

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ТРАНСПОРТА

КАФЕДРА «ТЕХНИЧЕСКОЙ ФИЗИКИ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ  
МЕХАНИКИ»

М. И. ПАСТУХОВ

Метрология,  
управление качеством и сертификация

Рекомендовано методическим советом механического факультета  
Белорусского государственного университета транспорта в качестве  
пособия по выполнению контрольных работ для студентов  
специальностей: Т, В, У, М

Гомель 2004

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ТРАНСПОРТА

КАФЕДРА «ТЕХНИЧЕСКОЙ ФИЗИКИ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ  
МЕХАНИКИ»

М. И. ПАСТУХОВ

Метрология,  
управление качеством и сертификация

Пособие  
по выполнению контрольных работ для студентов  
специальностей Т, В, У, М

Гомель 2004

УДК [389+658.56](075.8)  
П195

Рецензент – заведующий кафедрой «Техническая физика и теоретическая механика» БелГУТа канд. техн. наук, доцент **А. В. Заворотный**

**Пастухов М. И.**

П195 Метрология, управление качеством и сертификация:  
Пособие по выполнению контрольных работ. – Гомель:  
БелГУТ, 2004. – 89с.

Изложены краткие теоретические сведения и методика выполнения контрольных работ № 1 и 2 по дисциплине «Метрология, управление качеством и сертификация».

Предназначено для студентов III курса специальностей «Т, В, У, М» факультета безотрывного обучения

**УДК [389+658.56](075.8)**

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- 1 *Якушев А. И., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М.* Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М: Машиностроение, 1987. – 352 с.
- 2 *Зябрева Н. Н., Перельман Е. И., Шегал М. Я.* Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». – М: Высшая школа, 1977. – 204 с.
- 3 *Бейзельман Р. Д., Цыткин Б. В., Перель Л. Я.* Подшипники качения. Справочник. – М: Машиностроение, 1975. – 572 с
- 4 *Мягков В.Д., Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А.* Допуски и посадки: Справочник/: В 2 ч. – Л: Машиностроение, 1982. – Ч. 1. – 543 с.; Ч. 2. – 448 с.

©М. И. Пастухов, 2004  
©УО «БелГУТ», 2004

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Контрольная работа № 1.....	5
1 Основы теории.....	5
2 Задачи.....	10
Контрольная работа № 2.....	22
1 Основы теории.....	22
2 Задачи.....	35
Список литературы.....	89
Приложение А СТ СЭВ 514 Нормальные линейные размеры. СТ СЭВ 145 Допуски, основные отклонения валов и отверстий для размеров до 500 мм.....	59
Приложение Б Размеры, классы точности и рекомендуемые поля допусков подшипников качения.....	70
Приложение В Допуски и отклонения гладких калибров. Основные размеры соединений с призматическими шпонками, рекомендуемые поля допусков и предельные отклонения.....	77
Приложение Г Геометрические параметры шлицевых соединений, предельные отклонения и рекомендуемые поля допусков.....	82

## ВВЕДЕНИЕ

Для освоения курса «Метрология, управление качеством и сертификация» студенты специальностей Т, В, У, М должны выполнить две контрольные работы, каждая из которых включает по три задачи.

Первая контрольная работа охватывает разделы курса «Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений: соединение с подшипниками качения. Расчет размерных цепей», в которую включены задачи № 1, 2, 3 для студентов всех специальностей.

Вторая контрольная работа охватывает разделы курса «Допуски и посадки шпоночных и шлицевых соединений. Калибры. Расчет и выбор посадок с натягом».

Номера вариантов задач первой и второй контрольных работ выбираются по последней цифре шифра зачетной книжки. Номера задач второй контрольной работы выбираются по начальной букве фамилии студента и специальности из таблицы 6.

Перед выполнением контрольных работ студент должен ознакомиться с теорией вопроса, изложенной в литературе [1 – 4].

# КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 1

## 1 ОСНОВЫ 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 различают следующие **виды соединений**: гладкие цилиндрические, плоские, гладкие конические, резьбовые, шпоночные, шлицевые (прямобочные и эвольвентные) и с подшипниками качения.

В соединении элементов двух деталей один из них является внутренним (охватывающим), другой – наружным (охватываемым). 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 до пуска вала (рисунок 1, а).

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.

Допуск зазора

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

допуск отверстия

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

допуск 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

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

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

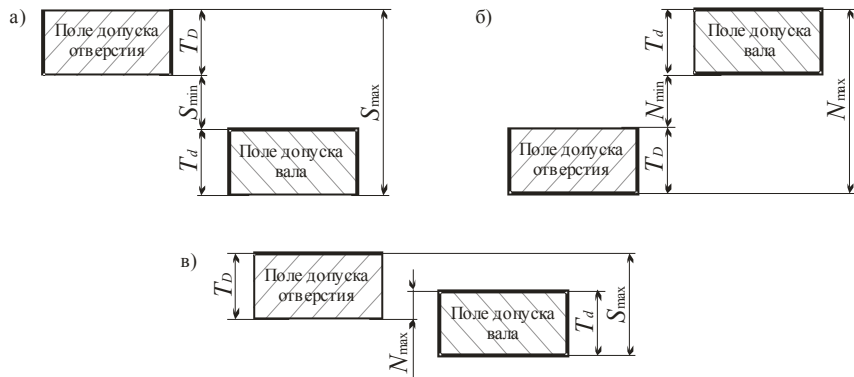


Рисунок 1 – Схема расположения полей допусков отверстия и вала в посадках: а) с зазором; б) с натягом; в) переходных

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

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 перекрывается (рисунок 1, в). переходные посадки характеризуются наибольшими значениями зазора и натяга:

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

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

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

Допуск переходной посадки

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

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

Посадки устанавливаются сочетанием полей допусков отверстия и вала ( $H8 / f7$ ). В числителе указывается обозначения поля допуска отверстия, в знаменателе – поле допуска вала. *Поле допуска* образуется сочетанием буквы основного отклонения и цифры – номера качества, т. е.  $H, f$  – соответственно основные отклонения отверстия и вала; 8 и 7 – соответственно номера классов точности отверстия и вала.

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

*Качеством* 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  $EI = ES - IT$ ,  $ES = EI + IT$  (таблица А3, приложение А), где  $IT$  – допуск по данному качеству.

## 1.2 Подшипники качения (ПК)

Это наиболее распространенные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. По ГОСТ 520 (СТ СЭВ 774) установлено **пять классов точности** ПК (P0, P6, P5, P4, P2) в порядке повышения точности. Класс точности ПК выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма. В большинстве механизмов общего назначения применяют ПК класса точности P0.

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 Метод полной взаимозаменяемости;
- 2 Теоретико – вероятностный метод;
- 3 Метод групповой взаимозаменяемости (неполной);
- 4 Метод регулирования;
- 5 Метод пригонки.

## 2 ЗАДАЧИ

Контрольная 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.

### Задача № 1

Исследовать соединения с зазором, с натягом, с 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,  $d, e$ ) определить дополнительно наиболее вероятные величины зазоров и натягов и вычислить процент соединений с натягом (при положительном среднем натяге) или с зазором (при положительном среднем зазоре), ориентируясь на закон нормального распределения погрешностей. Поле рассеяния для отверстия и вала принять равным полю допуска ( $\omega_D = IT_D, \omega_d = IT_d$ ).

Исходные данные принять из таблицы 1 (вариант выбирается по последней цифре шифра). Задача выполняется в соответствии с

теорией, изложенной в п. 1.1.

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

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

Решение.

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

Таблица 1 – Исходные данные к задаче № 1

Варианты									
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	2 а				2 б				
8H7/j6	10H6/h5	20F8/g6	16H7/h6	25G7/g6	160E8/h6	90H8/h6	100H7/g6	80E9/h9	80H8/f8
	2 в				2 г				
160P8/h6	200H7/r6	220H8/u8	180H7/s6	250H8/it8	20H9/it8	40M7/m6	25H6/r5	16H7/r5	30H8/u8
	2 д				2 е				
63H8/k7	45M7/h6	40H8/m6	40H7/m6	36H8/k6	50K8/j <sub>s</sub> 6	100H7/k6	40H7/m6	80N7/h6	63K7/h6

Соединение	С зазором, рисунок	Диаметр и характер соединения	С натягом, рисунок	Диаметр и характер соединения	С дополнительным креплением, рисунок	Диаметр и характер соединения
------------	--------------------	-------------------------------	--------------------	-------------------------------	--------------------------------------	-------------------------------

2 Определяем допуски размеров отверстия и вала. Для 7-го квалитета 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 квалитета и номинального размера 16 мм находим допуск вала  $T_d = 11$  мкм (таблица А.2). Основное отклонение  $h = 0$  (таблица А.4).

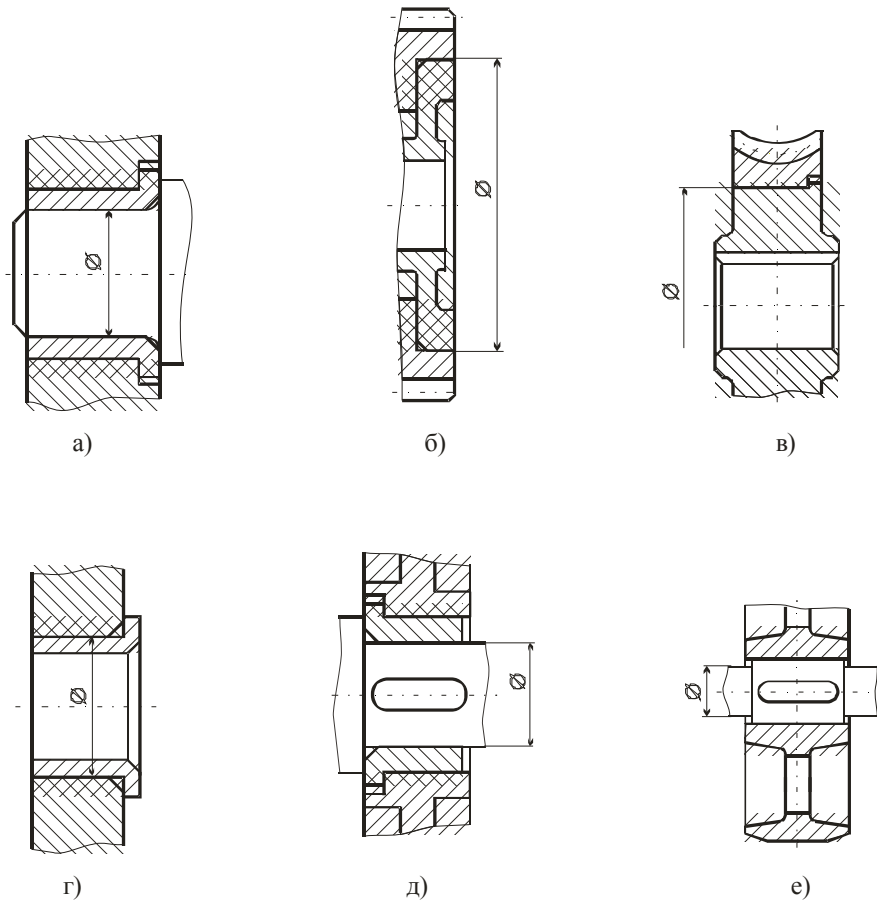


Рисунок 2 – Варианты соединений элементов сборочных единиц

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.

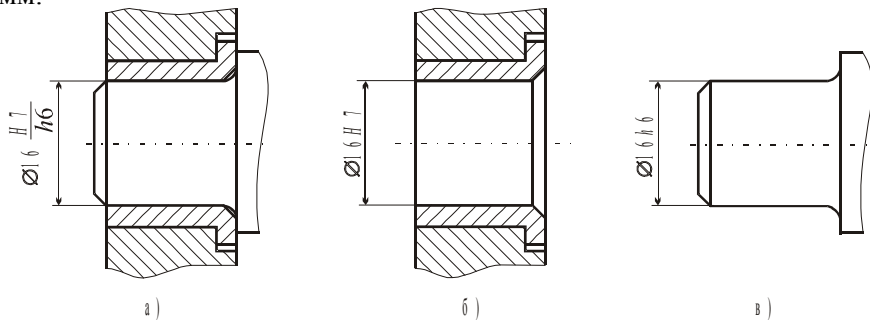


Рисунок 3 - Схема соединения с обозначением посадки и деталей с обозначением полей допуска

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

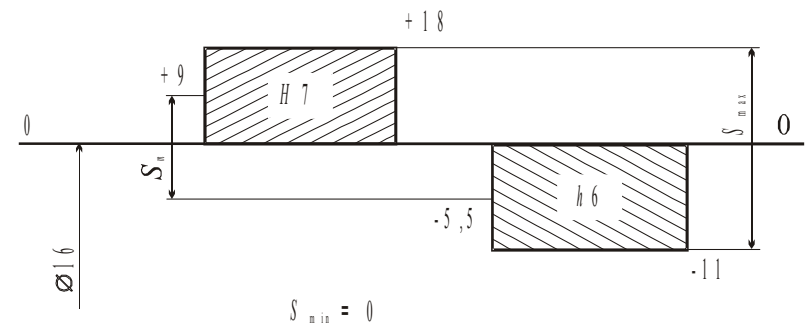


Рисунок 4 - Схема расположения полей допусков отверстия и вала

Наибольший зазор в соединении

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

Наименьший зазор в соединении

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 16,0 - 16,0 = 0;$$

Средний зазор в соединении



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

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 (СТ СЭВ 774) для средних диаметров  $d_m$  и  $D_m$ .

