \min}$ не нормируется.

Предельные диаметры гайки

$$D_{2 \max} = 63,026 + 0,212 = 63,238 \text{ мм}$$

(верхнее отклонение равно $+212$ мкм для поля допуска диаметра 6H).

$$D_{2 \min} = 63,026 \text{ мм.}$$

(нижнее отклонение равно нулю для поля допуска диаметра 6H).

$$D_{1 \max} = 62,376 + 0,300 = 62,676 \text{ мм.}$$

(верхнее отклонение равно $+300$ мкм для поля допуска диаметра 6H).

$$D_{1 \min} = 62,376 \text{ мм.}$$

(нижнее отклонение равно нулю для поля допуска диаметра 6H).

$$D_{\min} = D = 64 \text{ мм.}$$

D_{\max} не нормируется.

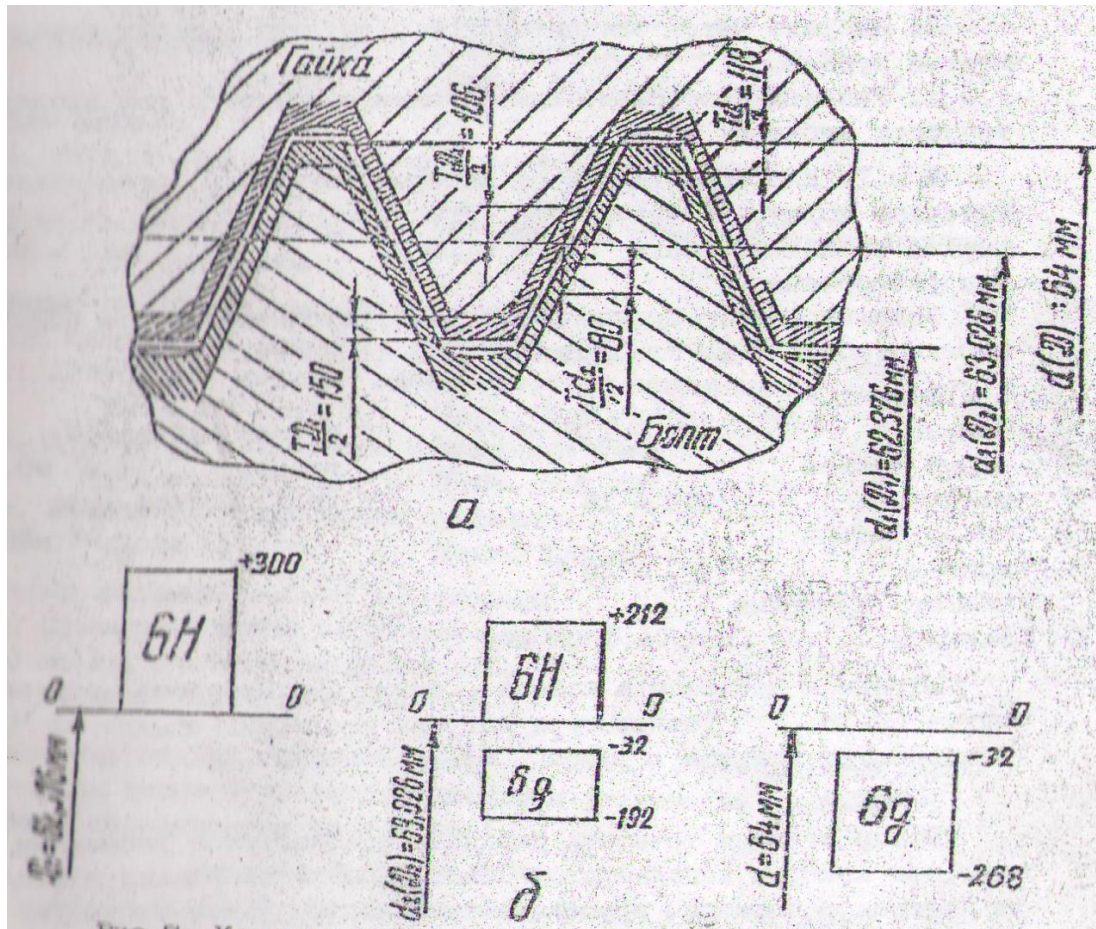


Рисунок 7– Контуры (а) и схемы расположения полей допусков (б) резьбового соединения М64х1,5 – 6Н/6g

2.7 Задача 7: ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При решении задачи необходимо:

1. Выбрать степень точности для цилиндрической прямозубой передачи. Определить допуски показателей точности.
2. Определить вид сопряжения, вид допуска, вид бокового зазора и класс отклонений межосевого расстояния.
3. Выбрать метод окончательной обработки рабочих поверхностей зубьев.
4. Указать контрольно-измерительные средства для проверки точности зубчатых колес.

К пункту 1. Для всех вариантов материал зубчатых колес – сталь 45, материал корпуса – чугун СЧ10. Угол профиля зубьев $\alpha=20^\circ$. Ширина зубчатого венца $b = 0,25 \cdot a$, где a – межосевое расстояние.

Условия работы зубчатой передачи: зубчатые колеса общего машиностроения, не требующие особой точности.

ПРИМЕР.

модуль	$m=1,5 \text{ мм}$	частота вращения шестерни	$n = 3000 \text{ мин}^{-1}$
число зубьев шестерни	$z_1=16$	ширина зубчатого венца	$b = 0,25 \cdot a$
число зубьев колеса	$z_2=26$	угол профиля зуба	$\alpha=20^\circ$

Материал шестерни и колеса – сталь 45. Материал корпуса – чугун СЧ-13. Температура нагрева шестерен $t_{ш} = 50^\circ\text{C}$. Температура нагрева корпуса $t_{кор} = 20^\circ\text{C}$.

РЕШЕНИЕ.

Выбор степени точности передачи производится табличным методом, при котором используется обобщение рекомендации и таблицы, в которых содержатся примерные значения окружных скоростей для каждой степени точности и примеры использования норм точности. Окружная скорость определяется по формуле:

$$v = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2, \quad (6.1)$$

где r_1 и r_2 – радиуса делительное окружности шестерни и колеса.

