

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

НОРМИРОВАНИЕ И КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТИ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕХАНИЗМОВ

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Часть 1

Методические указания
к выполнению курсовой работы по дисциплинам
«Основы взаимозаменяемости»,
«Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения»,
«Нормирование точности в машиностроении»,
«Взаимозаменяемость, метрология, стандартизация
и управление качеством»
для студентов очной, заочной и очно-заочной форм обучения
технических направлений

Севастополь
СевГУ
2016

УДК 531.7

Рецензент:

В.В. Мешков - директор Политехнического института

Составители: Н.А. Волошина, О.В. Филипович, Н.А. Балакина

Нормирование и контроль точности типовых соединений механизмов. Цилиндрические соединения (Часть 1): метод. указания к выполнению курсовой работы / Сост. Н.А. Волошина, О.В. Филипович, Н.А. Балакина. – Севастополь: СевГУ, 2016. – 58 с.

Предназначены для учебно-методического обеспечения дисциплин «Основы взаимозаменяемости», «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», «Нормирование точности в машиностроении», «Взаимозаменяемость, метрология, стандартизация и управление качеством».

Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении курсовой работы по дисциплинам «Основы взаимозаменяемости», «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», «Нормирование точности в машиностроении», «Взаимозаменяемость, метрология, стандартизация и управление качеством». Овладение навыками расчета и выбора посадок цилиндрических соединений для случаев подвижного и неподвижного сопряжения деталей.

УДК 531.7

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Приборные системы и автоматизация технологических процессов» 29 января 2016 г., протокол № 6.

Рекомендовано в качестве методических указаний для студентов очной, заочной и очно-заочной форм обучения технических направлений.

СОДЕРЖАНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	4
1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ.....	5
1.1. Цель работы	5
1.2. Содержание курсовой работы.....	5
1.3. Оформление курсовой работы.....	5
2. СИСТЕМА ДОПУСКОВ НА ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ	7
3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	12
3.1. Введение.....	12
3.2. Цилиндрические соединения	12
3.3. Расчет посадок с зазором.....	14
3.4. Расчет переходных посадок	22
3.5. Расчет посадок с натягом	26
3.6. Расчет и выбор посадок подшипников качения.....	31
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	433
ПРИЛОЖЕНИЕ А	444
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	455
ПРИЛОЖЕНИЕ В	47
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	53
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	56
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	58

ОБОЗНАЧЕНИЯ

D_H	– номинальный размер внутреннего размерного элемента (отверстия)
d_H	– номинальный размер наружного размерного элемента (вала)
ES	– верхнее предельное отклонение внутреннего размерного элемента (отверстия)
EI	– нижнее предельное отклонение внутреннего размерного элемента (отверстия)
es	– верхнее предельное отклонение наружного размерного элемента (вала)
ei	– нижнее предельное отклонение наружного размерного элемента (вала)
$D_{\max}$	– верхний предельный размер внутреннего размерного элемента (отверстия)
$D_{\min}$	– нижний предельный размер внутреннего размерного элемента (отверстия)
$d_{\max}$	– верхний предельный размер наружного размерного элемента (вала)
$d_{\min}$	– нижний предельный размер наружного размерного элемента (вала)
T_D	– допуск внутреннего размерного элемента (отверстия)
T_d	– допуск наружного размерного элемента (вала)
T_N	– диапазон посадки с натягом
T_S	– диапазон посадки с зазором
$S_{\max}$	– наибольший зазор
$S_{\min}$	– наименьший зазор
$N_{\max}$	– наибольший натяг
$N_{\min}$	– наименьший натяг
d	– диаметр отверстия подшипника (диаметр внутреннего кольца подшипника)
D	– наружный диаметр подшипника (диаметр наружного кольца подшипника)
B	– ширина внутреннего кольца подшипника
C	– ширина наружного кольца подшипника
T	– ширина (монтажная высота) роликового конического подшипника
Δd	– отклонение диаметра отверстия подшипника
ΔD	– отклонение наружного диаметра подшипника
r	– размер фаски
L	– обозначение основного отклонения для внутреннего диаметра подшипника
l	– обозначение основного отклонения для наружного диаметра подшипника

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

1.1. Цель работы

Курсовая работа ставит своей целью закрепление знаний и привитие практических навыков студентам по дисциплинам «Основы взаимозаменяемости», «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения», «Нормирование точности в машиностроении», «Взаимозаменяемость, метрология, стандартизация и управление качеством», изучение принципов взаимозаменяемости деталей машиностроения в различных соединениях, а также справочной и нормативной литературы.

В ходе выполнения курсовой работы студент должен проявить:

- знание теоретических основ взаимозаменяемости, метрологии, стандартизации и технических измерений;
- умение производить расчет и выбор стандартных допусков и посадок для всех типов соединений и деталей узлов;
- умение использовать Единую систему конструкторской документации (ЕСКД) и другие действующие нормативные документы (ГОСТ Р, ГОСТ, РМГ); производить расчеты в единицах СИ;
- умение грамотно оформлять чертежи узлов и деталей согласно современным требованиям.

1.2. Содержание курсовой работы

Курсовая работа должна состоять из графической части общим объемом не менее одного листа формата А1 и пояснительной записки из 25...30 страниц формата А4.

Для выполнения курсовой работы выдается индивидуальное задание и сборочный чертеж узла. Вариант и исходные данные определяются по двум последним цифрам зачетной книжки студента. В задании указаны содержание и последовательность выполнения работ.

1.3. Оформление курсовой работы

Пояснительная записка содержит:

- титульный лист;
- задание на курсовую работу;
- содержание;
- введение;
- нормирование точности цилиндрических соединений;
- расчет и выбор посадок подшипников качения;
- расчет размеров и выбор конструкций предельных калибров;
- выбор универсальных средств измерений;

- расчет размерной цепи;
- схемы расположения интервалов допусков типовых соединений;
- нормирование требований к шероховатости поверхностей;
- нормирование требований к форме и расположению поверхностей;
- нормирование точности зубчатых колес;
- заключение;
- список использованных источников.

Пояснительная записка оформляется на бумаге формата А4 (210×297), на одной стороне листа с соблюдением требований к текстовым документам, установленным ГОСТ 2.105 – 95 – ЕСКД. Общие требования к текстовым документам и ГОСТ 2.106 – 96 – ЕСКД. Текстовые документы.

При выполнении пояснительной записки с применением ЭВМ используют следующие параметры: левое поле – 30 мм, правое – 15 мм, верхнее и нижнее – 20 мм, гарнитура шрифта – Times New Roman, размер символов – 14 pt, междустрочный интервал – 1,5 строки, обязательная нумерация страниц. Титульный лист считается первой страницей, номер на нем не ставится. Пример оформления титульного листа приведен в прил. А. Задание к курсовой работе состоит из двух листов, его текстовая часть приведена в прил. Б.

В списке использованных источников указывается автор, название, издательство, год издания и объем в страницах. Требования к его оформлению изложены в ГОСТ 7.1 – 2003 – «Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления».

Графическая часть работы выполняется на листах стандартных форматов в соответствии с требованиями ЕСКД и содержит:

- сборочный чертеж узла, выполненный на листе формата А2 (594×841) с указанием номинальных значений и классов допусков назначенных посадок, номинальные значения линейных размеров выбираются из рядов предпочтительных чисел (ГОСТ 6636 – 69);

- рабочие чертежи деталей, номера которых выбираются студентом согласно варианта задания на сборочном чертеже или преподавателем, выполненные на листах формата А3 (297×420) или А4 (210×297), требования к геометрическим параметрам указываются согласно ГОСТ 2.307 – 2011, ГОСТ 2.308 – 2011, ГОСТ 2.309 – 73.

Примеры оформления чертежей графической части курсовой работы приведены в прил. В.

Проверенная курсовая работа защищается студентом. Если работа содержит принципиальные ошибки, она должна быть исправлена и сдана для повторной проверки. Ошибки в пояснительной записке исправляются и записываются на обратной стороне предыдущего листа, а ошибки в графической части – рядом с исправляемым местом.

2. СИСТЕМА ДОПУСКОВ НА ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общие термины и определения для геометрических элементов устанавливает ГОСТ 31254 – 2004. Эти термины являются новыми по сравнению с применявшимися, они позволяют однозначно описывать и беспрепятственно математически определять различные виды геометрических элементов. К геометрическим элементам относятся точка, линия или поверхность. Полным геометрическим элементом является поверхность или линия на поверхности. К производным геометрическим элементам относятся средняя точка, средняя линия или средняя поверхность, которые произведены от одного или нескольких полных элементов. Взаимосвязь определений геометрических элементов показана на рис. 1.

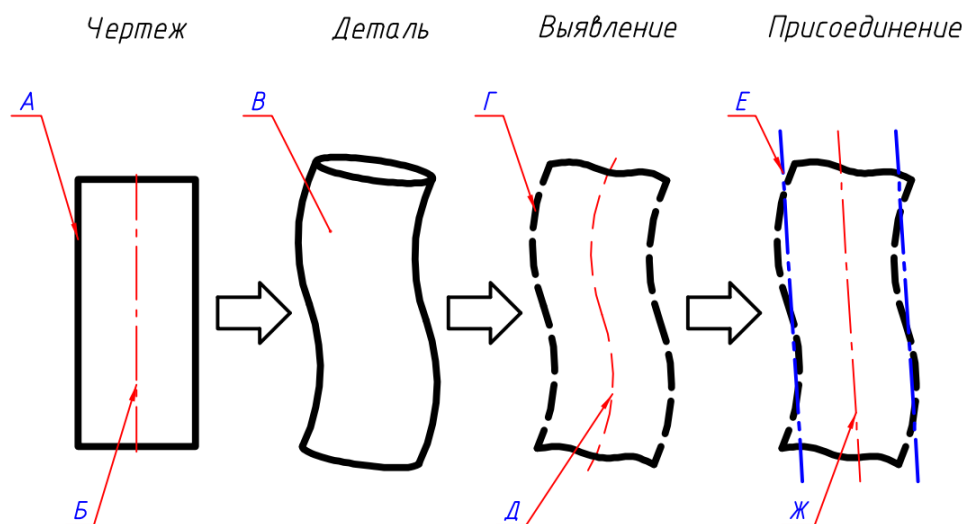


Рисунок 1 – Взаимосвязь определений геометрических элементов

На рис. 1 обозначены: А – номинальный полный элемент, Б – номинальный производный элемент, В – реальный элемент, Г – выявленный полный элемент, Д – выявленный производный элемент, Е – присоединенный полный элемент, Ж – присоединенный производный элемент.

