

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра “Техническая физика и теоретическая механика”

А. К. НОВИКОВ, М. И. ПАСТУХОВ, О. И. ЯКУБОВИЧ

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

Учебно-методическое пособие для студентов технических специальностей

Одобрено методической комиссией механического факультета

Гомель 2010

УДК 006.91 (075.8)
ББК 30.10
Н73

Рецензент – заведующий кафедрой «Техническая физика и теоретическая механика» канд. техн. наук, доцент *А. О. Шимановский* (УО «БелГУТ»).

Новиков, А. К.

Н73 Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость : учеб.-метод. пособие для студентов технических специальностей / А. К. Новиков, М. И. Пастухов, О. И. Якубович / М-во образования Респ. Беларусь ; Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 67 с.
ISBN 978-985-468-554-0

Изложены краткие теоретические сведения и методика проведения практических занятий и выполнения контрольных работ по метрологии, стандартизации и взаимозаменяемости.

Предназначено для студентов технических специальностей.

УДК 006.91 (075.8)
ББК 30.10

ISBN 978-985-468-554-0

© Новиков А. К., Пастухов М. И.,
Якубович О. И., 2010
© Оформление. УО «БелГУТ», 2010

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Работа № 1	5
1 Краткие сведения из теории	5
1.1 Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений	5
1.2 Подшипники качения (ПК)	8
1.3 Размерные цепи	9
2 Задачи	9
Работа № 2	19
1 Краткие сведения из теории	19
1.1 Расчет и выбор посадок с натягом	19
1.2 Предельные гладкие калибры	23
1.3 Шпоночные соединения	25
1.4 Шлицевые соединения с прямобочным профилем зубьев по ГОСТ 1139 ..	26
1.5 Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев по ГОСТ 6033 (приложение Г)	28
2 Задачи	29
Приложение А Нормальные линейные размеры. Допуски, основные отклонения валов и отверстий для размеров до 500 мм, единицы допуска, число единиц допуска. Значения интегральной функции вероятности	46
Приложение Б Размеры, классы точности и рекомендуемые поля допусков, допускаемые интенсивности нагрузок подшипников качения	54
Приложение В Допуски и отклонения гладких калибров. Основные размеры соединений с призматическими шпонками, рекомендуемые поля допусков и предельные отклонения. Значения показателей физико-механических свойств и коэффициентов для расчета посадок с натягом	58
Приложение Г Геометрические параметры шлицевых соединений, предельные отклонения и рекомендуемые поля допусков	61
Список рекомендуемой литературы	67

ВВЕДЕНИЕ

Для освоения разделов «Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость» студенты технических специальностей должны выполнять практические задания и **контрольные работы**.

Первая работа охватывает разделы курса «Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений. Соединения с подшипниками качения. Расчет размерных цепей», в которую включены задачи № 1–3 для студентов всех специальностей. Номера задач назначает преподаватель.

Вторая работа охватывает разделы курса «Расчёт и выбор посадок с натягом. Калибры. Допуски и посадки шпоночных и шлицевых соединений», в которую включены задачи № 1–7.

Номера вариантов задач работ выбирают по последней цифре шифра зачётной книжки. Номера задач второй работы выбирают по начальной букве фамилии студента и специальности из таблицы 1, а затем уточняются преподавателем.

Перед выполнением практических занятий и контрольных работ студент должен ознакомиться с теорией вопроса, изложенной в литературе [1–8].

Отчет выполняется согласно ГОСТ 2.105–95 (ЕСКД. Общие требования к текстовым документам) и содержит: титульный лист, лист «Содержание», результаты выполнения задания, лист «Список использованной литературы». На листе «Содержание» и первом листе каждого задания основная надпись – по форме 2 (высота – 40 мм), на последующих листах – надпись по форме 2а (высота – 15 мм), на чертежах – по форме 1 (высота – 55 мм). Графическую часть выполняют в соответствии с требованиями ЕСКД.

РАБОТА № 1

1 КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

1.1 Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений

Машины и механизмы состоят из деталей, которые в процессе работы должны совершать относительные движения или находиться в относительном покое. Две детали, элементы которых входят друг в друга, образуют соединение. В машиностроении применяются различные виды соединений: гладкие цилиндрические, плоские, гладкие конические, резьбовые, шпоночные, шлицевые (прямобочные, эвольвентные), с подшипниками качения и др.

В соединении элементов двух деталей один из них является внутренним (охватываемым), другой – наружным (охватывающим). В системе допусков и посадок гладких соединений всякий наружный элемент условно называется валом, всякий внутренний – отверстием.

Разность размеров отверстия и вала до сборки определяет характер соединения деталей, или посадку.

Допуск – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями.

Разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала, называется зазором:

$$S = D - d. \quad (1)$$

Зазор характеризует большую или меньшую свободу относительного перемещения деталей соединения.

Разность размеров отверстия и вала до сборки, если размер вала больше размера отверстия, называется натягом:

$$N = d - D. \quad (2)$$

Натяг характеризует степень сопротивления взаимному смещению деталей в соединении.

Исходя из этого различают посадки трёх типов: с зазором, с натягом и переходные.

Посадкой с зазором называется посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении. В посадке с зазором поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рисунок 1, а).

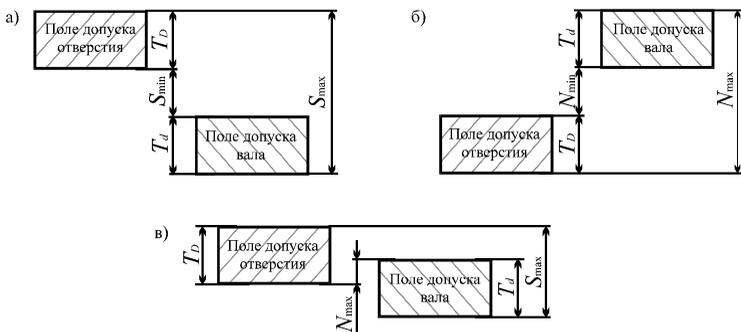


Рисунок 1 – Схема расположения полей допусков отверстия и вала в посадках:
а – с зазором; б – с натягом; в – переходных

Для посадок с зазором

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \quad (3)$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; \quad (4)$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}, \quad (5)$$

где S_{\max} , S_{\min} , S_m – соответственно наибольший, наименьший и средний зазоры;
 D_{\max} и D_{\min} – наибольший и наименьший предельные размеры отверстия;

d_{\max} и d_{\min} – наибольший и наименьший предельные размеры вала;

ES и EI – верхнее и нижнее предельные отклонения отверстия;

es и ei – верхнее и нижнее предельные отклонения вала.

Допуски:

зазора – $T_S = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d; \quad (6)$

отверстия – $T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI; \quad (7)$

вала – $T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei. \quad (8)$

Посадкой с натягом называется посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении. В такой посадке поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рисунок 1, б). Для посадок с натягом

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES; \quad (9)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI; \quad (10)$$

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}, \quad (11)$$

где N_{\max} , N_{\min} , N_m – соответственно наибольший, наименьший и средний натяги.

Допуск натяга

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d. \quad (12)$$

Переходной посадкой называется посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга. В такой посадке поля допусков отверстия и вала частично или полностью перекрываются (рисунок 1, в). Переходные посадки характеризуются наибольшими значениями зазора и натяга:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI ; \quad (13)$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei ; \quad (14)$$

$$N_m = \frac{N_{\max} - S_{\max}}{2} . \quad (15)$$

Допуск переходной посадки

$$T_{N, S} = T_D + T_d . \quad (16)$$

Вероятность получения натягов и зазоров в переходной посадке при нормальном законе распределения размеров деталей определяется с помощью интегральной функции вероятности:

$$\varphi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp - \frac{z^2}{2} dz ,$$

где параметр $z = N_m / \sigma_n$, а среднее квадратичное отклонение

$$\sigma_n = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} .$$

Определив величину z , находим по таблице А.7 величину $\varphi(z)$. Если $N_m < 0$, то также $z < 0$ и $\varphi(-z) = -\varphi(z)$.

Вероятность получения натяга (процент натягов 100 P'_N)

$$P'_N = 0,5 + \varphi(z) .$$

Вероятность получения зазора (процент зазоров 100 P'_S)

$$P'_S = 0,5 - \varphi(z) .$$

В этих формулах, как отмечено выше, $\varphi(z) > 0$ при $z > 0$ и $\varphi(z) < 0$ при $z < 0$.

Допуск посадки есть сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение (независимо от типа посадки).

Посадки устанавливаются сочетанием полей допусков отверстия и вала (например, $\varnothing 50 H8 / f7$). В числителе указывается обозначение поля допуска отверстия, в знаменателе – поля допуска вала. *Поле допуска* образуется сочетанием буквы основного отклонения и цифры – номера квалитета, т. е. H, f –

соответственно основные отклонения отверстия и вала; 8 и 7 – соответственно номера квалитетов отверстия и вала; 50 – номинальный размер.

Основное отклонение – то из двух предельных отклонений размера (верхнего или нижнего), которое находится ближе к нулевой линии.

Квалитетом называется совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров. По основному отклонению и допуску определяется второе предельное отклонение, которое ограничивает данное поле допуска: для вала $ei = es - IT$, $es = ei + IT$; для отверстия $EI = ES - IT$, $ES = EI + IT$ (таблицы А.2 – А.4, приложение А), где IT – допуск по данному квалитету.

1.2 Подшипники качения (ПК)

Это наиболее распространенные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. По ГОСТ 520 для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников установлены следующие классы точности в порядке ее повышения: 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, Т, 2, а для роликовых конических подшипников – 8, 7, 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2. Класс точности ПК выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма. В большинстве механизмов общего назначения применяют ПК нормального класса точности.

Посадку ПК на вал и в корпус выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, значения и характера действующих на него нагрузок и вида нагружения колец. Различают **три основных вида нагружения колец**: местное, циркуляционное и колебательное.

При местном нагружении колец применяют соединения с зазором или незначительным натягом, циркуляционном – неподвижные соединения, колебательном – плотноподвижные соединения.

При циркуляционном нагружении посадку выбирают по интенсивности радиальной нагрузки P_R на посадочную поверхность:

$$P_R = \frac{R}{b} k_1 k_2 k_3, \quad (17)$$

где R – радиальная нагрузка на опору;

b – рабочая ширина посадочного места ($b = B - 2r$; B – ширина ПК);

r – координата монтажной фаски наружного и внутреннего колец;

k_1 – динамический коэффициент, зависящий от характера нагрузок (при перегрузке до 150 % $k_1 = 1$, при перегрузке до 300 % $k_1 = 1,8$);

k_2 – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале $k_2 = 1$);

k_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору (для однорядных ПК при отсутствии осевой нагрузки $k_3 = 1$).

1.3 Размерные цепи

Расчет размерных цепей и их анализ – обязательный этап конструирования машин, который способствует повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости изготовления. Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, которые образуют замкнутый контур и определяют взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей. Размерная цепь состоит из отдельных звеньев. Звеном называется каждый из размеров, составляющих размерную цепь. Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или несколько составляющих звеньев. Составляющие звенья делятся на две группы: увеличивающие – с увеличением которых увеличивается замыкающее звено и уменьшающие – с увеличением которых замыкающее звено уменьшается.

Сущность расчета размерных цепей заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции и технологии. При расчете размерных цепей применяют следующие методы [1, 3-6]: метод полной взаимозаменяемости, теоретико-вероятностный метод, метод групповой взаимозаменяемости, метод регулирования, метод пригонки.

2 ЗАДАЧИ

Работа № 1 включает три задачи, которые являются едиными для студентов всех специальностей. Вариант исходных данных к этим задачам выбирается по последней цифре шифра зачетной книжки из соответствующих таблиц к каждой задаче. Номера задач назначаются преподавателем.

Задача № 1

Исследовать соединения с зазором, натягом, дополнительным креплением (рисунок 2, $a - e$).

Требуется:

1 Проставить на чертежах соединений обозначения заданных посадок, а на чертежах деталей (отверстия и вала) – обозначения заданных полей допусков.

2 Определить допуски размеров отверстия и вала.

3 Изобразить схемы полей допусков отверстия и вала. На схемах указать величины предельных отклонений размеров, допуски, а также наибольший, наименьший и средний зазоры и натяги; для переходных посадок указать наибольший зазор и наибольший натяг.

4 Определить допуск посадки.

5 Для переходных посадок (см. рисунок 2, д, е) определить дополнительно наиболее вероятные величины зазоров и натягов и вычислить процент соединений с натягом и зазором.

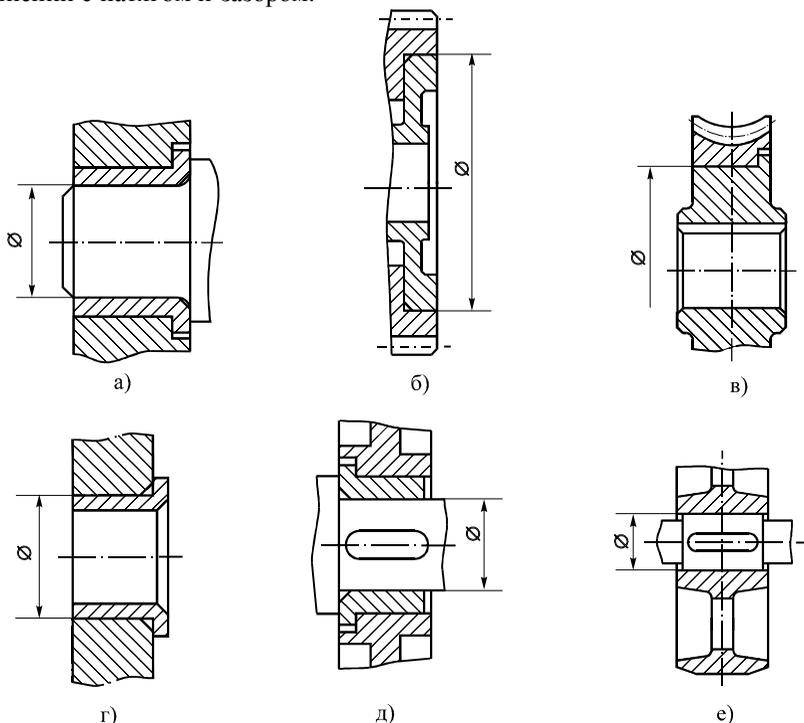


Рисунок 2 – Варианты соединений элементов сборочных единиц

Исходные данные принять из таблицы 1 (вариант выбирают по последней цифре шифра). Задачу выполняют в соответствии с теорией, изложенной в п. 1.1.

Ниже приведены примеры решения типовых задач по тематике работы № 1.

Таблица 1 – Исходные данные к задаче № 1

Соединение	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
С зазором	Рисунок 2, а					Рисунок 2, б				
Диаметр и характер соединения	$8 \frac{H7}{f6}$	$10 \frac{H6}{h5}$	$20 \frac{F8}{g6}$	$16 \frac{H7}{h6}$	$25 \frac{G7}{g6}$	$160 \frac{E8}{h6}$	$90 \frac{H8}{h6}$	$100 \frac{H7}{g6}$	$80 \frac{E9}{h9}$	$80 \frac{H8}{f9}$
С натягом	Рисунок 2, в					Рисунок 2, г				
Диаметр и характер соединения	$160 \frac{P8}{h6}$	$200 \frac{H7}{r6}$	$220 \frac{H8}{u6}$	$180 \frac{H7}{s6}$	$250 \frac{H8}{u8}$	$20 \frac{H9}{y8}$	$40 \frac{M7}{t6}$	$25 \frac{H6}{r5}$	$16 \frac{H7}{r5}$	$30 \frac{H8}{u8}$
С дополнительным креплением	Рисунок 2, д					Рисунок 2, е				
Диаметр и характер соединения	$63 \frac{H8}{k7}$	$45 \frac{M7}{h6}$	$40 \frac{H8}{m6}$	$40 \frac{H7}{n6}$	$36 \frac{H8}{k6}$	$50 \frac{K8}{j_s6}$	$100 \frac{H7}{k6}$	$40 \frac{H7}{m6}$	$80 \frac{N7}{h6}$	$63 \frac{K7}{h6}$

Пример 1. Исследовать соединение с зазором $\varnothing 16 H7 / h6$.

Решение.

1 Проставляем на чертеже соединения (рисунок 3, а) обозначение заданной посадки, а на чертежах деталей (рисунок 3, б, в) – обозначения заданных полей допусков.

2 Определяем допуски размеров отверстия и вала. Для 7-го качества и номинального размера 16 мм находим допуск отверстия $T_D = 18$ мкм (таблица А.2). Основное отклонение $H = 0$ (таблица А.4). Исходя из этого, определяем наибольший и наименьший предельные размеры отверстия: $D_{\max} = 16,0 + 0,018 = 16,018$ мм; $D_{\min} = 16,0 + 0 = 16,0$ мм.

Для 6-го качества и номинального размера 16 мм находим допуск вала $T_d = 11$ мкм (таблица А.2). Основное отклонение $h = 0$ (таблица А.3).

Следовательно, наибольший и наименьший предельные размеры вала будут равны: $d_{\max} = 16,0 - 0 = 16,0$ мм; $d_{\min} = 16,0 - 0,011 = 15,989$ мм.

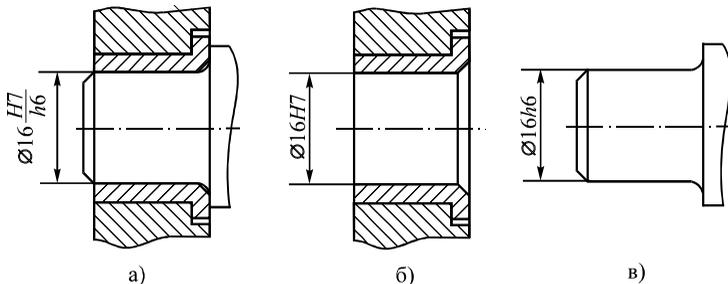


Рисунок 3 – Схема соединения с обозначением посадки и деталей с обозначением полей допуска

3 Строим схему расположения полей допусков отверстия и вала (рисунок 4).