ω_1 и ω_2 – угловые скорости шестерни и колеса.

$$v = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \quad (6.2)$$

$$v = \frac{1.5 \cdot 16}{2} \cdot \frac{3.14 \cdot 3000}{30} = 3,76 \text{ м/с.}$$

По табл. 5.12 [5] выбираем для передачи 8-ю степень точности – по трем нормам (кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев).

Нормы кинематической точности для шестерни:

1. Допуск на радиальное биение зубчатого венца
 $F_r = 45 \text{ мкм}$ (табл.5.7 [5])
2. Допуск на накопленную погрешность шага шестерни
 $F_p = 45 \text{ мкм}$ (табл.5.8 [5])

Для колеса:

1. Допуск на радиальное биение зубчатого венца
 $F_r = 45 \text{ мкм}$
2. Допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса
 $F_p = 50 \text{ мкм}$

Норма плавности работы передачи:

Для шестерни и колеса:

1. Допуски на местную кинематическую погрешность
 $f'_t = 36 \text{ мкм}$ (табл.5.9 [5])
2. Допуск на предельные отклонения шага
 $f_{pt} = \pm 20 \text{ мкм}$ (табл.5.9 [5])
3. Допуск на погрешность профиля
 $f_f = 14 \text{ мкм}$ (табл.5.9 [5])

Норма контакта зубьев в передаче:

1. Суммарное пятно контакта (табл.5.10 [5])
 - по высоте зуба не менее 40%;
 - по длине зуба не менее 50%.

Гарантированный боковой зазор $j_{n \text{ min}}$, необходимый для компенсации температурных деформаций и размещения смазочного материала определяется по формуле:

$$j_{n \text{ min}} \geq j_{n1} + j_{n2}, \quad (6.3)$$

где j_{n1} – боковой зазор, соответствующий температурной компенсации;

j_{n2} – боковой зазора, необходимый для размещения слоя смазки.

$$j_{n2} = (10 \div 30) \cdot m, \quad (6.4)$$

$$j_{n1} = 0,684 \cdot a [\alpha_{p1} \cdot (t_{ш} - 20^\circ) - \alpha_{p2} (t_{кор} - 20^\circ)], \quad (6.5)$$

где a – межосевое расстояние передачи, мм;

α_{p1}, α_{p2} – коэффициенты линейного расширения для материалов соответственно зубчатых колес и корпуса;

$t_{ш}, t_{кор}$ – предельные температуры, для которых рассчитывается боковой зазор соответственно зубчатых колес и корпуса.

При температурном перепаде 20-100°C для углеродистой стали

$$\alpha_{p1} = (10,6 \div 12,2) \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$$

Для чугуна

$$\alpha_{p2} = (8,7 \div 11,1) \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1} \text{ (табл. 1.62[5])}$$

$$j_{n \min} \geq 0,684 \cdot 31,5 [11,4 \cdot 10^{-6}(50-20) - 9,9 \cdot 10^{-6}(20-20)] + 20 \cdot 1,5 \geq 0,037 \text{ мм.}$$

По табл. 5.17 [5] выбираем вид сопряжения D , для которого $j_{n \min} = 46$ мкм.

Наибольший возможный боковой зазор $j_{n \max}$ определяется по формуле:

$$j_{n \max} = j_{n \min} + (TH_1 + TH_2 + 2f_a) \cdot 0,684, \quad (6.6)$$

где TH_1 и TH_2 – допуски на смещение исходного контура шестерни и колеса $TH_1 = 90$ мкм, $TH_2 = 90$ мкм.

f_a – предельное отклонение межосевого расстояния, $f_a = 63$ мкм (табл. 5.17 [5])

$$j_{n \max} = 46 + (90 + 90 + 2 \cdot 63) \cdot 0,684 = 255 \text{ мкм.}$$

Виду сопряжения D соответствует вид допуска бокового зазора d и III класс отклонений межосевого расстояния. Наименьший и наибольший свободный угловой поворот зубчатого колеса при сборке определяется по формулам:

$$\Delta\varphi_{\min 2} = \frac{2 \cdot j_{n \min}}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot 206, \quad (6.7)$$

$$\Delta\varphi_{\min 2} = \frac{2 \cdot 46}{1,5 \cdot 26 \cdot 0,94} \cdot 206 = 8'37''.$$

$$\Delta\varphi_{\max 2} = \frac{2 \cdot j_{n \max}}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha} \cdot 206 \text{ с}, \quad (6.8)$$

$$\Delta\varphi_{\max 2} = \frac{2 \cdot 255}{1,5 \cdot 26 \cdot 0,94} \cdot 206 \text{ с} = 41'45''.$$

Шероховатость рабочей поверхности зубьев $R_z = 20$ мкм (табл. 5.12 [5]).

Метод нарезания зубьев, обкатка. Зубья не шлифуются, при надобности притираются.