Размерным элементом называется геометрическая форма, определяемая линейным или угловым размером. В предыдущих версиях стандартов применялись термины «гладкая деталь» и «гладкий элемент детали». Размерными элементами могут быть цилиндр, сфера, две параллельные противоположные стороны.

Основные понятия и нормы точности для линейных размеров устанавливает ГОСТ 25346 – 2013 (ISO 286–1:2010), ГОСТ 25347 – 2013 (ISO 286–2:2010).

Отверстие – внутренний размерный элемент детали (включая внутренние размерные элементы, не являющиеся цилиндрическими).

Вал – наружный размерный элемент детали (включая наружные размерные элементы, не являющиеся цилиндрическими).

Графическое пояснение терминов представлено на рис. 2, а.

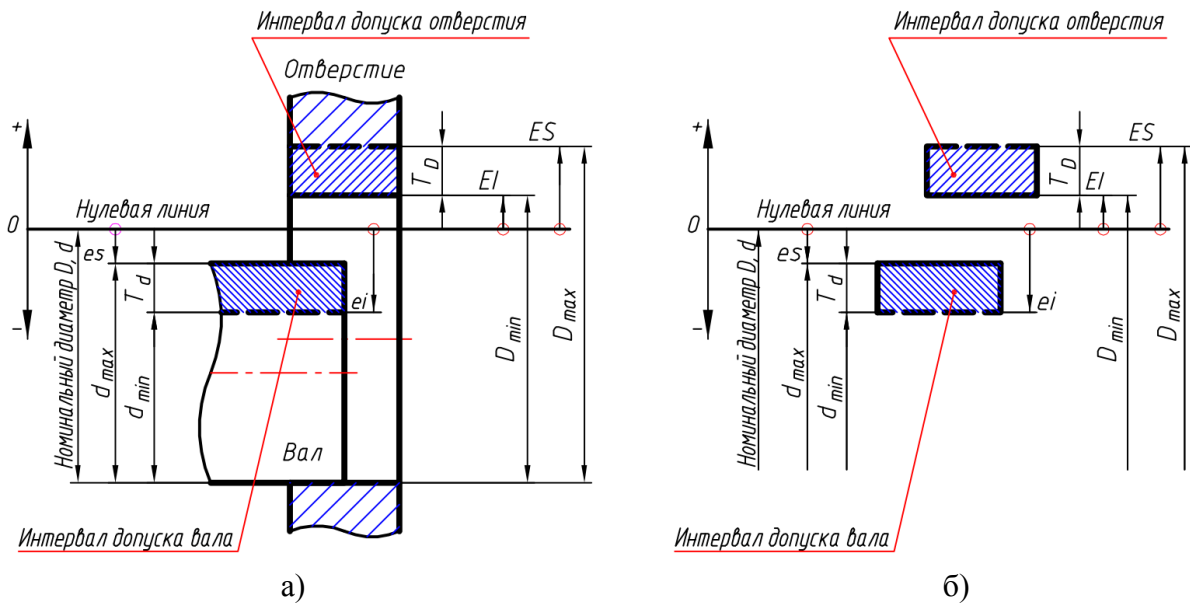


Рисунок 2 – Графическое пояснение терминов

Номинальный размер – размер геометрического элемента идеальной формы, определенной чертежом. Номинальный размер служит началом отсчета предельных отклонений и используется для расчета предельных размеров.

Верхнее предельное отклонение – алгебраическая разность между верхним предельным размером и номинальным размером. Для внутренних размерных элементов обозначается ES , а для наружных – es .

Нижнее предельное отклонение – алгебраическая разность между нижним предельным размером и номинальным размером. Для внутренних размерных элементов обозначается EI , а для наружных – ei .

Предельные размеры – предельно допустимые размеры размерного элемента.

Верхний предельный размер – это наибольший допустимый размер размерного элемента.

Нижний предельный размер – это наименьший допустимый размер размерного элемента.

Предельные размеры отверстия: $D_{max} = D_H + ES$ и $D_{min} = D_H + EI$.

Предельные размеры вала: $d_{max} = d_h + es$ и $d_{min} = d_h + ei$.

На рабочих чертежах деталей номинальные линейные размеры и их отклонения проставляют в миллиметрах без указания единицы

(ГОСТ 2.307 – 2011). При равенстве абсолютных значений отклонений их указывают один раз со знаком $\pm$ рядом с номинальным размером. В соответствии с ГОСТ 25346 – 2013 предельное отклонение равное нулю должно быть указано.

Предельные отклонения линейных размеров с неуказанными допусками рекомендуется устанавливать по ГОСТ 30893.1 – 2002. Пример (для класса точности средний): «Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – m».

Примеры рабочих чертежей типовых деталей приведены в прил. В.

Допуск – разность между верхним и нижним предельными размерами (верхним и нижним предельными отклонениями).

Допуск отверстия: $T_D = D_{\max} - D_{\min}$ или $T_D = ES - EI$,

Допуск вала: $T_d = d_{\max} - d_{\min}$ или $T_d = es - ei$.

Квалитет – группа допусков на линейные размеры, характеризующаяся общим обозначением. Обозначение квалитета состоит из номера, следующего за аббревиатурой *IT* (например, *IT7*). Если номер квалитета входит в обозначение класса допуска, то аббревиатуру *IT* опускают, например *H7*.

Значения стандартных допусков приведены в табл. Г1 прил. Г.

Пределы допуска – установленные значения, определяющие верхнюю и нижнюю границу допустимых значений.

Интервал допуска – совокупность значений размера между пределами допуска, включая эти пределы (ранее применялся термин «поле допуска»). Пример расположения интервалов допусков приведен на рис. 2, б.

Класс допуска – сочетание основного отклонения и квалитета.

Основное отклонение – предельное отклонение, определяющее расположение интервала допуска относительно номинального значения. Основное отклонение обозначается буквами латинского алфавита (прописными *A...ZC* для отверстий и строчными *a...zc* для валов). Числовые значения основных отклонений приведены в табл. Г2 и Г3 прил. Г.

Посадка – соединение наружного размерного элемента и внутреннего размерного элемента, участвующих в сборке. Посадки бывают с зазором, с натягом и переходные.

Зазором называется разность между размерами отверстия и вала, когда диаметр вала меньше диаметра отверстия.

Натягом называется разность между размерами отверстия и вала до сборки, когда диаметр вала больше диаметра отверстия.

Система посадок базируется на системе допусков ИСО на линейные размеры.

Посадка в системе отверстия – это посадка, в которой основное отклонение отверстия (*H*) равно нулю.

Посадка в системе вала – это посадка, в которой основное отклонение вала (h) равно нулю.

Схемы расположения интервалов допусков для посадок в системе отверстия (а) и в системе вала (б) представлены на рис. 3.

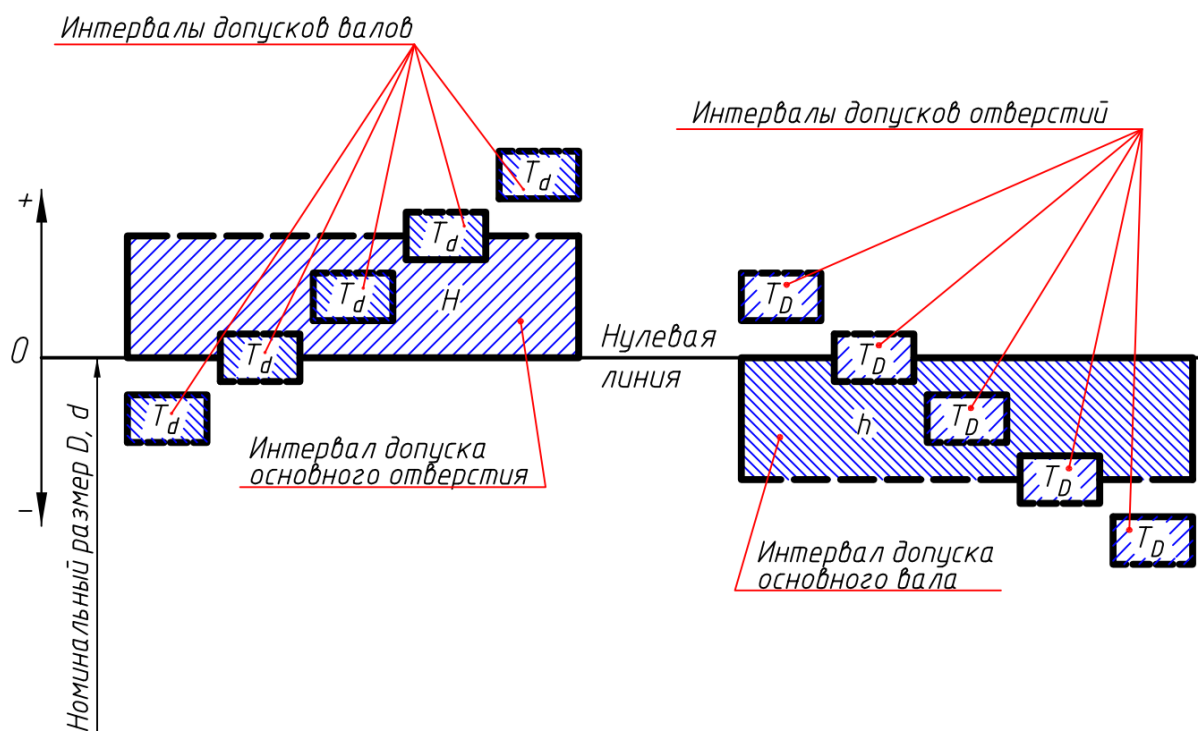


Рисунок 3 – Схемы расположения интервалов допусков для посадок в системе отверстия (а) и в системе вала (б)

Выбор системы посадок делают исходя из экономических соображений.

Для общего применения выбирают систему отверстия. Выбор системы отверстия позволяет избежать чрезмерного числа инструмента (например, протяжек) и калибров, применяемых при изготовлении изделия.