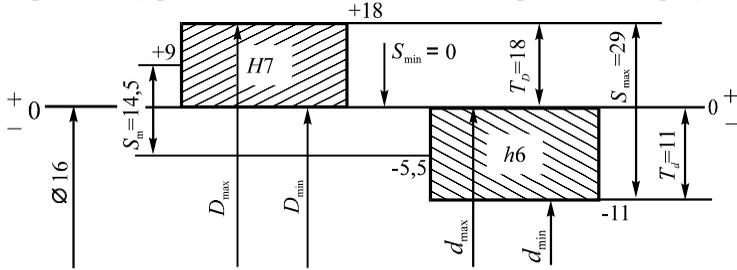


Рисунок 4 – Схема расположения полей допусков отверстия и вала

Наибольший зазор в соединении

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 16,018 - 15,989 = 0,029 \text{ мм.}$$

Наименьший зазор в соединении:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 16,0 - 16,0 = 0 \text{ мм.}$$

Средний зазор в соединении:

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{0,029 + 0}{2} = 0,0145 \text{ мм.}$$

4 Определим допуск посадки:

$$T_S = T_D + T_d = 0,018 + 0,011 = 0,029 \text{ мм.}$$

Задача № 2

Рассчитать и подобрать посадки для соединения внутреннего кольца подшипника с валом и наружного кольца с корпусом редуктора (рисунки 5, 6, таблица 2), считая нагружение внутренних колец циркуляционным, а наружных колец – местным (подшипник – однорядный, вал – сплошной).

Рассчитать наиболее вероятное значение натягов в соединении внутренних колец с валом и зазоров в соединении наружных колец с корпусом. Поля допусков колец подшипников следует принимать по ГОСТ 520 для средних диаметров d_m и D_m .

Требуется:

- 1 Рассчитать диаметр поверхности вала под подшипник.
- 2 Выбрать номер подшипника и его размеры (таблица Б.3).
- 3 Определить интенсивность нагрузки на посадочной поверхности.
- 4 По интенсивности нагрузки подобрать посадки для соединения внутреннего кольца с валом и наружного кольца с корпусом редуктора (таблицы Б.4, Б.5).
- 5 Оформить результаты расчета и подбора посадок в виде таблицы 3.
- 6 Определить вероятностные допуски, а также вероятностные предельные натяги и зазоры выбранных посадок.

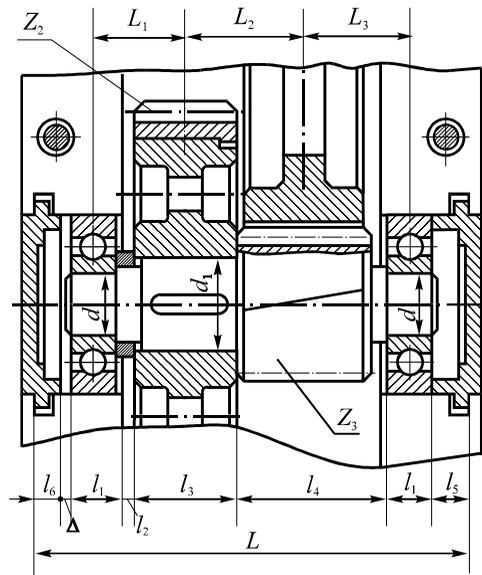


Рисунок 5 – Схема редуктора для определения зазора между торцом крышки и наружным кольцом подшипника

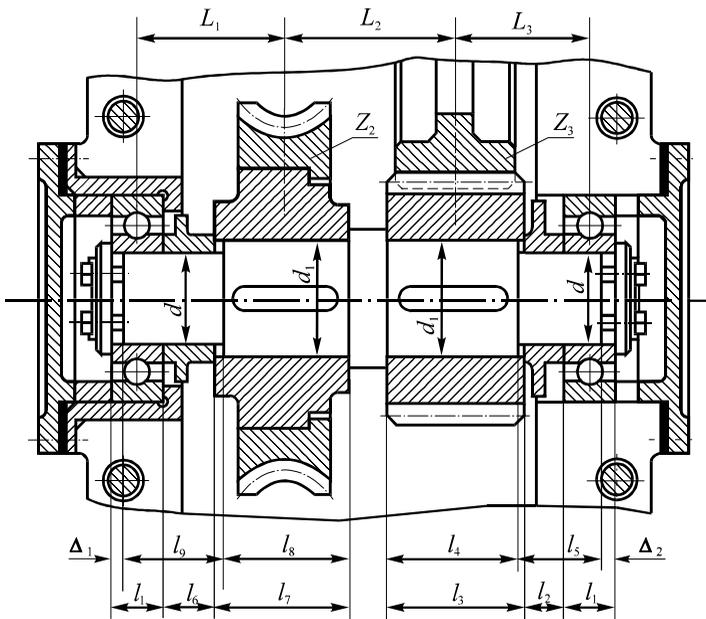


Рисунок 6 – Схема редуктора для определения зазоров между торцами вала и шайб

7 Построить схемы расположения полей допусков полученных посадок.

Исходные данные принять по таблице 2. Задача выполняется в соответствии с теорией, изложенной в п. 1.2.

Таблица 2 – Исходные данные к задаче № 2

Исходные параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема задания	Рисунок 5		Рисунок 6		Рисунок 5		Рисунок 6		Рисунок 5	
Передаваемый крутящий момент T , Н·м	300	500	400	700	600	800	750	1000	900	1100
Наибольшая реакция опоры R , кН	5	8	8	10	9	12	12	15	15	16
Перегрузка	До 150 %					До 300 %				
Номер серии	2 (легкая)					3 (средняя)				

Указания к решению задачи № 2.

Диаметр поверхности вала под подшипники рассчитать по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (18)$$

где $[\tau] \approx 20 \dots 25 \text{ Н / мм}^2$ – пониженное допускаемое напряжение при кручении; округлить до значения, рекомендованного ГОСТ 6636 и ГОСТ 8032 (таблица А.1); подобрать подшипники легкой и средней серий; выписать их присоединительные размеры d , D , B , r .

Пример 2. Рассчитать и подобрать посадки для соединения внутреннего кольца подшипника с валом и наружного кольца с корпусом редуктора.

Исходные данные: $T = 600 \text{ Н·м}$; $[\tau] = 20 \text{ Н / мм}^2$; $R = 9 \text{ кН}$; $k_1, k_2, k_3 = 1$.

Решение.

1 Определяем диаметр поверхности вала под подшипник:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{600 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} \approx 53,13 \text{ мм.}$$

2 По ГОСТ 6636, ГОСТ 8032 (см. таблицу А.1) принимаем $d = 56 \text{ мм}$. Этому диаметру соответствует подшипник шариковый № 311 с размерами $d = 55 \text{ мм}$, $D = 120 \text{ мм}$, $B = 29 \text{ мм}$, $r = 3 \text{ мм}$ (таблица Б.3).

3 Определяем интенсивность нагрузки на посадочной поверхности:

$$P_R = \frac{R}{b} k_1 k_2 k_3, \quad b = B - 2r, \quad P_R = \frac{R}{B - 2r} = \frac{9000}{23} \approx 391 \text{ Н/мм.}$$

4 При интенсивности нагрузки $P_R = 391 \text{ Н/мм}$ подбираем посадку для внутреннего кольца с валом $\text{Ø}55 \text{ k6}$, (таблица Б.5), посадку для наружного кольца с корпусом $\text{Ø}120 \text{ G7}$ (таблица Б.4).

5 Результаты расчета и подбора посадок заносим в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчета и подбора посадок

Параметры	d_m	D_m
Класс точности по ГОСТ 520-2002	0	0
Размер, посадка	$\text{Ø}55 \text{ k6}$	$\text{Ø}120 \text{ G7}$
Охватываемая поверхность: верхнее отклонение, мкм нижнее отклонение, мкм допуск, мкм	Внутреннее кольцо 0 -15 (таблица Б.1) 15	Отверстие в корпусе +47 +12 (таблицы А.2, А.4) 35
Охватываемая поверхность: верхнее отклонение, мкм нижнее отклонение, мкм допуск, мкм	Вал +21 +2 (таблицы А.2, А.3) 19	Наружное кольцо 0 -15 (таблица Б.2) 15
Зазор, мкм: наибольший наименьший	- -	62 12
Натяг, мкм: наибольший наименьший	36 2	- -
Допуск посадки, мкм	34	50

Ширина подшипника $B = 29 \text{ мм}$. Допуск $IT_B = 120 \text{ мкм}$, нижнее отклонение $ei = -120 \text{ мкм}$ (таблица Б.1).

6 Определяем вероятностные допуски выбранных посадок:

$$T_N^B = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \sqrt{15^2 + 19^2} \approx 24 \text{ мкм}; T_S^B = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \sqrt{35^2 + 15^2} \approx 38 \text{ мкм}.$$

7 Находим вероятностные предельные натяги в соединении внутреннего кольца с валом и зазоры в соединении наружного кольца с корпусом:

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{36 + 2}{2} = 19 \text{ мкм}; S_{\max}^B = S_m + \frac{T_S^B}{2} = 37 + 19 = 56 \text{ мкм};$$

$$N_{\min}^B = N_m - \frac{T_N^B}{2} = 19 - 12 = 7 \text{ мкм}; S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{62 + 12}{2} = 37 \text{ мкм};$$

$$S_{\max}^B = S_m + \frac{T_S^B}{2} = 37 + 19 = 56 \text{ мкм}; S_{\min}^B = S_m - \frac{T_S^B}{2} = 37 - 19 = 18 \text{ мкм}.$$

8 Строим схемы расположения полей допусков выбранных посадок.

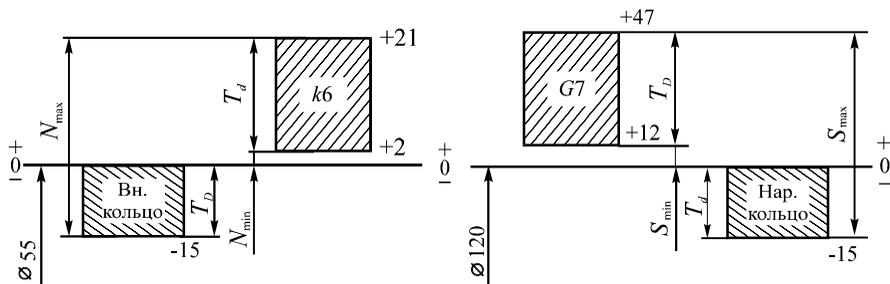


Рисунок 7 – Схемы расположения полей допусков (в мкм) в соединении внутреннего кольца подшипника с валом и наружного кольца с корпусом редуктора

Задача № 3

Выполнить проектный расчет размерной цепи, определяющей величину зазора Δ между торцами крышки и наружного кольца подшипника промежуточного вала зубчатого редуктора (см. рисунок 5, таблица 4), зазора Δ_1 или Δ_2 между торцами вала и шайб (см. рисунок 6, таблица 5).

Схему задания (см. рисунок 5 или 6) выбрать по таблице 2.

Требуется:

1 Назначить номинальные размеры, составляющие размерную цепь. При этом окончательно принятые размеры должны быть проверены и уточнены по уравнениям размерных цепей:

$$\text{для рисунка 5: } L - 2l_1 - l_2 - l_3 - l_4 - l_5 - l_6 - \Delta = 0;$$

$$\text{для рисунка 6: } l_1 + l_2 + l_3 - l_4 - l_5 - \Delta_2 = 0; \quad l_1 + l_6 + l_7 - l_8 - l_9 - \Delta_1 = 0.$$

2 Составить схему размерной цепи и обозначить ее звенья.

3 Определить допуски составляющих звеньев в цепи, исходя из допуска исходного звена (Δ , Δ_1 , Δ_2) теоретико-вероятностным методом. Брак допустим не более 0,27 %. Установить требуемую точность для размеров цепи.

4 Назначить предельные отклонения размеров, приняв одно звено за увязочное; проверить соответствие принятых отклонений размеров составляющих звеньев заданным предельным размерам исходного звена (Δ , Δ_1 или Δ_2).

Таблица 4 – Исходные данные к задаче № 3 (см. рисунок 5)

Исходное звено	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Δ , мм	$1_{-0,2}^{+0,4}$	$1_{-0,2}^{+0,35}$	-	-	$1_{-0,15}^{+0,35}$	$1^{+0,5}$	-	-	$1_{-0,15}^{+0,25}$	$1_{-0,05}^{+0,5}$

Таблица 5 – Исходные данные к задаче № 3 (см. рисунок 6)

Исходное звено	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Delta_1, \text{ мм}$	-	-	-	$1^{+0,5}_{+0,1}$	-	-	-	$1^{+0,4}$	-	-
$\Delta_2, \text{ мм}$	-	-	$1^{+0,4}_{+0,1}$	-	-	-	$1^{+0,6}_{+0,2}$	-	-	-

5 Определить допуски составляющих размеров методом максимума – минимума (полной взаимозаменяемости). Установить требуемую точность, назначить предельные отклонения и сравнить с результатами, полученными при расчетах теоретико-вероятностным методом.

Исходные данные принять по таблице 4 или 5. Задачу решают в соответствии с теорией, изложенной в п. 1.3 и в литературе [1; 3–6].

Примечание – Для размеров l_1 (ширина колец подшипников $B = l_1$) допуски и отклонения – по ГОСТ 520 (см. таблицу Б.1).

Указания к решению задачи № 3:

1 Расчет размерной цепи методом полной взаимозаменяемости см. с. 145–152 [4], 251–259 [1], 22–31 [3], [6].

2 Расчет размерной цепи теоретико-вероятностным методом см. с. 259–262 [1], 159–163 [4], 31–47 [3], [6].

3 Поскольку в данной задаче заданы поля допусков исходного звена и подшипников качения (см. рисунки 5 и 6, таблицы 4 и 5), то при расчете допусков по способу одного качества среднее количество единиц допуска k_c определяется по формулам метода полной взаимозаменяемости (индексы в номерах формул: «П» – полная, «В» – вероятностная взаимозаменяемость)

$$k_c = \frac{TA_{\Delta} - TA_{ПК}}{\sum_1^{h-2} i_i}; \quad (19 \text{ П})$$

$$k_c = t \cdot \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 - TA_{ПК}^2}{\sum_1^{h-2} \lambda_i^2 i_i^2}}, \quad (19 \text{ В})$$

где $TA_{\Delta}, TA_{ПК}$ – заданные допуски исходного звена и подшипника качения, соответственно;

i_i – единица допуска для того диапазона размеров, в котором находится i -й размер (таблица А.5);

λ_i – коэффициент относительного рассеяния (см. п. 4);

t – коэффициент, зависящий от процента риска (см. п. 4 и таблицу 6).

4 Для теоретико-вероятностного метода при нормальном законе распределения размеров звеньев цепи ($\lambda_i = 1/3$) и проценте риска $P = 0,27 \%$, $t = 3$ (таблица 6) получаем формулу

$$k_c = \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 - TA_{ПК}^2}{\sum_1^{h-2} i_i^2}}. \quad (19 \text{ В1})$$

Таблица 6 – Значение коэффициента t для различных процентов риска P

P, %	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

5 Далее по определенному k_c и таблице А.6 определяем ближайшие квалитеты и назначаем стандартные допуски и предельные отклонения (таблицы А.2–А.4) с учетом технико-экономических факторов; рекомендуют [3, с. 29, 25] для охватываемых размеров допуски как для основного отверстия, для охватываемых – основного вала, ступенчатых – симметричные.

Необходимо обеспечить одновременное соблюдение следующих уравнений:

а) связывающих допуски в размерной цепи:

$$TA_{\Delta} = \sum_1^{h-1} TA_i, \quad (20 \text{ П})$$

$$TA_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_1^{h-1} \lambda_i^2 TA_i^2}. \quad (20 \text{ В})$$

При $\lambda_i = 1/3$ и $t = 3$ (см. п. 4) уравнение (20 В) упрощается:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_1^{h-1} TA_i^2}; \quad (20 \text{ В1})$$

б) соотношений между средними отклонениями исходного и составляющих звеньев:

$$\Delta_0 A_{\Delta} = \sum_1^m \Delta_0 A_{i_{yв}} - \sum_{m+1}^{h-1} \Delta_0 A_{i_{yм}}, \quad (21 \text{ П})$$

$$\Delta_0 A_{\Delta} + \alpha_{\Delta} \frac{TA_{\Delta}}{2} = \sum_1^m \left(\Delta_0 A_{i_{yв}} + \alpha_{yв} \frac{TA_{yв}}{2} \right) - \sum_{m+1}^{h-1} \left(\Delta_0 A_{i_{yм}} + \alpha_{yм} \frac{TA_{yм}}{2} \right). \quad (21 \text{ В})$$

При $\alpha = 0$ соотношение (21 В) преобразуется в (21 П);

в) соотношений между верхними и нижними предельными отклонениями исходного и составляющих звеньев:

$$\Delta_B A_{\Delta} = \sum_1^m \Delta_B A_{i_{yв}} - \sum_{m+1}^{h-1} \Delta_H A_{i_{yм}}; \quad (22 \text{ П})$$

$$\Delta_H A_{\Delta} = \sum_1^m \Delta_H A_{i_{yв}} - \sum_{m+1}^{h-1} \Delta_B A_{i_{yм}}. \quad (23 \text{ П})$$

Если применение стандартных полей допусков не обеспечивает выполнение уравнений (20)–(23), то из этих уравнений параметры нестандартного поля допуска необходимо определить для одного, так называемого зависимого, звена.

РАБОТА № 2

1 КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

1.1 Расчет и выбор посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для образования неподвижных соединений. При сборке (механическая запрессовка, нагрев охватывающей детали, охлаждение вала) величина натяга складывается из деформации сжатия (N_B) внутренней трубы (или вала) и деформации растяжения (N_A) наружной трубы (рисунок 1), т. е.

$$N = N_A + N_B. \quad (1)$$

Упругие силы, вызываемые натягом, создают в деталях неоднородные напряжения, препятствующие их взаимному смещению.

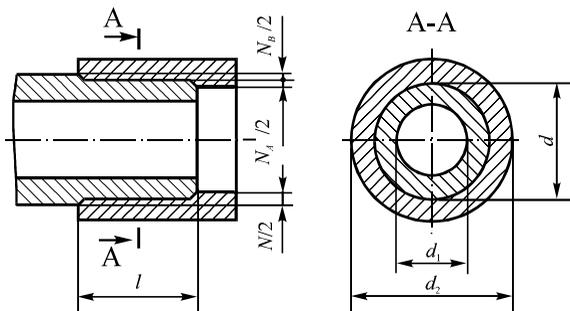


Рисунок 1 – Схема определения величины натяга при запрессовке труб

Предельные значения натягов выбранной посадки должны удовлетворять следующим условиям:

1 При наименьшем натяге должна обеспечиваться прочность соединения, т. е. не должно быть относительного смещения деталей от действия внешнего крутящего момента либо осевого усилия, или их совместного действия. Это условие выполняется, если на поверхности соединения

$$T_{\Sigma} \leq T_{\text{тр}}, \quad (2)$$

где T_{Σ} – наибольшая суммарная прикладываемая нагрузка;

$T_{\text{тр}}$ – реакция трения, зависящая от натяга, размеров соединяемых деталей, шероховатости поверхностей и других факторов.