Исходные данные

Задача 1

№ варианта	$d_{н.с.},$ мм	$l,$ мм	$R_a D,$ мкм	$R_a d,$ мкм	$\mu,$ Па·с	$n,$ об/мин	$R,$ Н	K
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	25	38	0,63	0,50	$29 \cdot 10^{-3}$	2000	700	2
2	30	40	0,40	0,50	$20 \cdot 10^{-3}$	12000	900	2
3	40	20	0,25	0,16	$23 \cdot 10^{-3}$	1700	715	3
4	40	40	1,25	1,00	$15 \cdot 10^{-3}$	2500	800	2
5	50	75	1,25	0,80	$21 \cdot 10^{-3}$	1000	1000	3
6	40	24	0,32	0,20	$20 \cdot 10^{-3}$	1500	1630	2
7	20	14	0,25	0,125	$23 \cdot 10^{-3}$	10000	400	4
8	35	46	0,50	0,40	$18 \cdot 10^{-3}$	1100	1300	2
9	30	18	0,25	0,25	$24 \cdot 10^{-3}$	3650	1500	2
10	40	60	0,80	1,25	$20 \cdot 10^{-3}$	2820	1100	3
11	30	18	0,100	0,063	$20 \cdot 10^{-3}$	1900	650	3
12	35	46	0,100	0,100	$18 \cdot 10^{-3}$	770	910	4
13	40	40	1,0	0,32	$23 \cdot 10^{-3}$	3300	1720	3
14	45	30	1,25	0,63	$20 \cdot 10^{-3}$	2500	1550	3
15	25	30	1,0	0,80	$21 \cdot 10^{-3}$	2700	440	2
16	35	35	1,0	1,0	$28 \cdot 10^{-3}$	2500	330	4
17	35	28	0,63	0,32	$21 \cdot 10^{-3}$	1300	400	3
18	50	75	2,5	0,80	$15 \cdot 10^{-3}$	1400	1000	2
19	30	30	2,5	2,0	$20 \cdot 10^{-3}$	6500	480	2
20	45	50	2,5	0,63	$24 \cdot 10^{-3}$	2200	1640	2
21	30	40	0,63	0,25	$20 \cdot 10^{-3}$	1100	825	2
22	35	46	0,40	0,5	$15 \cdot 10^{-3}$	2000	1970	2
23	40	60	1,25	0,8	$22 \cdot 10^{-3}$	1800	770	3
24	25	30	0,63	0,40	$29 \cdot 10^{-3}$	3500	690	3
25	45	50	0,80	0,50	$16 \cdot 10^{-3}$	1900	945	4
26	50	75	0,80	0,63	$18 \cdot 10^{-3}$	2100	1800	4
27	35	35	2,0	0,80	$23 \cdot 10^{-3}$	3600	400	3
28	25	37	0,40	0,20	$21 \cdot 10^{-3}$	3000	760	3
29	55	60	1,25	1,25	$20 \cdot 10^{-3}$	1600	780	4
30	20	30	0,25	0,20	$24 \cdot 10^{-3}$	1900	460	3
31	25	30	1,0	0,80	$25 \cdot 10^{-3}$	5000	850	2
32	30	40	0,1	0,1	$15 \cdot 10^{-3}$	3200	1800	4
33	35	35	2,5	2,0	$29 \cdot 10^{-3}$	4000	560	2
34	40	40	0,63	0,25	$35 \cdot 10^{-3}$	2800	2000	4

35	45	45	1,25	1,0	$21 \cdot 10^{-3}$	3100	700	4
36	50	50	1,0	0,25	$25 \cdot 10^{-3}$	1000	1000	4
37	30	30	1,6	1,25	$35 \cdot 10^{-3}$	2570	270	2
38	45	45	1,6	1,6	$18 \cdot 10^{-3}$	5000	1000	3
39	35	28	1,25	0,40	$27 \cdot 10^{-3}$	4000	1600	2
40	25	38	0,16	0,16	$26 \cdot 10^{-3}$	5100	1600	4
41	25	30	0,40	0,25	$20 \cdot 10^{-3}$	2500	350	4
42	35	35	2,0	2,5	$35 \cdot 10^{-3}$	2900	490	2
43	40	60	1,0	0,40	$18 \cdot 10^{-3}$	4000	1450	4
44	45	50	0,50	0,80	$24 \cdot 10^{-3}$	4300	3200	4
45	50	75	0,80	1,25	$32 \cdot 10^{-3}$	1900	2900	3
46	55	60	2,5	1,0	$15 \cdot 10^{-3}$	2000	730	3
47	20	14	0,40	0,25	$20 \cdot 10^{-3}$	7200	250	3
48	30	18	0,25	0,25	$32 \cdot 10^{-3}$	3200	1750	2
49	25	38	0,50	0,1	$34 \cdot 10^{-3}$	2000	820	3
50	40	40	0,40	0,50	$26 \cdot 10^{-3}$	2300	1250	4
51	30	40	0,63	0,50	$29 \cdot 10^{-3}$	1900	850	2
52	35	45	0,40	0,50	$20 \cdot 10^{-3}$	1100	850	2
53	45	25	0,25	0,16	$23 \cdot 10^{-3}$	1750	760	3
54	45	40	1,25	1,00	$15 \cdot 10^{-3}$	2300	870	2
55	55	70	1,25	0,80	$21 \cdot 10^{-3}$	900	900	3
56	45	25	0,32	0,20	$20 \cdot 10^{-3}$	1350	1500	2
57	25	20	0,25	0,125	$23 \cdot 10^{-3}$	8000	500	4
58	40	45	0,50	0,40	$18 \cdot 10^{-3}$	1000	1050	2
59	35	20	0,25	0,25	$24 \cdot 10^{-3}$	3000	1400	2
60	45	55	0,80	1,25	$20 \cdot 10^{-3}$	2630	1000	3
61	35	20	0,100	0,063	$20 \cdot 10^{-3}$	1700	700	3
62	40	45	0,100	0,100	$18 \cdot 10^{-3}$	750	1000	4
63	43	45	1,0	0,32	$23 \cdot 10^{-3}$	2500	1500	3
64	50	35	1,25	0,63	$20 \cdot 10^{-3}$	2000	1300	3
65	30	30	1,0	0,80	$21 \cdot 10^{-3}$	2000	350	2
66	40	40	1,25	1,25	$28 \cdot 10^{-3}$	2200	360	4
67	35	30	0,63	0,63	$21 \cdot 10^{-3}$	1400	450	3
68	48	75	2,0	0,80	$15 \cdot 10^{-3}$	1300	1050	2
69	32	32	2,5	2,0	$20 \cdot 10^{-3}$	6000	450	2
70	43	48	2,5	0,63	$24 \cdot 10^{-3}$	2100	1600	2
71	32	44	0,63	0,25	$20 \cdot 10^{-3}$	1200	820	2
72	36	48	0,63	0,63	$15 \cdot 10^{-3}$	1900	1900	2
73	42	58	1,25	1,25	$22 \cdot 10^{-3}$	1600	800	3
74	28	32	0,63	0,40	$29 \cdot 10^{-3}$	3300	700	3