Систему вала следует применять в экономически обоснованных случаях (если на одной ступени вала необходимо установить несколько деталей с отверстиями, имеющими разные отклонения, то применение системы вала позволит упростить обработку вала).

Существуют два способа выбора посадки:

- назначение посадки по аналогичным соединениям;
- определение посадки путем расчета.

В первом случае посадку назначают, ориентируясь на известные соединения с аналогичными условиями работы. Сложность метода заключается в оценке и сопоставлении условий работы соединения в проектируемом механизме и аналоге.

Примеры назначения посадок приведены на сборочном чертеже механизма в прил. В.

Во втором случае – зазоры и/или натяги в посадке и диапазон посадки получают путем вычислений, результаты которых затем преобразуют в предельные отклонения и (если это возможно) в классы допуска. Классы допусков размеров двух сопрягаемых деталей, участвующих в посадке, целесообразно выбирать из числа предпочтительных.

Посадки предпочтительного применения в системе отверстия и системе вала приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1 – Предпочтительные посадки в системе отверстия

Основное отверстие	Классы допусков валов для посадки									
	с зазором			переходной			с натягом			
H6				g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5
H7			f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6 r6 s6 t6 u6 x6
H8		e7	f7		h7	js7	k7	m7		s7 u7
H9		d8	e8	f8	h8					
H10	b9	c9	d9	e9	h9					
H11	b11	c11	d10		h10					

Таблица 2 – Предпочтительные посадки в системе вала

Основной вал	Классы допусков валов для посадки									
	с зазором			переходной			с натягом			
h5				G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6
h6			F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7 R7 S7 T7 U7 X7
h7		E8	F8		H8					
h8		D9	E9	F9	H9					
h9		E8	F8		H8					
		D9	E9	F9	H9					
	B11	C10	D10		H10					

По экономическим соображениям, в первую очередь следует выбирать те из посадок, обозначения которых в этих таблицах заключены в рамки.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

3.1. Введение

Кратко (1-2 стр.) раскрыть роль взаимозаменяемости, технических измерений и стандартизации в повышении качества машин, приборов, других изделий и экономичности их производства. Определить цель и задачи выполнения курсовой работы.

3.2. Цилиндрические соединения

Цилиндрические соединения разделяют на подвижные и неподвижные.

Основное требование, предъявляемое к ответственным подвижным соединениям – создание между валом и отверстием наименьшего зазора, обеспечивающего жидкостное трение, заданную несущую способность подшипника и сохранение жидкостного трения при увеличении зазора в процессе длительной эксплуатации машины, а для прецизионных соединений также точное центрирование и равномерное вращение вала.

Основное требование, предъявляемое к неподвижным соединениям (разъемным и неразъемным) – обеспечение точного центрирования деталей и передача в процессе длительной эксплуатации заданного крутящего момента или осевой силы, благодаря гарантированному натягу или дополнительному креплению деталей шпонками, стопорными винтами и т.п.

Общее требование по всем соединениям деталей машин – обеспечение наибольшей долговечности.

Для заданных посадок цилиндрических соединений построить схемы интервалов допусков, определить, используя табл. Г.1, Г.2, и Г.3 в прил. Г:

- предельные отклонения (es , ei , ES , EI);
- предельные значения зазоров (натягов) ($S_{\min}$, $S_{\max}$, $N_{\min}$, $N_{\max}$);
- предельные размеры деталей ($d_{\max}$, $d_{\min}$, $D_{\max}$, $D_{\min}$);
- допуски (T_d , T_D);
- систему (отверстия, вала).
- привести примеры применения заданных посадок [1, 2].

Пример. Задана посадка: $\varnothing 5 \frac{R6}{h5}$ – система вала

Решение:

Определяем значения стандартных допусков по табл. Г.1 прил. Г.

Допуск отверстия: для номинального размера 5 мм и 6 квалитета $T_D = 8$ мкм.

Допуск вала: для номинального размера 5 мм и 5 квалитета $T_d = 5$ мкм.

Определяем предельные отклонения размеров отверстия $\varnothing 5 R6$:
 верхнее предельное отклонение $ES = -12$ мкм;
 нижнее предельное отклонение $EI = ES - T_D = -12 - 8 = -20$ мкм.

Определяем предельные отклонения размеров вала $\varnothing 5 h5$:
 верхнее предельное отклонение $es = 0$ мкм;
 нижнее предельное отклонение $ei = es - T_d = 0 - 5 = -5$ мкм.

Предельные размеры отверстия:

$$D_{\max} = D_H + ES = 5 - 0,012 = 4,988 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D_H + EI = 5 - 0,020 = 4,980 \text{ мм}.$$

Предельные размеры вала:

$$d_{\max} = d_h + es = 5 + 0 = 5,000 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d_h + ei = 5 - 0,005 = 4,995 \text{ мм}.$$

Величины предельных и среднего натягов:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 0,020 \text{ мм};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 0,007 \text{ мм};$$

$$N_m = (N_{\max} + N_{\min}) / 2 = 0,0135 \text{ мм}.$$

Диапазон посадки:

$$T_N = T_D + T_d = 13 \text{ мкм}.$$

Схема расположения интервалов допусков показана на рис. 4.

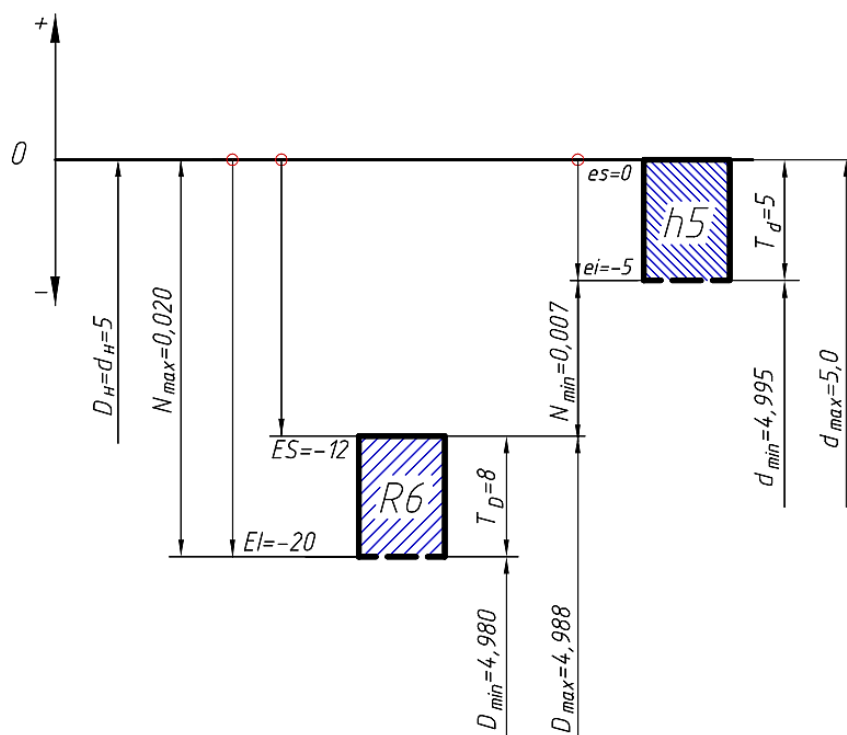


Рисунок 4 – Схема расположения интервалов допусков

Эскизы деталей в соединении и каждой отдельно показаны на рис. 5.

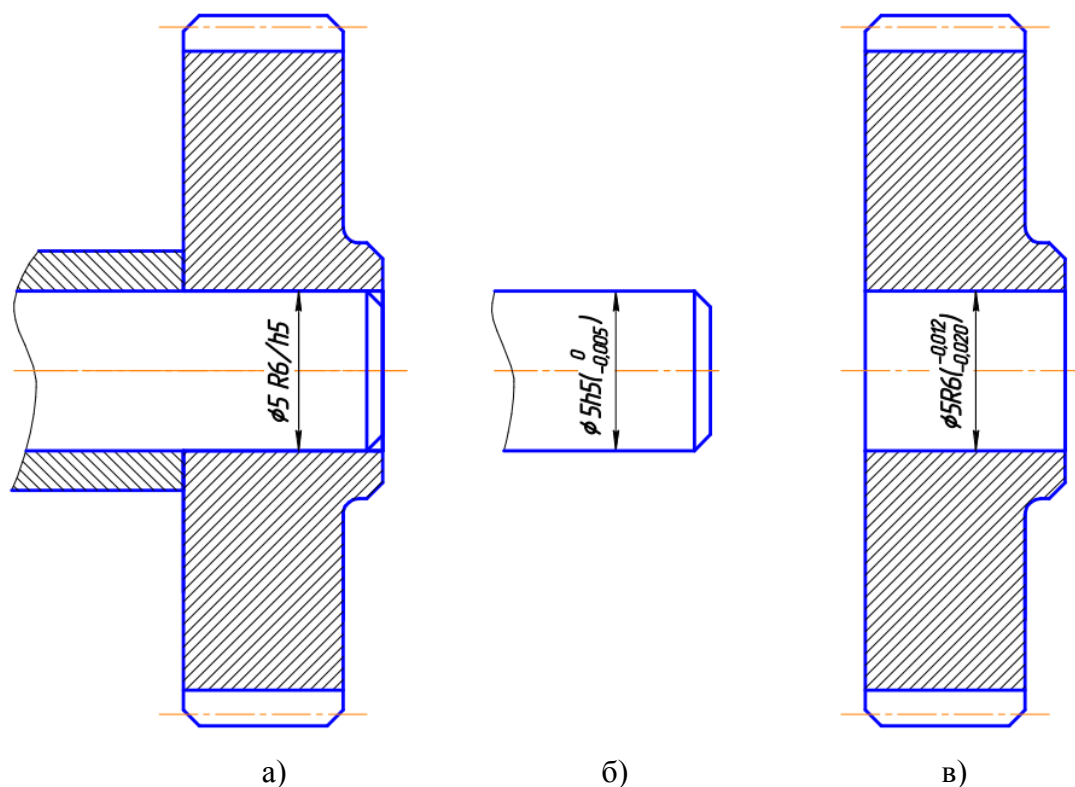


Рисунок 5 – Эскизы деталей: а) соединение; б) вал; в) колесо зубчатое

3.3. Расчет посадок с зазором

В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсаций температурных деформаций, а также компенсаций погрешности изготовления и сборки, упругой деформации деталей, их шероховатости и т.д. Для ответственных соединений, которые должны работать в условиях жидкостного трения, зазоры подсчитываются на основе гидродинамической теории трения. Решим задачу приближенно, с введением ряда допущений.