Требуется:

- 1 Определить диаметр поверхности вала под подшипник.
- 2 Определить номер подшипника и его размеры (таблица Б3).
- 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 Б4, Б5).
- 5 Оформить результаты расчета и подбора посадок в виде таблицы 3.
- 6 Определить вероятностные допуски, а также вероятностные предельные натяги и зазоры выбранных посадок.

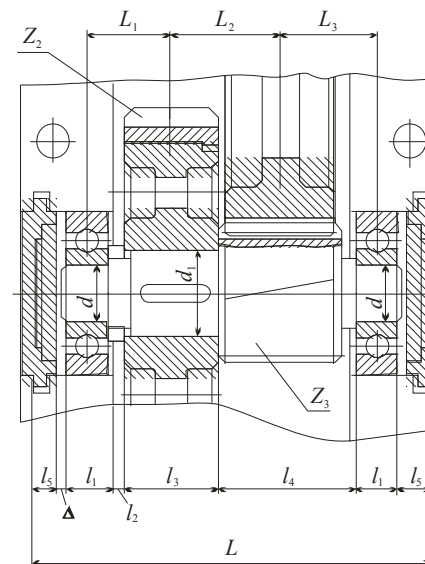


Рисунок 5 – Схема редуктора

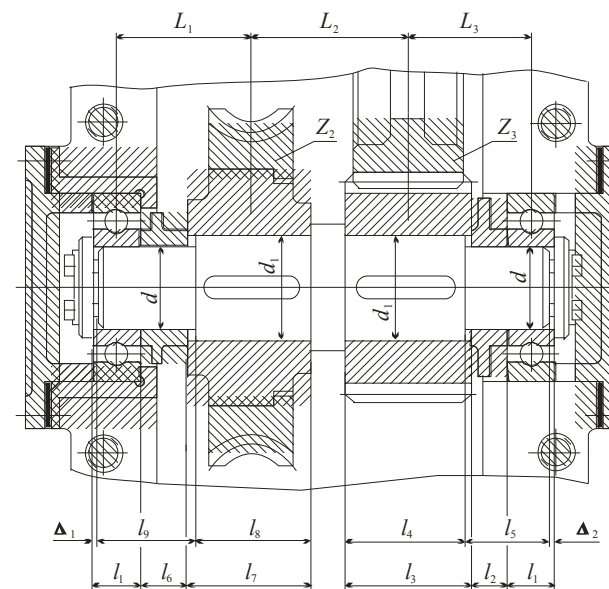


Рисунок 6 – Схема редуктора

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.

а 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 СТ СЭВ 514 (ГОСТ 6636), и по ГОСТ 8338 (см. таблицу 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 СТ СЭВ 514 (таблица 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 (таблица Б.5) посадку для внутреннего кольца с валом  $\text{Ø}55 \text{ k6}$ , (таблица Б.4), посадку для наружного кольца с корпусом  $\text{Ø}120 \text{ G7}$ .

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 СТ СЭВ 774-77	0	0
Размер, посадка	Ø55 k6	Ø120 G7
Охватываемая поверхность:	Внутреннее кольцо	Отверстие в корпусе
верхнее отклонение, мкм	0	+47
нижнее отклонение, мкм	-15 (таблица Б.1)	+12 (таблиц А.2, А.4)
допуск, мкм	15	35
Охватываемая поверхность:	Вал	Наружное кольцо
верхнее отклонение, мкм	+21	0
нижнее отклонение, мкм	+2 (таблицы А.2,	-15 (таблица Б.2)

допуск, мкм	A.4)	15
Зазор, мкм		
наибольший	-	62
наименьший	-	12

### Продолжение таблицы 3

Параметры	$d_m$	$D_m$
Натяг, мкм		
наибольший	36	-
наименьший	2	-
Допуск посадки, мкм	34	50

Ширина подшипника  $B = 29$  мм.

Допуск  $IT_B = 120$  мкм, нижнее отклонение  $ei = -120$  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 внешнего кольца с корпусом:

$$N_{\max}^B = N_m + \frac{T_N^B}{2} = 19 + 12 = 31 \text{ мкм};$$

$$N_{\min}^B = N_m - \frac{T_N^B}{2} = 19 - 12 = 7 \text{ мкм};$$

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{36 + 2}{2} = 19 \text{ мкм};$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{62 + 12}{2} = 37 \text{ мкм};$$

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

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

8 Строим схемы расположения полей допуска выбранных посадок.

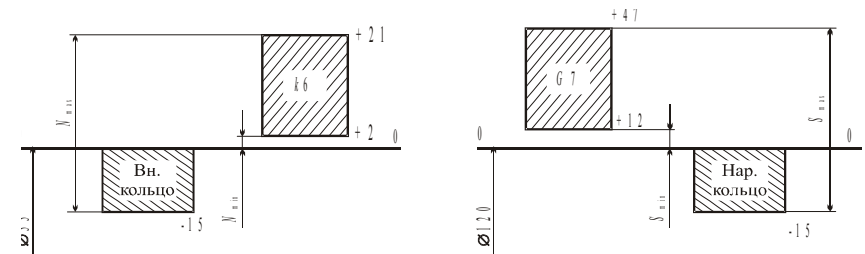


Рисунок 7 - Схемы расположения полей допусков в соединении внутреннего кольца подшипника с валом и внешнего кольца с корпусом редуктора

### Задача № 3

Выполнить проектный расчет размерной цепи, определяющей величину зазора  $\Delta$  между торцами крышки и внешнего кольца подшипника промежуточного вала зубчатого редуктора (см. рисунок 5, таблица 4), зазора  $\Delta_1$  или  $\Delta_2$  между торцами вала и шайбы (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:

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

для рисунка 6:  $l_1 + l_2 + l_3 - l_4 - l_5 - \Delta_2 = 0$ ;  
 $l_1 + l_6 + l_7 - l_8 - l_9 - \Delta = 0$ .

2 Составить схему размерной цепи и обозначить ее звенья.

3 Определить допуски составляющих звеньев в цепи исходя из допуска исходного звена ( $\Delta$ ,  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$ ) 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

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

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

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

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

размеров составляющих звеньев заданным предельным размерам исходного звена ( $\Delta$ ,  $\Delta_1$  или  $\Delta_2$ ).

5 Определить допуски составляющих размеров методом максимума – минимума (полной взаимозаменяемости). Установить

требуемую точность и сравнить результаты, полученные при расчетах теоретико-вероятностным методом.

Исходные данные принять по таблице 4 или 5. Задача выполняется в соответствии с теорией, изложенной в п. 1.3.

Примечания.

1 Для размеров  $l_i$  (ширина колец подшипников  $B = l_i$ ) допуски и отклонения по ГОСТ 520 (СТ СЭВ 774) (см. таблицу 3).

2 Так как размеры, составляющие размерную цепь, значительно отличаются друг от друга, расчет можно выполнить в едином качестве. По желанию студента разрешается назначить допуски и предельные отклонения всех звеньев (не выше восьмого качества). Если принятые допуски составляющих звеньев не удовлетворяют заданному допуску исходного звена (расчетный допуск исходного звена оказался больше заданного), внести некоторые изменения в конструкцию узла или условие задачи (например, увеличить процент риска), приведя убедительное обоснование.

*Указания к решению задачи № 3:*

1 Расчет размерной цепи методом полной взаимозаменяемости см. с. 145–152 [2], 251–259 [1], 22–31 [4].

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

## КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА № 2

### 1 ОСНОВЫ ТЕОРИИ

#### 1.1 Расчет и выбор посадок с натягом

Посадки с натягом предназначаются для образования неподвижных соединений. При запрессовке труб или колец (наиболее общий случай) величина натяга  $N$  складывается из деформации сжатия внутренней трубы и деформации растяжения наружной трубы (рисунок 1), т. е.

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

Упругие силы, вызываемые натягом, создают по поверхности соединения деталей напряжение, препятствующее их взаимному смещению.

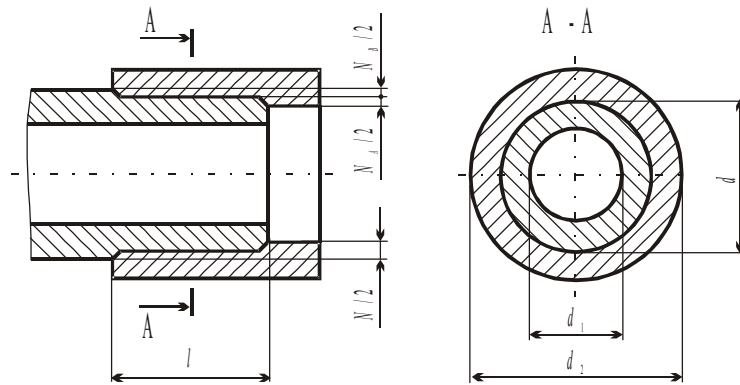


Рисунок 1 – Схема определения величины натяга при запрессовке труб (общий случай)

Предельные значения натягов выбранной прессовой посадки должны удовлетворять следующим условиям:

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

$$T_{сп} \leq T_{тр}, \quad (2)$$

где  $T_{сп}$  – наибольший прикладываемый к одной детали момент кручения;

$T_{тр}$  – момент трения, зависящий от натяга, размеров соединяемых деталей, шероховатости поверхностей и других факторов.

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

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

$$N_{\min} = p_3 \left( \frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A} \right) d, \quad (3)$$

где  $p_3$  – удельное эксплуатационное давление на поверхности контакта, Па;

$d$  – номинальный диаметр соединения, мм;

$E_B, E_A$  – модули упругости материалов соединяемых деталей; для стали  $E \approx 2,06 \times 10^{11}$  Па; для чугуна  $E \approx 1,2 \times 10^{11}$  Па; для бронзы и латуни  $E \approx 1,1 \times 10^{11}$  Па.

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

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

$\mu_B$ , и  $\mu_A$  – коэффициенты Пуассона для металлов охватываемой и охватывающей деталей (таблица В.5).

Величина удельного контактного эксплуатационного давления определяется так:

при осевом сдвигающем усилии –

$$p_3 = \frac{p \cdot n}{\pi d l f}; \quad (5)$$

при крутящем моменте –

$$p_s = \frac{2T_{кр}n}{\pi d^2 l f}; \quad (6)$$

при их совместном воздействии –

$$p_s = \frac{n \sqrt{F_a^2 + \frac{(2T_{кр})^2}{d^2}}}{\pi d l f}; \quad (7)$$

где  $F_a$  – осевое усилие, Н;

$T_{кр}$  – крутящий момент, Н·м;

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

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

$f$  – коэффициент трения (сцепления).

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

Прежде чем приступить к выбору посадки, следует проверить обеспечение прочности соединения. Для этого определяют предельное допустимое удельное контактное давление на основе теории наибольших касательных напряжений:

$$p_{дон} = 0,58\sigma_A \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2}\right) \chi; \quad p_{дон} = 0,58\sigma_B \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2}\right) \chi, \quad (8)$$

где  $\sigma_A$  и  $\sigma_B$  – условные пределы текучести или пределы прочности сопрягаемых отверстий и вала (таблица В.5);

$\chi$  – коэффициент, зависящий от отношения  $l/d$  и выбираемый по графику (рисунок 2).

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

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 ( $\sigma$ ) и этим создать допустимые условия деформирования в упругой (зона I) или упруго-пластической (II) зонах. Использование упруго-пластических деформаций (зона II) целесообразно для деталей из пластичных материалов, работающих в условиях статических нагрузок.

Из этого же графика (см. рисунок 3) определяют наибольшее допускаемое удельное давление  $p_{нб}$ , исходя из условий обеспечения прочности наименее жесткой детали.