75	42	50	0,80	0,80	$16 \cdot 10^{-3}$	1700	800	4
76	48	70	0,80	0,63	$18 \cdot 10^{-3}$	2000	1700	4
77	40	40	2,0	1,25	$23 \cdot 10^{-3}$	3000	450	3
78	30	38	1,0	1,0	$21 \cdot 10^{-3}$	2500	700	3
79	50	60	1,25	1,25	$20 \cdot 10^{-3}$	1500	800	4
80	25	30	0,25	0,25	$24 \cdot 10^{-3}$	1800	350	3
81	30	30	1,0	1,25	$25 \cdot 10^{-3}$	4000	800	2
82	32	42	0,10	0,10	$15 \cdot 10^{-3}$	3000	1600	4
83	40	40	2,5	2,0	$29 \cdot 10^{-3}$	3500	600	2
84	40	40	0,63	0,63	$35 \cdot 10^{-3}$	2000	1900	4
85	42	42	1,0	1,0	$21 \cdot 10^{-3}$	7000	600	4
86	52	52	1,0	1,25	$25 \cdot 10^{-3}$	900	900	4
87	32	32	1,6	1,25	$35 \cdot 10^{-3}$	2200	300	2
88	40	40	1,6	1,6	$18 \cdot 10^{-3}$	4000	800	3
89	38	30	1,25	1,0	$27 \cdot 10^{-3}$	3500	1400	2
90	28	40	0,16	0,16	$26 \cdot 10^{-3}$	4500	1200	4
91	28	32	0,40	0,25	$20 \cdot 10^{-3}$	2000	400	4
92	38	38	2,0	2,5	$35 \cdot 10^{-3}$	2500	500	2
93	42	55	1,0	1,0	$18 \cdot 10^{-3}$	3500	1400	4
94	40	50	0,50	0,80	$24 \cdot 10^{-3}$	4000	3000	4
95	52	80	0,80	1,25	$32 \cdot 10^{-3}$	2000	2500	3
96	50	60	2,5	1,0	$15 \cdot 10^{-3}$	1500	800	3
97	25	20	0,40	0,25	$20 \cdot 10^{-3}$	6000	300	3
98	35	20	0,25	0,25	$32 \cdot 10^{-3}$	3000	1800	2
99	30	35	0,50	0,10	$34 \cdot 10^{-3}$	1800	900	3
100	45	45	0,40	0,50	$26 \cdot 10^{-3}$	2000	1000	4

Задача 2

№ варианта	Предельно допустимый эксцентриситет соединяемых деталей, F_r , мкм	Коэффициент, K_T	Номинальный диаметр сопряжения, $d_{н.с.}$, мм
1	2	3	4
1	44	2	24
2	775	3	28
3	30	3	34
4	78	2	38
5	80	2	44
6	125	3	48
7	53	2	28
8	118	3	44
9	38	4	34
10	64	3	24
11	60	3	20
12	42	2	25
13	20	2	35
14	118	3	40
15	80	2	40
16	82	2	50
17	40	2	18
18	66	3	25
19	44	2	20
20	40	4	35
21	90	3	82
22	72	2	90
23	96	3	100
24	86	3	72
25	100	2	110
26	66	2	120
27	180	3	90
28	120	2	60
29	120	4	130
30	60	2	70
31	120	3	45
32	85	2	55
33	120	4	60

34	60	2	70
35	80	2	50
36	120	3	55
37	56	2	60
38	86	3	65
39	118	4	70
40	64	2	75
41	45	2	24
42	27	3	34
43	56	2	44
44	44	4	54
45	36	2	58
46	50	2	28
47	66	3	44
48	70	3	24
49	48	2	44
50	40	4	34
51	120	3	60
52	85	2	60
53	120	4	80
54	60	3	70
55	120	4	55
56	56	4	60
57	86	2	70
58	118	4	80
59	64	3	75
60	80	4	30
61	45	2	30
62	27	2	40
63	51	3	44
64	44	3	60
65	46	2	58
66	60	2	34
67	66	4	34
68	60	3	24
69	48	2	44
70	70	4	34
71	90	4	70
72	72	3	80
73	96	4	80

74	60	3	60
75	100	3	110
76	66	3	100
77	180	4	90
78	120	3	80
79	120	3	130
80	60	2	60
81	90	4	82
82	72	3	90
83	96	2	100
84	86	4	60
85	100	4	90
86	66	2	100
87	180	3	100
88	120	3	90
89	120	3	120
90	60	3	50
91	64	2	20
92	42	2	60
93	30	2	30
94	118	4	60
95	80	4	40
96	60	3	30
97	42	3	30
98	60	3	40
99	120	4	80
100	60	4	30

Задача 3

Для всех вариантов, вал сплошной материал сталь 45, $E_1=2 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\sigma_{Т1}=86 \cdot 10^7$ Н/м², $\mu=0,3$. Материал втулки сталь 20ХН; $E_2=2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\sigma_{Т2}=60 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\mu=0,3$. Рабочая температура деталей (t_D , t_d) и температура сборки ($t_{сб}$) равны 20°С.

№ варианта	$d_{н.с.},$ мм	$d_l, мм$	$l, мм$	$R_a D,$ мкм	$R_a d,$ мкм	$M_{кр},$ Н·м	$P_{о.с.}, Н$	f
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	25	40	25	1,25	0,63	32	-	0,15
2	35	50	35	1,25	1,25	108	-	0,20
3	45	60	45	0,63	1,25	256	-	0,15
4	56	70	55	0,63	0,63	500	-	0,20
5	80	80	60	1,25	0,63	600	-	0,15
6	30	60	30	0,63	1,25	-	6000	0,20
7	45	90	45	0,63	0,63	-	6500	0,18
8	23	50	25	0,5	0,63	-	7000	0,17
9	45	70	45	0,63	0,5	-	5000	0,16
10	35	70	35	0,5	0,5	-	5500	0,15
11	40	80	30	1,25	1,25	70	-	0,07
12	35	70	35	2,5	1,25	170	-	0,2
13	45	90	40	0,63	0,63	256	-	0,07
14	55	600	45	0,63	1,25	360	-	0,2
15	60	900	25	0,5	0,63	100	-	0,1
16	35	100	35	0,63	0,5	-	6000	0,15
17	35	95	35	1,25	0,63	-	7000	0,08
18	50	120	50	0,5	0,5	-	6300	0,18
19	30	85	70	0,63	0,63	-	5500	0,16
20	45	110	45	1,25	1,25	-	6800	0,13
21	30	80	30	1,25	1,25	170	-	0,20
22	35	90	35	2,5	1,25	108	-	0,07
23	40	100	40	1,25	0,63	256	-	0,20
24	25	70	25	0,63	0,63	60	-	0,20
25	45	11	45	2,5	1,25	360	-	0,19
26	50	120	50	0,63	1,25	-	6200	0,15
27	35	100	30	0,63	0,5	-	5800	0,08
28	25	80	30	0,5	0,63	-	7000	0,16
29	55	130	55	1,25	2,5	-	5500	0,18