Жидкостное трение создается в определенном диапазоне зазоров, ограниченном наименьшим $S_{\min}$ и наибольшим $S_{\max}$ функциональными зазорами, которым соответствует толщины масляного слоя $h_{\min}$ (рис. 6).

При эксплуатации подшипника с первоначальным зазором $S_{\min}$, вследствие увеличения зазора из-за износа сопрягаемых деталей, толщина масляного слоя будет в начале возрастать, а затем снижаться, вплоть до его разрыва при $S_{\max}$ и прекращения режима жидкостного трения (отказ машины). Чтобы масляный слой не имел разрывов, вызванных погрешностью геометрических параметров, его минимальная величина (рис. 7) принимается:

$$[h_{\min}] \geq Rz_D + Rz_d + k_1 + k_2 + k_3 + k_{op}, \quad (1)$$

где Rz_D и Rz_d – высота неровностей по десяти точкам посадочных поверхностей втулки и вала, мкм; k_1 – поправка, учитывающая влияние погрешности формы; k_2 – поправка, учитывающая влияние погрешности расположения поверхностей отверстия и вала; k_3 – поправка, учитывающая влияние упругого изгиба вала; k_{op} – добавка, учитывающая отклонения скорости, нагрузки, температуры от расчетных значений и т.д.

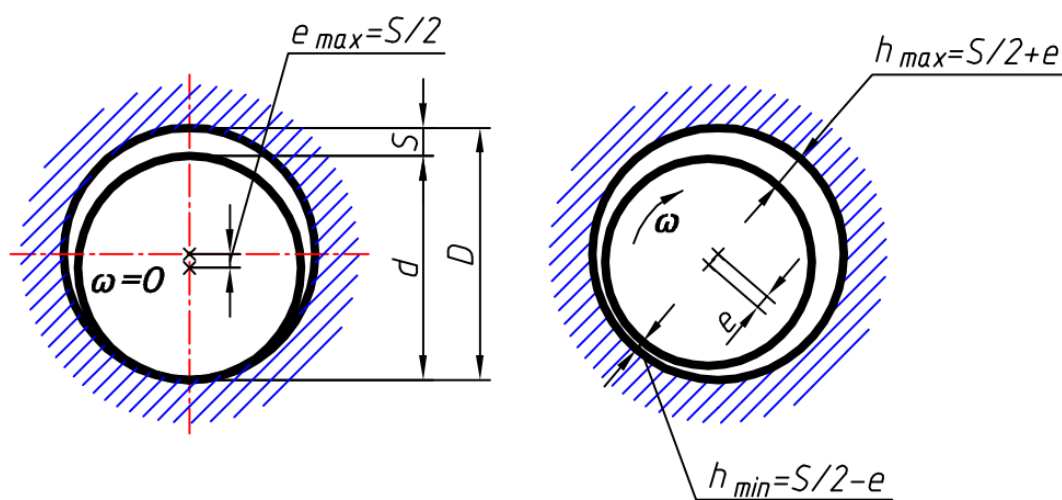


Рисунок 6 – Распределение зазоров в подшипнике жидкостного трения

Минимальная величина масляного слоя в подшипниках жидкостного трения показана на рис. 7.

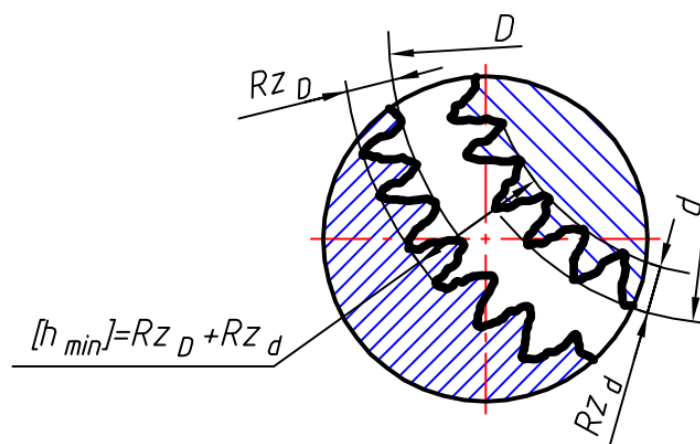


Рисунок 7 – Минимальная величина масляного слоя в подшипниках жидкостного трения

При практических расчетах зависимость (1) заменяют упрощенной формулой

$$[h_{\min}] = k \cdot [Rz_D + Rz_d + k_0] \approx k \cdot [4 \cdot (Ra_D + Ra_d) + k_0], \quad (2)$$

где Ra_D и Ra_d – среднее арифметическое отклонение профиля посадочных поверхностей втулки и вала, мкм; k – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя, $k \geq 2$; k_0 – добавка на неразрывность масляного слоя, $k_0 = 2...3$ мкм.

Рекомендуемые значения параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей подшипников жидкостного трения приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Рекомендуемые значения параметров Rz и Ra

Характер поверхности	Поверхность	Значение параметра Rz , мкм, не более		Значение параметра Ra , мкм, не более	
		Квалитеты		Квалитеты	
		6...9	10...12	6...9	10...12
Посадочные поверхности подшипников скольжения	Вал	0,4...0,8	0,8...3,2	0,1...0,2	0,2...0,8
	Отверстие	0,8...1,6	1,6...3,2	0,2...0,4	0,4...0,8

Толщина масляного слоя $h_{\min}$ связана с безразмерной величиной A_h , зависящей от относительного эксцентриситета χ и отношения l_n/d_n .

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d_n \times \sqrt{\frac{\mu \pi n}{30p}}}, \quad (3)$$

где μ – динамическая вязкость масла, Па·с; n – число оборотов вала, об/мин; p – среднее удельное давление, Па, определяемое из выражения

$$p = \frac{R}{l_n \cdot d_n}, \quad (4)$$

где R – радиальная нагрузка, Н; l_n и d_n – номинальная длина и номинальный диаметр подшипника, м.

По найденному значению A_h определяют из табл. 4 или по рис. 8 (при заданном отношении l_h/d_h) значение максимального относительного эксцентриситета $\chi_{\max}$, при котором толщина максимального слоя равна $[h_{\min}]$.

Значение $\chi_{\min}$ определяют из графика (рис. 8) по найденному значению A_h и заданному отношению l_h/d_h . Решение действительно для случая, когда относительный эксцентриситет $\chi_{\min}$ не менее 0,3.

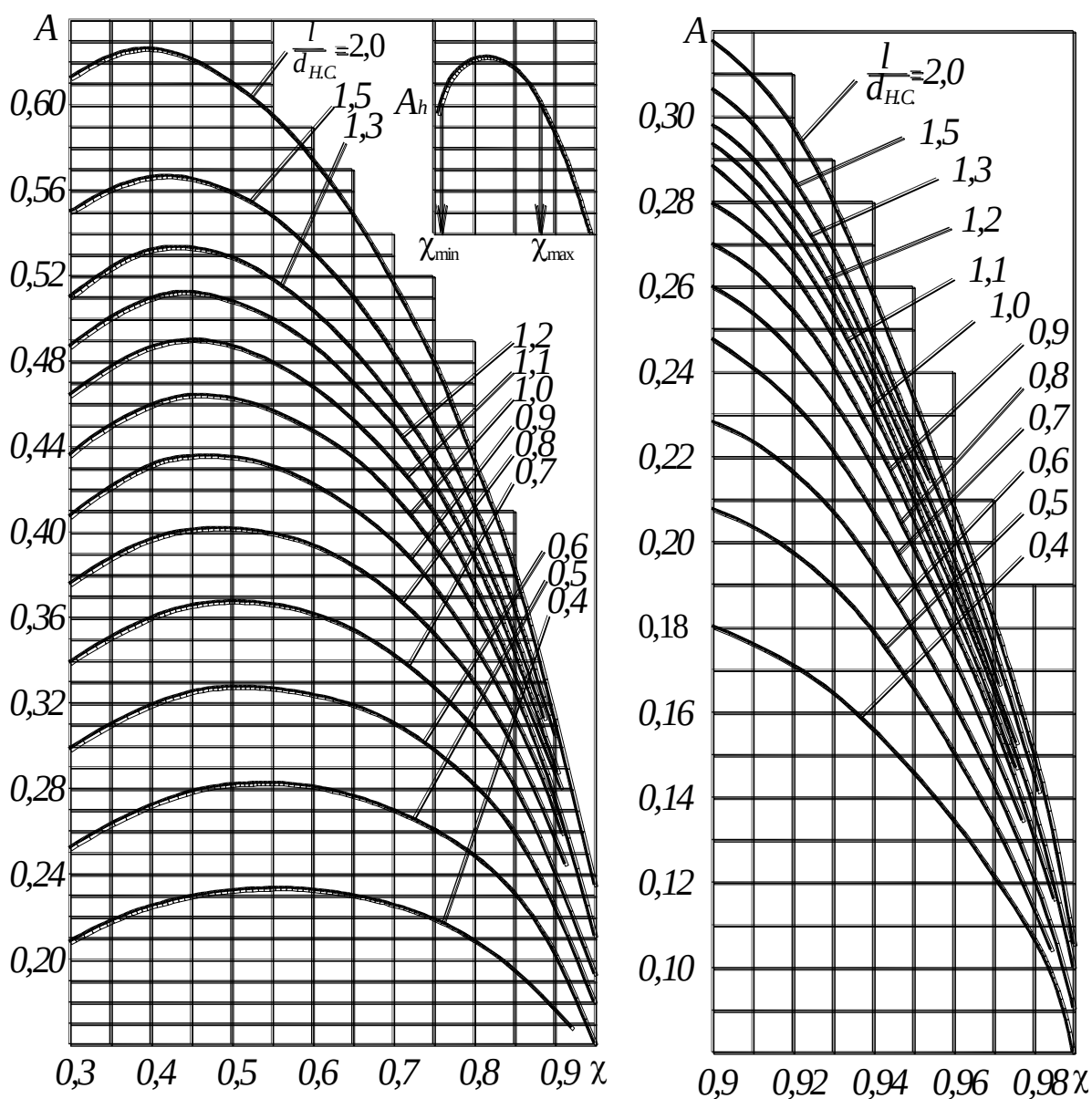


Рисунок 8 – Номограммы для определения значений максимального ($\chi_{\max}$) и минимального ($\chi_{\min}$) относительных эксцентриситетов