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

Величину наименьшего натяга при условии, что сопрягаемые поверхности идеально гладкие, рассчитывают по формуле

$$N_{\min} = p_{\text{э}} \left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A} \right) d, \quad (3)$$

где $p_{\text{э}}$ – удельное эксплуатационное давление на поверхности контакта, Па;

d – номинальный диаметр соединения, м;

E_B, E_A – модули упругости материалов соединяемых деталей; для стали $E \approx 2,1 \times 10^5$ МПа; чугуна $E \approx 1,3 \times 10^5$ МПа; бронзы и латуни $E \approx 1,1 \times 10^5$ МПа;

$$C_B = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_B; \quad C_A = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_A, \quad (4)$$

где d_1 и d_2 – диаметры труб (колец) (см. рисунок 1), м;

μ_B и μ_A – коэффициенты Пуассона для металлов охватываемой и охватывающей деталей (таблица В.5).

Если вал сплошной, то $d_1 = 0$ и из формулы (4) получаем

$$C_{B0} = 1 - \mu_B. \quad (4.1)$$

Величина удельного контактного эксплуатационного давления определяется так:

$$\text{при осевом сдвигающем усилии} - p_{\text{э}} = n \frac{F_a}{\pi d l f}; \quad (5)$$

$$\text{при крутящем моменте} - p_{\text{э}} = n \frac{2T_{\text{кр}}}{\pi d^2 l f}; \quad (6)$$

$$\text{при их совместном воздействии} - p_{\text{э}} = n \cdot \frac{\sqrt{F_a^2 + (2T_{\text{кр}})^2}}{\pi d l f}, \quad (7)$$

где F_a – осевое усилие, Н;

$T_{\text{кр}}$ – крутящий момент, Н·м;

d и l – номинальные диаметр и длина соединения, м;

n – коэффициент запаса прочности соединения; $n = 1,5 \dots 4,5$; см. также с. 320 [7], 81 [8];

f – коэффициент трения (сцепления).

В расчетах используют следующие приближенные значения коэффициента трения для стальных и чугунных деталей: при сборке под прессом – $f = 0,085$; сборке с нагревом охватывающей детали – $f = 0,14$; см. также с. 321 [7], 82 [8].

Для каждой из сопрягаемых деталей исходя из условия прочности определяют предельное допустимое удельное контактное давление. Опасным элементом, как правило, является охватывающая деталь, наибольшие на-

пряжения возникают на ее внутренней поверхности. Для расчета натяга выбирают меньшую из величин $p_{\text{доп}}^A$ и $p_{\text{доп}}^B$:

$$p_{\text{доп}}^A = 0,5\sigma_A \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2}\right) \chi; \quad p_{\text{доп}}^B = 0,5\sigma_B \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2}\right) \chi, \quad (8)$$

где σ_A и σ_B – пределы текучести сопрягаемых отверстия и вала (таблица В.5);

χ – коэффициент, зависящий от отношения l/d и выбираемый по графику (рисунок 2), учитывает увеличение давления у торцов.

Зная величину d_1/d или d/d_2 и p_3/σ , по рисунку 3 можно определить характер деформирования деталей: упругий, упруго-пластический или пластический. Кривая а – граница упругих деформаций, кривая б – граница пластических деформаций.

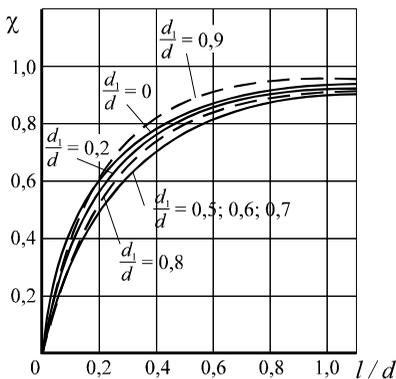


Рисунок 2 – График зависимости коэффициента χ от величины отношения l/d

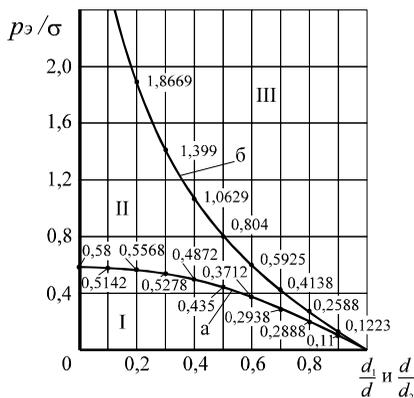


Рисунок 3 – График для определения удельного давления $p_{\text{нб}}$ и характера деформирования деталей

Для деталей из хрупких материалов рекомендуется создавать натяги, вызывающие только упругое деформирование деталей (зона I). Если имеется недопустимое пластическое деформирование хотя бы одной из сопрягаемых деталей (зона III), следует изменить толщину стенки или марку материала (σ) и этим создать допустимые условия деформирования в упругой (I) или упруго-пластической (II) зонах. Использование упруго-пластических деформаций (II) целесообразно для деталей из пластичных материалов, работающих в условиях статических нагрузок (см. таблица В.5; δ , % – относительное удлинение, одна из характеристик хрупкости-пластичности материала).

Из этого же графика (см. рисунок 3) определяют наибольшее допускаемое удельное давление $p_{\text{нб}}$, для каждой из сопрягаемых деталей $p_{\text{нб}}^A$ и $p_{\text{нб}}^B$ и

выбирают для последующего расчета натяга меньшую из величин $p_{нб}^A$ и $p_{нб}^B$, исходя из условия обеспечения прочности наименее жесткой детали.

Стандартную посадку выбирают (ГОСТ 25 347, таблицы А.2–А.4, [8] с. 83) таким образом, чтобы детали не смещались относительно друг друга, поэтому

$$N_{\min \text{ расч}} \leq N_{\min \text{ табл}}; \quad N_{\max \text{ расч}} \geq N_{\max \text{ табл}}. \quad (9)$$

Величину $N_{\max \text{ расч}}$ определяют по формуле (3) при наименьшем $p_{нб}$, из выше определенных, для каждой из сопрягаемых деталей, по формуле (8) и рисунку 3. Но прежде чем выбрать посадку, следует учесть, что на прочность соединения вала и отверстия оказывает влияние смятие микронеровностей и изменение натяга от нагрева. Для расчета компенсации влияния микронеровностей рекомендуется пользоваться формулой

$$\Delta_{ш} = 2(K_1 R_{z_A} + K_2 R_{z_B}), \quad (10)$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты, учитывающие величину смятия микронеровностей отверстия и вала (таблица В.6).

При сборке нагретом отверстием или охлаждением вала $\Delta_{ш} = 0$.

Для расчета компенсации влияния изменения натяга от температуры применяется формула:

$$\Delta_t = d[\alpha_A(t_A - t_0) - \alpha_B(t_B - t_0)], \quad (11)$$

где α_B , α_A (таблица В.5) и t_B , t_A , t_0 – коэффициенты линейного расширения и рабочие температуры вала, втулки и окружающей среды.

Температурную поправку Δ_t необходимо учитывать при расчете червячной передачи, где тепловыделение значительное.

Таким образом, значения натягов при выборе посадок:

$$N'_{\min \text{ расч}} = N_{\min} + \Delta_{ш} + \Delta_t \leq N_{\min \text{ табл}}; \quad (12)$$

$$N'_{\max \text{ расч}} = N_{\max} + \Delta_{ш} \geq N_{\max \text{ табл}}. \quad (13)$$

Если условия (12, 13) не выполняются, то следует изменить l / d , d_1 / d , d / d_2 (рисунки 2, 3), прочность σ материала (таблица В.5), применить дополнительное крепление.

Величина натяга зависит и от ряда других факторов – неоднородность физико-химических свойств материалов, отклонения формы сопрягаемых поверхностей и др. При работе соединения с натягом в составе изделия (например, зубчатое или червячное колесо напрессовали на вал, установили в редуктор, который эксплуатируется в машине) характер первоначального напряженного состояния изменяется и прочность соединения снижается под влиянием эксплуатационных факторов: циклическая нагрузка; вибрации; совместное действие касательной, радиальной и осевой сил, изгибающего момента приводят к возможности раскрытия стыка поверхностей, микросме-

щениям, изнашиванию, контактной коррозии и др. Влияние указанных факторов учитывается в данном пособии коэффициентом n в формуле (7).

1.2 Предельные гладкие калибры

Калибры предназначены для контроля размеров деталей, изготавливаемых с определенными допусками, и являются бесшкальными инструментами. Условие годности деталей состоит в том, чтобы ее действительные размеры не выходили за пределы поля допуска, ограниченного наибольшим и наименьшим предельными размерами.

Каждый калибр изготавливается по заданному размеру и контролирует определенные виды поверхности (гладкие цилиндрические, конические, резьбовые, шлицевые и т. д. соединения).

Все калибры делятся на нормальные и предельные. **Нормальные калибры** соответствуют номинальному размеру детали и контролируют только один размер. Годность детали определяется контролером субъективно. При этом не может быть обеспечена необходимая точность соединения деталей друг с другом и требуется дополнительная пригонка при сборке. Нормальные калибры применяются редко. Основным видом калибров являются **предельные**. Они ограничивают наибольший и наименьший предельные размеры деталей и имеют два размера – проходной (ПР) и непроходной (НЕ).

Калибры для гладких цилиндрических поверхностей подразделяются на калибры для проверки валов (скобы и кольца) и калибры для контроля отверстий (пробки).

У калибров-скоб (рисунок 4, а) проходная сторона имеет размер, равный наибольшему предельному размеру вала, а непроходная – наименьшему. Проходная сторона калибров должна проходить через проверяемую поверхность, а непроходная – не должна проходить. У калибров-пробок (рисунок 4, б) проходная сторона имеет размер, равный наименьшему предельному размеру отверстия, а непроходная – наибольшему.

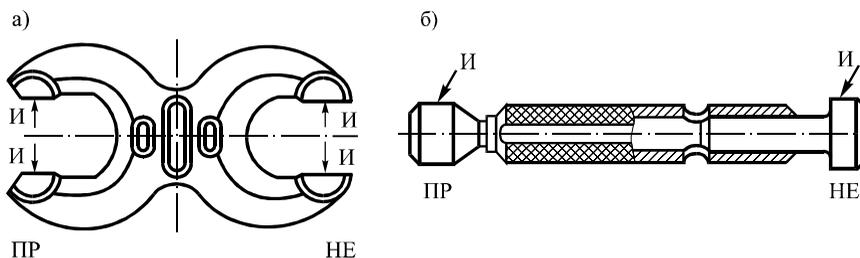


Рисунок 4 – Калибры:

а – скоба; б – пробка; И – измерительные поверхности

По назначению калибры разделяются на *рабочие* (маркируются Р–ПР и Р–НЕ или ПР и НЕ), предназначенные для проверки годности изделий, и *контрольные* (контркалибры), служащие для контроля рабочих калибров-скоб в процессе их изготовления и эксплуатации. Контркалибры К–ПР и К–НЕ применяются, соответственно, для проверки рабочих скоб Р–ПР и Р–НЕ при их изготовлении. Контрольные калибры К–И проверяют допустимую величину износа рабочей проходной скобы. Проверка рабочих калибров-пробок осуществляется универсальными измерительными средствами. На практике находят применение также *приемные* калибры (П–ПР и П–НЕ), в большинстве случаев представляющие собой изношенные до определенных пределов рабочие калибры. Они служат для контроля деталей приемщиками заказчика. Для калибров и контркалибров, как и для деталей, установлены допуски на неточность их изготовления. Предельные отклонения и допуски гладких рабочих и контрольных калибров для размеров до 500 мм нормированы стандартом ГОСТ 24853.

Схемы расположения полей допусков калибров для номинальных размеров до 180 мм приведены: для отверстий квалитетов *IT6*, *IT7* и *IT8* – на рисунке 5, *а*, от *IT9* до *IT17* – на рисунке 5, *б*; для валов квалитетов *IT6*, *IT7*, *IT8* – на рисунке 5, *в*, от *IT9* до *IT17* – на рисунке 5, *г*. На схемах приняты следующие обозначения: D – номинальный размер изделия; D_{\max} – наибольший размер; D_{\min} – наименьший размер; T – допуск изделия; H – допуск на изготовление калибров для отверстия; H_s – допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями для отверстия; H_1 – допуск на изготовление калибров для вала; H_p – допуск на изготовление контрольного калибра для скобы; z – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия; z_1 – 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_1 – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия. Величины отклонений берут из соответствующих таблиц ГОСТ 24853 (таблица В.1).

На рабочих чертежах калибров проставляют исполнительные размеры (предельные размеры, по которым изготавливают новые калибры). Исполнительный размер калибра должен иметь допуск в виде одного отклонения, направленного в материал калибра.

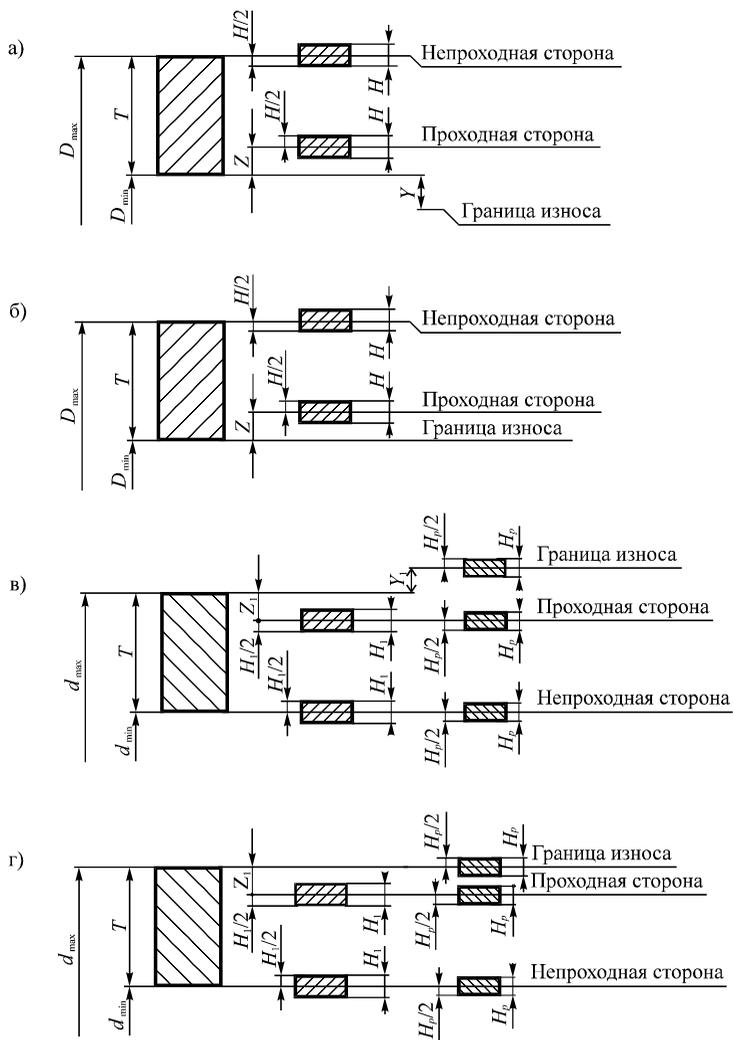


Рисунок 5 – Схема расположения полей допусков калибров по ГОСТ 24853

1.3 Шпоночные соединения

В машиностроении наибольшее применение получили соединения с призматическими шпонками (рисунок 6). Размеры этих шпонок и шпоночных пазов нормируются ГОСТ 23360 (таблица В.2).

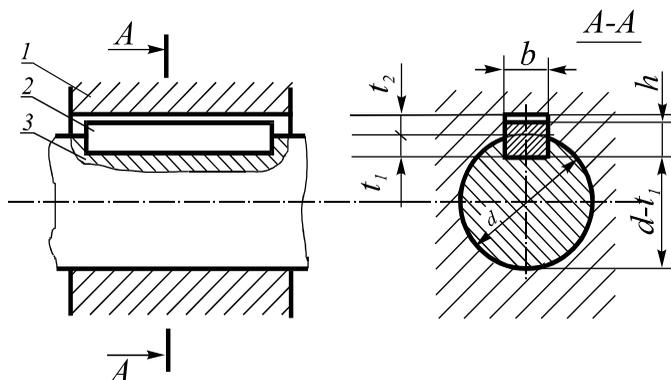


Рисунок 6 – Схема соединения вала со втулкой призматической шпонкой: 1 – втулка; 2 – шпонка; 3 – вал

Выбор посадки производят в зависимости от характера соединения и вида эксплуатации, для которого она предназначена. Предельные отклонения размеров по ширине b шпонки паза вала и втулки должны соответствовать ГОСТ 23360 (таблица В.4):

- шпонки по полю допуска $h9$;
- при свободном шпоночном соединении – на валу $H9$, во втулке $D10$;
- при нормальном шпоночном соединении – на валу $N9$, во втулке $J59$;
- при плотном шпоночном соединении – на валу $P9$, во втулке $P9$.

Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединений с призматическими шпонками нормируются ГОСТ 23360: высота h – по $h11$ (у шпонки с высотой 2 ... 6 мм – по $h9$); для размера по длине шпонки l приняты отклонения по $h14$; длины паза должны соответствовать полю допуска $H15$; допуск глубины паза на валу t_1 и во втулке t_2 зависит от размеров сечения шпонки в пределах 0,1–0,3 мм; вместо размеров t_1 и t_2 допускается применять отклонения размеров $(d - t_1)$ и $(d + t_2)$ (таблица В.3). Однако на рабочем чертеже должен быть указан один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $d - t_1$ и для втулки $d + t_2$ (см. пример – рисунок 15).

1.4 Шлицевые соединения с прямоблочным профилем зубьев по ГОСТ 1139

Эти соединения используются для передачи больших крутящих моментов и различаются их назначением и принятой системой центрирования втулки относительно вала. Существует три способа центрирования: по внутреннему диаметру d (рисунок 7, а), наружному диаметру D (рисунок 7, б) и по боковым сторонам зубьев b (рисунок 7, в).