30	20	60	20	0,63	0,63	-	6500	0,15
31	25	80	25	1,25	1,25	62	-	0,07
32	30	90	30	1,25	0,63	108	-	0,20
33	35	100	35	0,63	0,63	110	-	0,07
34	40	110	40	0,5	0,63	256		0,20
35	45	120	45	0,63	1,25	3000	-	0,17
36	50	125	50	2,5	1,25	-	6200	0,08
37	30	85	30	1,25	1,25	-	6300	0,13
38	45	115	45	0,63	1,25	-	7000	0,15
39	35	95	35	0,5	0,5	-	7500	0,16
40	25	105	25	0,5	0,63	-	7300	0,18
41	25	75	25	0,63	0,5	60	-	0,16
42	35	90	30	0,80	0,5	80	-	0,16
43	40	90	40	0,63	0,63	100	-	0,15
44	45	100	40	1,25	0,63	120	-	0,15
45	50	110	50	1,25	1,25	180		0,18
46	55	110	50	2,5	1,0	220	-	0,16
47	20	70	20	0,50	0,40	-	6000	0,20
48	30	80	15	0,50	0,50	-	6200	0,18
49	25	75	35	0,50	0,40	-	7500	0,17
50	40	100	35	0,63	0,4	-	7200	0,15
51	100	173	55	1,25	1,25	100	-	0,18
52	110	185	60	0,63	0,63	125	-	0,14
53	120	195	70	0,5	0,5	150	-	0,16
54	130	205	50	1,25	1,25	175	-	0,20
55	140	215	60	0,80	0,5	200	-	0,13
56	100	170	100	1,25	0,63	600	-	0,15
57	100	175	100	1,25	1,25	750	-	0,08
58	110	180	110	0,63	1,25	520	-	0,18
59	130	200	130	0,63	0,63	500	-	0,16
60	140	210	40	1,2	0,63	800	-	0,13
61	130	200	130	0,63	1,25	460	-	0,20
62	110	180	110	0,63	0,63	450	-	0,07
63	90	160	90	0,5	0,63	250	-	0,20
64	140	210	140	0,63	0,5	200	-	0,18
65	50	120	50	0,5	0,5	750	-	0,15
66	45	115	45	1,25	1,25	190	-	0,08
67	140	210	140	2,5	1,25	100	-	0,16

68	40	110	40	0,63	0,63	600	-	0,18
69	38	108	38	0,63	1,25	100	-	0,15
70	36	106	36	0,5	0,63	120	-	0,10
71	30	100	30	1,25	1,25	800	-	0,12
72	35	105	35	0,63	1,25	400	-	0,14
73	25	95	25	0,5	0,5	600	-	0,18
74	50	120	50	0,63	0,5	800	-	0,20
75	60	130	60	0,63	0,63	700	-	0,13
76	80	150	80	1,25	0,63	700	-	0,15
77	90	160	90	1,25	1,25	200	-	0,20
78	110	180	110	0,63	1,25	400	-	0,15
79	80	150	80	0,63	0,63	500	-	0,20
80	72	142	72	1,25	0,63	800	-	0,15
81	110	180	100	0,63	1,25	300	-	0,20
82	110	160	100	0,63	0,63	200	-	0,18
83	80	150	80	0,5	0,63	400	-	0,17
84	88	158	80	0,63	0,5	700	-	0,17
85	70	140	70	0,5	0,5	500	-	0,16
86	66	130	60	1,25	1,25	800	-	0,15
87	110	180	100	2,5	1,25	750	-	0,09
88	125	195	110	0,63	0,63	700	-	0,2
89	100	170	90	0,63	1,25	200	-	0,14
90	135	205	120	0,5	0,63	700	-	0,17
91	105	175	100	1,25	1,25	800	-	0,13
92	125	195	100	0,63	1,25	400	-	0,18
93	80	150	80	0,63	0,63	500	-	0,15
94	50	120	50	1,25	1,25	500	-	0,20
95	45	115	40	1,25	0,63	200	-	0,14
96	102	172	180	0,63	1,25	-	3000	0,15
97	135	205	100	0,63	0,50	-	1200	0,10
98	105	175	90	1,25	2,5	-	2000	0,17
99	110	180	95	1,25	1,25	-	1800	0,15
100	140	210	120	0,63	0,63	-	1500	0,13