Если величина $\chi_{\min}$ получается меньше 0,3, то по табл. 4 или рис. 8 определяют значение A_χ при заданном отношении l_h/d_h и $\chi=0,3$, а величина $[S_{\min}]$ рассчитывается по формуле

$$[S_{\min}] = 2,857 \cdot [h_{\min}] \frac{A_\chi}{A_h}. \quad (5)$$

По найденным значениям $\chi_{\min}$ и $\chi_{\max}$ рассчитывают минимальный и максимальный допустимые зазоры

$$[S_{\min}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\min}}, \quad [S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}}. \quad (6)$$

Таблица 4 – Значения A_h

$\chi_{\max}$	Значение A_h при l_h/d_h											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	0,209	0,255	0,299	0,399	0,375	0,408	0,438	0,464	0,488	0,509	0,547	0,611
0,4	0,225	0,274	0,319	0,36	0,397	0,431	0,461	0,487	0,51	0,531	0,566	0,626
0,5	0,232	0,282	0,327	0,367	0,402	0,434	0,462	0,487	0,508	0,527	0,558	0,609
0,6	0,233	0,281	0,324	0,361	0,394	0,423	0,448	0,469	0,488	0,504	0,531	0,576
0,65	0,23	0,276	0,317	0,352	0,383	0,41	0,433	0,452	0,469	0,484	0,507	0,547
0,7	0,227	0,271	0,31	0,344	0,372	0,396	0,417	0,434	0,45	0,463	0,484	0,518
0,75	0,22	0,262	0,298	0,328	0,351	0,375	0,393	0,408	0,421	0,432	0,45	0,479
0,8	0,208	0,251	0,283	0,31	0,332	0,35	0,367	0,378	0,389	0,398	0,413	0,437
0,85	0,2	0,234	0,261	0,284	0,302	0,317	0,329	0,339	0,347	0,354	0,366	0,384
0,9	0,179	0,206	0,228	0,246	0,259	0,27	0,279	0,286	0,292	0,297	0,305	0,318
0,925	0,169	0,193	0,212	0,226	0,237	0,246	0,253	0,259	0,264	0,268	0,274	0,284
0,95	0,145	0,164	0,178	0,188	0,196	0,202	0,207	0,211	0,215	0,217	0,222	0,229
0,975	0,115	0,127	0,135	0,141	0,146	0,149	0,152	0,154	0,156	0,158	0,16	0,164
0,99	0,081	0,087	0,091	0,095	0,096	0,098	0,1	0,101	0,101	0,102	0,103	0,105

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдение условия подбора посадки с учетом износа и шероховатости поверхности деталей:

$$S_{\min} \geq [S_{\min}] \text{ мкм}; \quad (7)$$

$$S_{\max} < [S_{\max}] - 2 \cdot (Rz_D + Rz_d) \text{ мкм}.$$

Для перевода рассчитанной посадки в предельные отклонения и (если есть возможность) в класс допуска необходимо определить диапазон посадки, а затем значения стандартных допусков по таблице значений допусков (табл. Г.1 прил. Г) таким образом, чтобы сумма двух выбранных значений допуска была меньше или равна расчетному диапазону посадки, определяемому как разность наибольшего и наименьшего зазора, т.е.

$$T_D + T_d \leq S_{\max} - S_{\min}. \quad (8)$$

В зависимости от принятых стандартных допусков назначают качество отверстия и вала. Допуск отверстия, как правило, больше допуска вала, поскольку точное отверстие технологически получить труднее, чем точный вал, вследствие худших условий отвода теплоты, недостаточной жесткости, повышенной изнашиваемости и сложности направления режущего инструмента для обработки отверстий.

Далее принимают решение о выборе системы посадки. Система отверстия является более предпочтительной. В зависимости от выбранной системы определяют основное отклонение: для системы отверстия – основное отклонение отверстия H , для системы вала – основное отклонение вала h .

В зависимости от номинального размера и значения основного отклонения ближайшего к минимальному зазору $S_{\min}$ определяют второе предельное отклонение.

Инженер-разработчик должен решить, допустимы ли отклонения от первоначальных расчетных значений зазоров в посадке, или наибольший и наименьший зазоры должны быть соблюдены точно.

Если отклонения от первоначальных расчетных значений зазоров в посадке допустимы, то подбирают стандартную рекомендуемую посадку с минимальными отклонениями от расчетных или выбирается предпочтительная посадка.

Если наибольший и наименьший зазоры, вычисленные на основании функциональных требований к посадке, должны быть соблюдены точно, то один размер указывают с индивидуальными отклонениями, а второй – с классом допуска.

Пример. Подобрать стандартную посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения при следующих данных: номинальный диаметр подшипника скольжения $d_n = 0,024$ м, длина $l_n = 0,048$ м, радиальная нагрузка $R = 800$ Н, число оборотов вала $n = 2400$ об/мин., динамическая вязкость масла $\mu = 17 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Решение:

По табл. 3 принимаем значения параметров шероховатости посадочных поверхностей отверстия $Ra_D = 0,2$ мкм и вала $Ra_d = 0,1$ мкм; коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя $k = 2,5$ мкм; добавка на неразрывность масляного слоя $k_o = 3$ мкм.

Тогда толщина масляного слоя $h_{\min}$, определяемая по формуле (2), будет равна

$$h_{\min} = k \cdot [4 \cdot (Ra_D + Ra_d) + k_o] = 2,5 \cdot [4 \cdot (0,2 + 0,1) + 3] = 10,5 \text{ мкм.}$$

Определяем среднее удельное давление по формуле (4):

$$p = \frac{R}{l_n \cdot d_n} = \frac{800}{0,048 \cdot 0,024} = 0,694 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Тогда величина A_h , определяемая по формуле (3), будет равна

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d_n \times \sqrt{\frac{\mu \pi n}{30p}}} = \frac{2 \cdot 10,5 \cdot 10^{-6}}{0,024 \cdot \sqrt{\frac{17 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 2400}{30 \cdot 0,694 \cdot 10^6}}} = 0,35.$$

По табл. 4 для найденного значения A_h и заданного отношения $l_n/d_n = 2$ определяем значение максимального относительного эксцентриситета $\chi_{\max}$, при котором толщина максимального слоя равна $[h_{\min}]$: $\chi_{\max} = 0,87$.

В нашем случае величина $\chi_{\min}$ получается меньше 0,3, поэтому определяем значение A_χ при заданном отношении l_n/d_n и $\chi = 0,3$: $A_\chi = 0,611$.

Определяем минимально допустимый зазор $[S_{\min}]$ по формуле (5):

$$[S_{\min}] = 2,857 \cdot [h_{\min}] \frac{A_\chi}{A_h} = 2,857 \cdot 10,5 \cdot \frac{0,611}{0,35} = 52,4 \text{ мкм.}$$

Максимальный допустимый зазор $[S_{\max}]$ рассчитываем по формуле (6):

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}} = \frac{2 \cdot 10,5}{1 - 0,87} = 161,5 \text{ мкм.}$$

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдение условий подбора посадки с учетом износа и шероховатости поверхности деталей (7):

$$S_{\min} \geq [S_{\min}] \geq 52,4 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} < [S_{\max}] - 2 \cdot (Rz_D + Rz_d) = 161,5 - 2 \cdot (0,8 + 0,4) = 159,1 \text{ мкм}.$$

Расчетный диапазон посадки с зазором (T_S) определяется как разность наибольшего и наименьшего зазора:

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 159,1 - 52,4 = 106,7 \text{ мкм}$$

т.е.

$$T_D + T_d \leq 106,7 \text{ мкм}.$$

По таблице значений допусков (табл. Г.1 прил. Г) принимаем один из допусков равным 33 мкм, второй – 52 мкм. Сумма табличных значений допуска равна 85 мкм (т.е. меньше, чем расчетный диапазон посадки, таким образом, условие (8) выполняется).

Выбираем систему отверстия, следовательно, основное отклонение отверстия **H**.

Назначаем качество отверстия – IT9 (IT = 52 мкм), вала – IT8 (IT = 33 мкм).

Определяем основное отклонение вала. В строке с интервалом размеров свыше 18 до 24 мм включительно таблицы значений основных отклонений валов (табл. Г.2 прил. Г) находим ближайшее к расчетному ($S_{\min} \geq 52,4$ мкм) значение **es** = -65 мкм, следовательно, основное отклонение вала **d**.

Таким образом, получили посадку:

$$\varnothing 24 \frac{H9 \left(\begin{smallmatrix} +0,052 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)}{d8 \left(\begin{smallmatrix} -0,065 \\ -0,098 \end{smallmatrix} \right)}$$

Для данной посадки

$$\begin{aligned} S_{\min} &= 65 \text{ мкм}; \\ S_{\max} &= 150 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Схема расположения интервалов допусков подобранной посадки с зазором представлена на рис. 9.