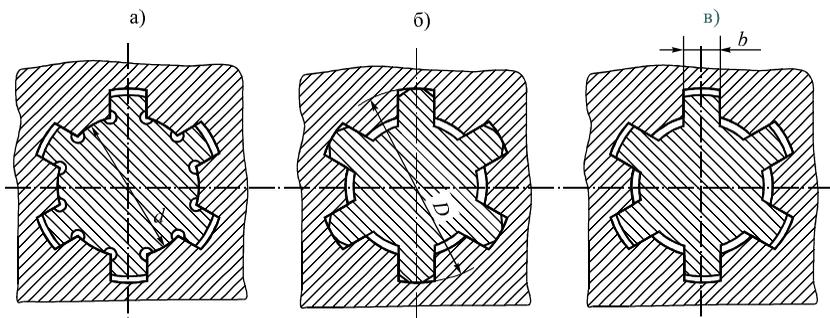


Рисунок 7 – Шлицевые соединения с прямобчным профилем:
 а, б – центрирование по внутреннему d и наружному D диаметрам;
 в – центрирование по боковым поверхностям b

Центрирование по внутреннему диаметру d применяют, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистой протяжкой (отверстие шлифуют на внутришлифовальном станке) или когда могут возникнуть значительные искривления длинных валов после термической обработки. Этот способ обеспечивает точное центрирование и применяется обычно для подвижных соединений.

Центрирование по наружному диаметру D рекомендуется, когда втулку термически не обрабатывают или когда твердость ее материала после термической обработки допускает калибровку протяжкой, а вал – фрезерование до получения окончательных размеров зубьев. Такой способ прост и экономичен. Его применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.

Центрирование по боковым сторонам зубьев b применяют при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот метод способствует более равномерному распределению нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования, и поэтому редко применяется.

Посадки шлицевых соединений назначают в системе отверстия по центрирующей цилиндрической поверхности и боковым поверхностям впадин втулки и зубьев вала (т. е. по d и b или D и b , или только по b). Допуски и основные отклонения размеров d , D , b шлицевого соединения назначают по ГОСТ 1139.

Для нецентрирующих диаметров установлены следующие поля допусков: для D – при центрировании по d или b для вала $a11$ и втулки $H12$; для d – при центрировании по D или b – для втулки $H11$. При указанных полях допусков нецентрирующих диаметров создаются значительные зазоры, обеспечивающие сопряжения только по посадочным поверхностям и облегчающие сборку шлицевых соединений.

Обозначение шлицевых соединений валов и втулок содержит буквы, обозначающие поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры d, D, b соединения вала и втулки, полей допусков или посадок диаметров, а также же размера b , помещаемых после соответствующих размеров.

Пример условного обозначения соединения с числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 36$ мм, наружным диаметром $D = 40$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру, посадкой по диаметру центрирования $H7 / e8$ и размеру $b - D9 / f8$:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}.$$

Пример условного обозначения отверстия втулки того же соединения:

$$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9$$

и вала:

$$d - 8 \times 36 e8 \times 40 a11 \times 7 f8.$$

1.5 Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев по ГОСТ 6033 (приложение Г)

В шлицевых эвольвентных соединениях (рисунок 8) втулку относительно вала центрируют по боковым поверхностям зубьев или по наружному диаметру. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется. При центрировании по боковым поверхностям установлено два вида допусков ширины e впадины втулки и толщины s зуба вала (рисунок 9): $T_e (T_s)$ – допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала); T – суммарный допуск, включающий отклонения формы и расположения элементов профиля впадины (зуба). Отклонения размеров e и s отсчитывают от их общего номинального размера по дуге делительной окружности.

Для ширины e впадины втулки установлено одно основное отклонение H и степени точности 7, 9, 11; для толщины s зуба вала установлены десять основных отклонений: $a, c, d, f, g, h, k, n, p, r$ и степени точности 7–13 (см. рисунок 9). Посадки по боковым поверхностям предусмотрены только в системе отверстия.

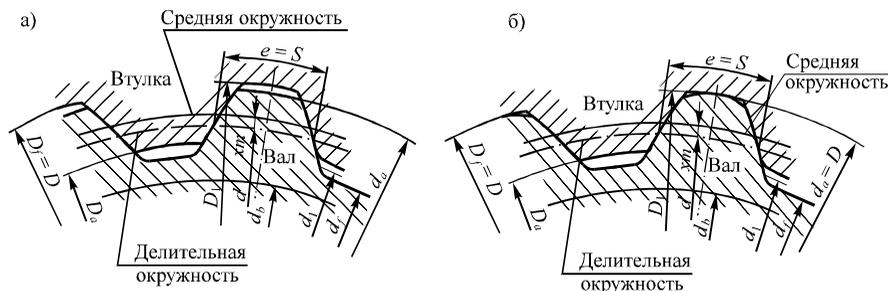


Рисунок 8 – Профиль зубьев эвольвентных шлицевых соединений:

а, б – центрирование соответственно по боковым поверхностям зубьев и наружному диаметру

При центрировании по наружному диаметру установлено два ряда полей допусков для центрирующих диаметров окружности впадин втулки D_f и окружности вершин зубьев вала d_a : ряд 1 – H7 для D_f и n6, j_s6, h6, g6, f7 для d_a ; ряд 2 – H8 для D_f и n6, h6, f7 для d_a .

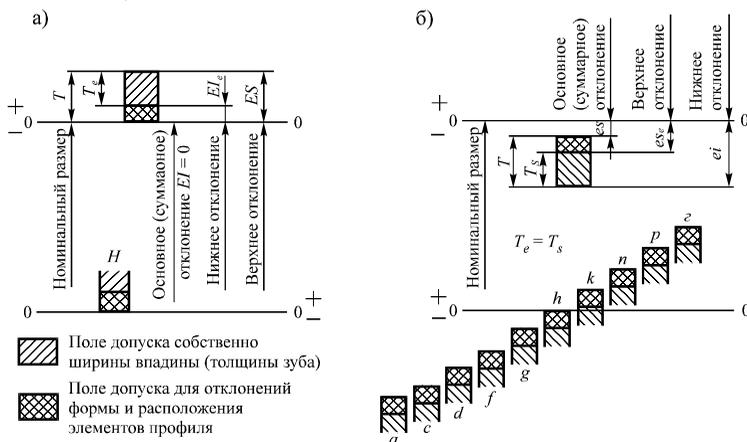


Рисунок 9 – Расположение полей допусков ширины e впадины втулки (а) и толщины s зуба вала (б) в эвольвентных соединениях

Первый ряд следует предпочитать второму. Значения основных отклонений и допусков приведены в ГОСТ 25346. При этом центрировании поля допусков ширины впадины втулки e принимают: 9H или 11H, а толщины зуба вала s – 9h, 9g, 9d, 11e, 11a.

Допуски нецентрирующих диаметров при центрировании по боковым поверхностям зубьев принимают такими, чтобы исключить в соединении контакт по этим диаметрам. Обозначения шлицевых соединений валов и втулок содержат: номинальный диаметр D ; модуль m ; обозначение посадки соединения (полей допусков вала и отверстия), помещаемое после размеров центрирующих элементов; обозначение посадки по нецентрирующим размерам и номер стандарта.

Пример обозначения соединения с $D = 50$ мм, $m = 2$ мм, центрированием по боковым сторонам зубьев, посадкой по боковым поверхностям зубьев 9H / 9g: 50 × 2 × 9H / 9g ГОСТ 6033-80; с центрированием по наружному диаметру D , посадкой по диаметру центрирования H7 / g6 и по нецентрирующим поверхностям зубьев 9H / 9h: 50 × H7 / g6 × 2 × 9H / 9h ГОСТ 6033–80.

2 ЗАДАЧИ

Работа № 2 включает семь задач. Номера задач второй работы студент выбирает по начальной букве своей фамилии и своей специальности по таб-

лице 1, а затем уточняет по указанию преподавателя. Номер варианта каждой из задач он выбирает по последней цифре шифра зачетной книжки, а исходные данные – согласно варианту по таблицам, прилагаемым к каждой задаче.

Таблица 1 – Номера задач контрольной работы № 2

Специальность	Начальная буква фамилии студента					
	А–В	Г–Е	Ж–И	К, Л	М–П	Р–Я
	Номера задач					
Т	1	2	1	3	1	2
	4	5	4	5	4	5
	6	7	6	7	6	7
В	2	1	3	1	2	1
	4	5	4	5	4	5
	6	7	6	7	6	7
У	3	1	2	1	3	1
	4	5	4	5	4	5
	6	7	6	7	6	7
М	1	3	1	2	1	3
	4	5	4	5	4	5
	6	7	6	7	6	7

Задача № 1

Подобрать посадки с натягом для соединения по диаметру D бронзового венца червячного колеса 1 с чугунным центром 2 или по диаметру d вала 3 с центром 2 (расчет посадок с натягом по поверхностям диаметром D и d , изображенных на рисунке 10 совместно, выполнить независимо друг от друга).

Исходные данные принять по таблице 2.

Таблица 2 – Исходные данные к задаче № 1

Заданные параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Соединение	Венца 1 с центром 2					Вала 3 с центром 2				
Материал: венца центра вала	Бронза Чугун -					- Чугун Сталь				
Осевой модуль m , мм	4	5	6,3	8	10	-				
Число зубьев колеса Z_k	50		40			-				
Число модулей в делительном диаметре червяка q	12		10			-				
Диаметр вала d , мм	-		-			50	60	70	80	90
Параметры нагрузки: крутящий момент T , кН·м осевая сила F_a , кН	1,0	1,2	1,25	1,5	1,6	1,0	1,2	1,25	1,5	1,6
	1,0	1,2	1,4	1,5	1,8	1,0	1,2	1,4	1,5	1,8

Указания к задаче № 1. При определении коэффициентов Лямэ C_1 и C_2 для расчета минимального натяга N_{\min} в соединении венца с центром (по диаметру D) за расчетный наружный диаметр следует принимать диаметр впадин червячного колеса $d_{fk} = m(z - 2,4)$; тогда $D \approx d_{fk} - 2S_1$ (см. рисунок 10), причем $S_1 \geq 2m$. Полученное значение следует округлять до величин, рекомендуемых ГОСТ 6636 (таблица А.1). Внутренний диаметр $D_1 \approx D - 2S_2$, причем можно принимать $S_2 \approx S_1$. Ширину венца червячного колеса B для расчета длины посадочной поверхности $l \approx (0,8 \dots 0,9) B$ можно принять $B \approx mq$.

Способ сборки – тепловая. В вариантах (0–4) учесть поправку Δ_t (формула (11)), приняв $t_A = 60^\circ$, $t_B = 50^\circ$, $t_0 = 20^\circ$. Коэффициент трения: $f = 0,07$ в вариантах (0–4), $f = 0,13$ в вариантах (5–9).

Задача № 2

Подобрать посадку с натягом для соединения стального венца зубчатого колеса с чугунным центром (рисунок 11).

Исходные данные принять по таблице 3.

Указания к задаче № 2. Нагрузка спокойная, без толчков и ударов (запас сцепления можно принять $n = 1,5 \dots 1,6$); коэффициент сцепления поверхностей при повороте принять $f = 0,08 \dots 0,12$; спицы (см. рисунок 11) значительно увеличивают жесткость центра, вследствие чего давление на посадочной поверхности по сравнению с расчетным будет больше примерно на 30 %; чугунный центр хорошо работает на сжатие, поэтому на прочность его можно не рассчитывать.

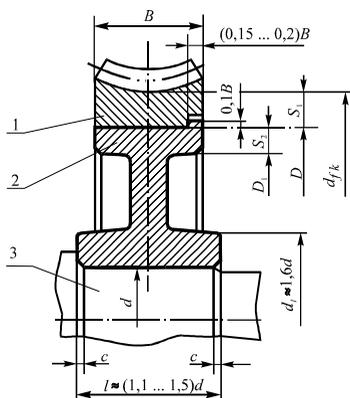


Рисунок 10 – Соединение бронзового венца червячного колеса 1 с чугунным центром 2 (поверхности диаметра D) и вала 3 с центром 2 (поверхности диаметра d)

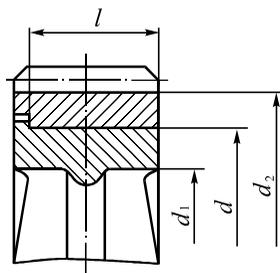


Рисунок 11 – Соединение венца зубчатого колеса с центром

Задача № 3

Подобрать посадку с натягом для соединения бронзового венца червячного колеса со стальным центром (рисунок 12).

Исходные данные принять по таблице 4. Способ сборки – тепловая.

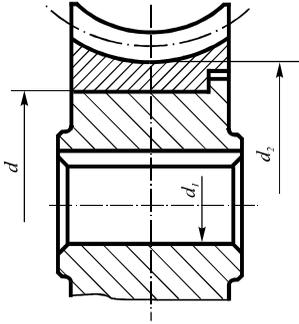


Рисунок 12 – Соединение венца червячного колеса с центром

Учесть поправку Δ_t (формула (11)), приняв $t_A = 60^\circ$, $t_B = 50^\circ$, $t_0 = 20^\circ$. Коэффициент трения $f = 0,07$.

Задачи № 1–3 решают в соответствии с теорией, изложенной в подразд. 1.1.

Пример 1. Рассчитать и выбрать посадку с натягом для соединения кронштейна кулака (отверстия) и трубы при воздействии крутящего момента $T_{кр} = 907 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и силы $F_a = 10 \text{ кН}$, действующей в осевом направлении, при следующих данных: $d = 100 \text{ мм}$; $d_1 = 80 \text{ мм}$; $d_2 = 125 \text{ мм}$; $l = 80 \text{ мм}$. Материал обеих деталей – сталь 35, запрессовка – механическая.

Решение.

1 Определяем удельное эксплуатационное давление на поверхности из условия обеспечения прочности соединения по формуле (7):

$$p_{\text{э}} = n \frac{\sqrt{F_a + \frac{(2T_{\text{кр}})^2}{d^2}}}{\pi d l f} = n \frac{\sqrt{10000^2 + \frac{(2 \cdot 907)^2}{0,1^2}}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,08 \cdot 0,085} = 1,5 \cdot 9,67 \cdot 10^6 \text{ Па} = 14,51 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Таблица 3 – Исходные данные к задаче № 2

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Передаваемый крутящий момент T , кН·м	8	8	7	9	9,5	8,9	8,6	7	9,6	10
Осевое усилие F_a , кН	2,0	2,4	2,2	1,8	1,6	1,4	1,8	1,6	1,2	1,0
Диаметр посадочной поверхности d , мм	480	400	450	500	580	480	400	450	500	580
Внутренний диаметр обода центра d_1 , мм	420	340	390	430	500	420	340	390	430	500
Расчетный наружный диаметр венца d_2 , мм	530	460	490	560	640	530	460	490	560	640
Длина посадочной поверхности l , мм	$\approx 0,3d$									

Таблица 4 – Исходные данные к задаче № 3

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Передаваемый крутящий момент T , кН·м	1,5	1,7	1,4	2,0	1,8	3,6	1,7	1,4	2,0	1,8
Осевое усилие F_a , кН	1,2	1,6	1,1	1,8	1,2	1,5	1,6	1,1	1,8	1,2
Диаметр посадочной поверхности d , мм	210	250	200	300	320	480	250	200	300	230
Внутренний диаметр центра d_1 , мм	80	80	60	100	90	420	80	60	100	90
Расчетный наружный диаметр венца d_2 , мм	260	300	250	360	380	530	300	250	360	280
Длина посадочной поверхности l , мм	$\approx 0,3d$									

2 Определяем отношения p_3 / σ_T для каждой детали соединения (в данном частном примере материал деталей одинаковый и отношения равны):

– для кронштейна кулака (отверстие, материал – сталь 35) –

$$\frac{p_3}{\sigma_T} = \frac{14,51 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 10^8} \approx 0,046 ;$$

– для трубы (вал, материал – сталь 35) –

$$\frac{p_3}{\sigma_T} = \frac{14,51 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 10^8} \approx 0,046.$$

3 По графику (см. рисунок 3) в зависимости от величин p_3 / σ_T и d_{\min} / d_{\max} (см. рисунок 1) определяем характер деформирования для каждой из деталей соединения:

– для кронштейна кулака (отверстие) ($p_3 / \sigma_T = 0,046$ и $d_{\min} / d_{\max} = d / d_2 = 100 / 125 = 0,8$) устанавливаем, что деформация отверстия находится в упругой зоне I;

– для трубы (вал) ($p_3 / \sigma_T = 0,046$ и $d_{\min} / d_{\max} = d_1 / d = 80 / 100 = 0,8$) устанавливаем, что деформация вала находится в упругой зоне I.

4 По графику (см. рисунок 3) в зависимости от отношения d_{\min} / d_{\max} (см. рисунок 1 – d_1 / d для вала и d / d_2 для отверстия) и материала каждой из двух сопрягаемых деталей (кривая «а» – граница упругих деформаций, хрупкие материалы; кривая «б» – граница пластических деформаций, упруго-пластичные материалы) определяем предельное допустимое удельное контактное давление для детали, содержащей отверстие и для детали, являющейся валом:

– для кронштейна кулака (отверстие; материал – сталь 35, упруго-пластическая деформация, кривая б – $d / d_2 = 100 / 125 = 0,8 \rightarrow p_{нб} / \sigma_T = 0,259$)

$$p_{нб}^{отв} = 0,259 \cdot 3,14 \cdot 10^8 = 0,814 \cdot 10^8 \text{ Па} ;$$

– для трубы (вал; материал – сталь 35, упруго-пластическая деформация, кривая б – $d_{\min} / d_{\max} = d_1 / d = 80 / 100 = 0,8 \rightarrow p_{нб} / \sigma_T = 0,259$)

$$p_{нб}^{вал} = 0,259 \cdot 3,14 \cdot 10^8 = 0,814 \cdot 10^8 \text{ Па} .$$

В данном частном случае одинаковые материал и d_{\min} / d_{\max} сопрягаемых деталей.

Но в общем случае надо определить $p_{нб}^{отв}$ и $p_{нб}^{вал}$ и выбрать из них меньшее.

5 Учитываем неравномерность распределения удельного давления по поверхности соединения, введением коэффициента χ , определяемого по отношениям l/d и d_{\min}/d_{\max} (см. рисунок 2): $p_{\text{нб. доп}} = p_{\text{нб}}\chi$.

В данном примере $l/d = 80/100 = 0,8$; $d_{\min}/d_{\max} = 0,8$ и коэффициент $\chi = 0,9$ (см. рисунок 2), $p_{\text{нб. доп}} = 0,814 \cdot 10^8 \cdot 0,9 = 73,2 \cdot 10^6$ Па.