Задача 4

№ варианта	Предельные размеры, мм		№ варианта	Предельные размеры, мм	
	отверстия	вала		отверстия	вала
1	2	3	1	2	3
1	15 ^{+0,027}	15 ^{-0,050} -0,068	32	63 ^{+0,030}	63 ^{+0,030} +0,011
2	28 ^{+0,053} +0,020	28 ^{-0,021}	33	38 ^{+0,025}	38 ^{+0,008} -0,008
3	20 ^{+0,021}	20 ^{-0,020}	34	120 ^{+0,035}	120 ^{-0,072} -0,107
4	32 ^{+0,039}	32 ^{+0,151} +0,112	35	6 ^{+0,145} +0,070	6 ^{-0,075}
5	42 ^{+0,039}	42 ^{+0,015} -0,010	36	100 ^{+0,010} -0,025	100 ^{-0,035}
6	75 ^{+0,030}	75 ^{-0,019}	37	20 ^{+0,033}	20 ^{-0,065} -0,093
7	26 ^{+0,021}	26 ^{+0,062} +0,041	38	34 ^{+0,039}	34 ^{+0,119} +0,080
8	25 ^{+0,092} +0,040	25 ^{-0,033}	39	14 ^{-0,016} -0,034	14 ^{-0,011}
9	20 ^{+0,033}	20 ^{+0,097} +0,064	40	105 ^{+0,087}	105 ^{-0,120} -0,207
10	25 ^{+0,021}	25 ^{+0,109} +0,086	41	52 ^{+0,030}	52 ^{+0,050} +0,020
11	63 ^{+0,030}	63 ^{+0,021} +0,002	42	6 ^{+0,215} +0,140	6 ^{-0,017}
12	18 ^{+0,002} -0,025	18 ^{-0,027}	43	9 ^{+0,130} +0,040	9 ^{-0,090}
13	75 ^{+0,046}	75 ^{-0,100} -0,146	44	58 ^{+0,030}	58 ^{-0,010} -0,040
14	28 ^{+0,021}	28 ^{+0,015} +0,002	45	20 ^{-0,028} -0,061	20 ^{-0,021}
15	12 ^{+0,120} +0,050	12 ^{-0,070}	46	26 ^{+0,033}	26 ^{+0,021} +0,088
16	25 ^{+0,033}	25 ^{-0,031}	47	106 ^{+0,140}	106 ^{-0,087}
17	18 ^{+0,043}	18 ^{+0,050} +0,093	48	70 ^{+0,046}	70 ^{+0,146} +0,102
18	24 ^{+0,033}	24 ^{+0,015} +0,002	49	8 ^{+0,022}	8 ^{+0,064} +0,042
19	10 ^{+0,002}	10 ^{+0,050} +0,028	50	16 ^{+0,070}	16 ^{-0,050} -0,120
20	28 ^{+0,020} +0,041	25 ^{-0,021}	51	40 ^{+0,160}	40 ^{+0,080} -0,080
21	36 ^{+0,180} +0,080	36 ^{-0,100}	52	32 ^{+0,087} +0,025	38 ^{-0,062}
22	25 ^{+0,033}	25 ^{+0,020} +0,041	53	25 ^{+0,033}	25 ^{-0,020} -0,053
23	48 ^{+0,039}	48 ^{+0,015} +0,010	54	40 ^{+0,039}	40 ^{+0,034} -0,009
24	54 ^{+0,046}	54 ^{-0,060} -0,106	55	40 ^{+0,039}	40 ^{+0,073} +0,046
25	65 ^{+0,046}	65 ^{-0,060} -0,106	56	10 ^{+0,022}	10 ^{+0,025} +0,010
26	14 ^{+0,070}	14 ^{-0,050} -0,120	57	25 ^{+0,240} +0,110	25 ^{-0,130}
27	45 ^{+0,025}	45 ^{+0,018} +0,002	58	40 ^{+0,024} -0,015	40 ^{-0,025}
28	34 ^{+0,025}	34 ^{+0,056} +0,043	59	52 ^{+0,030}	52 ^{+0,015} -0,015

29	$25^{+0,053}_{+0,020}$	$25_{-0,021}$	60	$100^{+0,054}$	$100_{-0,174}^{-0,120}$
30	$30^{+0,021}$	$30^{+0,060}_{+0,048}$	61	$9^{+0,022}$	$9_{-0,035}^{-0,013}$
31	$25^{+0,084}$	$25_{-0,014}^{-0,065}$	62	$22^{+0,021}$	$22^{+0,075}_{+0,054}$
63	$30^{+0,130}$	$30_{-0,195}^{-0,065}$	82	$22^{+0,033}$	$22_{-0,061}^{-0,040}$
64	$50^{+0,039}$	$50_{-0,034}^{-0,009}$	83	$30^{+0,033}$	$30_{-0,041}^{-0,020}$
65	$80^{+0,030}$	$80^{+0,062}_{+0,032}$	84	$32^{+0,062}$	$32^{+0,119}_{+0,060}$
66	$16^{+0,333}_{+0,290}$	$16_{-0,070}$	85	$17^{+0,027}$	$17^{+0,012}_{-0,006}$
67	$15_{-0,023}^{-0,005}$	$15_{-0,027}$	86	$24^{+0,021}$	$24^{+0,039}_{+0,015}$
68	$95^{+0,054}$	$95^{+0,048}_{+0,013}$	87	$36^{+0,039}$	$36^{+0,065}_{+0,060}$
69	$10^{+0,058}$	$10_{-0,049}^{-0,013}$	88	$15_{-0,050}^{-0,023}$	$15_{-0,027}$
70	$45^{+0,025}$	$45^{+0,033}_{+0,017}$	89	$60^{+0,048}$	$60_{-0,050}^{-0,030}$
71	$20^{+0,072}_{+0,020}$	$20_{-0,052}$	90	$32^{+0,025}$	$32^{+0,033}_{+0,017}$
72	$80^{+0,046}$	$80_{-0,030}$	91	$24^{+0,021}$	$24^{+0,056}_{+0,035}$
73	$10_{-0,032}^{-0,017}$	$10_{-0,009}$	92	$34^{+0,025}$	$34_{-0,025}^{-0,009}$
74	$21^{+0,033}$	$21^{+0,106}_{+0,073}$	93	$65^{+0,009}_{-0,021}$	$65_{-0,019}$
75	$45^{+0,025}$	$45^{+0,106}_{+0,081}$	94	$25^{+0,021}$	$25_{-0,033}^{-0,020}$
76	$20^{+0,024}$	$20_{-0,072}^{-0,020}$	95	$50^{+0,030}$	$50_{-0,089}^{-0,050}$
77	$37^{+0,240}_{+0,080}$	$37_{-0,160}$	96	$26^{+0,033}$	$16_{-0,098}^{-0,065}$
78	$28^{+0,033}$	$28^{+0,097}_{+0,064}$	97	$14^{+0,043}$	$14_{-0,059}^{-0,016}$
79	$70^{+0,074}$	$70_{-0,106}^{-0,060}$	98	$30^{+0,021}$	$30^{+0,036}_{+0,015}$
80	$48^{+0,039}$	$48_{-0,010}^{+0,015}$	99	$40^{+0,039}$	$40^{+0,034}_{+0,009}$
81	$15^{+0,077}_{+0,050}$	$15_{-0,019}$	100	$24^{+0,053}_{+0,020}$	$24_{-0,033}$