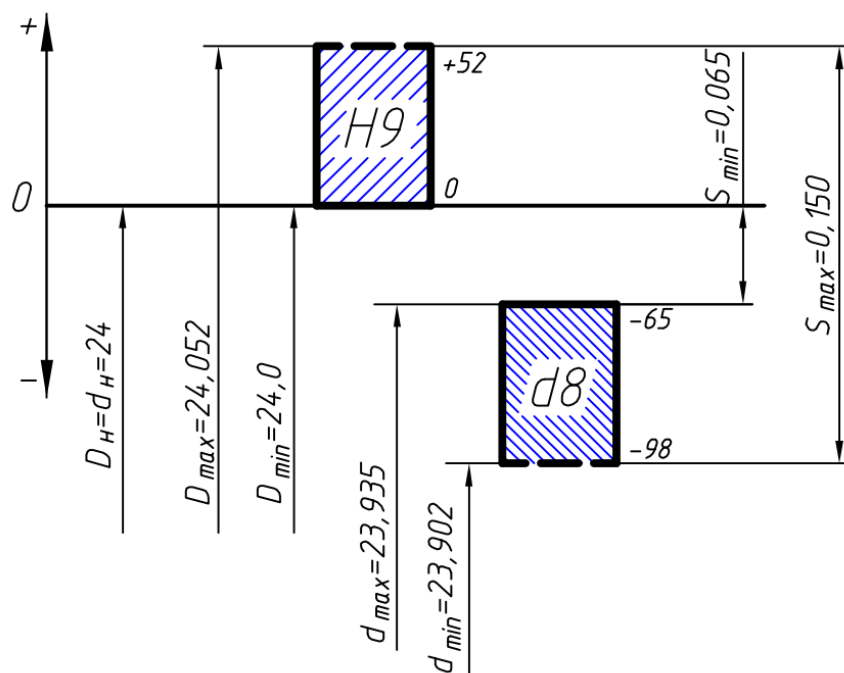


Рисунок 9 – Схема интервалов допусков посадки с зазором

3.4. Расчет переходных посадок

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей. Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, так же как и характер этих посадок, во многом определяется вероятностью получения в них натягов и зазоров.

Системой допусков и посадок предусматривается несколько типов переходных посадок, которые различаются вероятностью получения натягов или зазоров по линейным размерам. При этом обычно не учитывают, что на характер соединения влияют погрешности формы и расположения поверхностей сопрягаемых деталей, смятие поверхностного слоя и их износ при повторных сборках.

При расчете вероятности натягов и зазоров обычно исходят из нормального закона распределения размеров деталей при изготовлении. Распределение натягов и зазоров в этом случае также будет подчиняться нормальному закону (рисунок 10), а вероятности их получения определяются с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$, приведенной в табл. Д.1 прил. Д.

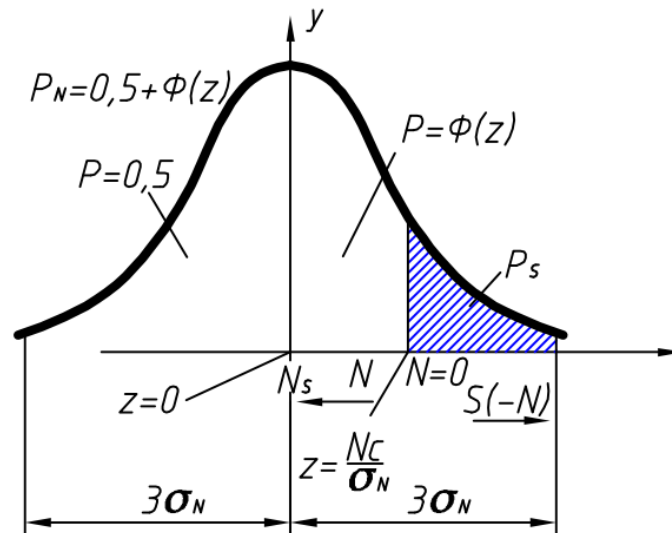


Рисунок 10 – Вероятность получения соединений с натягом и зазором в переходной посадке

Расчет проводится следующим образом.

1. Рассчитывается посадка, и определяются: максимальный натяг ($N_{\max}$), минимальный натяг ($N_{\min}$), средний натяг (N_c), допуск отверстия (T_D), допуск вала (T_d).

2. Вычисляется среднее квадратичное отклонение натяга (зазора) по формуле

$$\sigma_n = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \quad (11)$$

3. Рассчитывается предел интегрирования, равный (при $N_i = 0$)

$$z = N_c / \sigma_N. \quad (12)$$

4. Из табл. Д.1 (прил. Д) по найденному значению z определяется значение функции $\Phi(z)$.

5. Рассчитывается вероятность натягов (или процент натягов) и вероятность зазора (или процент зазоров):

– вероятность натяга P'_N

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (13)$$

$$P'_N = 0,5 - \Phi(z), \text{ если } z < 0;$$

– процент натягов (процент соединений с натягом)

$$P_N = 100P'_N; \quad (14)$$

– вероятность зазора P'_S

$$P'_S = 0,5 - \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (15)$$

$$P'_S = 0,5 + \Phi(z), \text{ если } z < 0;$$

– процент зазоров (процент соединений с зазором)

$$P_S = 100P'_S. \quad (16)$$

Пример. Для переходной посадки $\varnothing 60 \frac{N7}{h6}$ выполнить проверочный расчет и оценить вероятность получения зазора и натяга.

Решение:

Расчет проводится следующим образом.

1. Рассчитывается посадка и определяются максимальный натяг ($N_{\max}$), минимальный натяг ($N_{\min}$), средний натяг (N_c).

Схема интервалов допусков переходной посадки представлена на рис. 11.

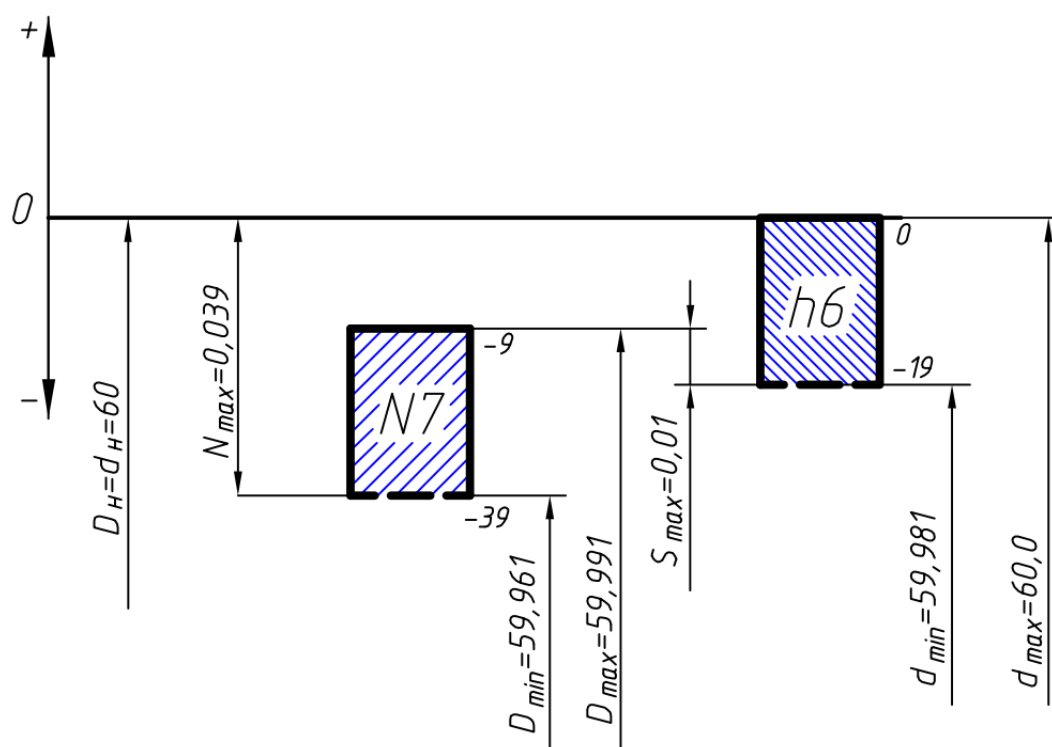


Рисунок 11 – Схема интервалов допусков переходной посадки

Определяем максимальный натяг:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 60 - 59,961 = 0,039 \text{ мм} = 39 \text{ мкм.}$$

Определяем минимальный натяг:

$$N_{\min} = -S_{\max} = d_{\min} - D_{\max} = 59,981 - 59,991 = -0,010 \text{ мм} = -10 \text{ мкм.}$$

Определяем средний натяг:

$$N_m = \frac{(N_{\max} - N_{\min})}{2} = \frac{(39 + 10)}{2} = 24,5 \text{ мкм.}$$

2. Вычисляется среднее квадратичное отклонение натяга (зазора) по формуле (11):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{30^2 + 19^2} = 5,92 \text{ мкм.}$$

3. Рассчитывается предел интегрирования по формуле (12) при $N_i = 0$:

$$z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{24,5}{5,92} = 4,14 \text{ мкм.}$$

4. Из табл. Д.1 прил. Д по значению z определяется значение функции $\Phi(z)$:

$$\Phi(z) = 0,49997.$$

5. Рассчитывается вероятность натягов (или процент натягов) и вероятность зазора (или процент зазоров) по формулам (13) для случая $z > 0$:

– вероятность натяга P'_N

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,49997 = 0,99997;$$

– процент натягов (процент соединений с натягом)

$$P_N = 100P'_N = 100 \cdot 0,99997 = 99,997\%;$$

– вероятность зазора P'_S , если $z > 0$

$$P'_S = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,49997 = 0,00003;$$

– процент зазоров (процент соединений с зазором)

$$P_S = 100P'_S = 100 \cdot 0,00003 = 0,003\% .$$

3.5. Расчет посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных соединений деталей, как правило, без дополнительного крепления винтами, штифтами и т.п. Относительная неподвижность деталей достигается за счет сил сцеплений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие деформаций их контактных поверхностей (рис. 12).

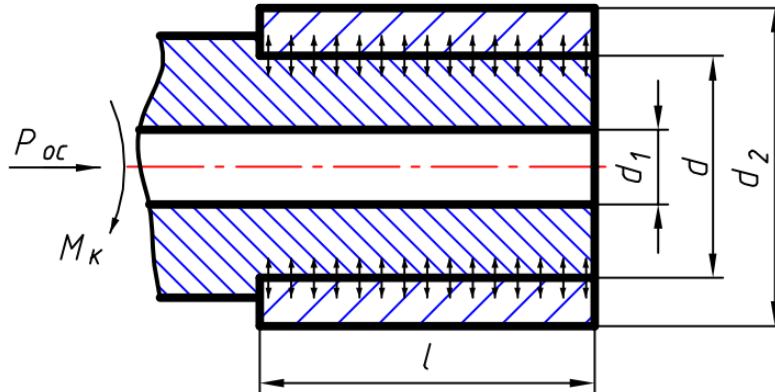


Рисунок 12 – Соединение вал – втулка с натягом

Предельные натяги в выбранной посадке должны удовлетворять следующим требованиям:

- при минимальном допустимом натяге $[N_{\min}]$ должна обеспечиваться прочность соединения, т.е. не должно быть проворачивания деталей от действия внешних нагрузок;

- при максимальном допустимом натяге $[N_{\max}]$ должна обеспечиваться прочность сопрягаемых деталей, т.е. наибольшие напряжения, возникающие в материалах деталей, не должны превышать допустимых значений.