6 Исходя из условия прочности определяем [формула (8)] предельное допустимое удельное контактное давление сопрягаемых деталей:

$$\text{– для отверстия – } p_{\text{нб. доп}}^{\text{отв}} = 0,5\sigma_{\text{отв}} \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2} \right) \chi ;$$

$$\text{– для вала – } p_{\text{нб. доп}}^{\text{вал}} = 0,5\sigma_{\text{вал}} \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2} \right) \chi .$$

Из величин $p_{\text{нб. доп}}$, определенных в пп. 4–6 для отверстия и вала, необходимо выбрать меньшую и использовать в дальнейшем решении.

В данном частном примере материалы и коэффициенты для отверстия и вала одинаковы, поэтому получаем (σ определяем по таблице В.5):

$$p_{\text{нб. доп}} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 10^8 (1 - 0,8^2) \cdot 0,9 = 59,0 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

7 Определяем предельные значения натягов по формулам (3), (4).

Из величин, определенных в пп. 4–6, выбираем для дальнейшего расчета меньшее значение $p_{\text{нб. доп}} \approx 51,0 \cdot 10^6$ Па:

$$C_A = \frac{1 + d^2/d_2^2}{1 - d^2/d_2^2} + \mu_A = \frac{1 + 0,8^2}{1 - 0,8^2} + 0,3 = 4,86;$$

$$C_B = \frac{1 + d_1^2/d^2}{1 - d_1^2/d^2} - \mu_B = \frac{1 + 0,8^2}{1 - 0,8^2} - 0,3 = 4,26;$$

$$N_{\text{мин расч}} = p_3 d (C_A/E_A + C_B/E_B) = 14,51 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,86 + 4,26}{2,06 \cdot 10^{11}} = 6,4 \cdot 10^{-5} = 64 \text{ мкм};$$

$$N_{\text{макс расч}} = p_{\text{нб. доп}} d (C_A/E_A + C_B/E_B) = 51,0 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,86 + 4,26}{2,06 \cdot 10^{11}} = 22,6 \cdot 10^{-5} = 226 \text{ мкм.}$$

8 Рассчитываем поправку на смятие микронеровностей сопрягаемых поверхностей по формуле (10):

$$\Delta_{\text{ш}} = 2(K_1 R_{z_A} + K_2 R_{z_B})$$

По таблице В.6 [1, с. 225], принимаем: $K_1 = K_2 = 0,5$. Тогда $R_{z_A} = R_{z_B} = 20$ мкм;

$$\Delta_{\text{ш}} = 2 \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 20 = 40 \text{ мкм.}$$

9 Величина натягов для выбора посадки:

$$N_{\text{мин расч}}^I = 64 + 40 = 104 \text{ мкм}; \quad N_{\text{макс расч}}^I = 226 + 40 = 266 \text{ мкм.}$$

10 Выбираем стандартную посадку по ГОСТ 25346 (таблицы А.3, А.4):

$$\varnothing 100 \frac{H8}{x8} \text{ или } \varnothing 100 \frac{+0,054}{+0,264} / \frac{+0,210}{+0,210} .$$

Для этой посадки $N_{\min} = 156$ мкм; $N_{\max} = 264$ мкм. т. е. выдержано условие, предъявляемое соотношениями (12), (13).

Задача № 4

Определить исполнительные размеры предельных гладких калибров для контроля деталей сопряжения (таблица 5) и построить для них схемы расположения полей допусков (приложение В.1, ГОСТ 24853).

Таблица 5 – Исходные данные к задаче № 4

Параметры	Варианты				
	0	1	2	3	4
Контролируемое сопряжение	$20 \frac{H7}{j_s 6}$	$50 \frac{H9}{h8}$	$63 \frac{H9}{j_s 8}$	$80 \frac{F8}{f8}$	$40 \frac{H8}{h8}$
Параметры	Варианты				
	5	6	7	8	9
Контролируемое сопряжение	$130 \frac{H7}{k6}$	$100 \frac{G9}{h9}$	$30 \frac{H9}{u8}$	$16 \frac{N8}{h8}$	$50 \frac{H8}{e8}$

Требуется:

1 Определить: а) верхние и нижние предельные отклонения и предельные размеры контролируемой детали (вала и отверстия) по ГОСТ 25346 (таблицы А.3, А.4);

б) допуски и предельные отклонения калибров и контркалибров по ГОСТ 24853 (таблица В.1);

в) предельные размеры калибров и контркалибров;

г) исполнительные размеры калибров и контркалибров;

2 Построить схемы расположения полей допусков. На схемах указать предельные отклонения и размеры детали (отверстия и вала), проставить предельные отклонения соответствующих видов калибров и обозначения отклонений и допусков.

Результаты оформить в виде таблицы. Исходные данные принять по таблице 5. Задача выполняется в соответствии с теорией, изложенной в подразд. 1.2.

Пример 2. Определить предельные и исполнительные размеры калибров для контроля вала $\varnothing 100 j_s 8$ и контркалибров к ним. Построить схему расположения полей допусков, на которой нанести величины предельных отклонений.

Решение.

1 По ГОСТ 25346 определяем предельные отклонения вала $\varnothing 100 j_s 8$. Они равны $\pm 0,027$ мм. Следовательно, предельные размеры вала будут:

$$d_{\max} = D + es = 100 + 0,027 = 100,027 \text{ мм}; d_{\min} = D - ei = 100 - 0,027 = 99,973 \text{ мм}.$$

2 По ГОСТ 24853 (таблица В.1) находим допуски и предельные отклонения калибров и контркалибров для диаметра 100 мм: $z = 8$ мкм; $H_1 = 10$ мкм; $y_1 = 6$ мкм; $H_p = 4$ мкм.

3 Определяем предельные размеры калибров и контркалибров.

Калибры (скобы):

$$ПР_{\max} = D_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2} = 100,027 - 0,008 + 0,005 = 100,024 \text{ мм};$$

$$ПР_{\min} = D_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2} = 100,027 - 0,008 - 0,005 = 100,014 \text{ мм};$$

$$ПР_{\text{изн}} = D_{\max} + y_1 = 100,027 + 0,006 = 100,033 \text{ мм};$$

$$НЕ_{\max} = D_{\min} + \frac{H_1}{2} = 99,973 + 0,005 = 99,978 \text{ мм};$$

$$НЕ_{\min} = D_{\min} - \frac{H_1}{2} = 99,973 - 0,005 = 99,968 \text{ мм}.$$

Контркалибры к скобам:

$$К-ПР_{\max} = D_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2} = 100,027 - 0,008 + 0,002 = 100,021 \text{ мм};$$

$$К-ПР_{\min} = D_{\max} - z_1 - \frac{H_p}{2} = 100,027 - 0,008 - 0,002 = 100,017 \text{ мм};$$

$$К-И_{\max} = D_{\max} + y_1 + \frac{H_p}{2} = 100,027 + 0,006 + 0,002 = 100,035 \text{ мм};$$

$$К-И_{\min} = D_{\max} + y_1 - \frac{H_p}{2} = 100,027 + 0,006 - 0,002 = 100,031 \text{ мм};$$

$$К-НЕ_{\max} = D_{\min} + \frac{H_p}{2} = 99,973 + 0,002 = 99,975 \text{ мм};$$

$$К-НЕ_{\min} = D_{\min} - \frac{H_p}{2} = 99,973 - 0,002 = 99,971 \text{ мм}.$$

4 Находим исполнительные размеры калибров и контркалибров.

Калибры (скобы):

$$ПР = 100,014^{+0,010} \text{ мм}; \quad ПР_{\text{изн}} = 100,033 \text{ мм}; \quad НЕ = 99,968^{+0,010} \text{ мм}.$$

Контркалибры к скобам:

$$К-ПР = 100,021_{-0,004} \text{ мм}; \quad К-И = 100,035_{-0,004} \text{ мм}; \quad К-НЕ = 99,975_{-0,004} \text{ мм}.$$

Контркалибр К-И проверяет допустимую величину износа рабочей проходной скобы.

5 Результаты расчета оформляем в виде таблицы 6 и строим схему расположения полей допусков заданного вала и калибров для его контроля (рисунок 13).

Таблица 6 – Результаты расчетов калибров

Вид калибра	Условное обозначение	Исполнительный размер, мм	Допускаемый износ до размера, мм
Скоба	ПР	100,014 ^{+0,010}	-
	НЕ	99,968 ^{+0,010}	-
	ПР _{изн}	-	100,033
	К-ПР	100,021 _{-0,004}	-
	К-И	-	100,035 _{-0,004}
	К-НЕ	99,975 _{-0,004}	-

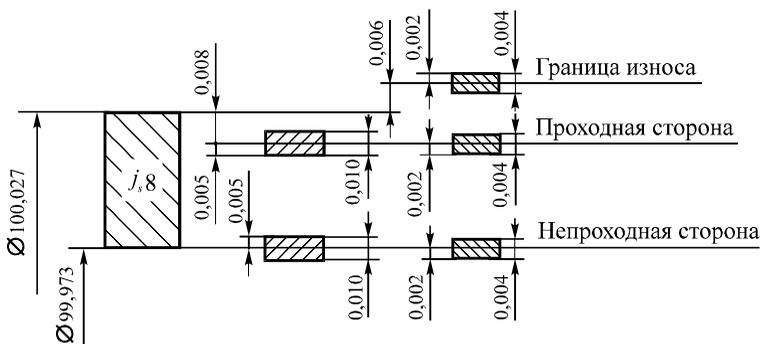


Рисунок 13 – Схема расположения полей допусков калибров для контроля вала $\varnothing 100 j_8$

Задача № 5

В соответствии с заданным типом шпоночных соединений с призматическими шпонками (таблица 7) назначить поля допусков для паза на валу, паза во втулке и шпонки по ГОСТ 23360. Задача выполняется в соответствии с теорией, изложенной в подразд. 1.3.

Таблица 7 – Исходные данные к задаче № 5

Тип соединения	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Нормальное		+			+			+		
Свободное			+			+			+	
Плотное	+			+			+			+

Требуется:

1 Определить номинальные значения размеров шпонок и соответствующих им шпоночных пазов на валах и втулках по ГОСТ 23360 (таблица В.2).

2 Найти допуски посадочных размеров по ГОСТ 23360 (таблица В.3).

3 Определить допуски на размеры шпонки, паза вала и паза втулки по ширине b (таблица В.4)

4 Построить (в масштабе) схемы расположения полей допусков для сопряженных размеров шпонки и пазов вала и втулки.

5 Охарактеризовать вид сопряжения.

6 Определить наибольшие и наименьшие зазоры и натяги в сопряжениях.

7 Найти допуски посадок.

8 Выполнить (в масштабе) сборочный чертеж шпоночного соединения.

Диаметр вала для выбора размеров поперечного сечения шпонки $b \times h$ по ГОСТ 23360 принять по таблице 8.

Таблица 8 – Исходные данные к задаче № 5

Диаметр вала, мм	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	+		+			+				
50		+		+						+
80					+		+			
32								+	+	

Пример 3. В соответствии с заданным типом шпоночного соединения с призматической шпонкой назначить поля допусков для паза на валу, паза во втулке и шпонки по ГОСТ 23360.

Исходные данные. Соединение свободное; диаметр вала $d = 36$ мм; длина шпонки $l = 70$ мм.

Решение.

1 Находим номинальные значения размеров элементов шпоночного соединения по ГОСТ 23360 (таблица В.2): $b = 10$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; $t_2 = 3,3$ мм; $(d - t_1) = 31$ мм; $(d + t_2) = 39,3$ мм.

2 Определяем допуски непосадочных размеров по ГОСТ 23360 (таблица В.3):

высота шпонки $h = 8h11 = 8_{-0,090}$ мм;

глубина паза вала $t_1 = 5^{+0,2}$ мм;

глубина паза втулки $t_2 = 3,3^{+0,2}$ мм; размер $d + t_2 = 39,3^{+0,2}$

длина шпонки $l = 70h14 = 70_{-0,74}$ мм;

длина паза вала под шпонку $l_1 = 70H15 = 70^{+1,2}$ мм.

3 Назначаем поля допусков на размеры шпонки, паза вала и паза втулки по ширине b ГОСТ 23360 (подразд. 1.3 и таблица В.4). Соответственно выбираем посадки:

ширина шпонки $10h9 = 10_{-0,036}$ мм;

ширина паза вала $10H9 = 10^{+0,036}$ мм;

ширина паза втулки $10D10 = 10^{+0,098}_{+0,040}$ мм.

4 Строим схемы расположения полей допусков по ширине b шпонки, пазов вала и втулки (рисунок 14).

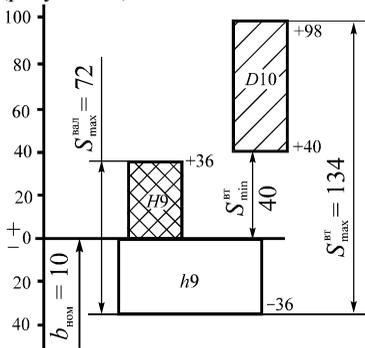


Рисунок 14 – Схема расположения полей допусков по ширине b пазов вала, втулки и шпонки

5 Определяем вид сопряжений:

соединение шпонки и паза вала – подвижное (с зазором);

соединение шпонки и паза втулки – подвижное (с зазором).

6 Находим наибольшие и наименьшие зазоры:

в соединении паза втулки и шпонки –

$$S_{\max}^{\text{BT}} = ES - ei = 98 - (-36) = 134 \text{ мкм}; \quad S_{\min}^{\text{BT}} = EI - es = 40 - 0 = 40 \text{ мкм};$$

в соединении паза вала и шпонки –

$$S_{\max}^{\text{вал}} = ES - ei = 36 - (-36) = 72 \text{ мкм}; \quad S_{\min}^{\text{вал}} = 0.$$

7 Определяем допуски посадок:

в соединении паза вала и шпонки –

$$T_S = T_D + T_d = (ES - EI) + (es - ei) = (36 - 0) + (0 - (-36)) = 72 \text{ мкм};$$

в соединении паза втулки и шпонки –

$$T_S = T_D + T_d = (ES - EI) + (es - ei) = (98 - 40) + (0 - (-36)) = 94 \text{ мкм}.$$

8 Выполняем сборочный чертеж соединения шпонки 2 с пазами вала 3 и втулки 1 (рисунок 15).

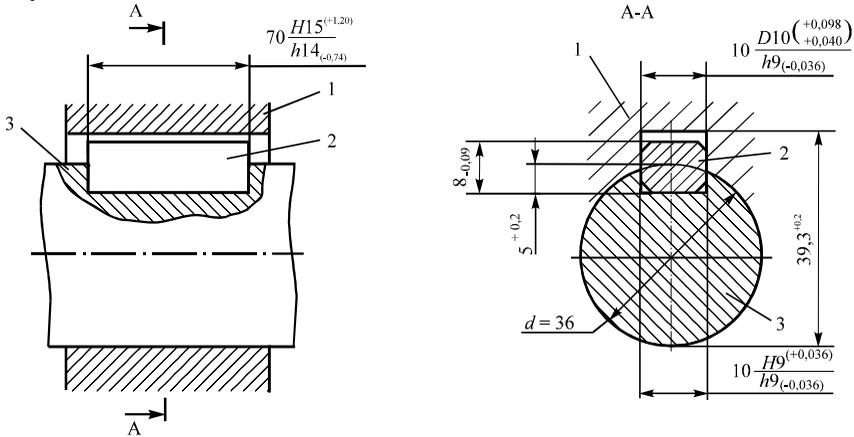


Рисунок 15 – Схема шпоночного соединения вала со втулкой

Задача № 6

Выполнить анализ посадок шлицевых соединений с прямобочным профилем. Условные обозначения принять по таблице 9.

Требуется:

1 Определить способ центрирования и параметры соединения (исходя из обозначения).

2 Определить предельные отклонения размеров соединения по ГОСТ 25346 (таблицы А.2, А.3, А.4).

3 Построить схемы расположения полей допусков для сопряженных размеров.

4 Определить наибольшие и наименьшие зазоры и натяги, а также допуски посадок.

5 Выполнить чертеж шлицевого соединения втулки и вала в масштабе с указанием посадочных размеров.

Задача выполняется в соответствии с теорией, изложенной в подразд. 1.4.

Таблица 9 – Исходные данные к задаче № 6

Вариант	Обозначения (по ГОСТ 1139-80, рисунок 7)
0	$d - 6 \times 16 \frac{H7}{e8} \times 20 \frac{H12}{a11} \times 4 \frac{D9}{f8}$
1	$b - 8 \times 36 \times 42 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h8}$
2	$D - 8 \times 42 \times 48 \frac{H8}{h7} \times 8 \frac{F10}{h9}$
3	$d - 6 \times 28 \frac{H7}{e8} \times 34 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{f7}$
4	$d - 20 \times 92 \frac{H7}{j_s7} \times 102 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{f7}$
5	$D - 10 \times 92 \times 102 \frac{H7}{g6} \times 14 \frac{F8}{f7}$
6	$b - 8 \times 62 \times 72 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{F8}{j_s7}$
7	$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{h6} \times 7 \frac{D9}{h8}$
8	$d - 8 \times 62 \frac{H7}{h8} \times 72 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{F8}{j_s7}$
9	$b - 10 \times 82 \times 88 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{F8}{j_s7}$

Пример 4. Выполнить анализ посадок шлицевого соединения с прямобочным профилем

$$d - 6 \times 28 \frac{H7}{e8} \times 34 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{f7}.$$

Решение.

1 Определяем способ центрирования и параметры соединения.

Согласно обозначению соединение выполнено с центрированием втулки относительно вала по внутреннему диаметру d .

В соединении: число зубьев $z = 6$, внутренний диаметр $d = 28$ мм, наружный диаметр $D = 34$ мм, ширина зуба $b = 7$ мм.

Соединение выполнено с посадками: по диаметру центрирования – $d - \frac{H7}{e8}$, наружному диаметру – $D - \frac{H12}{a11}$, размеру – $b - \frac{F8}{f7}$.

2 По ГОСТ 25346 (таблицы А.2, А.3, А.4) определяем предельные отклонения размеров соединения:

по внутреннему диаметру d : втулка $28H7-28^{+0,021}$ мм, вал $28e8-28^{-0,040}_{-0,073}$ мм; наружному диаметру D : втулка $34H12-34^{+0,250}$ мм, вал $34a11-34^{-0,310}_{-0,470}$ мм; размеру b : ширина впадины втулки $7F8-7^{+0,035}_{+0,013}$ мм, толщина зубьев вала $7f7-7^{-0,013}_{-0,028}$ мм.