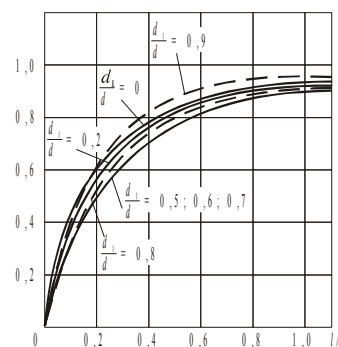


Рисунок 2 – График зависимости коэффициента  $\chi$  от величины отношения  $l/d$

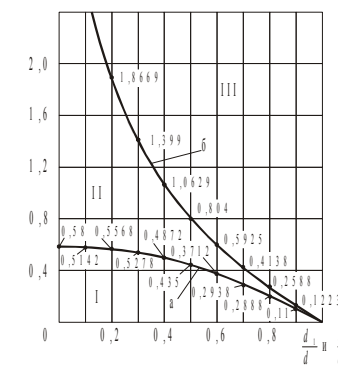


Рисунок 3 – График для определения удельного давления  $p_{нб}$  и характера деформирования деталей

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

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

Величина  $N_{\max}$  определяется по формуле (3) при  $p_{нб}$ . Но прежде чем выбрать посадку, следует учесть, что на прочность соединения вала и отверстия оказывает существенное влияние высота

микронеровностей. Для расчета компенсации влияния микронеровностей рекомендуется пользоваться формулой

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

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

При запрессовке нагревом отверстия или охлаждением вала  $\Delta_{и} = 0$ . Таким образом, значения натягов при выборе посадок:

$$N'_{\min \text{ расч}} = N_{\min} + \Delta_{и} \leq N_{\min \text{ табл}}; \quad (11)$$

$$N'_{\max \text{ расч}} = N_{\max} + \Delta_{и} \geq N_{\max \text{ табл}}. \quad (12)$$

Величина натяга может зависеть и от ряда факторов (температуры при эксплуатации, неоднородности физико-химических свойств, материалов, отклонения формы сопрягаемых поверхностей и др.), которые здесь не рассматриваются.

## 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 в 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.

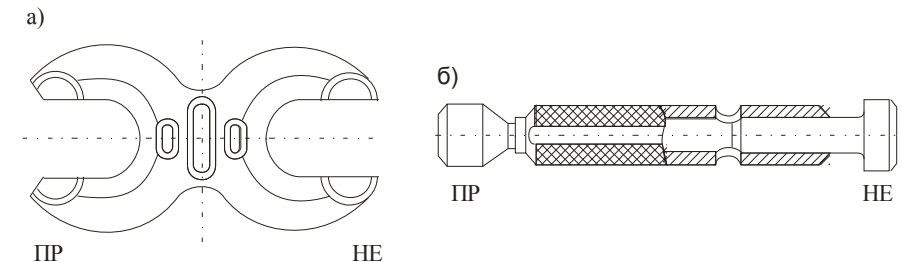


Рисунок 4 – Калибры: а – скоба; б – пробка

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–РП 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 СТ СЭВ 157.

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*; *IT9* до *IT17* – на рисунке 5, *г*. На схемах приняты следующие обозначения: *D* – номинальный размер изделия; *D*<sub>max</sub> – наибольший размер; *D*<sub>min</sub> – наименьший размер; *T* – допуск изделия; *H* – допуск на изготовление калибров для отверстия; *H*<sub>s</sub> – допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями для отверстия; *H*<sub>1</sub> – допуск на изготовление калибров для вала; *H*<sub>p</sub> – допуск на изготовление контрольного калибра для скобы; *z* – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия; *z*<sub>1</sub> – 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*<sub>1</sub> – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия. Величины отклонений берут из соответствующих таблиц СТ СЭВ 157 (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.

### 1.3 Шпоночные соединения

В машиностроении наибольшее применение получили соединения с призматическими шпонками. Размеры этих шпонок и шпоночных пазов нормируются ГОСТ 23360 (СТ СЭВ 183) (таблица В.2). Предельные отклонения размеров призматических шпонок по ширине и высоте установлены для трех исполнений шпонок, а именно: 1 –



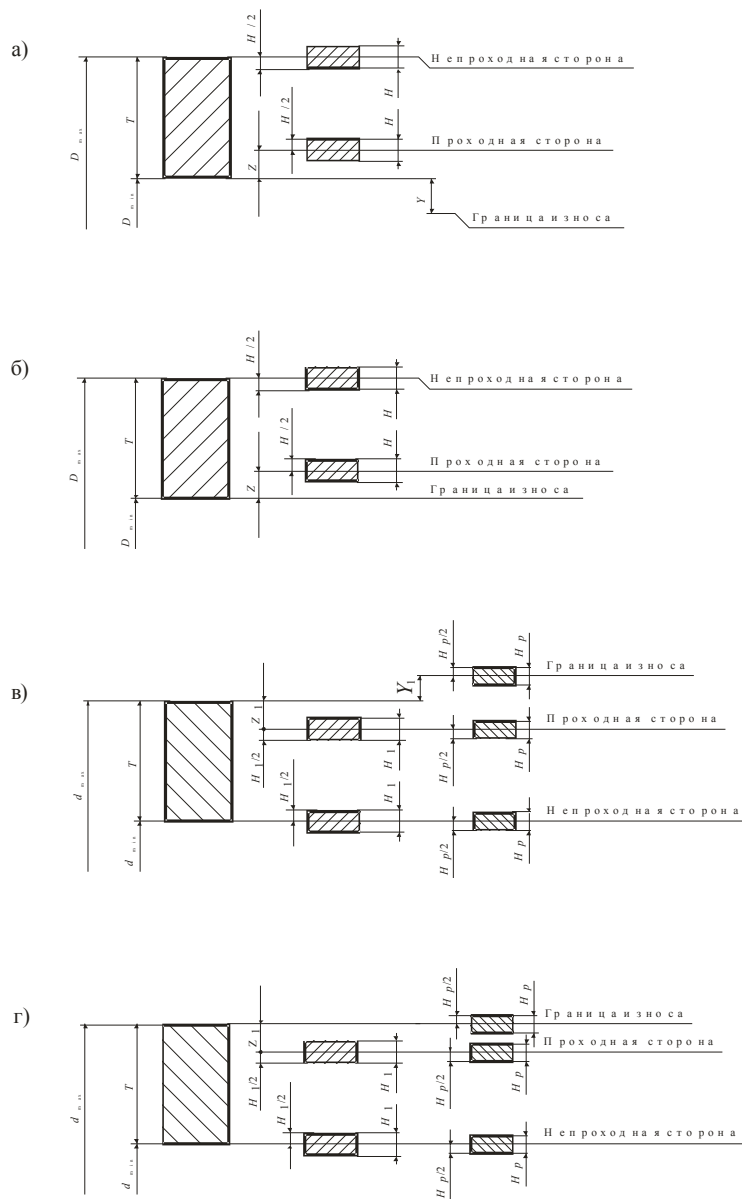


Рисунок 5 – Схема расположения полей допусков калибров по СТ СЭВ 157

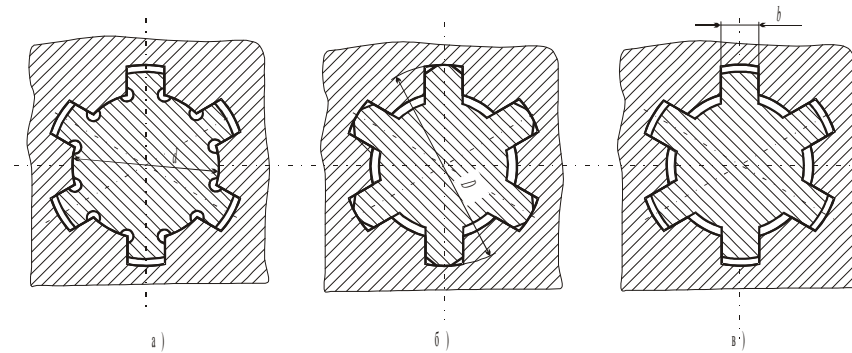


Рисунок 6 - Шлицевые соединения с прямобоочным профилем

с закруглениями по обоим концам, 2 – прямоугольном, 3 – с закруглением на одном конце (таблица В.2). Предельные отклонения размеров нормируются СТ СЭВ 57. Предельные отклонения для размера по ширине шпонки  $b$  ГОСТ 23360 приняты по полю допуска  $h9$ , а для размера по высоте  $h$  – по  $h11$  (у шпонки квадратного сечения по  $h9$ ). Для размера по длине шпонки  $l$  приняты отклонения по  $h14$ . Предельные отклонения размера длины паза должны соответствовать полю допуска  $H15$ .

Выбор посадки производят в зависимости от характера соединения и вида производства, для которого она предназначена.

Предельные отклонения размеров по ширине и глубине паза вала и втулки должны соответствовать:

по ширине  $b$  при свободном шпоночном соединении – на валу  $H9$ , во втулке  $D10$ ;

по ширине  $b$  при нормальном шпоночном соединении – на валу  $N9$ , во втулке  $J_s9$ ;

по ширине  $b$  при плотном шпоночном соединении – на валу  $P9$ , во втулке  $P9$ .

Схемы расположения полей допусков по ширине шпонки  $b$  показаны в таблице В.4. Отклонение глубины паза по 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).

#### 1.4 Шлицевые соединения с прямобочным профилем зубьев [ГОСТ 1139 (СТ СЭВ 187, СТ СЭВ 188)]

Эти соединения определяются их назначением и принятой системой центрирования втулки относительно вала. Существует три способа центрирования: по наружному диаметру  $D$  (рисунок 6,  $a$ ); по внутреннему диаметру  $d$  (рисунок 6,  $b$ ) и по боковым сторонам зубьев  $b$  (рисунок 6,  $в$ ).

Центрирование по внутреннему диаметру  $d$  применяют, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистовой протяжкой (отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке) или когда могут возникнуть значительные искривления длинных валов после термической обработки. Этот способ обеспечи-

вает 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 по 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 25346.

Для нецентрирующих диаметров установлены следующие поля допусков: для  $D$  – при центрировании по  $d$  или  $b$  для вала  $a11$ , для втулки  $H12$ ; для  $d$  – при центрировании по  $D$  или  $b$   $H11$  для втулки. 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 букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры  $d$ ,  $D$ ,  $b$  соединения вала и втулки, обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также 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 по 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:

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

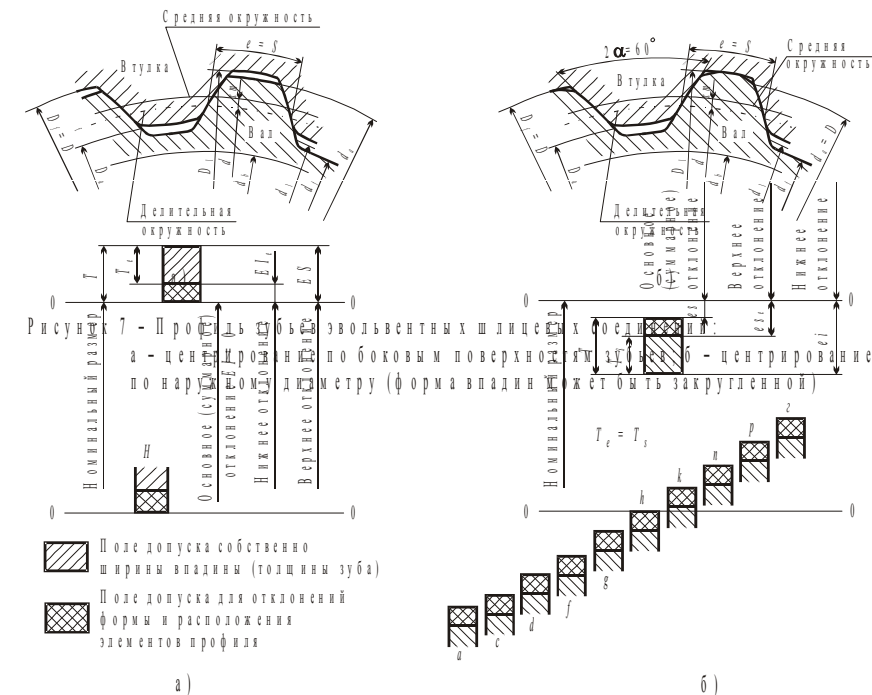
и вала:

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

### 1.5 Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев [ГОСТ 6033 (СТ СЭВ 259, СТ СЭВ 268, СТ СЭВ 269, СТ СЭВ 517)] (приложение Г)

В шлицевых эвольвентных соединениях (рисунок 7) 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 8):  $T_e$  ( $T_s$ ) – 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 (рисунок 8). Посадки по боковым поверхностям предусмотрены только в системе отверстия.



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  $d_a$ . 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, и номер стандарта.

Пример обозначения соединения  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм: с центрированием по боковым сторонам зубьев, с посадкой по боковым поверхностям зубьев  $9H/9g - 50 \times 2 \times \frac{9H}{9g}$  ГОСТ 6033, с

Рисунок 8 - Расположение полей допусков ширины  $e$  впадины втулки (а) и толщины  $s$  зуба вала (б) в эвольвентных соединениях

центрированием по наружному диаметру  $D_f$ , с посадкой по диаметру центрирования  $H7/g6 - 50 \times \frac{H7}{g6} \times 2$  ГОСТ 6033.

## 2 ЗАДАЧИ

Контрольная работа № 2 включает шесть задач, из которых студент должен выбрать для выполнения три. Номера задач второй работы студент выбирает по начальной букве своей фамилии и своей специальности по таблице 1. Номер варианта каждой из задач выбирается по последней цифре шифра зачетной книжки. Исходные данные выбираются согласно варианта 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 посадку с натягом для соединения бронзового венца червячного колеса 1 (рисунок 9) с чугунным центром 2 (поверхности диаметра  $D$ ) или вала 3 с центром 2 (поверхности диаметра  $d$ ).