При расчетах используются выводы задачи Ляме (определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах).

Расчет выполняется в следующем порядке.

1. Определяется величина минимального допустимого натяга, мкм:

- при нагружении крутящим моментом M_k :

$$[N_{\min}] = \frac{2M_k}{d \cdot \pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + U + U_t + U_z; \quad (17)$$

- при нагружении осевой силой P :

$$[N_{\min}] = \frac{P}{\pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + U + U_t + U_z; \quad (18)$$

– при одновременном нагружении M_k и P :

$$[N_{\min}] = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_k}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + U + U_t + U_z, \quad (19)$$

где M_k – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н·м; P – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н; d и l – диаметр и длина контакта сопрягаемых поверхностей вала, м; E_D и E_d – модули упругости материалов вала и отверстия, Н/м² (табл. Д. 2 прил. Д); f – коэффициент трения при запрессовке, который зависит от материала сопрягаемых деталей (табл. Д.3 прил. Д); C_D и C_d – коэффициенты Ляме, определяемые из табл. Д.4 прил. Д или по формулам

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D, \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_d, \quad (20)$$

где d , d_1 и d_2 – диаметры вала (рис. 12), для сплошного вала $d_1 = 0$, м; μ_D , μ_d – коэффициенты Пуассона соответственно для отверстия и вала (табл. Д.2 прил. Д); U – поправка, учитывающая смятие неровностей посадочных поверхностей деталей при сборке:

$$U = 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d) \approx 5 \cdot (Ra_D + Ra_d) \text{ мкм} \quad (21)$$

(обычно для соединения с натягом общего машиностроения высота неровностей поверхностей вала $Rz_d = 3,2$ мкм и отверстия ступицы $Rz_D = 6,3$ мкм); U_t – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей и температуры, а также различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей:

$$U_t = \left[\alpha_D(t_{p_D} - t) - \alpha_d(t_{p_d} - t) \right] d \text{ мкм}, \quad (22)$$

где t_{p_D} и t_{p_d} – рабочая температура деталей; t – температура при сборке соединений; α_D и α_d – коэффициенты линейного расширения материалов

деталей; U_z – поправка, учитывающая ослабление натяга от действия центробежных сил (учитывается только для крупных, быстро вращающихся деталей с диаметром порядка 500 мм).

2. Определяется величина максимального допустимого натяга:

$$[N_{\max}] = P_{\text{дон}} \cdot d \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) \text{ мкм}, \quad (23)$$

где $P_{\text{дон}}$ – максимальное допустимое удельное давление на посадочных поверхностях деталей, при которых отсутствует пластическая деформация, Н/м².

В качестве $P_{\text{дон}}$ берется наименьшее из двух значений:

- для вала

$$P_{\text{дон}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{T_d} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] \text{ Н/м}^2; \quad (24)$$

- для отверстия

$$P_{\text{дон}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{T_D} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \text{ Н/м}^2, \quad (25)$$

где σ_{T_D} и σ_{T_d} – пределы текучести материалов отверстия и вала, Н/м², (табл. Д.5 прил. Д).

3. Выбирается стандартная посадка из таблиц системы допусков и посадок.

Условия подбора посадки следующие:

– максимальный натяг $N_{\max}$ в подобранной посадке $N_{\max} \leq [N_{\max}]$, мкм,

– минимальный натяг $N_{\min}$ в подобранной посадке $N_{\min} \geq [N_{\min}]$, мкм.

Для весьма ответственных соединений с натягом должен быть использован более полный расчет.

Форма и размеры фасок для деталей, собираемых под прессом, приведены в табл. Е.1 прил. Е.

Пример. Подобрать стандартную посадку с натягом для соединения при следующих данных: диаметр вала $d=0,1$ м, диаметр втулки $d_2=0,18$ м, длина контакта сопрягаемых поверхностей $l=0,2$ м. В соединении действует крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой $M_k=4800$ Н·м. Детали изготовлены из стали 45.

Решение:

Согласно рекомендациям принимаем высоту неровностей поверхностей вала $Rz_d = 3,2$ мкм и отверстия ступицы $Rz_D = 6,3$ мкм. Определяем коэффициент Пуассона $\mu_D = \mu_d = 0,3$ и модуль упругости материала $E_D = E_d = 1,96 \cdot 10^{11}$ Н/м² (табл. Д.2 прил. Д), предел текучести стали 45 $\sigma_{T_D} = \sigma_{T_d} = 360$ МПа (табл. Д.5 прил. Д). Коэффициент трения при запрессовке определяем по табл. Д.3 приложения Д: для материала сопрягаемых поверхностей сталь – сталь $f = 0,1$.

1. Определяем коэффициенты Ляме по формулам (20).

С учетом исходных данных получим

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D = \frac{1 + \left(\frac{0,1}{0,18}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,1}{0,18}\right)^2} + 0,3 = 2,19;$$
$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_d = \frac{1 + \left(\frac{0}{0,1}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{0,1}\right)^2} - 0,3 = 0,7.$$

2. Определяем величину минимального допустимого натяга.

При нагружении крутящим моментом M_k величину минимального допустимого натяга определяют по формуле (17):

$$[N_{\min}] = \frac{2M_k}{d \cdot \pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + U + U_t + U_z;$$

U – поправка, учитывающая смятие неровностей посадочных поверхностей деталей при сборке, определяемая из выражения (21):

$$U = 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d) = 1,2 \cdot (6,3 + 3,2) = 11,4 \text{ мкм.}$$

U_t – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей и температуры, а также различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей. Определяется по формуле (22). При одинаковой температуре $U_t = 0$.

U_z – поправка, учитывающая ослабление натяга от действия центробежных сил. Учитывается только для крупных, быстро вращающихся деталей с диаметром порядка 500 мм, следовательно, $U_z = 0$.

С учетом этого величина минимального допустимого натяга будет равна

$$[N_{\min}] = \frac{2 \cdot 4800}{0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,1} \cdot \left(\frac{2,19}{1,96 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{1,96 \cdot 10^{11}} \right) + 11,4 \cdot 10^{-6} = 33,9 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

3. Определяется величина максимального допустимого натяга по формуле (23):

$$[N_{\max}] = P_{\text{дон}} \cdot d \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) \text{ мкм,}$$

где $P_{\text{дон}}$ – максимальное допустимое удельное давление на посадочных поверхностях деталей, при которых отсутствует пластическая деформация, Н/м²:

– для вала

$$P_{\text{дон}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{T_d} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] \leq 0,58 \cdot 360 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{0}{0,1} \right)^2 \right] \leq 208,8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2,$$

– для отверстия

$$P_{\text{дон}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{T_D} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \leq 0,58 \cdot 360 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,1}{0,18} \right)^2 \right] \leq 144,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

В качестве $P_{\text{дон}}$ берется наименьшее из двух значений, т.е. принимаем $P_{\text{дон}} = 144,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Тогда

$$[N_{\max}] = 144,3 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{2,19}{1,96 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{1,96 \cdot 10^{11}} \right) = 212,8 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

4. Выбирается рекомендуемая посадка в системе отверстия. Условия подбора посадки следующие:

$$N_{\min} \geq 33,9, \text{ мкм;} \quad N_{\max} \leq 212,8, \text{ мкм.}$$

Данным условиям для номинального размера сопрягаемых деталей $\varnothing 100$ удовлетворяет стандартная рекомендуемая посадка: $\varnothing 100 \frac{H8\left(\begin{smallmatrix} +0,054 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)}{u7\left(\begin{smallmatrix} +0,159 \\ +0,124 \end{smallmatrix}\right)}$

(для данного соединения $N_{\min} = 70$ мкм, $N_{\max} = 159$ мкм).

Схема интервалов допусков посадки с натягом представлена на рис. 13.