3 Строим схемы расположения полей допусков для сопряженных размеров (рисунок 16).

4 Определяем наибольшие и наименьшие зазоры и допуски посадок: для размера d –

$$S_{\max} = ES - ei = 21 - (-73) = 94 \text{ мкм} = 0,094 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-40) = 40 \text{ мкм} = 0,040 \text{ мм},$$

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 94 - 40 = 54 \text{ мкм} = 0,054 \text{ мм};$$

для размера D –

$$S_{\max} = ES - ei = 250 - (-470) = 720 \text{ мкм} = 0,72 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-310) = 310 \text{ мкм} = 0,31 \text{ мм},$$

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 720 - 310 = 410 \text{ мкм} = 0,41 \text{ мм};$$

для размера b –

$$S_{\max} = ES - ei = 35 - (-28) = 63 \text{ мкм} = 0,063 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 13 - (-13) = 26 \text{ мкм} = 0,026 \text{ мм},$$

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 63 - 26 = 37 \text{ мкм} = 0,037 \text{ мм}.$$

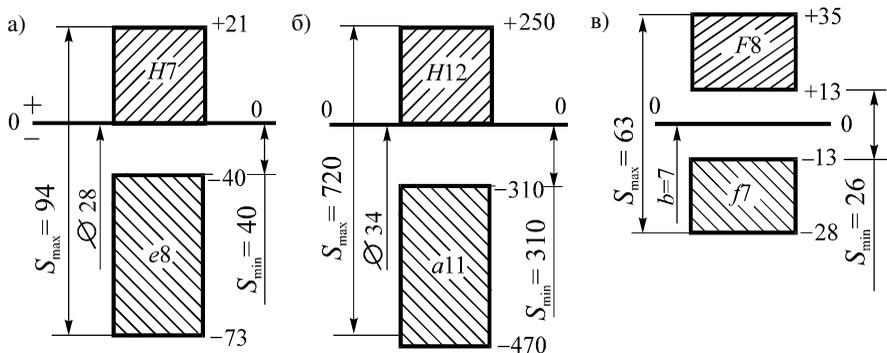


Рисунок 16 – Схемы расположения полей допусков:
а – для размера d ; б – для размера D ; в – для размера b

5 Выполняем (в масштабе) чертеж шлицевого соединения вала и втулки с указанием посадочных размеров (рисунок 17).

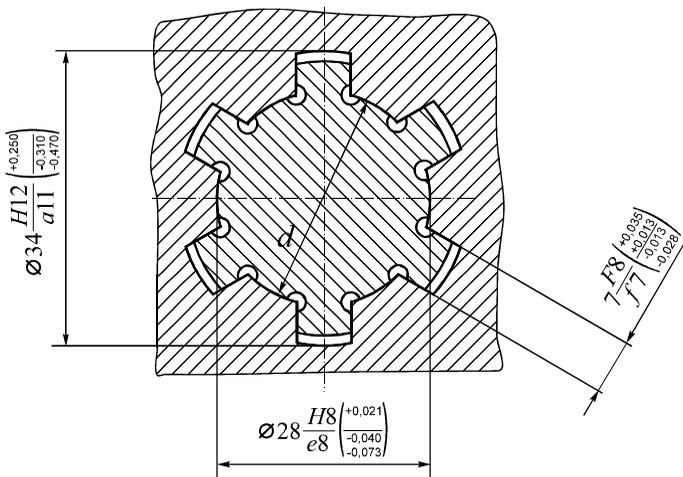


Рисунок – 17 Схема шлицевого соединения с прямобчным профилем зубьев

Задача № 7

Исследовать шлицевое соединение с эвольвентным профилем (см. рисунок 8), соответствующее ГОСТ 6033.

Требуется:

- 1 На основании заданного обозначения соединения привести обозначение вала и втулки.
- 2 Указать способ центрирования соединения.
- 3 Начертить схемы расположения полей допусков для сопряженных размеров.
- 4 Определить наибольшие и наименьшие зазоры и натяги.
- 5 Начертить в масштабе шлицевое соединение с указанием посадочных размеров и геометрических параметров втулки и вала.

Необходимые для решения задачи исходные данные (обозначение шлицевого соединения по ГОСТ 6033) принять по таблице 10, а размеры элементов шлицевого соединения – по таблице 11. Задача выполняется в соответствии с теорией, изложенной в п. 1.5.

Указания к решению задачи № 7. Для вычисления геометрических параметров эвольвентных шлицевых соединений с углом профиля 30° (см. рисунок 8, таблицы 11, Г.1) в ГОСТ 6033 даны следующие зависимости:

$$D = mZ + 2xm + 1,1m; \quad d = mz; \quad d_b = mz \cos \alpha; \quad d_f = D - 2,2m; \quad D_a = D - 2m;$$

$d_a = D - 0,2m$ – при центрировании по боковым поверхностям зубьев (см. рисунок 8, а);

$d_a = D$ – при центрировании по наружному диаметру (см. рисунок 8, б);

$s = e = \pi n / 2 + 2xmtg\alpha$ – номинальная делительная окружная толщина зуба вала s и ширина впадины втулки e .

Таблица 10 – Исходные данные к задаче № 7

Вариант	Специальность студента	Обозначение соединения по ГОСТ 6033-80
0	Т	50×5×9H / 9g
	В	60×H7 / g6×6×9H/9h
	У, М	80×8×11H / 10d
1	Т	48×H7 / js6×6×9H/9g
	В	80×6×9H / 8f
	У, М	60×6×7H / 8k
2	Т	40×5×9H / 8k
	В	70×H7 / f7×6×9H/9h
	У, М	120×8×9H / 8f
3	Т	60×H8 / g6×5
	В	70×5×9H / 7f
	У, М	80×H8 / h6×6×11H/11a
4	Т	60×H7 / f7×6×11H/11c
	В	100×8×7H / 8k
	У, М	70×H8 / n6×5
5	Т	50×H8 / f7×5×11H/11c
	В	80×8×9H / 9h
	У, М	60×5×11H / 10d
6	Т	100×H7 / g6×8×9H/9g
	В	60×6×9H / 9h
	У, М	40×H8 / h6×5×11H/11a
7	Т	70×6×11H / 10d
	В	80×H7 / js6×8×9H/9d
	У, М	48×6×7H / 8p
8	Т	120×H7 / g6×8×11H/11c
	В	70×8×11H / 10d
	У, М	90×H8 / f7×8×9H/9g
9	Т	80×8×9H / 8f
	В	48×H7 / f7×6×9H/9g
	У, М	70×H8 / n6×8×11H/11a

Таблица 11 – Геометрические параметры элементов шлицевого соединения с эвольвентным профилем по ГОСТ 6033-80

Модуль <i>m</i> , мм	Число шлицев <i>Z</i>	Размеры, мм							
		<i>D</i>	<i>d</i>	<i>d_b</i>	<i>D_a</i>	<i>d_a[*]</i>	<i>d_f</i> , не более	<i>xm</i>	<i>e = s</i>
5,0	6,0	40,0	30,0	25,981	30,0	39,0	29,0	+2,25	10,452
5,0	8,0	50,0	40,0	34,641	40,0	49,0	39,0	+2,25	10,452
5,0	10,0	60,0	50,0	43,301	50,0	59,0	49,0	+2,25	10,452
5,0	12,0	70,0	60,0	51,962	60,0	69,0	59,0	+2,25	10,452
6,0	6,0	48,0	36,0	31,177	36,0	46,8	34,8	+2,70	12,542
6,0	8,0	60,0	48,0	41,569	48,0	58,8	46,8	+2,70	12,542
6,0	10,0	70,0	60,0	51,962	58,0	68,8	56,8	+1,70	11,388
6,0	12,0	80,0	72,0	62,354	68,0	78,8	66,8	+0,70	10,233
8,0	6,0	60,0	48,0	41,569	44,0	58,4	42,4	+1,60	14,414
8,0	7,0	70,0	56,0	48,497	54,0	68,4	52,4	+2,60	15,569
8,0	8,0	80,0	64,0	55,426	64,0	78,4	62,4	+3,60	16,723
8,0	10,0	90,0	80,0	69,282	74,0	88,4	72,4	+0,60	13,259
8,0	11,0	100,0	88,0	76,210	84,0	98,4	82,4	+1,60	14,414
8,0	13,0	120,0	104,0	90,067	104,0	118,4	102,4	+3,60	16,723

* При центрировании по боковым поверхностям зубьев.

Пример 5. Исследовать шлицевое соединение с эвольвентным профилем $70 \times H7/f7 \times 6 \times 9H/9h$ ГОСТ 6033.

Решение.

1 Для заданного соединения обозначения:

втулки – $70 \times H7 \times 6 \times 9H$ ГОСТ 6033; вала – $70 \times f7 \times 6 \times 9h$ ГОСТ 6033.

2 Определяем способ центрирования соединения. Соединение выполнено с центрированием втулки относительно вала по наружному диаметру $D_f = D$, с посадкой по размеру центрирования $H7/f7$ и предельными отклонениями размеров втулки $70H7 - 70^{+0,03}$ мм, вала – $70f7 - 70_{-0,06}^{-0,03}$ мм.

3 Строим схему расположения полей допусков для сопряженных размеров (рисунок 18).

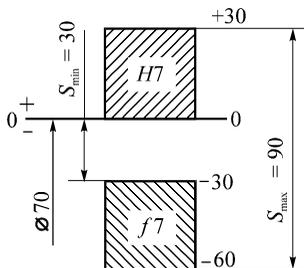


Рисунок 18 – Схема расположения полей допусков

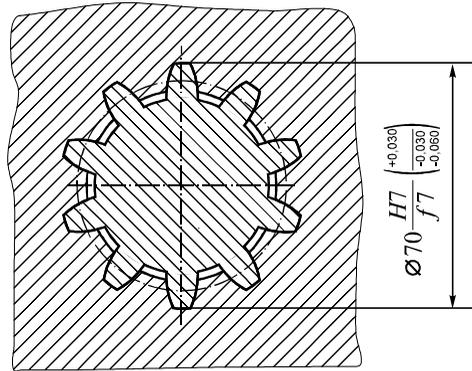
4 Учитывая, что соединение с зазором, определяем наибольший и наименьший зазоры:

$$S_{\max} = ES - ei = 30 - (-60) = 90 \text{ мкм,}$$

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

5 Выполняем чертеж шлицевого соединения с указанием посадочных размеров (рисунок 19).

Рисунок 19 – Схема шлицевого соединения вала и втулки



Геометрические параметры элементов шлицевого соединения с эвольвентным профилем определим по ГОСТ 6033 (таблица 11, выделенная строка).

6 Студенту при выполнении задания необходимо также сделать схему расположения полей допусков по боковым поверхностям.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

**Нормальные линейные размеры. Допуски, основные отклонения валов
и отверстий для размеров до 500 мм, единицы допуска, число единиц допуска.
Значения интегральной функции вероятности**

Таблица А.1 – Нормальные линейные размеры (по ГОСТ 6636 - 69)

Ряды																	
R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	R_{a5}	R_{a10}	R_{20}	R_{40}						
1,0	1,0	1,0	1,00	10	10	10	10,0	100	100	100	100						
			1,05				10,5				105						
			1,10				11,0				110						
		1,2	1,2			1,15	12				12	11,5	120	110			
						1,20						12,0		120			
						1,30						13,0		130			
1,40	14,0	140	140														
1,50	15,0	150	150														
1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160						
			1,7				17				170						
			1,8				18				180						
		2,0	2,0			1,9	2,0				20	20	19	200	200	200	190
													2,0				20
						2,1							21				210
						2,2							22				220
						2,2							22				220
						2,4							24				240
						2,4							24				240
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250						
			2,6				26				260						
			2,8				28				280						
		3,2	3,2			3,0	3,2				32	32	30	320	320	320	300
													3,2				32
						3,4							34				340
						3,6							36				360
						3,6							36				360
						3,8							38				380
						3,8							38				380
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400						
			4,2				42				420						
			4,5				45				450						
		5,0	5,0			4,8	5,0				50	50	48	500	500	500	480
													5,0				50
						5,3							53				530
						5,6							56				560
						5,6							56				560
						6,0							60				600
						6,0							60				600
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630						
			6,7				67				670						
			7,1				71				710						
		8,0	8,0			7,5	8,0				80	80	75	800	800	800	750
													8,0				80
						8,5							85				850
						9,0							90				900
						9,0							90				900
						9,5							95				950
						9,5							95				950

Таблица А.2 – Допуски для размеров до 500 мм (по ГОСТ 25346-89)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Обозначения допусков																			
	<i>IT01</i>	<i>IT0</i>	<i>IT1</i>	<i>IT2</i>	<i>IT3</i>	<i>IT4</i>	<i>IT5</i>	<i>IT6</i>	<i>IT7</i>	<i>IT8</i>	<i>IT09</i>	<i>IT10</i>	<i>IT11</i>	<i>IT12</i>	<i>IT13</i>	<i>IT14</i>	<i>IT15</i>	<i>IT16</i>	<i>IT17</i>	<i>IT18</i>
	Допуски, мкм													Допуски, мм						
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2,0	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,40	0,60	1,0	1,4
Св. 3 до 6	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,2	1,8
” 6 ” 10	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,5	2,2
” 10 ” 18	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,8	2,7
” 18 ” 30	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,32	0,52	0,84	1,30	2,1	3,3
” 30 ” 50	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,5	3,9
” 50 ” 80	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,0	4,6
” 80 ” 120	1,1	1,5	2,5	4,0	6,0	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,5	5,4
” 120 ” 180	1,2	2,0	3,5	5,0	8,0	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,0	6,3
” 180 ” 250	2,0	3,0	4,5	7,0	10,0	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,6	7,2
” 250 ” 315	2,5	4,0	6,0	8,0	12,0	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,2	8,1
” 315 ” 400	3,0	5,0	7,0	9,0	13,0	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,7	8,9
” 400 ” 500	4,0	6,0	8,0	10,0	15,0	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,3	9,7

Таблица А.3 – Основные отклонения валов для размеров до 500 мм
(по ГОСТ 25346-89)

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений										
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>cd</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>ef</i>	<i>f</i>	<i>fg</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
	Верхнее отклонение <i>es</i> , мкм (все качества)										
До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0
Св. 3 до 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											
” 50 ” 65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0
” 65 ” 80											
” 80 ” 100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0
” 100 ” 120											
” 120 ” 140	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0
” 140 ” 160											
” 160 ” 180	-580	-310	-230								
” 180 ” 200	-660	-340	-240	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0
” 200 ” 225											
” 225 ” 250	-820	-420	-280								
” 250 ” 280	-920	-480	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0
” 280 ” 315											
” 315 ” 355	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0
” 355 ” 400											
” 400 ” 450	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0
” 450 ” 500											

Продолжение таблицы А.3

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений										
	j_s	j			k		m	n	p	r	s
	Квалитеты										
	все	5, 6	7	8	от 4 до 7	до 3 св.7	все				
Нижнее отклонение e_i , мкм											
До 3	Верхнеи нижнее отклонения равны $T/2$	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14
Св. 3 до 6		-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19
" 6 " 10		-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23
" 10 " 18		-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28
" 18 " 30		-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35
" 30 " 50		-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43
" 50 " 65		-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53
" 65 " 80		-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53
" 80 " 100		-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71
" 100 " 120		-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71
" 120 " 140		-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+63	+92
" 140 " 160		-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65	+100
" 160 " 180		-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+68	+108
" 180 " 200		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77	+122
" 200 " 225		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+80	+130
" 225 " 250		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+84	+140
" 250 " 280		-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158
" 280 " 315		-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+98	+170
" 315 " 355	-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+108	+190	
" 355 " 400	-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+114	+208	
" 400 " 450	-20	-32	-	+5	0	23	+40	+68	+126	+232	
" 450 " 500	-20	-32	-	+5	0	23	+40	+68	+132	+252	

Окончание таблицы А.3

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений								
	<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>
	Нижнее отклонение <i>ei</i> , мкм								
До 3	–	+18	–	–20	–	–26	–32	+40	+60
Св. 3 до 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	–	+33	+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	+199	+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
”250 ”280	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
”280 ”315	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
”315 ”355	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
”355 ”400	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
”400 ”450	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
”450 ”500	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

Таблица А.4 – Основные отклонения отверстий для размеров до 500 мм
(по ГОСТ 25346-89)

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений										
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
	Нижнее отклонение EI, мкм										
До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
Св. 3 до 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 ” 18	+290	+150	+95	–	+50	+32	–	+16	–	+6	0
” 18 ” 30	+300	+160	+110	–	+65	+10	–	+20	–	+7	0
” 30 ” 40	+310	+170	+120	–	+80	+50	–	+25	–	+9	0
” 40 ” 50	+320	+180	+130	–	+80	+50	–	+25	–	+9	0
” 50 ” 65	+340	+190	+140	–	+100	+60	–	+30	–	+10	0
” 65 ” 80	+360	+200	+150	–	+100	+60	–	+30	–	+10	0
” 80 ” 100	+380	+220	+170	–	+120	+72	–	+36	–	+12	0
”100 ” 120	+410	+240	+180	–	+120	+72	–	+36	–	+12	0
”120 ” 140	+460	+260	+200	–	+145	+85	–	+43	–	+14	0
”140 ” 160	+520	+280	+210	–	+145	+85	–	+43	–	+14	0
”160 ” 180	+580	+310	+230	–	+145	+85	–	+43	–	+14	0
”180 ” 200	+660	+340	+240	–	+170	+100	–	+50	–	+15	0
”200 ” 225	+740	+380	+260	–	+170	+100	–	+50	–	+15	0
”225 ” 250	+820	+420	+280	–	+170	+100	–	+50	–	+15	0
”250 ” 280	+920	+480	+300	–	+190	+110	–	+56	–	+17	0
”280 ” 315	+1050	+540	+330	–	+190	+110	–	+56	–	+17	0
”315 ” 355	+1200	+600	+360	–	+210	+125	–	+62	–	+18	0
”355 ” 400	+1350	+680	+400	–	+210	+125	–	+62	–	+18	0
”400 ” 450	+1500	+760	+440	–	+230	+135	–	+68	–	+20	0
”450 ” 500	+1650	+840	+480	–	+230	+135	–	+68	–	+20	0