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 АЖ9-4 Чугун					Чугун Сталь 45				
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 9), причем  $S_1 \geq 2m$ . Полученное значение следует округлять до величин, рекомендуемых ГОСТ 6636 (СТ СЭВ 514) (таблица А.1). Внутренний диаметр  $D_1 \approx D - 2S_2$ , причем можно

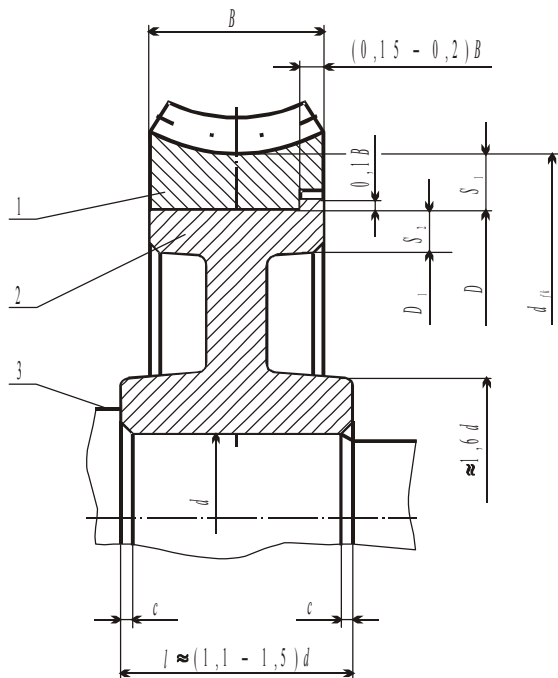


Рисунок 9 - Соединение центра с червяком и валом

принимать  $S_2 \cong S_1$ . Ширину венца червячного колеса  $B$  для расчета длины посадочной поверхности  $l \approx (0,8 \dots 0,9)B$  можно принять:  $B \approx \approx mq$ .

### Задача № 2

Подобрать посадку с натягом для соединения стального венца зубчатого колеса с чугуном центром (рисунок 10).

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 10) 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.

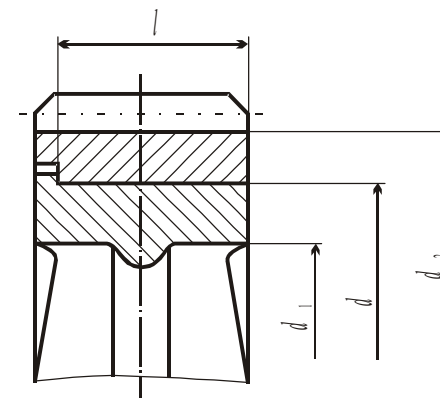


Рисунок 10 - Соединение венца зубчатого колеса с центром

### Задача № 3

Подобрать посадку с натягом для соединения бронзового венца червячного колеса со стальным центром (рисунок 11).

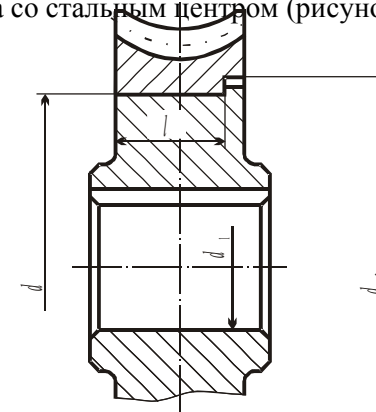


Рисунок 11 - Соединение венца зубчатого колеса и вала с центром

Таблица 3 – Исходные данные к задаче № 3

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	0
Передаваемый крутящий момент $T$ , Н·м	8000	8000	7000	9000	10000	8900	8600	7000	9600	10000
Осевое усилие $F_o$ , кН	2,0	1,6	1,8	2,5	3,6	2,0	1,6	1,8	2,5	3,6
Диаметр посадочной поверхности, $d$ , мм	480	400	450	500	580	480	400	450	500	580
Внутренний диаметр обода центра («вала») $d_1$ , мм	420	340	390	430	500	420	340	390	430	500
Расчетный наружный диаметр венца («втулки») $d_2$ , мм	530	460	490	560	640	530	460	490	560	640
Длина посадочной поверхности $l$	$\approx 0,3d$									

Таблица 4 – Исходные данные к задаче № 3

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	0
Передаваемый крутящий момент $T$ , Н·м	1500	1700	1400	2000	1800	8000	1700	1400	2000	1800
Осевое усилие $F_o$ , кН	1,2	1,6	1,1	1,8	1,2	2,0	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 обода центра («вала») $d_1$ , мм	80	80	60	100	90	420	80	60	100	90
Расчетный наружный диаметр венца («втулки») $d_2$ , мм	260	300	250	360	280	530	300	250	360	280
Длина посадочной поверхности $l$	$\approx 0,3d$									

Исходные данные принять по таблице 4.

Задачи № 1, № 2, № 3 выполняются в соответствии с теорией изложенной в п. 2.1.1.

### Пример 1.

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

Решение.

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

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

2 Определяем характер деформирования, вызываемый удельным давлением:

$$\frac{p_s}{\sigma_T} = \frac{9,67 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 10^8} \approx 0,031.$$

3 По графику (см. рисунок 3) в зависимости от величины  $p_s/\sigma_T = 0,031$  при  $d_1/d = 80/100 = 0,8$  и  $d/d_2 = 0,8$  устанавливаем, что деформации вала и отверстия находятся в упругой зоне.

4 Так как для стальных деталей допускаются упругопластические деформации, для определения наибольшего допускаемого контактного давления пользуемся кривой  $\bar{b}$  (см. рисунок 3).

При  $d_1/d = 0,8$  и  $d/d_2 = 0,8$

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

5 Учитывая неравномерность распределения удельного давления по поверхности соединения, находим  $p_{нб. доп}$  при  $l/d = 80/100 = 0,8$  и  $d_1/d = 80/100 = 0,8$ ;  $\chi = 0,9$  (см. рисунок 2):

$$p_{нб. доп} = p_{нб} \cdot \chi = 0,844 \cdot 10^8 \cdot 0,9 = 73,2 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

6 Определяем предельные значения натягов по формулам (3) и (4):

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

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

$$N_{\min \text{ расч}} = 9,67 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,86 + 4,26}{2,06 \cdot 10^{11}} = 4,3 \cdot 10^{-5} = 43 \text{ мкм};$$

$$N_{\max \text{ расч}} = p_{нб. доп} d (C_A/E_A + C_B/E_B);$$

$$N_{\max \text{ расч}} = 73,2 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,86 + 4,26}{2,06 \cdot 10^{11}} = 32,2 \cdot 10^{-5} = 322 \text{ мкм.}$$

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

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

По таблице В.6 принимаем  $K_1 = K_2 = 0,5$ . Так как полученные значения натягов сравнительно велики, принимаем:

$$R_{z_A} = R_{z_B} = 10 \text{ мкм}; \quad \Delta_{ш} = 2 \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 10 = 20 \text{ мкм.}$$

8 Величина натягов для выбора посадки:

$$N'_{\min \text{ расч}} = 43 + 20 = 63 \text{ мкм}; \quad N'_{\max \text{ расч}} = 322 + 20 = 342 \text{ мкм.}$$

9 Выбираем стандартную посадку по СТ СЭВ 144 (таблицы А.3, А.4)

$$\varnothing 100 \frac{H8}{u8} \text{ или } \varnothing 100 \frac{+0,054}{+0,178 \text{ } +0,124}$$

Для этой посадки

$$N_{\min} = 70 \text{ мкм}; N_{\max} = 178 \text{ мкм}.$$

т. е. выдержано условие, предъявляемое соотношениями (9).

В случае отсутствия стандартной посадки, удовлетворяющей расчетным величинам натягов, выбирают посадку с натягом, близким к расчетным данным, и применяют дополнительное крепление.

#### Задача № 4

Определить исполнительные размеры предельных гладких калибров для контроля отдельных деталей или сопряжения (таблица 5) и построить для них схемы расположения полей допусков (приложение СТ СЭВ 157, 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 верхние и нижние предельные отклонения, и предельные размеры контролируемой детали (вала и отверстия) по СТ СЭВ 145 (таблицы А.3, А.4).

2 Определить допуски и предельные отклонения калибров и контракалибров по СТ СЭВ 157 (таблица В.1).

3 Определить предельные размеры калибров и контракалибров.

4 Определить исполнительные размеры калибров и контракалибров.

5 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 6. Исходные данные принять по таблице 5. Задача выполняется в соответствии с теорией изложенной в п. 1.2.

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

Решение.

1 По СТ СЭВ 144 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 СТ СЭВ 157 (таблица В.1) находим допуски и предельные отклонения калибров и контракалибров 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 контракалибров.

Калибры (скобы):

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

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



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

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

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

Контркалибры к скобам:

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

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

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

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

;

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

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

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

4 Находим исполнительные размеры калибров и контркалибров.

Калибры (скобы):

$$PP = 100,014^{+0,010} \text{ мм}; PP_{изн} = 100,033 \text{ мм}; HE = 99,968^{+0,010} \text{ мм}.$$

Контркалибры к скобам:

$$K-PP = 100,021_{-0,004} \text{ мм}; K-И = 100,035_{-0,004} \text{ мм};$$

$$K-HE = 99,975_{-0,004} \text{ мм}.$$

Контркалибр  $K-И$  проверяет допустимую величину износа рабочей проходной скобы.

5 Строим схему расположения полей допусков заданного вала и калибров для его контроля (рисунок 12).

Таблица 11 – Результаты расчетов калибров

Вид калибра	Условное обозначение	Исполнительный размер, мм	Допускаемый износ до размера, мм
Скоба	ПР НЕ	100,014 <sup>+0,010</sup> 99,968 <sup>+0,010</sup>	100,033
	ПР <sub>изн</sub> К-ПР К-И К-НЕ	100,021 <sub>-0,004</sub> 99,975 <sub>-0,004</sub>	100,035 <sub>-0,004</sub>
Пробка	-	-	-

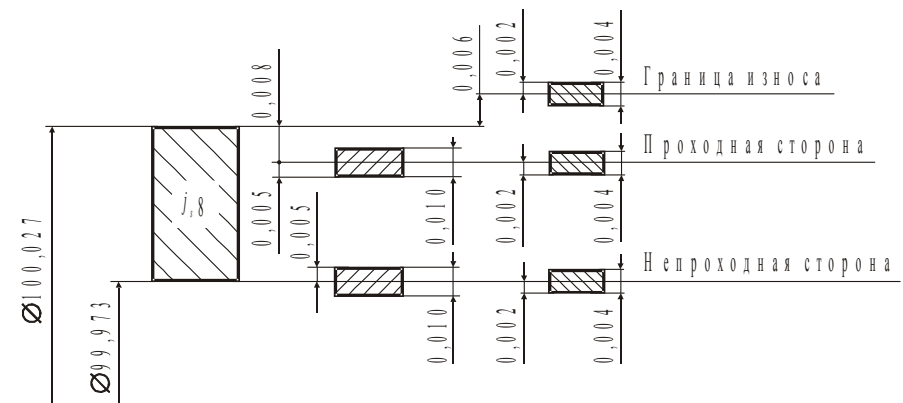


Рисунок 12 - Схема расположения полей допусков калибров для контроля вала Ø100 j,8

### 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.

Таблица 7 – Исходные данные к задаче № 8

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

Требуется:

1 Определить номинальные значения элементов шпоночного соединения по ГОСТ 23360 (СТ СЭВ 189) (таблица В.2).

2 Найти допуски непосадочных размеров по СТ СЭВ 57(таблица В.4).

3 Определить допуски на размеры шпонки, паза вала и паза втулки по ширине шпонки  $b$  (СТ СЭВ 57).

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

5 Охарактеризовать вид сопряжения (подвижное или неподвижное).

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. Задача выполняется в соответствии с теорией, изложенной в п. 1.3.

**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.

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								+	+	

Решение.

1 Находим номинальные значения элементов шпоночного соединения по ГОСТ 23360 (СТ СЭВ 189) (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 СТ СЭВ (таблица В.3):

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

глубина паза вала  $t_1 = 5^{+0,15}$  мм;

глубина паза втулки  $t_2 = 3,3^{+0,15}$  мм;

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

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

3 Находим допуски на размеры шпонки, паза вала и паза втулки по ширине шпонки  $b$  СТ СЭВ 57 (п. 1.3 и таблица В.4).

Соответственно выбираем посадки:

ширина шпонки  $10h9 = 10_{-0,036}^{+0,008}$  мм;

ширина паза вала  $10H9 = 10_{+0,036}^{+0,008}$  мм;

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

4 Строим схемы расположения полей допусков для сопряженных размеров шпонки, пазов вала и втулки (рисунок 13).