Задача 5

№ варианта	№ подшипника	Нагрузка радиальная R, Н	Коэффициент K	№ варианта	№ подшипника	Нагрузка радиальная R, Н	Коэффициент K
1	2	3	4	1	2	3	4
1	203	350	2,8	31	403	1000	2
2	204	400		32	404	1300	
3	205	450		33	405	1500	
4	206	500		34	406	1800	
5	207	550		35	407	2100	
6	208	600		36	408	2500	
7	209	700		37	409	2800	
8	210	800		38	410	3000	
9	211	900		39	411	3300	
10	212	1000		40	412	3500	
11	213	1200		41	413	4000	
12	214	1400		42	414	4500	
13	215	1600		43	415	5000	
14	216	2000		44	416	5500	
15	217	2500		45	417	6200	
16	303	500	2,3	46	203	500	2,8
17	304	700		47	204	550	
18	305	900		48	205	600	
19	306	1100		49	206	750	
20	307	1300		50	207	800	
21	308	1500		51	208	900	
22	309	1700		52	209	1000	
23	310	1900		53	210	1100	
24	311	2100		54	211	1300	
25	312	2300		55	212	1500	
26	313	2500		56	213	2000	
27	314	2700		57	214	2250	
28	315	3000		58	215	2500	
29	316	3300		59	216	2750	
30	317	3500		60	217	3000	

61	303	700	2,3	81	408	2300	2
62	304	1500		82	409	2500	
63	305	1100		83	410	2800	
64	306	1300		84	411	3100	
65	307	1500		85	412	3300	
66	308	1700		86	413	3800	
67	309	1900		87	414	4000	
68	310	2000		88	415	5200	
69	311	2200		89	416	5800	
70	312	2500		90	417	6500	
71	313	2750	2,3	91	203	550	2,8
72	314	3000		92	204	600	
73	315	3750		93	205	650	
74	316	4000		94	206	800	
75	317	4200		95	207	900	
76	403	1100	2	96	208	1000	
77	404	1200		97	212	1600	
78	405	1400		98	213	1800	
79	406	1700		99	214	2100	
80	407	1900		100	215	2300	

Задача 6

№ варианта	Шаг резьбы P , мм	Диаметр резьбы $d(D)$, мм	Точность изготовления резьбы	№ варианта	Шаг резьбы P , мм	Диаметр резьбы $d(D)$, мм	Точность изготовления резьбы
1	2	3	4	1	2	3	4
1	1	10	7H/4h	32	4	39	6H/6g
2	1.25	20	7G/6h	33	4.5	42	6H/6h
3	1.5	15	5H6H/6g	34	4.5	45	6H/6d
4	1.75	22	6G/6e	35	5	48	7G/8g
5	2	45	4H6H/6d	36	3	52	7H/8g
6	2.5	20	6H/7h6h	37	5.5	56	5H/4g
7	3	50	7H/7g6g	38	4	60	4H5H/4h
8	3.5	45	5H6H/7e6e	39	6	64	7G/7e6e
9	4	50	6G/8h	40	3	68	8G/9g8g
10	1	15	5H6H/4h	41	4	72	7H/7h6h
11	2	30	6H/6g	42	6	76	6H/5h4h
12	3	90	4H5H/6h	43	6	80	7G/7h6h
13	4	40	6G/6g	44	4	85	8H/8h
14	1	12	7G/7h6h	45	6	90	6G/6h
15	1.25	15	4H5H/7g6g	46	4	80	4H5H/4g
16	1.5	30	6G/8h	47	0.5	4	6G/6d
17	1.75	18	5H6H/7h	48	0.5	5	7G/8g
18	2	20	7H/8g	49	1.25	8	8H/9g8g
19	2.5	30	5H6H/8h	50	1	10	6G/6d
20	3	50	5H6H/4h	51	1.5	12	4H/6h4h
21	3.5	40	7H/8h	52	2	20	4H5H/4g
22	4	60	6H/4h	53	3.5	33	5G/5h6h
23	1	20	6G/7e6e	54	2	39	6H/6e
24	2	24	7G/6d	55	2	42	7H/8h
25	3	36	4H5H/8g	56	2	45	7G/8g
26	4	48	5H6H/6d	57	3	48	6H/5h4h
27	1.5	10	5H/5g6g	58	5	52	6G/6f
28	1.75	12	4H/3h4h	59	4	56	7G/8h
29	3	24	5G/5h6h	60	4	64	6H/6h
30	2	27	6G/6f	61	6	68	7G/7h6h
31	3	36	6G/6e	62	6	72	7H/7e6e

63	1.5	10	4H5H/4g	82	1.5	12	4H5H/4h
64	6	64	6H/6d	83	2	16	6G/6h
65	1.25	8	7H/8g	84	2.5	20	7H/6g
66	5.5	56	5H/4g	85	3	24	6H/6g
67	1.75	12	8H/9g8g	86	3.5	30	5H/4h
68	5	48	5H/5g6g	87	4	36	6G/6h
69	2	16	7H/7e6e	88	4.5	42	6H/6g
70	2	14	6H/6d	89	5	48	7H/8g
71	4.5	45	7G/7h6h	90	5.5	56	6H/6g
72	2.5	20	7G/7e6e	91	1	12	7G/6h
73	4.5	42	6G/6e	92	2	16	6G/6e
74	3	24	8G/8h	93	2	24	7H/8g
75	4	39	7G/7h6h	94	0.75	10	5H6H/6h
76	2.5	18	5G/5h6h	95	2.5	20	6H/6h
77	3.5	30	5H/5g6g	96	0.75	8	6G/6h
78	6	68	7H/7g6g	97	3	42	7G/8h
79	1.5	30	6H/6d	98	4.5	45	6G/6e
80	1.5	36	6G/6e	99	3	36	7G/8g
81	1.25	10	6H/6g	100	2	16	6H/6g

Задача 7

№ вариант а	Модуль m , мм	Число зубьев шестерен z_1	Число зубьев колеса z_2	Частота вращения шестерни и n , об/мин	Температура нагрева шестерни и колеса $t_{ш}$, °C	Температура нагрева корпуса $t_{кор}$, °C
1	2	3	4	5	6	7
1	2	23	27	1500	50	20
2	6	20	40	950	55	25
3	2,5	17	30	2000	60	30
4	2	31	36	1000	63	22
5	2	59	63	1000	65	24
6	2	50	55	1000	72	33
7	2	42	60	1300	80	35
8	2	25	45	1500	76	32
9	2	33	51	1000	73	30
10	2	25	68	1200	58	28
11	3	21	42	1200	70	40
12	3	18	44	1300	74	38
13	3	25	60	1250	79	39
14	2	44	45	1100	64	36
15	2	36	45	1150	66	31
16	2	36	48	1000	60	30
17	2	36	44	1100	75	40
18	2	32	39	1200	72	30
19	2	81	87	600	68	20
20	2	36	81	1150	80	40
21	2	30	36	1500	79	33
22	2	40	42	1000	76	37
23	1,5	32	32	1500	70	40
24	1,5	42	45	1000	48	20
25	1,5	50	54	1000	85	36
26	1,5	45	48	1200	80	45
27	1,5	36	40	1400	78	22
28	1,5	32	42	1500	64	36
29	1,5	30	45	1600	74	37
30	2	23	29	2000	66	22
31	2	24	36	2000	68	20