Продолжение таблицы А.4

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений									
	J_s	J			K		M		N	
	Квалитеты									
	все	6	7	8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 8	св. 8
	Верхнее отклонение ES, мкм									
До 3	Верхнее и нижнее отклонения равны $\pm IT/2$	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4
Св. 3 до 6		+5	+6	+10	-1+ Δ	–	-4+ Δ	-4	-8+ Δ	0
” 6 ” 10		+5	+8	+12	-1+ Δ	–	-6+ Δ	-6	-10+ Δ	0
” 10 ” 18		+6	+10	+15	-1+ Δ	–	-7+ Δ	-7	-12+ Δ	0
” 18 ” 30		+8	+12	+20	-2+ Δ	–	-8+ Δ	-8	-15+ Δ	0
” 30 ” 50		+10	+14	+24	-2+ Δ	–	-9+ Δ	-9	-17+ Δ	0
” 50 ” 80		+13	+18	+28	-2+ Δ	–	-11+ Δ	-11	-20+ Δ	0
” 80 ” 120		+16	+22	+34	-3+ Δ	–	-13+ Δ	-13	-23+ Δ	0
” 120 ” 180		+18	+26	+41	-3+ Δ	–	-15+ Δ	-15	-27+ Δ	0
” 180 ” 250		+22	+30	+47	-4+ Δ	–	-17+ Δ	-17	-31+ Δ	0
” 250 ” 315		+25	+36	+55	-4+ Δ	–	-20+ Δ	-20	-34+ Δ	0
” 315 ” 400		+29	+39	+60	-4+ Δ	–	-21+ Δ	-21	-37+ Δ	0
” 400 ” 500		+33	+43	+66	-5+ Δ	–	-23+ Δ	-23	-40+ Δ	0

Продолжение таблицы А.4

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений											
	от <i>P</i> до <i>ZC</i>	<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>		
	Квалитеты											
	до 7	свыше 7										
Верхнее отклонение <i>ES</i> , мкм												
До 3	Отклонения, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-6	-10	-14	-	-18	-	-20	-	-26		
Св. 3 до 6		-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35		
” 6 ” 10		-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-42		
” 10 ” 14		-18	-23	-28	-	-33	-39	-	-40	-	-50	
” 14 ” 18								-45	-	-60		
” 18 ” 24		-22	-28	-35	-	-41	-47	-54	-63	-73		
” 24 ” 30					-41	-48	-55	-64	-75	-88		
” 30 ” 40		-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112		
” 40 ” 50					-54	-70	-81	-97	-114	-136		
” 50 ” 65		-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172		
” 65 ” 80					-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210
” 80 ” 100		-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258		
” 100 ” 120					-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310
” 120 ” 140		-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365		
” 140 ” 160					-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415
” 160 ” 180					-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465
” 180 ” 200		-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520		
” 200 ” 225					-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575
” 225 ” 250					-64	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640
” 250 ” 280		-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710		
” 280 ” 315	-98				-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	
” 315 ” 355	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900			
” 355 ” 400				-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	
” 400 ” 450	-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100			
” 450 ” до 500				-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	

Окончание таблицы А.4

Квалитеты	Номинальные размеры, 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
Значения поправки Δ, мкм													
3	0	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	4	5
4		1,5	1,5	2	2	3	3	4	4	4	4	5	5
5		1	2	3	3	4	5	5	6	6	7	7	7
6		3	3	3	4	5	6	7	7	9	9	11	13
7		4	6	7	8	9	11	13	15	17	20	21	23
8		6	7	9	12	14	16	19	23	26	29	32	34

Таблица А.5 – **Взаимосвязь интервал номинальных размеров Δ_A (мм) – единица допуска i (мкм) по ГОСТ 25346 ($i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$)**

Δ_A , мм	>		3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
	≤	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
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	3,89

Таблица А.6 – **Взаимосвязь число (k) единиц допуска – качество (№) по ГОСТ 25346**

№	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
k	2,7	3,7	5	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

Таблица А.7 – **Значения интегральной функции вероятности $\Phi(z)$**

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,29	0,1141	0,64	0,2389	1,50	0,4332
0,02	0,0080	0,30	0,1179	0,66	0,2454	1,55	0,4394
0,03	0,0120	0,31	0,1217	0,68	0,2517	1,60	0,4452
0,04	0,0160	0,32	0,1255	0,70	0,2580	1,65	0,4505
0,05	0,0199	0,33	0,1293	0,72	0,2642	1,70	0,4554
0,06	0,0239	0,34	0,1331	0,74	0,2703	1,75	0,4599
0,07	0,0279	0,35	0,1368	0,76	0,2764	1,80	0,4611
0,08	0,0319	0,36	0,1406	0,78	0,2823	1,85	0,4678
0,09	0,0359	0,37	0,1443	0,80	0,2881	1,90	0,4713
0,10	0,0398	0,38	0,1480	0,82	0,2939	1,95	0,4744
0,11	0,0438	0,39	0,1517	0,84	0,2995	2,00	0,4772
0,12	0,0478	0,40	0,1554	0,86	0,3051	2,10	0,4821
0,13	0,0517	0,41	0,1591	0,88	0,3106	2,20	0,4861
0,14	0,0557	0,42	0,1628	0,90	0,3159	2,30	0,4893
0,15	0,0596	0,43	0,1664	0,92	0,3212	2,40	0,4918
0,16	0,0636	0,44	0,1700	0,94	0,3264	2,50	0,4938
0,17	0,0675	0,45	0,1736	0,96	0,3315	2,60	0,4953
0,18	0,0714	0,46	0,1772	0,98	0,3365	2,70	0,4965
0,19	0,0753	0,47	0,1808	1,00	0,3413	2,80	0,4974
0,20	0,0793	0,48	0,1844	1,05	0,3531	2,90	0,4981
0,21	0,0832	0,49	0,1879	1,10	0,3643	3,00	0,49865
0,22	0,0871	0,50	0,1915	1,15	0,3749	3,20	0,49931
0,23	0,0910	0,52	0,1985	1,20	0,3849	3,40	0,49966
0,24	0,0948	0,54	0,2054	1,25	0,3944	3,60	0,49984
0,25	0,0987	0,56	0,2123	1,30	0,4032	3,80	0,499928
0,26	0,1020	0,58	0,2190	1,35	0,4115	4,00	0,499968
0,27	0,1064	0,60	0,2257	1,40	0,4192	4,50	0,499997
0,28	0,1103	0,62	0,2324	1,45	0,4265	5,00	0,4999997

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

Размеры, классы точности и рекомендуемые поля допусков, допускаемые интенсивности нагрузок подшипников качения

Таблица Б.1 – Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные. Кольца внутренние (по ГОСТ 520-2002)

Номинальный диаметр отверстия d , мм	Отверстие						Ширина кольца B , ΔB_s	Непостоянство ширины кольца V_{fs}	Радиальное биение дорожки качения k_{ia}	
	цилиндрическое		коническое (конусность 1 : 12)							
	Δd_{mp}	d^*	$\Delta d_c - \Delta d$ Допуск конусности $\Delta d_{1m p} - \Delta d_{m p}$							
			Отклонения, мкм							
верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	нижнее	верхнее	верхнее	нижнее	не более	1	
<i>Нормальный класс точности</i>										
От 0,6 до 2,5	0	-7	+1	-8	0	-	0	-40	12	5
” 2,5 ” 10	0	-7	+1	-8	0	+9	0	-120	15	6
” 10 ” 18	0	-7	+1	-8	0	+11	0	-120	20	7
” 18 ” 30	0	-8	+1	-9	0	+13	0	-120	20	8
” 30 ” 50	0	-10	+1	-11	0	+16	0	-120	20	10
” 50 ” 80	0	-12	+2	-14	0	+19	0	-150	25	10
” 80 ” 120	0	-15	+3	-18	0	+22	0	-200	25	13
” 120 ” 180	0	-18	+3	-21	0	+25	0	-250	30	18
” 180 ” 250	0	-22	+4	-26	0	+29	0	-300	30	20
<i>Класс точности б</i>										
От 0,6 до 2,5	0	-7	+1	-8	0	-	0	-40	12	5
” 2,5 ” 10	0	-7	+1	-8	0	+9	0	-120	15	6
” 10 ” 18	0	-7	+1	-8	0	+11	0	-120	20	7
” 18 ” 30	0	-8	+1	-9	0	+13	0	-120	20	8
” 30 ” 50	0	-10	+1	-11	0	+16	0	-120	20	10
” 50 ” 80	0	-12	+2	-14	0	+19	0	-150	25	10
” 80 ” 120	0	-15	+3	-18	0	+22	0	-200	25	13
” 120 ” 180	0	-18	+3	-21	0	+25	0	-250	30	18
” 180 ” 250	0	-22	+4	-26	0	+29	0	-300	30	20

Таблица Б.2 – Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные. Кольца наружные (по ГОСТ 520-2002)

Номинальный наружный диаметр D , мм	Допускаемые отклонения наружного диаметра кольца, мкм						
	ΔD_{mp}			D			
	Классы точности						
	нормальный		6	нормальный		6	
	верхние	нижние		верхние	нижние	верхние	нижние
От 2,5 до 6	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8
” 6 ” 18	0	-8	-7	+2	-10	+1	-8
” 18 ” 30	0	-9	-8	+2	-11	+1	-9
” 30 ” 50	0	-11	-9	+3	-14	+2	-11
” 50 ” 80	0	-13	-11	+4	-17	+2	-13
” 80 ” 120	0	-15	-13	+5	-20	+2	-15
” 120 ” 150	0	-18	-15	+6	-24	+3	-18
” 150 ” 180	0	-25	-18	+7	-32	+3	-21
” 180 ” 250	0	-30	-20	+8	-38	+4	-24
” 250 ” 315	0	-35	-25	+9	-44	+4	-29

Таблица Б.3 – Основные размеры (мм) радиальных шариковых, роликовых и радиально-упорных подшипников (ГОСТ 3478-79)

Условное обозначение подшипника (правая часть)	d	D	Ширина B	r
Шариковые радиальные однорядные, легкая серия диаметров 2, узкая серия ширины 0 (ГОСТ 8838-75)				
...206	30	62	16	1,5
...207	35	72	17	2,0
...208	40	80	18	2,5
...209	45	85	19	
...210	50	90	20	
...211	55	100	21	
...212	60	110	22	
...213	65	120	23	3,0
...214	70	125	24	
...215	75	130	25	
...216	80	140	26	3,5
...217	85	150	28	
...218	90	160	30	
...219	95	170	32	
...220	100	180	34	
...221	105	190	36	
...222	110	200	38	

Окончание таблицы Б. 3

Условное обозначение подшипника (правая часть)	d	D	Ширина B	r
Шариковые радиальные однорядные, средняя серия диаметров 3, узкая серия ширин 0 (ГОСТ 8838–75)				
...306	30	72	19	2,0
...307	35	80	21	2,5
...308	40	90	23	
...309	45	100	25	3,0
...310	50	110	27	
...311	55	120	29	
...312	60	130	31	3,5
...313	65	140	33	
...314	70	150	35	
...315	75	160	37	
...316	80	170	39	
...317	85	180	41	4,0
...318	90	190	43	
...319	95	200	45	
...320	100	215	47	
...321	105	225	49	
...322	110	240	50	

Таблица Б.4 – Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения с местно нагруженными кольцами

Типы подшипников	Номинальный диаметр, мм	Поля допусков		
		валов (осей)	отверстий в корпусе	
			неразъемном	разъемном
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150 %				
Все типы, кроме штампованных игольчатых	До 80	$h5, h6, g5, g6$	$H6, H7$	$H6, H7, H8^*$
	Св. 80 до 260	$j6^*, js6$	$G6, G7$	
	Св. 260 до 500	$j6, js6$		
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %				
Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных	До 80	$h5, h6$	J_s6, J_s7	J_s6, J_s7
	Св. 80 до 260		$H6, H7$	
	Св. 260	$g5, g6$		
Роликовые конические двухрядные	До 120	$h5, h6$	$H6, H7$	J_s6, J_s7
	Св. 120	$g5, g6$		
Нагрузка любая				
Игольчатые штампованные	Все размеры	$k5, k6^{**}$ $js5, js6^{**}$	$K6, K7^{***}$ J_s6, J_s7	J_s6, J_s7 (в стальной стакан)
* Поля допусков $j6$ и $H8$ применять при частоте вращения не более 60 % от предельно допустимой.				
** Соединения подшипников с валами $k5, k6, js5, js6$ осуществляют с помощью селективной сборки.				
*** Для корпусов из цветного металла.				

Таблица Б.5 – Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов и корпусов с циркуляционно нагруженными кольцами

Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника, мм	Допускаемые значения P_R , кН/м			
	Поля допусков для валов			
	j_s5, j_s6	$k5, k6$	$m5, m6$	$n5, n6$
Св. 18 до 80	До 300	300–1400	1400–1600	1600–3000
“ 80 “ 180	” 600	600–2000	2000–2500	2500–4000
“ 180 “ 360	” 700	700–3000	3000–3500	3500–6000
“ 360 “ 630	” 900	900–3500	3500–5400	5400–8000
Диаметр D наружного кольца, мм	Допускаемые значения P_R , кН/м			
	Поля допусков для валов			
	$K6, K7$	$M6, M7$	$N6, N7$	$P7$
От 50 до 180	До 800	800–1000	1000–1300	1300–2500
“ 180 “ 360	” 1000	1000–1500	1500–2000	2000–3300
“ 360 “ 630	” 1200	1200–2000	2000–2600	2600–4000
“ 630 “ 1600	” 1600	1600–2500	2500–3500	3500–5500

Таблица Б.6 – Поля допусков валов и отверстий корпусов для установки подшипников качения (по ГОСТ 520-2002, ГОСТ 3325-85)

Класс точности подшипника	Посадочная поверхность	Система посадок	Поля допусков	Квалитеты
2	Вал	Система отверстия	$h3, j_s3$	3
2; 4; 5			$g4, h4, j_s4, k4, m4, n4$	4
4; 5			$g5, h5, j_s5 (j5), k5, m5, n5$	5
6; 0			$f6, g6, h6, j_s6 (j6), k6, m6, n6, p6, r6$	6
2	Отверстие	Система вала	$H4, J_s4$	4
2; 4; 5			$H5, J_s5, K5, M5$	5
4; 5			$G6, H6, J_s6 (J6), K6, M6, N6, P6$	6
6; 0			$G7, H7, J_s7 (J7), K7, M7, N7, P7$	7
			$E8, H8$	8
		$H9$	9	

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)

Допуски и отклонения гладких калибров. Основные размеры соединений с призматическими шпонками, рекомендуемые поля допусков и предельные отклонения. Значения показателей физико-механических свойств и коэффициентов для расчета посадок с натягом

Таблица В.1 – Допуски и отклонения гладких калибров для размеров до 500 мм (по ГОСТ 24853-81)

Квалитеты допусков изделий	Обозначения	Интервалы размеров, мм											Допуск на форму калибра	
		до 3	свыше 3 до 6	свыше 6 до 10	свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315		свыше 315 до 400
		Допуски в мкм												
6	Z	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	IT1
	Y	1,0	1,0	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	5,0	6,0	
	Z ₁	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0	
	Y ₁	1,5	1,5	1,5	2,0	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	6,0	
	H	1,2	1,5	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	9,0	
	H ₁	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	13,0	
	H _p	0,8	1,0	1,0	1,2	1,5	1,5	2,0	2,5	3,5	4,5	6,0	7,0	
7	Z, Z ₁	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0	IT2
	Y, Y ₁	1,5	1,5	1,5	2,0	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	6,0	7,0	8,0	
	H, H ₁	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	13,0	
	H _p	0,8	1,0	1,0	1,2	1,5	1,5	2,0	2,5	3,5	4,5	6,0	7,0	
8	Z, Z ₁	2,0	3,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	12,0	14,0	16,0	IT2
	Y, Y ₁	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	5,0	5,0	6,0	6,0	7,0	9,0	9,0	
	H	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	13,0	
	H ₁	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	9,0	
9	Z, Z ₁	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	11,0	13,0	15,0	18,0	21,0	24,0	28,0	IT2
	Y, Y ₁	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
	H	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	13,0	
	H ₁	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	9,0	
10	Z, Z ₁	5	6,0	7,0	8	9,0	11,0	13	15	18	24	27	32	IT2
	Y, Y ₁	0,0	0,0	0,0	0	0,0	0,0	0	0	0	0	0	0	
	H	2,0	2,5	2,5	3	4,0	4,0	5	6	8	10	12	13	
	H ₁	3,0	4,0	4,0	5	6,0	7,0	8	10	12	14	16	18	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	

Таблица В.2 – Основные размеры соединений с призматическими шпонками, мм (по ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	Фаска s		Интервалы длин l		Глубина		Радиус закругления или фаска $s_1 \times 45^\circ$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
От 6 до 8	2×2			6	20	1,2	1,0		
Св. 8 до 10	3×3	0,25	0,16	6	36	1,8	1,4	0,16	0,08
" 10 " 12	4×4			8	45	2,5	1,8		
" 12 " 17	5×5			10	56	3,0	2,3		
" 17 " 22	6×6	0,40	0,25	14	70	3,5	2,8	0,25	0,16
" 22 " 30	8×7			18	90	4,0	3,3		
" 30 " 38	10×8			22	110	5,0	3,3		
" 38 " 44	12×8			28	140	5,0	3,3		
" 44 " 50	14×9	0,60	0,40	36	160	5,5	3,8	0,4	0,25
" 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	0,80	0,60	70	280	9,0	5,4	0,6	0,4
" 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	8,4		
" 150 " 170	40×22	1,20	1,00	100	400	13,0	9,4	0,7	0,7
" 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		20,0	12,4		
" 260 " 290	63×32	2,00	1,60	160	500	20,0	12,4	1,2	1,2
" 290 " 330	70×36			180		22,0	14,4		
" 330 " 380	80×40			200		25,0	15,4		
" 380 " 440	90×45	3,00	2,50	220	500	28,0	17,4	2,0	2,0
" 440 " 500	100×50			250		31,0	19,5		

Таблица В.3 – Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с призматическими шпонками (по ГОСТ 23360-78)

Элемент соединения	Предельные отклонения размера				
	Высота h	Длина l	Глубина (или проставленный на чертеже размер) на валу t_1 (или $d - t_1$)* и на втулке t_2 (или $d + t_2$)		
			при h , мм		
			от 2 до 6	св. 6 до 18	св. 18 до 50
Шпонка	$h11, h9^{**}$	$h14$	–	–	–
Паз	–	$H15$	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0

* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.
** При $h = 2 \dots 6$ мм

Таблица В.4 – **Предельные отклонения по ширине b шпоночных соединений с призматическими шпонками (по ГОСТ 23360-78) и ориентировочное назначение посадок**