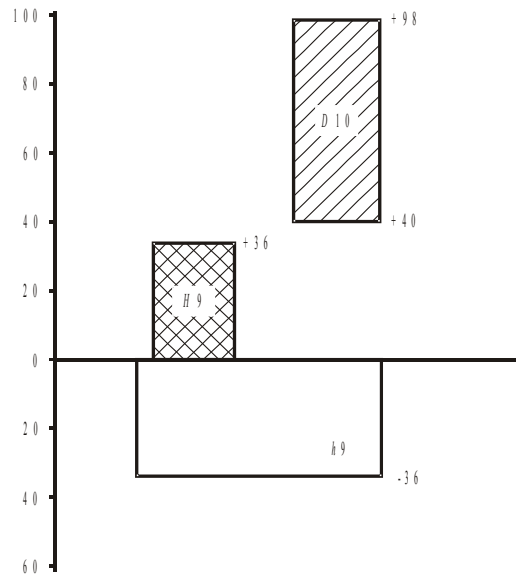


Рисунок 13 - Схема расположения полей допусков сопряженных размеров пазов вала, втулки и шпонки

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 –

$$S_{\max} = ES - ei = 98 - (-36) = 134 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 40 - (-36) = 76 \text{ мкм};$$

в соединении паза вала и шпонки –

$$S_{\max} = ES - ei = 36 - (-36) = 72 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = 0.$$

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 с пазами вала и втулки (рисунок 14).

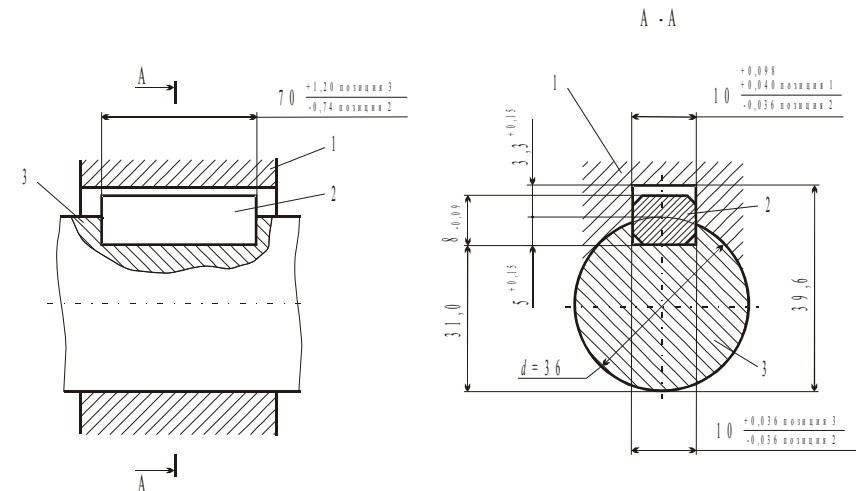


Рисунок 14 – Схема шпоночного соединения вала со втулкой

**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).

Таблица 9 – Исходные данные к задаче № 6

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

2 Определить предельные отклонения размеров соединения по СТ СЭВ 145 (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 п. 1.4.

**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  $d - \frac{H7}{e8}$ , по наружному диаметру  $D - \frac{H12}{a11}$ , по размеру  $b - \frac{F8}{f7}$ .

2 По СТ СЭВ 145 (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; по наружному диаметру  $D$  втулка

$34H12 - 34^{+0,250}$  мм, вал  $34a11 - 34^{-0,310}_{-0,470}$  мм; по размеру  $b$

ширина впадин 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 15):

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  $D$  –

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

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

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

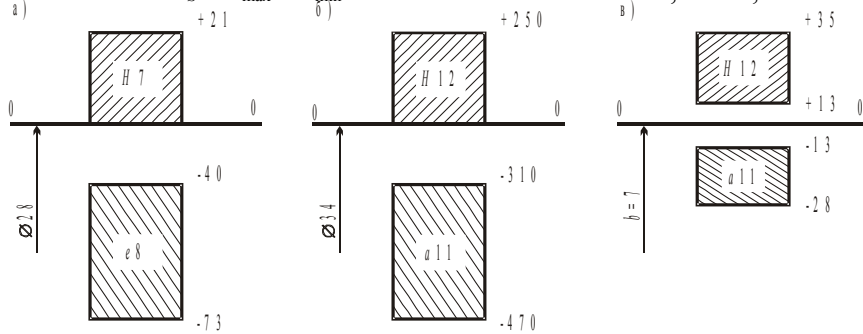


Рисунок 15 - Схемы расположения полей допусков:  
а - для размера  $d$ ; б - для размера  $D$ ; в - для размера  $b$

для размера  $b$  –

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

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

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

5 Выполняем (в масштабе) чертеж шлицевого соединения вала и втулки с указанием посадочных размеров (рисунок 16).

### Задача № 7

Исследовать шлицевое соединение с эвольвентным профилем (рисунок 7), 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.

Исходные данные (обозначение шлицевого соединения по ГОСТ 6033) принять по таблице 10. Необходимые для решения задачи разме-

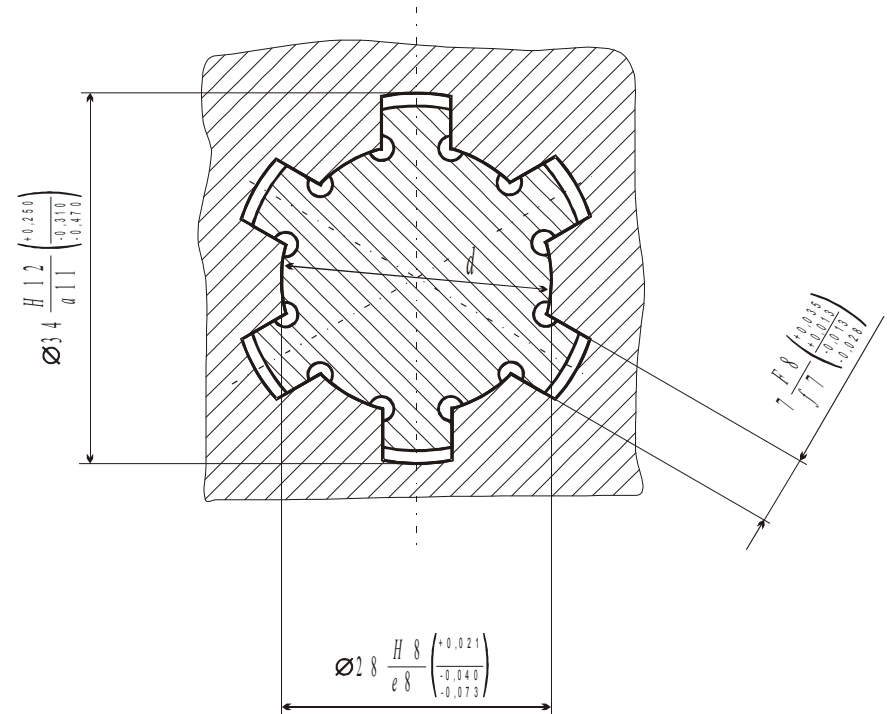


Рисунок 16 - Схема шлицевого соединения с прямоугольным профилем зубьев

ры элементов шлицевого соединения принять 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  $30^0$  (см. рисунок 7) в ГОСТ 6033 даны следующие зависимости:

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

$$d_f = D - 2,2m; \quad D_f = D;$$

$d_a = D - 0,2m$  – при центрировании по боковым поверхностям зубьев (см. рисунок 7, а);

Таблица 10 – Исходные данные к задаче № 7

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

	У, М	70×H8/n6×8
--	------	------------

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

Модуль $m$ , мм	Число шлице в $Z$	Размеры, мм							
		$D$	$d$	$d_b$	$D_a$	$d_a^*$	$d_f$	$xm$	$e = s$
5	6	40	30	26	30	39	29	2,25	10,452
5	8	50	40	34,64	40	49	39	2,25	10,452
5	10	60	50	43,30	50	59	49	2,25	10,452
5	12	70	60	51,96	60	69	59	2,25	10,452
6	6	48	36	31,177	36	46,8	34,8	2,7	12,542
6	8	60	48	41,569	48	58,8	46,8	2,7	12,548
<b>6</b>	<b>10</b>	<b>70</b>	<b>60</b>	<b>51,962</b>	<b>58</b>	<b>68,8</b>	<b>56,8</b>	<b>1,7</b>	<b>11,388</b>
6	12	80	72	62,354	68	78,8	66,8	0,7	10,233
8	6	60	48	41,569	44	58,4	42,4	1,6	14,414
8	7	70	56	48,497	54	68,4	52,4	2,6	15,569
8	8	80	64	55,426	64	78,4	62,4	3,6	16,723
8	10	90	80	69,282	74	88,4	72,4	0,6	13,259
8	11	100	88	76,210	84	98,4	82,4	1,6	14,414
8	13	120	104	90,067	104	118,4	102,4	3,6	16,723

\* При центрировании по боковым поверхностям зубьев.

$d_a = D$  – при центрировании по наружному диаметру (см. рисунок 7, б);

$s = e = \pi m / 2 + t \operatorname{tg} \alpha$  – номинальная делительная окружная толщина зуба вала  $s$  и ширина впадины втулки  $e$ .

**Пример 5.** Исследовать шлицевое соединение с эвольвентным профилем  $70 \times \frac{H7}{f7} \times 6$  ГОСТ 6033.

Решение.

1 Для заданного соединения обозначения:

втулки –  $70 \times H7 \times 6$  ГОСТ 6033; вала –  $70 \times f7 \times 6$  ГОСТ 60

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  $70f7 - 70^{-0,03}_{-0,06}$  мм.

3 Строим схему расположения полей допусков для сопряженных размеров (рисунок 17).

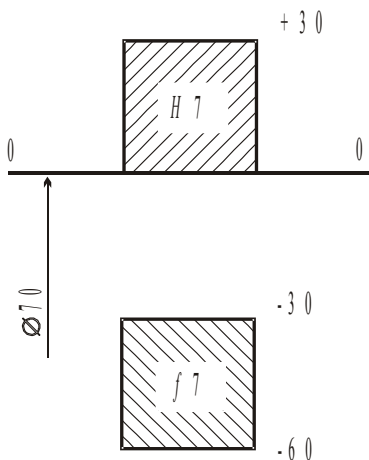


Рисунок 17 - Схема расположения полей допуска

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

$$S_{\max} = ES - ei = 30 - (-30) = 60 \text{ мкм} = 0,06 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-60) = 60 \text{ мкм} = 0,06 \text{ мм}.$$

5 Выполняем чертеж шлицевого соединения с указанием посадочных размеров (рисунок 18).

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

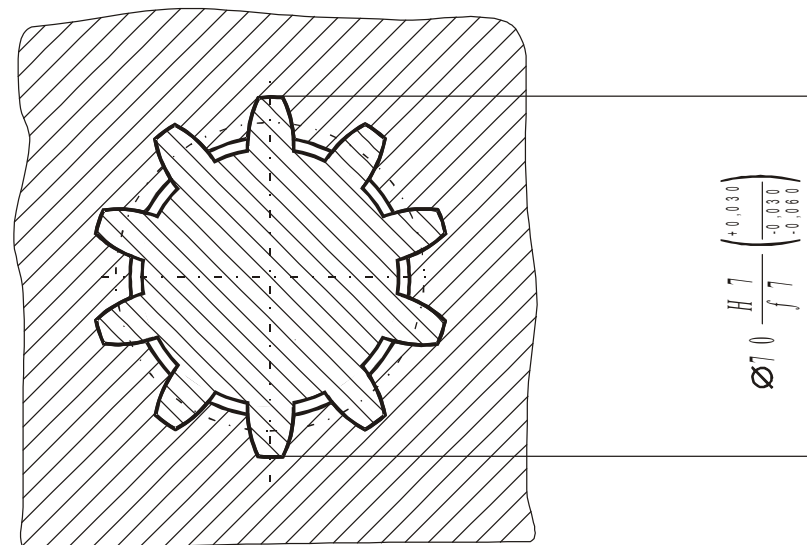


Рисунок 18 - Схема шлицевого соединения вала и втулки

## ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное)

Таблица А1 – Нормальные линейные размеры (по СТ СЭВ 514)

Ряды											
R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100

		1,1	1,05 1,1 1,15			11	10,5 11 11,5			110	105 110 110 115
	1,2	1,2	1,2 1,3 1,4 1,5		12	12	12 13 14 15		120	120	120 120 130 140 150
1,6	1,6	1,6	1,6 1,7 1,8 1,9	16	16	16	16 17 18 19	160	160	160	160 170 180 180 190
	2,0	2,0	2,0 2,1 2,2 2,4		20	20	20 21 22 24		200	200	200 210 220 240
2,5	2,5	2,5	2,5 2,6 2,8 3,0	25	25	25	25 26 28 30	250	250	250	250 260 280 280 300
	3,2	3,2	3,2 3,4 3,6 3,8		32	32	32 34 36 38		320	320	320 340 360 380
4,0	4,0	4,0	4,0 4,2 4,5 4,8	40	40	40	40 42 45 48	400	400	400	400 420 450 450 480
	5,0	5,0	5,0 5,3 5,6 6,0		50	50	50 53 56 60		500	500	500 530 560 600
6,3	6,3	6,3	6,3 6,7 7,1 7,5	63	63	63	63 67 71 75	630	630	630	630 670 710 710 750
	8,0	8,0	8,0 8,5 9,0 9,5		80	80	80 85 90 95		800	800	800 850 900 950