32	2,5	29	34	1100	62	20
33	2,5	24	27	1200	70	30
34	2,5	25	30	1100	82	41
35	2,5	30	35	1250	83	36
36	2,5	35	35	1300	88	42
37	2,0	26	31	1400	74	38
38	2,0	38	58	1500	77	32
39	2,0	34	78	900	64	25
40	2,0	26	70	1400	62	20
41	2,0	22	36	1300	48	20
42	2,5	50	60	1000	55	22
43	2,5	31	47	1000	58	24
44	3,5	40	57	1200	62	21
45	2,5	22	85	1600	74	22
46	2,5	31	49	1700	81	26
47	2,5	48	60	1000	84	27
48	2,5	46	72	950	80	30
49	2,5	35	62	1200	70	25
50	3,5	23	41	1600	72	26
51	3,5	48	67	1000	60	22
52	2	22	22	1600	70	25
53	2	22	68	1350	80	30
54	2	27	35	1450	65	24
55	2	27	40	1500	72	30
56	2	25	68	2000	74	24
57	2	23	46	2200	82	34
58	2,5	33	44	1800	83	40
59	2,5	22	33	1700	64	20
60	2,5	31	60	1400	77	30
61	3	21	42	1600	86	40
62	2	44	45	1000	88	38
63	2	42	60	1200	82	44
64	2	50	55	1100	76	26
65	2	71	36	1700	74	24
66	3	18	44	1800	61	20
67	2	44	45	1000	80	40
68	2	35	45	1300	76	34
69	1,5	48	45	1500	72	40
70	1,5	36	40	1700	54	20
71	2,5	29	34	1300	80	30

72	2,5	24	27	1400	88	48
73	2,5	25	30	1400	76	20
74	2,5	30	35	1600	60	24
75	2,5	35	35	1450	62	30
76	2,0	26	31	2000	83	24
77	2,0	38	58	1000	74	30
78	2,0	64	78	1200	80	40
79	2,0	26	70	2000	83	38
80	2,0	22	36	2200	88	41
81	2,5	50	60	1300	74	22
82	2,5	31	47	1500	76	23
83	3,5	40	57	1400	66	20
84	2,5	22	85	2000	84	28
85	2,5	31	49	1500	62	30
86	2,5	48	60	1500	64	22
87	2,5	46	72	1200	74	34
88	2,5	35	62	1500	54	20
89	3,5	23	41	1300	88	22
90	2,5	31	60	1000	85	25
91	3	21	42	100	60	22
92	2	44	45	1300	70	35
93	2	42	60	1500	64	22
94	2	50	55	1150	77	26
95	2	31	36	1400	60	25
96	3	18	44	2100	84	29
97	2	44	45	1200	60	27
98	2	36	45	1000	52	20
99	1,5	42	45	2000	84	22
100	1,5	36	40	2300	67	34

Список использованной литературы

1. Белкин, И. М. Средства линейно-угловых измерений/ И. М. Белкин.- М.: Машиностроение, 1987.
2. Васильев, А. С. Основы метрологии и технические измерения: учеб.пособ. для технич. Училищ / А. С. Васильев.- М.: Машиностроение, 1980.
3. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев [и др.].-М.:Машиностроение, 1987.
4. Голуб, О. В. Стандартизация, метрология и сертификация [Электронный ресурс] : учеб. пособ. / О. В. Голуб, И. В. Сурков, В. М. Позняковский - Электрон. текстовые данные.- Сибирское университетское издательство, 2009.- Режим доступа: [http:// iprbookshop. ru /4151](http://iprbookshop.ru/4151).- ЭБС «IPRbooks», по паролю.
5. Допуски и посадки [Текст]: справочник в двух частях / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 6-еизд., перераб. и допол. – Л.:Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982.- Ч. 1. 543 с.
6. Допуски и посадки [Текст]: справочник в двух частях/ В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 6-еизд., перераб. и допол. – Л.:Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983.- Ч. 2. 448 с.
7. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.Н. Иванов.-М.:Высшая школа, 1975.
8. Иванов, А. И. Технические измерения / А.И. Иванов.- М.: Колос, 1970.
9. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст] : учебник / А. И. Аристов, Л. И. Карпов, В. М. Приходько, Т. М. Раковщик.- М.: Академия, 2008.- 384 с.
- 10.Радкевич, Я.М.Метрология, стандартизация и сертификация [Электронный ресурс]: учеб. пособ. / Я.М. Радкевич , А.Г. Схиртладзе , Б.И. Лактионов - Электрон. текстовые данные.-М.: Высшая школа, Абрис, 2012.- Режим доступа: <http://iprbookshop.ru/9692>.- ЭБС «IPRbooks», по паролю.
- 11.Серый, И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст] – учеб. пособ. для высш. учеб. зав. / И. С. Серый 2-е изд., перераб. и доп. – М.:Агропромиздат, 1987. – 367с.
- 12.Справочник контролера машиностроительного завода. Допуски, посадки, линейные измерения/ под ред. А. И. Якушева.- М.: Машиностроение, 1980.
- 13.Чернавский С.А. Проектирование механических передач/ С.А.Чернавский, Г.М. Ицкович [и др.].- М.:Машиностроение, 1984.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ



КОНКУРС
«КАДРЫ ДЛЯ РЕГИОНОВ»

**СЕВЕРО-КАВКАЗСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ГУМАНИТАРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ**

Допуски и посадки

Методические указания
для выполнения практических работ
по направлению подготовки
110800.62 Агроинженерия

Черкесск
2024