Элемент соединения	Предельные отклонения размера b при соединении						
	любом	свободном		нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	на валу	во втулке	на валу	во втулке
Шпонка	$h9$	–	–	–	–	–	
Паз	–	$H9$	$D10$	$N9$	J_s9	$P9$	
Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных выше полей допусков							
Ширина шпонки	$h9$		$h9$		$h9$		
Ширина паза на валу	$P9$		$N9$		$H9, N9$		
Ширина паза во втулке	J_s9		$D10, J_s9$		$D10$		
Назначение посадок	Для единичного и серийного производства		Для серийного и массового производства		Для направляющих шпонок		

Таблица В.5 – **Значения показателей физико-механических свойств материалов для расчета посадок с натягом**

Марка материала	σ_T , МПа	σ_B , МПа	Коэф. Пуассона, μ	δ , %	α , $1/^\circ\text{C} \times 10^{-6}$
Бронза Бр 010Ф1 ГОСТ613–79	196	245		3	
Бронза Бр А10 Ж4 Н4 Л ГОСТ 493–79	430	587	0,32–0,35	6	19
Бронза Бр А9 Ж3 Л ГОСТ 493–79	195	490		12	
Чугун СЧ 30 ГОСТ 1412–85	$\sigma_{сж} = 1100$ $\sigma_B, \text{растяж} = 300$ $\sigma_{0,2} / \sigma_{0,2 \text{ сж}} = 140/310$		0,23–0,27	1	10,5
Сталь 45 ГОСТ 1050–88	375	780		17	
Сталь 45 Х ГОСТ 4543–71	835	1030	0,25–0,33	9	12
Сталь 30 ХГТ ГОСТ 4543–71	1275	1470		9	

Таблица В.6 – **Значения коэффициентов K_1 и K_2 для расчета посадок с натягом**

Способ соединения сопрягаемых деталей	K_1	K_2
	Материал деталей	
	Сталь 45 или чугун	Бронза или сталь 45
Механическая запрессовка при нормальной температуре	0,1–0,2	0,6–0,8
С нагревом охватываемой детали, с охлаждением вала	0,3–0,4	0,8–0,9

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(справочное)

**Геометрические параметры шлицевых соединений, предельные отклонения
и рекомендуемые поля допусков**

Таблица Г.1 – **Обозначения и основные зависимости для определения размеров соединений шлицевых эвольвентных с углом профиля 30° (по ГОСТ 6033–80)**

Параметр	Обозначения	Зависимость
Модуль	m	–
Делительный окружной шаг зубьев	p	$p = \pi m$
Число зубьев	z	–
Угол профиля зуба	α	$\alpha = 30^\circ$
Диаметр делительной окружности	d	$d = mz$
Диаметр основной окружности	d_b	$d_b = mz \cos \alpha$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала (ширина впадины втулки)	$s (e)$	$s = e = (\pi/2) m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$
Номинальный (исходный) диаметр соединения	D	$D = mz + 2xm + 1,1m$
Смещение исходного контура	xm	$xm = 1/2 [D - m(z + 1,1)]$
Высота:		
• зуба втулки	H	$H = H_a + H_f$
• головки	H_a	$H_a = 0,45m$
• ножки :	H_f	$H_{f \min} = 0,55m, H_{f \max} = 0,65m$
-при плоской форме дна впадины		$H_f = 0,77m$
-при закругленной форме дна впадины		$h_{\min} = h_a + h_{f \min}$
• зуба вала	h	
-головки:	h_a	$h_a = 0,45m$
при центрировании по боковым поверхностям зубьев		$h_a = 0,55m$
при центрировании по наружному диаметру		
-ножки зуба вала:	h_f	$h_{f \min} = 0,55m, h_{f \max} = 0,65m$
при плоской форме дна впадины		$h_{f \max} = 0,83m$
при закругленной форме дна впадины		$\rho_{f \min} = 0,15m$
Радиус кривизны переходной кривой зуба	ρ_f	
Номинальные диаметры:		
• окружности впадин втулки:	D_f	$D_f = D$
-при плоской форме дна впадины		$D_{f \min} = D + 0,44m$
-при закругленной форме дна впадины		$D_a = D - 2m$
• окружности вершин зубьев втулки	D_a	
• окружности впадин вала:	d_f	$d_{f \max} = D - 2,2m$
-при плоской форме дна впадины		$d_{f \max} = D - 2,76m$
-при закругленной форме дна впадины		

Таблица Г.2 – **Предельные отклонения ширины впадин втулки e и толщины зубьев s , а также посадки соединения при центрировании по боковым сторонам зубьев (по ГОСТ 6033-80)**

Поле допуска	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св.400
			Предельные отклонения, мкм						
7H	0,5–1,5	<i>ES</i>	+25	+28	+32	+36	+40	–	–
		<i>EI_e</i>	+9	+10	+12	+14	+15	–	–
		<i>EI</i>	0	0	0	0	0	–	–
	2–4	<i>ES</i>	–	+32	+36	+40	+45	+50	–
		<i>EI_e</i>	–	+12	+14	+15	+17	+18	–
		<i>EI</i>	–	0	0	0	0	0	–
	5–10	<i>ES</i>	–	–	+40	+45	+50	+56	+63
		<i>EI_e</i>	–	–	+15	+17	+18	+20	+23
		<i>EI</i>	–	–	0	0	0	0	0
9H	0,5–1,5	<i>ES</i>	+50	+56	+63	+71	+80	–	–
		<i>EI_e</i>	+18	+20	+23	+26	+30	–	–
		<i>EI</i>	0	0	0	0	0	–	–
	2–4	<i>ES</i>	–	+63	+71	+80	+90	+100	–
		<i>EI_e</i>	–	+23	+26	+30	+34	+37	–
		<i>EI</i>	–	0	0	0	0	0	–
	5–10	<i>ES</i>	–	–	+80	+90	+100	+112	+125
		<i>EI_e</i>	–	–	+30	+34	+37	+41	+45
		<i>EI</i>	–	–	0	0	0	0	0
11H	0,5–1,5	<i>ES</i>	+100	+112	+125	+140	+160	–	–
		<i>EI_e</i>	+37	+41	+45	+50	+60	–	–
		<i>EI</i>	0	0	0	0	0	–	–
	2–4	<i>ES</i>	–	+125	+140	+160	+180	+200	–
		<i>EI_e</i>	–	+45	+50	+60	+68	+75	–
		<i>EI</i>	–	0	0	0	0	0	–
	5–10	<i>ES</i>	–	–	+160	+180	+200	+224	+250
		<i>EI_e</i>	–	–	+60	+68	+75	+84	+90
		<i>EI</i>	–	–	0	0	0	0	0
<i>Отклонения толщины зуба вала s</i>									
7f	0,5–1,5	<i>es</i>	–16	–18	–20	–22	–25	–	–
		<i>es_e</i>	–24	–28	–32	–36	–40	–	–
		<i>ei</i>	–41	–46	–52	–58	–65	–	–
	2–4	<i>es</i>	–	–20	–22	–25	–28	–32	–
		<i>es_e</i>	–	–32	–36	–40	–45	–50	–
		<i>ei</i>	–	–52	–52	–65	–73	–82	–
	5–10	<i>es</i>	–	–	–25	–28	–32	–36	–40
		<i>es_e</i>	–	–	–40	–45	–50	–56	–63
		<i>ei</i>	–	–	–65	–73	–82	–92	–103

Продолжение таблицы Г.2

Поле допуска	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						
7n	0,5–1,5	<i>es</i>	+100	+112	+125	+140	+160	–	–
		<i>es_e</i>	+37	+41	+45	+50	+60	–	–
		<i>ei</i>	0	0	0	0	0	–	–
	2–4	<i>es</i>	–	+125	+140	+160	+180	+200	–
		<i>es_e</i>	–	+45	+50	+60	+68	+75	–
		<i>ei</i>	–	0	0	0	0	0	–
	5–10	<i>es</i>	–	–	+50	+56	+64	+72	+80
		<i>es_e</i>	–	–	+35	+38	+46	+52	+57
		<i>ei</i>	–	–	+10	+11	+14	+16	+17
8f	0,5–1,5	<i>es</i>	–16	–18	–20	–22	–25	–	–
		<i>es_e</i>	–30	–33	–37	–40	–45	–	–
		<i>ei</i>	–32	–58	–65	–72	–81	–	–
	2–4	<i>es</i>	–	–20	–22	–25	–28	–32	–
		<i>es_e</i>	–	–37	–40	–45	–51	–58	–
		<i>ei</i>	–	–65	–72	–81	–91	–103	–
	5–10	<i>es</i>	–	–	–25	–28	–32	–36	–40
		<i>es_e</i>	–	–	–45	–51	–58	–66	–74
		<i>ei</i>	–	–	–81	–91	–103	–116	–130
8k	0,5–1,5	<i>es</i>	+16	+18	+20	+22	+25	–	–
		<i>es_e</i>	+2	+3	+3	+4	+5	–	–
		<i>ei</i>	–20	–22	–25	–28	–31	–	–
	2–4	<i>es</i>	–	+20	+22	+25	+28	+32	–
		<i>es_e</i>	–	+3	+4	+5	+5	+6	–
		<i>ei</i>	–	–25	–28	–31	–35	–39	–
	5–10	<i>es</i>	–	–	+25	+28	+32	+36	+40
		<i>es_e</i>	–	–	+5	+5	+6	+6	+6
		<i>ei</i>	–	–	–31	–35	–39	–44	–50
8p	0,5–1,5	<i>es</i>	+48	+54	+60	+66	+75	–	–
		<i>es_e</i>	+34	+39	+43	+48	+55	–	–
		<i>ei</i>	+12	+14	+15	+16	+19	–	–
	2–4	<i>es</i>	–	+60	+66	+75	+84	+96	–
		<i>es_e</i>	–	+43	+48	+55	+61	+70	–
		<i>ei</i>	–	+15	+16	+19	+21	+25	–
	5–10	<i>es</i>	–	–	+75	+84	+96	+108	+120
		<i>es_e</i>	–	–	+55	+61	+70	+78	+86
		<i>ei</i>	–	–	+19	+21	+25	+28	+30

Продолжение таблицы Г.2

Поле допуска	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						
9d	0,5–1,5	<i>es</i>	-32	-36	-40	-44	-50	-	-
		<i>es_e</i>	-50	-56	-63	-70	-80	-	-
		<i>ei</i>	-82	-92	-103	-115	-130	-	-
	2–4	<i>es</i>	-	-40	-44	-50	-56	-64	-
		<i>es_e</i>	-	-63	-70	-80	-90	-101	-
		<i>ei</i>	-	-103	-115	-130	-146	-164	-
	5–10	<i>es</i>	-	-	-50	-56	-64	-72	-80
		<i>es_e</i>	-	-	-80	-90	-101	-113	-125
		<i>ei</i>	-	-	-130	-146	-164	-184	-205
9g	0,5–1,5	<i>es</i>	-8	-9	-10	-11	-12	-	-
		<i>es_e</i>	-26	-29	-33	-37	-42	-	-
		<i>ei</i>	-58	-65	-73	-82	-92	-	-
	2–4	<i>es</i>	-	-10	-11	-12	-14	-16	-
		<i>es_e</i>	-	-33	-37	-42	-48	-53	-
		<i>ei</i>	-	-73	-82	-92	-104	-116	-
	5–10	<i>es</i>	-	-	-12	-14	-16	-18	-20
		<i>es_e</i>	-	-	-42	-48	-53	-59	-65
		<i>ei</i>	-	-	-92	-104	-116	-130	-145
9h	0,5–1,5	<i>es</i>	-8	-9	-10	-11	-12	-	-
		<i>es_e</i>	-26	-29	-33	-37	-42	-	-
		<i>ei</i>	-58	-65	-73	-82	-92	-	-
	2–4	<i>es</i>	-	-10	-11	-12	-14	-16	-
		<i>es_e</i>	-	-33	-37	-42	-48	-53	-
		<i>ei</i>	-	-73	-82	-92	-104	-116	-
	5–10	<i>es</i>	-	-	0	0	0	0	0
		<i>es_e</i>	-	-	-30	-34	-37	-41	-45
		<i>ei</i>	-	-	-80	-90	-100	-112	-125
9r	0,5–1,5	<i>es</i>	+64	+72	+80	+88	+100	-	-
		<i>es_e</i>	+46	+52	+57	+62	+70	-	-
		<i>ei</i>	+14	+16	+17	+17	+20	-	-
	2–4	<i>es</i>	-	+80	+88	+100	+112	+128	-
		<i>es_e</i>	-	+57	+62	+70	+78	+91	-
		<i>ei</i>	-	+17	+17	+20	+22	+28	-
	5–10	<i>es</i>	-	-	+100	+112	+128	+144	+160
		<i>es_e</i>	-	-	+70	+78	+91	+103	+115
		<i>ei</i>	-	-	+20	+22	+28	+32	+35

Окончание таблицы Г.2

Поле допус-ка	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						
10d	0,5–1,5	<i>es</i>	-32	-36	-40	-44	-50	-	-
		<i>es_e</i>	-58	-66	-74	-81	-91	-	-
		<i>ei</i>	-102	-116	-130	-144	-162	-	-
	2–4	<i>es</i>	-	-40	-44	-50	-56	-64	-
		<i>es_e</i>	-	-74	-81	-91	-101	-114	-
		<i>ei</i>	-	-130	-144	-162	-181	-204	-
	5–10	<i>es</i>	-	-	-50	-56	-64	-72	-80
		<i>es_e</i>	-	-	-91	-101	-114	-132	-148
		<i>ei</i>	-	-	-162	-181	-204	-232	-260
11a	0,5–1,5	<i>es</i>	-80	-90	-100	-110	-125	-	-
		<i>es_e</i>	-117	-131	-145	-160	-185	-	-
		<i>ei</i>	-180	-202	-225	-250	-285	-	-
	2–4	<i>es</i>	-	-100	-110	-125	-140	-160	-
		<i>es_e</i>	-	-145	-160	-185	-208	-235	-
		<i>ei</i>	-	-225	-250	-285	-320	-360	-
	5–10	<i>es</i>	-	-	-125	-140	-160	-180	-200
		<i>es_e</i>	-	-	-185	-208	-235	-264	-290
		<i>ei</i>	-	-	-285	-320	-360	-404	-450
11c	0,5–1,5	<i>es</i>	-48	-54	-60	-66	-75	-	-
		<i>es_e</i>	-85	-95	-105	-116	-135	-	-
		<i>ei</i>	-148	-166	-185	-206	-235	-	-
	2–4	<i>es</i>	-	-60	-66	-75	-84	-96	-
		<i>es_e</i>	-	-105	-116	-135	-152	-171	-
		<i>ei</i>	-	-185	-206	-235	-264	-296	-
	5–10	<i>es</i>	-	-	-75	-84	-96	-108	-120
		<i>es_e</i>	-	-	-135	-152	-171	-192	-210
		<i>ei</i>	-	-	-235	-264	-296	-332	-370
Посадки при центрировании по боковым сторонам зубьев $s = e$: 7H/7h; 7H/8k; 7H/7n; 7H/8p; 7H/9r; 9H/7f; 9H/8f; 9H/9g; 9H/9h; 9H/8k; 11H/10d. Допускается применение других посадок, образованных сочетанием приведенных полей допусков.									

Таблица Г.3 – Поля допусков размеров D_f , d_a , e и s при центрировании по наружным диаметрам D_f и d_a (по ГОСТ 6033-80)

Центрирующие диаметры	Поля допусков	
	1-й ряд	2-й ряд
D_f	$H7$	$H8$
d_a	$n6, js6, h6, g6, f7$	$n6, h6, g6, f7$
Размеры	Поля допусков	Размеры
e	$9H, 11H$	e
s	$9h, 9g, 9d, 11c, 11a$	s

Таблица Г.4 – Поля допусков нецентрирующих диаметров для разных способов центрирования (по ГОСТ 6033-80)

Способ центрирования	Нецентрирующий диаметр	Форма для впадин	Поля допусков
По боковым поверхностям зубьев s, e	D_f	Плоская	$H16$
		Закругленная	$D_{f \max} = D$
	D_a	–	$H11$
		d_a	–
d_f	Плоская	$h16$	
	Закругленная	$d_{f \max} = D - 2,2m$	
По наружному диаметру	D_a	–	$H11$
	d_f	Плоская	$h16$
		Закругленная	$h_{f \max} = D - 2,2m$
По внутреннему диаметру	d_a	–	$h12$
	D_f	Плоская	$H16$
Закругленная		$D_{f \max} = D + 2,2m$	

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Якушев, А. И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учеб. для вузов / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. – М. : Машиностроение, 1987. – 352 с.

2 Допуски и посадки : справ. Ч. 1 / В. Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд. , перераб. и доп. – СПб. : Машиностроение. 1982. – 543 с.

3 Допуски и посадки : справ. Ч. 2 / В. Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд. , перераб. и доп. – СПб. : Машиностроение. 1983. – 448 с.

4 **Зябрева, Н. Н.** Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Н. Н. Зябрева, Е. И. Перельман, М. Я. Шегал. – М. : Высшая школа, 1977. – 204 с.

5 **Бейзельман, Р. Д.** Подшипники качения : справ. / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – М. : Высшая школа, 1977. – 572 с.

6 **Пулято, А. В.** Расчет размерных цепей : учеб.-метод. пособие для студентов технических специальностей / А. В. Пулято, А. В. Коваленко. – Гомель : БелГУТ, 2008. – 32 с.

7 **Фирсов, В. Т.** Соединения деталей с натягом / В. Т. Фирсов, Д. Н. Решетов // Машиностроение. Энциклопедия : Детали машин. Конструкционная прочность, трение, износ, смазка. – М. : Машиностроение, 1995. – Т. IV-1. – С. 319–328.

8 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учеб. для вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 447 с.

Учебное издание

НОВИКОВ Анатолий Константинович
ПАСТУХОВ Михаил Иванович
ЯКУБОВИЧ Ольга Иосифовна

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

Учебно-методическое пособие
для студентов технических специальностей

Редактор И. И. Эвентов
Технический редактор В. Н. Кучерова
Корректор Т. А. Пугач

Подписано в печать 06.12.2010 г. Формат 60×84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура “Таймс”. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 3,95. Уч.-изд. л. 4,44. Тираж 250 экз.
Зак. № . Изд. № 75.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный университет транспорта:
ЛИ № 02330/0552508 от 09.07.2009 г.
ЛП № 02330/0494150 от 03.04.2009 г.
246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.