Таблица А2 – Допуски для размеров до 500 мм (по СТ СЭВ 145)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты										
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	
	Обозначения допусков										
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	
Допуски, мкм											

до 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	
св.3 до 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	
» 6 » 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	
» 10 » 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	
» 18 » 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	
» 30 » 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	
» 50 » 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	
св. 80	1,1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	
до 120											
св.120	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	
до 180											
св.180	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	
до 250											
св.250	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	
до 315											
св.315	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	
до 400											
св.400	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	
до 500											
Номинальные размеры, мм	Квалитеты										
	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
	Обозначения допусков										
	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	
Номинальные размеры, мм	Допуски, мкм					Допуски, мм					
	до 3	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1,0	1,4
	св.3 до 6	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
	» 6 » 10	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
» 10 » 18	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7	
» 18 » 30	52	84	130	0,21	0,32	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3	
» 30 » 50	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,0	1,6	2,5	3,9	
» 50 » 80	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3,0	4,6	
св. 80	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4	
до 120											
св.120	100	160	250	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	
до 180											
св.180	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2	
до 250											
св.250	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1	
до 315											
св.315	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9	
до 400											
св.400	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4,0	6,3	9,7	
до 500											
Номинальные	Буквенное обозначение основных отклонений										
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h

Таблица А3 – Основные отклонения валов для размеров до 500 мм (по СТ СЭВ 145)

Номинальные	Буквенное обозначение основных отклонений										
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h



размеры,	Верхнее отклонение $es$ , 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	
Св. 6 до 10	- 280	- 150	- 80	- 56	- 40	- 25	- 18	- 13	- 8	- 5	0	
Св. 10 до 14	- 290	- 150	- 95	-	- 50	- 32	-	- 16	-	- 6	0	
Св. 14 до 18	- 290	- 150	- 95	-	- 50	- 32	-	- 16	-	- 6	0	
Св. 18 до 24	- 300	- 160	- 110	-	- 65	- 40	-	- 20	-	- 7	0	
Св. 24 до 30	- 300	- 160	- 110	-	- 65	- 40	-	- 20	-	- 7	0	
Св. 30 до 40	- 310	- 170	- 120	-	- 80	- 50	-	- 25	-	- 9	0	
Св. 40 до 50	- 320	- 180	- 130	-	- 80	- 50	-	- 25	-	- 9	0	
Св. 50 до 65	- 340	- 190	- 140	-	- 100	- 60	-	- 30	-	- 10	0	
Св. 65 до 80	- 360	- 200	- 150	-	- 100	- 60	-	- 30	-	- 10	0	
Св. 80 до 100	- 380	- 220	- 170	-	- 120	- 72	-	- 36	-	- 12	0	
Св. 100 до 120	- 410	- 240	- 180	-	- 120	- 72	-	- 36	-	- 12	0	
Св. 120 до 140	- 460	- 260	- 200	-	- 145	- 85	-	- 43	-	- 14	0	
Св. 140 до 160	- 520	- 280	- 210	-	- 145	- 85	-	- 43	-	- 14	0	
Св. 160 до 180	- 580	- 310	- 230	-	- 145	- 85	-	- 43	-	- 14	0	
Св. 180 до 200	- 660	- 340	- 240	-	- 170	- 100	-	- 50	-	- 15	0	
Св. 200 до 225	- 740	- 380	- 260	-	- 170	- 100	-	- 50	-	- 15	0	
Св. 225 до 250	- 820	- 420	- 280	-	- 170	- 100	-	- 50	-	- 15	0	
Св. 250 до 280	- 920	- 480	- 300	-	- 190	- 110	-	- 56	-	- 17	0	
Св. 280 до 315	- 1050	- 540	- 330	-	- 190	- 110	-	- 56	-	- 17	0	
Св. 315 до 355	- 1200	- 600	- 360	-	- 210	- 125	-	- 62	-	- 18	0	
Св. 355 до 400	- 1350	- 680	- 400	-	- 210	- 125	-	- 62	-	- 18	0	

Продолжение таблицы А3

Номи- нальные	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>

размеры,	Верхнее отклонение $es$ , мкм (все качества)										
	Св. 400 до 450	- 1500	- 760	- 440	-	- 230	- 135	-	- 68	-	- 20
Св. 450 до 500	- 1650	- 840	- 480	-	- 230	- 135	-	- 68	-	- 20	0

Продолжение таблицы А3

Номи- нальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений											
	$j_s$	<i>j</i>				<i>k</i>		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>
	Квалитеты											
	все	5, 6	7	8	от 4 до 7	до 3 св.7	все					
Нижнее отклонение $ei$ , мкм												
До 3 Св. 3 до 6 Св. 6 до 10 Св. 10 до 18 Св. 18 до 30 Св. 30 до 50	Верхнее и нижнее отклонения равны $\pm T/2$	- 2	- 4	- 6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	
		- 2	- 4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	
		- 2	- 5	-	+1	0	+6	+10	+15	19	+23	
		- 3	- 6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	
		- 4	- 8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	
		- 5	- 10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	
		Св. 50 до 65 Св. 65 до 80	- 7	- 12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53
		Св. 80 до 100 Св. 100 до 120	- 9	- 15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71
		Св. 120 до 140 Св. 140 до 160 Св. 160 до 180	- 11	- 18	-	+3	0	+15	+27	+43	+63	+92
		Св. 180 до 200 Св. 200 до 225 Св. 225 до 250	- 13	- 21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77	+122

Продолжение таблицы А3

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 $ei$ , мкм											
Св. 250 до 280 Св. 280 до 315	Верхнее и нижнее отклонения равны $\pm T/2$	-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158
										+98	+170
Св. 315 до 355 Св. 355 до 400		-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+108	+190
										+114	+208
Св. 400 до 450 Св. 450 до 500		-20	-32	-	+5	0	23	+40	+68	+126	+232
										+132	+252

Продолжение таблицы А3

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений									
	$t$	$u$	$v$	$x$	$y$	$z$	$za$	$zb$	$zc$	
	Нижнее отклонение $ei$ , мкм									
До 3	-	+18	-	-20	-	-26	-32	+40	+60	
Св. 3 до 6	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80	
Св. 6 до 10	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97	
Св. 10 до 14	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130	
Св. 14 до 18			+39	+45	-	+60	+77	+108	+150	
Св. 18 до 24	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188	
Св. 24 до 30	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218	
Св. 30 до 40	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274	
Св. 40 до 50	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325	
Св. 50 до 65	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405	
Св. 65 до 80	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480	
Св. 80 до 100	+91	+124	+146	+178	+214	+258	335	+445	+585	

Св. 100 до 120	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
----------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Продолжение таблицы А3

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений									
	$t$	$u$	$v$	$x$	$y$	$z$	$za$	$zb$	$zc$	
	Нижнее отклонение $ei$ , мкм									
Св. 120 до 140	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800	
Св. 140 до 160	+134	+199	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900	
Св. 160 до 180	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000	
Св. 180 до 200	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150	
Св. 200 до 225	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250	
Св. 225 до 250	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350	
Св. 250 до 280	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550	
Св. 280 до 315	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700	
Св. 315 до 355	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900	
Св. 355 до 400	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100	
Св. 400 до 450	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400	
Св. 450 до 500	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600	

Таблица А4 – Основные отклонения отверстий для размеров до 500 мм (по СТ СЭВ 145)

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
Св. 6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
Св. 10 до 18	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
Св. 18 до 30	+300	+160	+110	-	+65	+10	-	+20	-	+7	0
Св. 30	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0

до 40 Св. 40 до 50	+320	+180	+130								
--------------------------	------	------	------	--	--	--	--	--	--	--	--

Продолжение таблицы А4

Номинальные размеры, мм	Буквенное обозначение основных отклонений										
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
	Нижнее отклонение EI, мкм										
Св. 50 до 65 Св. 65 до 80	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
Св. 80 до 100 Св. 100 до 120	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0
Св. 120 до 140 Св. 140 до 160 Св. 160 до 180	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0
Св. 180 до 200 Св. 200 до 225 Св. 225 до 250	+660	+340	+240	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0
Св. 250 до 280 Св. 280 до 315	+920	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0
Св. 315 до 355 Св. 355 до 400	+1200	+600	+360	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0
Св. 400 до 450 Св. 450 до 500	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0

Продолжение таблицы А4

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 Св. 3 до 6 Св. 6 до 10	2ES и EI равны ± T/2	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4
		+5	+6	+10	-1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0
		+5	+8	+12	-1+Δ	-	-6+Δ	-6	-10+Δ	0

Продолжение таблицы А4

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										
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	Верхнее и нижнее отклонения равны ± T/2	+6	+10	+15	-1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0
		+8	+12	+20	-2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0
		+10	+14	+24	-2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0
		+13	+18	+28	-2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0
		+16	+22	+34	-3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0
		+18	+26	+41	-3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0
		+22	+30	+47	-4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
		+25	+36	+55	-4+Δ	-	-20+Δ	-20	-34+Δ	0
		+29	+39	+60	-4+Δ	-	-21+Δ	-21	-37+Δ	0
		+33	+43	+66	-5+Δ	-	-23+Δ	-23	-40+Δ	0

Продолжение таблицы А4

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

### Продолжение таблицы А4

Номи- нальные 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		-6	-10	-14	-	-18	-	-20	-	-26								
Св. 3 до 6	Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35								
Св. 6 до 10		-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-42								
Св. 10 до 14		-18	-23	-28	-	-33	-	-40	-	-50								
Св. 14 до 18								-39	-45	-	-60							
Св. 18 до 24		-22	-28	-35	-	-41	-48	-55	-64	-75	-88							
Св. 24 до 30																		
Св. 30 до 40		-26	-34	-43	-	-48	-60	-68	-80	-94	-112							
Св. 40 до 50																		
Св. 50 до 65		-32	-41	-53	-	-66	-87	-102	-122	-144	-172							
Св. 65 до 80												-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174
Св. 80 до 100	-37	-51	-71	-	-91	-124	-146	-178	-214	-258								
Св. 100 до 120											-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310
Св. 120 до 140	-43	-63	-92	-	-122	-170	-202	-248	-300	-365								
Св. 140 до 160											-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415
Св. 160 до 180											-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465

Св. 180 до 200		-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520
Св. 200 до 225			-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575
Св. 225 до 250		-64	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	
Св. 250 до 280		-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710
Св. 280 до 315	-98		-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	
Св. 315 до 355	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	
Св. 355 до 400		-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	

### Продолжение таблицы А4

Номи- нальные 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										
Св. 400 до 450		-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100
Св. 450 до 500	-132		-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**  
(справочное)

**Таблица Б1 – Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные. Кольца внутренние (по СТ СЭВ 774)**

Номинальный диаметр отверстия $d$ , мм	Отверстие						Ширина кольца $B$	ширины кольца $U_p$ Непостоянство	Радиальное биение дорожки качения $R_r$	
	Цилиндрическое		Коническое (конусность 1 : 12) $\Delta d_k - \Delta d$	Отклонения, мкм		Класс точности P0				
	$d_m$	$d^*$								
	верхнее	нижнее								верхнее
От 0,6 до 2,5	0	-8	+1	-9	0	-	0	-40	12	10
Св. 2,5 до 10	0	-8	+2	-10	0	+15	0	-120	15	10
» 10 » 18	0	-8	+3	-11	0	+18	0	-120	20	10
» 18 » 30	0	-10	+3	-13	0	+21	0	-120	20	13
» 30 » 50	0	-12	+3	-15	0	+25	0	-120	20	15
» 50 » 80	0	-15	+4	-19	0	+30	0	-150	25	20
» 80 » 120	0	-20	+5	-25	0	+35	0	-200	25	25
» 120 » 180	0	-25	+6	-31	0	+40	0	-250	30	30
» 180 » 250	0	-30	+8	-38	0	+46	0	-300	30	40

Класс точности P6										
От 0,6 до 2,5	0	-7	+1	-8	0	-	0	-40	12	5
Св. 2,5 до 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 Б2 – Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные. Кольца наружные (по СТ СЭВ 774)**

Номинальный наружный диаметр $D$ , мм	Допускаемые отклонения, мкм						
	наружного диаметра кольца						
	$D_m$			$D^*$			
	Классы точности						
0,6	0	6	0	6	0	6	
верхние	нижние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние	
От 2,5 до 6	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8
Св. 6 до 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 Б3 – Нормальные размеры (мм) радиальных шариковых и роликовых и радиально – упорных подшипников**

Условное обозначение подшипника (правая часть)	$d$	$D$	Ширина $B$ по сериям			$r$ по сериям
			узкой	нормальной	широкой	
			0	1	2	
			0	1	2	0-2

...208	40	80	18	-	23	2	
...209	45	85	19				
...210	50	90	20				
...211	55	100	21		25	2,5	
...212	60	110	22		28		
...213	65	120	23				
...214	70	125	24		31		
...215	75	130	25				
...216	80	140	26				
...217	85	150	28		33	3	
...218	90	160	30				36
...219	95	170	32				40
...220	100	180	34		43	3,5	
...221	105	190	36		46		
...222	110	200	38		50		
...224	120	215	40	42	58		
...226	130	230				46	64
...228	140	250	42	50	68		
...230	150	270	45	54		4	
...232	160	290	48	58			73
					80		

...2/670	670	1220	175	243	315	18
...2/710	710	1280	180	250	325	
...2/750	750	1360	195	265	345	
...2/800	800	1420	200	272	355	
Средняя серия диаметров 3						
...033	3	13	5	-	-	0,5
...034	4	16				
...035	5	19				
...036	6	22	6	11		
...037	7	26	7	13		
...038	8	28	9	14	1	
...039	9	30				
...300	10	35	10			
...301	12	37	11	17	1,5	
...302	15	42	12	19		
...303	17	47	13	21	2	
...304	20	52	14			
-	22	56	15	16		

Продолжение таблицы БЗ

Условное обозначение подшипника (правая часть)	d	D	Ширина B по сериям			r по сериям
			узкой	нормальной	широкой	
			0	1	2	
...234	170	310	52	62	86	5
...236	180	320	55	65	92	
...238	190	340	58	70	98	
...240	200	360	65	78	108	
...244	220	400	72	85	120	6
...248	240	440	80	90	130	
...252	260	480				
...256	280	500	85			
...260	300	540	92	98	140	8
...264	320	580		105	150	
...268	340	620	95	118	165	
...272	360	650		122	170	
...276	380	680	103	132	175	10
...280	400	720		140	185	
...284	420	760		150	195	
...288	440	790	112	155	200	12
...292	460	830	118	165	212	
...296	480	870	125	170	224	15
...2/500	500	920	136	185	243	
...2/530	530	980	145	200	258	
...2/560	560	1030	150	206	272	
...2/600	600	1090	155	212	280	
...2/630	630	1150	165	230	300	

Продолжение таблицы БЗ

Условное обозначение подшипника (правая часть)	d	D	Ширина B по сериям			r по сериям
			узкой	нормальной	широкой	
			0	1	2	
...305	25	62	17	-	24	2
-	28	68	18			
...306	30	72	19			
-	32	75	20		27	
...307	35	80	21		28	
...308	40	90	23		31	2,5
...309	45	100	25		33	
...310	50	110	27		36	3
...311	55	120	29		40	
...312	60	130	31		43	
...313	65	140	33		46	3,5
...314	70	150	35		48	
...315	75	160	37		51	
...316	80	170	39		55	
...317	85	180	41		58	
...318	90	190	43	60	4	
...319	95	200	45	64		
...320	100	215	47	67		
...321	105	225	49	73		
...322	110	240	50	77		
...324	120	260	55	80		
...326	130	280	58	86		
				93		

				75		
				79		5
				84		
				88		
				92		
				97		
				106		6
				114		
				123		
...328	140	300	62	102	102	
...330	150	320	65	108	108	8
...332	160	340	68	114	114	
...334	170	360	72	120	120	
...336	180	380	75	126	126	
...338	190	400	78	132	132	10
...340	200	420	80	138	138	
...344	220	460	88	145	145	
...348	240	500	95	155	155	12
...352	260	540	102	165	165	

Таблица Б4 – 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	<i>h5, h6, g5, g6</i> <i>j6*, js6</i>	<i>H6, H7</i>		<i>H6, H7, H8*</i>
	Св. 80 до 260		<i>G6, G7</i>		
	Св. 260 до 500	<i>j6, js6</i>			
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300%					
Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных	До 80	<i>h5, h6</i>	<i>J6, Js7</i>		<i>J6, Js7</i>
	Св. 80 до 260		<i>H6, H7</i>		
	Св. 260	<i>g5, g6</i>			
Роликовые конические двухрядные	До 120	<i>h5, h6</i>	<i>H6, H7</i>		<i>J6, Js7</i>
	Св. 120	<i>g5, g6</i>			
Нагрузка любая					

Игольчатые штампованные	Все размеры	<i>k5, k6**</i> <i>js5, js6**</i>	<i>K6, K7***</i> <i>Js6, Js7</i>	<i>J6, Js7</i> (в стальной стакан)
* Поля допусков <i>j6</i> и <i>H8</i> применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой. ** Соединения подшипников с валами <i>k5, k6, js5, js6</i> осуществляют с помощью селективной сборки. *** Для корпусов из цветного металла.				

Таблица Б5 – Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов и корпусов с циркуляционно нагруженными кольцами

Диаметр <i>d</i> отверстия внутреннего кольца подшипника, мм	Допускаемые значения $P_R$ , кН/м			
	Поля допусков для валов			
	<i>js5, js6</i>	<i>k5, k6</i>	<i>m5, m6</i>	<i>n5, n6</i>
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

Продолжение таблицы Б5

Диаметр <i>D</i> наружного кольца, мм	Допускаемые значения $P_R$ , кН/м			
	Поля допусков для корпусов			
	<i>K6, K7</i>	<i>M6, M7</i>	<i>N6, N7</i>	<i>P7</i>
Св. 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 Б6 – Поля допусков валов и отверстий корпусов для установки подшипников качения (по СТ СЭВ 773)

Класс точности подшипника	Посадочная поверхность	Система посадок	Поля допусков	Квалитеты
2	Вал	Система отверстия	<i>h3, js3</i>	3
2; 4; 5			<i>g4, h4, js4, k4, m4, n4</i>	4
4; 5			<i>g5, h5, js5 (j5), k5, m5, n5</i>	5

6; 0			<i>f6, g6, h6, js6 (j6), k6, m6, n6, p6, r6</i>	6
2	Отверстие	Система вала	<i>H4, Js4</i>	4
2; 4; 5			<i>H5, Js5, K5, M5</i>	5
4; 5			<i>G6, H6, Js6 (J6), K6, M6, N6, P6</i>	6
			<i>G7, H7, Js7 (J7), K7, M7, N7, P7</i>	7
6; 0			<i>E8, H8</i>	8
			<i>H9</i>	9

ПРИЛОЖЕНИЕ В  
(справочное)

Таблица В1 – Допуски и отклонения гладких калибров для размеров до 500 мм (по СТ СЭВ 157)

Изделия	Квалитеты допусков	Обозначения	Интервалы размеров, мм												Допуск на форму калибра
			До 3	до 6	до 10	до 18	до 30	до 50	до 80	до 120	180	250	315	400	
			Свыше 3	Свыше 6	Свыше 10	Свыше 18	Свыше 30	Свыше 50	Свыше 80	Свыше 120	Свыше 180	Свыше 250	Свыше 315	Свыше 400	
Допуски в мкм															
6	Z		1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5			

	<i>Y</i>	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4			
	<i>Z<sub>I</sub></i>	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7			
	<i>Y<sub>I</sub></i>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5			
	<i>H</i>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7			
	<i>H<sub>I</sub></i>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10			
	<i>H<sub>P</sub></i>	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5			
7	<i>Z, Z<sub>I</sub></i>	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	<i>IT2</i>
	<i>Y, Y<sub>I</sub></i>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	<i>IT1</i>
	<i>H, H<sub>I</sub></i>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	<i>IT1</i>
	<i>H<sub>P</sub></i>	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	
8	<i>Z, Z<sub>I</sub></i>	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	<i>IT2</i>
	<i>Y, Y<sub>I</sub></i>	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	<i>IT3</i>
	<i>H</i>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	<i>IT1</i>
	<i>H<sub>I</sub></i>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	
	<i>H<sub>P</sub></i>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	
9	<i>Z, Z<sub>I</sub></i>	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	<i>IT2</i>
	<i>Y, Y<sub>I</sub></i>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	<i>IT3</i>
	<i>H</i>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	<i>IT1</i>
	<i>H<sub>I</sub></i>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	
	<i>H<sub>P</sub></i>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	
10	<i>Z, Z<sub>I</sub></i>	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	<i>IT2</i>
	<i>Y, Y<sub>I</sub></i>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	<i>IT3</i>
	<i>H</i>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	<i>IT1</i>
	<i>H<sub>I</sub></i>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	
	<i>H<sub>P</sub></i>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	

Таблица В2 – Основные размеры соединений с призматическими шпонками, мм (по СТ СЭВ 23360)

Диаметр вала <i>d</i>	Номинальные размеры шпонки				Номинальные размеры паза				
	<i>b × h</i>	Фаска <i>s</i>		Интервалы длин <i>l</i>		Глубина		Радиус закругления или фаска <i>s<sub>1</sub> × 45°</i>	
		max	min	от	до	на валу <i>t<sub>1</sub></i>	во втулке <i>t<sub>2</sub></i>	max	min
От 6 до 8	2 × 2	0,25	0,16	6	20	1,2	1,0	0,16	0,08
Св. 8 до 10	3 × 3			6	36	1,8	1,4		
« 10 « 12	4 × 4			8	45	2,5	1,8		



Св. 12 до 17 « 17 « 22 « 22 « 30	5 × 5 6 × 6 8 × 7	0,40	0,25	10 14 18	56 70 90	3,0 3,5 4,0	2,3 2,8 3,3	0,25	0,16
Св. 30 до 38 « 38 « 44 « 44 « 50 « 50 « 58 « 58 « 65	10 × 8 12 × 8 14 × 9 16 × 10 18 × 11	0,60	0,40	22 28 36 45 50	110 140 160 180 200	5,0 5,0 5,5 6,0 7,0	3,3 3,3 3,8 4,3 4,4	0,4	0,25
Св. 65 до 75 « 75 « 85 « 85 « 95 « 95 « 110 « 110 « 130	20 × 12 22 × 14 25 × 14 28 × 16 32 × 18	0,80	0,60	56 63 70 80 90	220 250 280 320 360	7,5 9,0 9,0 10,0 11,0	4,9 5,4 5,4 6,4 7,4	0,6	0,4
Св. 130 до 150 « 150 « 170 « 170 « 200 « 200 « 230	36 × 20 40 × 22 45 × 25 50 × 28	1,20	1,00	100 100 110 125	400 400 450 500	12,0 13,0 15,0 17,0	8,4 9,4 10,4 11,4	0,7	0,7
Св. 230 до 260 « 260 « 290 « 290 « 330	56 × 32 63 × 32 70 × 36	2,00	1,60	140 160 180	500	20,0 20,0 22,0	12,4 12,4 14,4	1,2	1,2
Св. 330 до 380 « 380 « 440 « 440 « 500	80 × 40 90 × 45 100 × 50	3,00	2,50	200 220 250	500	25,0 28,0 31,0	15,4 17,4 19,5	2,0	2,0

Таблица В3 – Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с призматическими шпонками (по ГОСТ 23360)

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	$h_{11}, h_9$ **	$h_{14}$	-	-	-

Паз	-	H15	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0
* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус. ** При $h = 2 \div 6$ мм					

Таблица В4 – Предельные отклонения по ширине  $b$  шпоночных соединений с призматическими шпонками (по ГОСТ 26360) 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 Паз	$h_9$ -	- $H_9$	- $D_{10}$	- $N_9$	- $J_s_9$	- $P_9$	
Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных выше полей допусков							
Ширина шпонки	$h_9$		$h_9$		$h_9$		
Ширина паза на валу	$P_9$		$N_9$		$H_9, N_9$		
Ширина паза во втулке	$J_s_9$		$D_{10}, J_s_9$		$D_{10}$		
Назначение посадок	Для единичного и серийного производства		Для серийного и массового производства		Для направляющих шпонок		

Таблица В5 – Значение коэффициентов  $\mu$  и  $\sigma_T$  для расчета посадок с натягом

Марка материала	$\sigma_T$ , Па	$\mu$	Марка материала	$\sigma_T$ , Па	$\mu$
Сталь 25	$2,74 \cdot 10^8$	0,3	Чугун 28 – 48	$2,74 \cdot 10^8$	0,25
Сталь 30	$2,94 \cdot 10^8$		Бронза Бр. АЖН-11-6-6	$3,92 \cdot 10^8$	
Сталь 35	$3,14 \cdot 10^8$		Латунь ЛмцОС8-2-2-2	$3,43 \cdot 10^8$	
Сталь 40	$3,33 \cdot 10^8$				
Сталь 45	$3,53 \cdot 10^8$				

--	--	--	--	--	--

ПРИЛОЖЕНИЕ Г  
(справочное)

Таблица Г1 – Обозначения и зависимости геометрических параметров соединений шлицевых эвольвентных с углом профиля 30° (по ГОСТ 6033)

Параметр	Обозначения	Зависимость
1	2	3
Исходные:		
модуль	$m$	-
делительный окружной шаг	$p$	$p = \pi m$
число зубьев	$z$	-
угол профиля зуба	$\alpha$	$\alpha = 30^\circ$
диаметр делительной окружности	$d$	$d = mz$
диаметр основной окружности	$d_b$	$d_b = mz \cos \alpha$
Номинальная делительная окружная толщина зуба валв (впадины втулки)	$s (e)$	$s = e = (\pi/2) m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$
Номинальный (исходный) диаметр соединения (равен номинальному диаметру отверстия шарикоподшипника)	$D$	$D = mz + 2xm + 1,1m$
Смещение исходного контура	$xm$	$xm = 1/2 [D - m (z + 1,1)]$
Исходные высоты:	$H$	$H = H_a + H_f$
зуба втулки	$H_a$	$H_a = 0,45m$
головки зуба втулки	$H_f$	$H_f = 0,77m$
ножки зуба втулки		$H_{f \min} = 0,55m$
при плоской форме дна впадины		$H_{f \max} = 0,65m$
при закругленной форме дна впадины	$h$	$h_{\min} = h_a + h_{f \min}$
зуба вала	$h_a$	$h_a = 0,45m$
головки зуба вала		$h_a = 0,55m$
при центрировании по боковым поверхностям зубьев		
при центрировании по наружному диаметру	$h_f$	$h_{f \min} = 0,55m$
ножки зуба вала		$h_{f \max} = 0,65m$
при плоской форме дна впадины		$h_{f \max} = 0,83m$
при закругленной форме дна впадины	$\rho_f$	$\rho_{f \min} = 0,15m$
Радиус кривизны переходной кривой зуба	$D_f$	
Номинальные диаметры:		
окружности впадин втулки (является номинальным при $H_f = 0,55m$ )		$D_f = D$
при плоской форме дна впадины		$D_{f \min} = D + 0,44m$
при закругленной форме дна впадины		

Продолжение таблицы Г1

Параметр	Обозначения	Зависимость
1	2	3
окружности вершин зубьев втулки	$D_a$	$D_a = D - 2m$

окружности впадин вала (является номинальным при $h_f = 0,55m$ ) при плоской форме дна впадины при закругленной форме дна впадины	$d_f$	$d_{fmax} = D - 2,2m$ $d_{fmax} = D - 2,76m$
---	-------	---

Таблица Г2 – Предельные отклонения ширины впадин втулки  $e$  и толщины зубьев  $s$ , а также посадки соединения при центрировании по боковым сторонам зубьев (по ГОСТ 6033)

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	ES	+25	+28	+32	+36	+40	-	-
		EL <sub>e</sub>	+9	+10	+12	+14	+15	-	-
		EI	0	0	0	0	0	-	-
	2 – 4	ES	-	+32	+36	+40	+45	+50	-
		EL <sub>e</sub>	-	+12	+14	+15	+17	+18	-
		EI	-	0	0	0	0	0	-
	5 – 10	ES	-	-	+40	+45	+50	+56	+63
		EL <sub>e</sub>	-	-	+15	+17	+18	+20	+23
		EI	-	-	0	0	0	0	0
9H	0,5 – 1,5	ES	+50	+56	+63	+71	+80	-	-
		EL <sub>e</sub>	+18	+20	+23	+26	+30	-	-
		EI	0	0	0	0	0	-	-
	2 – 4	ES	-	+63	+71	+80	+90	+100	-
		EL <sub>e</sub>	-	+23	+26	+30	+34	+37	-
		EI	-	0	0	0	0	0	-
	5 – 10	ES	-	-	+80	+90	+100	+112	+125
		EL <sub>e</sub>	-	-	+30	+34	+37	+41	+45
		EI	-	-	0	0	0	0	0
11H	0,5 – 1,5	ES	+100	+112	+125	+140	+160	-	-
		EL <sub>e</sub>	+37	+41	+45	+50	+60	-	-
		EI	0	0	0	0	0	-	-
	2 – 4	ES	-	+125	+140	+160	+180	+200	-
		EL <sub>e</sub>	-	+45	+50	+60	+68	+75	-
		EI	-	0	0	0	0	0	-

Продолжение таблицы Г2

	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

Поле допуска		ния	Предельные отклонения, мкм						
11H	5 – 10	ES	-	-	+160	+180	+200	+224	+250
		EL <sub>e</sub>	-	-	+60	+68	+75	+84	+90
		EI	-	-	0	0	0	0	0
Отклонения толщины зуба вала $s$									
7f	0,5 – 1,5	es	-16	-18	-20	-22	-25	-	-
		es <sub>e</sub>	-24	-28	-32	-36	-40	-	-
		ei	-41	-46	-52	-58	-65	-	-
	2 – 4	es	-	-20	-22	-25	-28	-32	-
		es <sub>e</sub>	-	-32	-36	-40	-45	-50	-
		ei	-	-52	-52	-65	-73	-82	-
	5 – 10	es	-	-	-25	-28	-32	-36	-40
		es <sub>e</sub>	-	-	-40	-45	-50	-56	-63
		ei	-	-	-65	-73	-82	-92	-103
7h	0,5 – 1,5	es	0	0	0	0	0	-	-
		es <sub>e</sub>	-9	-10	-12	-14	-15	-	-
		ei	-25	-28	-32	-36	-40	-	-
	2 – 4	es	-	0	0	0	0	0	-
		es <sub>e</sub>	-	-12	-14	-15	-17	-18	-
		ei	-	-32	-36	-40	-45	-50	-
	5 – 10	es	-	-	0	0	0	0	0
		es <sub>e</sub>	-	-	-15	-17	-18	-20	-23
		ei	-	-	-40	-45	-50	-56	-63
7n	0,5 – 1,5	es	+32	+36	+40	+44	+50	-	-
		es <sub>e</sub>	+23	+26	+28	+30	+35	-	-
		ei	+7	+8	+8	+8	+10	-	-
	2 – 4	es	-	+40	+44	+50	+56	+64	-
		es <sub>e</sub>	-	+28	+30	+35	+39	+46	-
		ei	-	+8	+8	+10	+11	+14	-
	5 – 10	es	-	-	+50	+56	+64	+72	+80
		es <sub>e</sub>	-	-	+35	+38	+46	+52	+57
		ei	-	-	+10	+11	+14	+16	+17
8f	0,5 – 1,5	es	-16	-18	-20	-22	-25	-	-
		es <sub>e</sub>	-30	-33	-37	-40	-45	-	-
		ei	-32	-38	-45	-52	-60	-	-
	2 – 4	es	-	-20	-22	-25	-28	-32	-
		es <sub>e</sub>	-	-37	-40	-45	-51	-58	-
		ei	-	-65	-72	-81	-91	-103	-
	5 – 10	es	-	-	-25	-28	-32	-36	-40
		es <sub>e</sub>	-	-	-45	-51	-58	-66	-74
		ei	-	-	-81	-91	-103	-116	-130

Продолжение таблицы Г2

	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

Поле допуска	Модуль, мм	чение отклонения	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						
8k	0,5 – 1,5	es	+16	+18	+20	+22	+25	-	-
		es <sub>e</sub>	+2	+3	+3	+4	+5	-	-
		ei	-20	-22	-25	-28	-31	-	-
	2 – 4	es	-	+20	+22	+25	+28	+32	-
		es <sub>e</sub>	-	+3	+4	+5	+5	+6	-
		ei	-	-25	-28	-31	-35	-39	-
5 – 10	es	-	-	+25	+28	+32	+36	+40	
	es <sub>e</sub>	-	-	+5	+5	+6	+6	+6	
	ei	-	-	-31	-35	-39	-44	-50	
8p	0,5 – 1,5	es	+48	+54	+60	+66	+75	-	-
		es <sub>e</sub>	+34	+39	+43	+48	+55	-	-
		ei	+12	+14	+15	+16	+19	-	-
	2 – 4	es	-	+60	+66	+75	+84	+96	-
		es <sub>e</sub>	-	+43	+48	+55	+61	+70	-
		ei	-	+15	+16	+19	+21	+25	-
5 – 10	es	-	-	+75	+84	+96	+108	+120	
	es <sub>e</sub>	-	-	+55	+61	+70	+78	+86	
	ei	-	-	+19	+21	+25	+28	+30	
9d	0,5 – 1,5	es	-32	-36	-40	-44	-50	-	-
		es <sub>e</sub>	-50	-56	-63	-70	-80	-	-
		ei	-82	-92	-103	-115	-130	-	-
	2 – 4	es	-	-40	-44	-50	-56	-64	-
		es <sub>e</sub>	-	-63	-70	-80	-90	-101	-
		ei	-	-103	-115	-130	-146	-164	-
5 – 10	es	-	-	-50	-56	-64	-72	-80	
	es <sub>e</sub>	-	-	-80	-90	-101	-113	-125	
	ei	-	-	-130	-146	-164	-184	-205	
9g	0,5 – 1,5	es	-8	-9	-10	-11	-12	-	-
		es <sub>e</sub>	-26	-29	-33	-37	-42	-	-
		ei	-58	-65	-73	-82	-92	-	-
	2 – 4	es	-	-10	-11	-12	-14	-16	-
		es <sub>e</sub>	-	-33	-37	-42	-48	-53	-
		ei	-	-73	-82	-92	-104	-116	-
5 – 10	es	-	-	-12	-14	-16	-18	-20	
	es <sub>e</sub>	-	-	-42	-48	-53	-59	-65	
	ei	-	-	-92	-104	-116	-130	-145	
9h	0,5 – 1,5	es	-8	-9	-10	-11	-12	-	-
		es <sub>e</sub>	-26	-29	-33	-37	-42	-	-
		ei	-58	-65	-73	-82	-92	-	-
	2 – 4	es	-	-10	-11	-12	-14	-16	-
		es <sub>e</sub>	-	-33	-37	-42	-48	-53	-
		ei	-	-73	-82	-92	-104	-116	-

Продолжение таблицы Г2

Обозна	Диаметр делительной окружности, мм
--------	------------------------------------

Поле допуска	Модуль, мм	чение отклонения	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						
9h	5 – 10	es	-	-	0	0	0	0	0
		es <sub>e</sub>	-	-	-30	-34	-37	-41	-45
		ei	-	-	-80	-90	-100	-112	-125
9r	0,5 – 1,5	es	+64	+72	+80	+88	+100	-	-
		es <sub>e</sub>	+46	+52	+57	+62	+70	-	-
		ei	+14	+16	+17	+17	+20	-	-
	2 – 4	es	-	+80	+88	+100	+112	+128	-
		es <sub>e</sub>	-	+57	+62	+70	+78	+91	-
		ei	-	+17	+17	+20	+22	+28	-
5 – 10	es	-	-	+100	+112	+128	+144	+160	
	es <sub>e</sub>	-	-	+70	+78	+91	+103	+115	
	ei	-	-	+20	+22	+28	+32	+35	
10d	0,5 – 1,5	es	-32	-36	-40	-44	-50	-	-
		es <sub>e</sub>	-58	-66	-74	-81	-91	-	-
		ei	-102	-116	-130	-144	-162	-	-
	2 – 4	es	-	-40	-44	-50	-56	-64	-
		es <sub>e</sub>	-	-74	-81	-91	-101	-114	-
		ei	-	-130	-144	-162	-181	-204	-
5 – 10	es	-	-	-50	-56	-64	-72	-80	
	es <sub>e</sub>	-	-	-91	-101	-114	-132	-148	
	ei	-	-	-162	-181	-204	-232	-260	
11a	0,5 – 1,5	es	-80	-90	-100	-110	-125	-	-
		es <sub>e</sub>	-117	-131	-145	-160	-185	-	-
		ei	-180	-202	-225	-250	-285	-	-
	2 – 4	es	-	-100	-110	-125	-140	-160	-
		es <sub>e</sub>	-	-145	-160	-185	-208	-235	-
		ei	-	-225	-250	-285	-320	-360	-
5 – 10	es	-	-	-125	-140	-160	-180	-200	
	es <sub>e</sub>	-	-	-185	-208	-235	-264	-290	
	ei	-	-	-285	-320	-360	-404	-450	
11c	0,5 – 1,5	es	-48	-54	-60	-66	-75	-	-
		es <sub>e</sub>	-85	-95	-105	-116	-135	-	-
		ei	-148	-166	-185	-206	-235	-	-
	2 – 4	es	-	-60	-66	-75	-84	-96	-
		es <sub>e</sub>	-	-105	-116	-135	-152	-171	-
		ei	-	-185	-206	-235	-264	-296	-
5 – 10	es	-	-	-75	-84	-96	-108	-120	
	es <sub>e</sub>	-	-	-135	-152	-171	-192	-210	
	ei	-	-	-235	-264	-296	-332	-370	

Посадки при центрировании по боковым сторонам зубьев  $s = e$ :

7H/7h; 7H/8k; 7H/7n; 7H/8p; 7H/9p; 9H/7f; 9H/8f; 9H/9g; 9H/9h; 9H/8k; 11H/10d

Допускается применение других посадок, образованных сочетанием приведенных полей допусков.

Таблица Г3 – Поля допусков размеров  $D_f$ ,  $d_a$ ,  $e$  и  $s$  при центрировании по наружным диаметрам  $D_f$  и  $d_a$

(по ГОСТ 6033)

Центрирующие диаметры	Поля допусков	
	1 – й ряд	2 – й ряд
$D_f$ $d_a$	$H7$ $n6, j6, h6, g6, f7$	$H8$ $n6, h6, g6, f7$
Размеры	Поля допусков	
$e$ $s$	$9H, 11H$ $9h, 9g, 9d, 11c, 11a$	

Таблица Г4 – Поля допусков нецентрирующих диаметров для разных способов центрирования (по ГОСТ 6033)

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