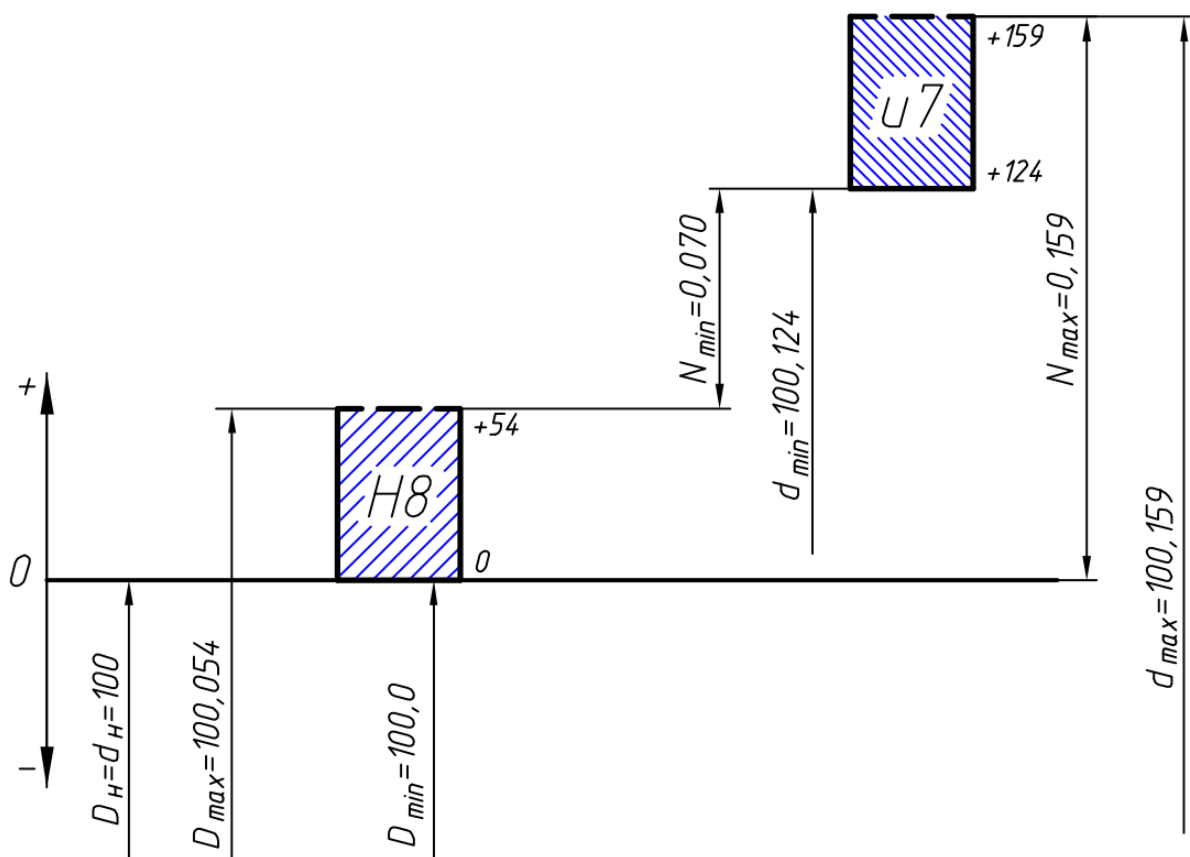


Рисунок 13 – Схема интервалов допусков посадки с натягом

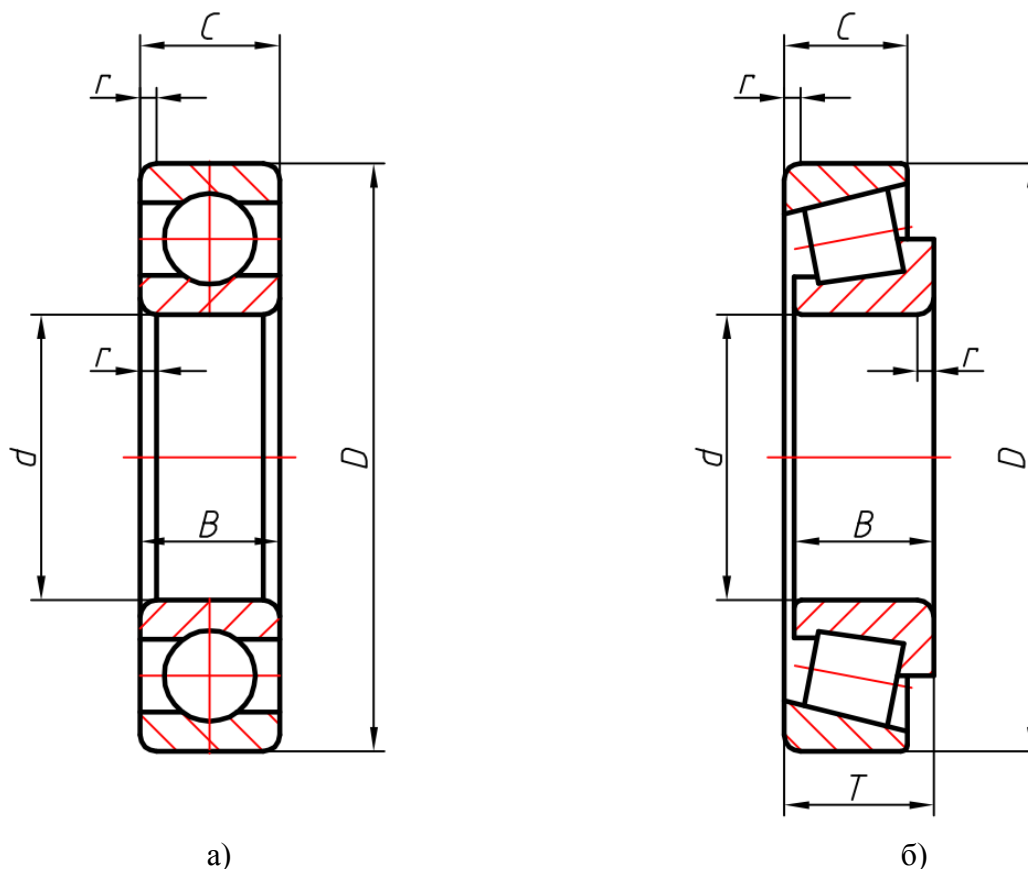
3.6. Расчет и выбор посадок подшипников качения

Подшипник качения – универсальный узел механизма, являющийся опорой для вращающихся частей механизмов и машин. В зависимости от допустимых предельных отклонений размеров и допусков формы, взаимного положения поверхностей подшипников, точности вращения ГОСТ 520 – 2011 устанавливает следующие классы точности подшипников качения, указанные в порядке повышения точности:

- *нормальный*, 6, 5, 4, Т, 2 – для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;
- 0, *нормальный*, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников;

- *нормальный*, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников.

Общий вид шарикового радиального однорядного подшипника качения и роликового конического подшипника показаны на рис. 14.



а)
Рисунок 14 – Общий вид подшипников качения:
а) шарикового радиального однорядного подшипника;
б) роликового конического подшипника

Основными присоединительными поверхностями подшипников качения, по которым они монтируются на валах и в корпусах машин и приборов являются: отверстие диаметром d во внутреннем кольце радиальных и радиально-упорных подшипников или тугое кольцо упорных подшипников, наружная поверхность диаметром D наружного кольца в радиальных и радиально-упорных подшипниках или в свободном кольце упорных подшипников, ширина внутреннего кольца B , ширина наружного кольца C и ширина (монтажная высота) роликового конического подшипника T .

Соответственно различают посадки внутреннего (или тугого) кольца на вал и наружного (или свободного) кольца в корпусе.

Многообразие условий монтажа и работы подшипников качения в различных машинах и приборах определяет необходимость в различных посадках. Требуемый характер посадки обеспечивают выбором соответ-

ствующего интервала допуска вала или отверстия корпуса при неизменных интервалах допусков колец подшипников.

Соединения подшипников качения с валами (осями) и корпусами осуществляется в соответствии с ГОСТ 3325 – 85. Диаметры наружного кольца D и внутреннего кольца d приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия. Следовательно, посадки наружного кольца с корпусом осуществляется по системе вала, а посадки внутреннего кольца с валом по системе отверстия.

При выполнении курсовой работы рекомендуется использовать подшипники качения 0, 6 класса точности.

Исходя из условий работы подшипников качения (см. сборочный чертеж узла), направления и характера, действующих на подшипник нагрузок устанавливается вид нагружения внутреннего и наружного колец.

В конструкциях узлов заданий использованы следующие виды нагружения колец:

1. Местное нагружение. Обычно используется для неподвижных колец в нормальном режиме работы. Следует предпочесть класса допуска детали, обеспечивающего посадку данного кольца с наименьшим зазором, например, $h6$ или $H7$. В курсовой работе данная посадка аналитически не рассчитывается.

2. Циркуляционное нагружение. Обычно используется для подвижных колец с небольшим натягом посадочной поверхности. Выбор конкретного класса допуска детали производится по величине интенсивности радиальной нагрузки, определяемой соотношением

$$P_R = \frac{F_r}{b} k_1 k_2 k_3, \text{ Н/м},$$

где F_r – радиальная реакция опоры на подшипники, кН. Значение F_r брать согласно варианту; b – рабочая ширина посадочного места, определяемая по формулам:

- для внутреннего кольца

$$b = B - 2r;$$

- для наружного кольца

$$b = C - 2r;$$

B – ширина внутреннего кольца подшипника, м;

C – ширина наружного кольца подшипника, м;

r – размер фаски подшипника, м;

k_1 – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при умеренных толчках и ударах $k_1 = 1$; при сильных – $k_1 = 1,8$);

k_2 – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (табл. 5), при сплошном вале $k_2 = 1$;

k_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки F_r между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки F_A на опору. Значение k_3 , зависящее от $\frac{F_A}{F_r} \operatorname{ctg} \beta$, приведено в табл. 6 (угол β – угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца зависит от конструкции подшипника). Для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников значение $k_3 = 1$.

Таблица 5 – Коэффициент, учитывающий ослабление посадочного натяга k_2

$d_{\text{отв}}/d$ или $D/D_{\text{корп}}$		Значение коэффициента k_2			
		Для вала			Для корпуса
Свыше	до	$D/d < 1,5$	$D/d = 1,5..2$	$D/d > 2..3$	для всех подшипников
-	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	-	2	2,3	3	1,8

Примечание: d, D – соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника; $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия полого вала; $D_{\text{корп}}$ – диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Таблица 6 – Коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки k_3

$\frac{F_A}{F_r} \operatorname{ctg} \beta$		k_3
Свыше	До	
-	0,2	1
0,2	0,4	1,2
0,4	0,6	1,4
0,6	1,0	1,6
1,0	-	2

По найденному значению интенсивности радиальной нагрузки находят класс допуска детали из табл. 7 и табл. 8 (см. примечание к табл. 7 и 8).

В табл. 9 и 10 приведены числовые значения предельных отклонений диаметров колец радиальных и радиально-упорных подшипников (кроме конических). Числовые значения предельных отклонений диаметров колец роликовых конических подшипников с цилиндрическим отверстием приведены в табл. 11 и 12. Таблицы 9 - 12 приведены в сокращенном виде.

Таблица 7 – Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов

Диаметр d внутреннего кольца подшипника, мм		Допустимое значение P_R , кН/м			
		Классы допусков для валов			
свыше	до	<i>js5, js6</i>	<i>k5, k6</i>	<i>m5, m6</i>	<i>n5, n6</i>
18	80	до 300	300...1400	1400...1600	1600...8000
80	180	до 600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	до 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
360	630	до 900	900...3400	3500...5400	5400...8000

Таблица 8 – Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях корпусов

Диаметр D наружного кольца подшипника, мм		Допустимое значение P_R , кН/м			
		Классы допусков для корпусов			
свыше	до	<i>K6, K7</i>	<i>M6, M7</i>	<i>N6, N7</i>	<i>P7</i>
50	180	до 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180	360	до 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360	630	до 1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630	1600	до 1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Примечание к таблицам 7 и 8: Если циркуляционно нагружено внутреннее кольцо подшипника, то посадку на вал определяют по таблице 7 в зависимости от рассчитанной интенсивности нагрузки. Посадку наружного кольца в корпус в данном случае назначают по ***H7*** или ***G7***. Если циркуляционно нагружено наружное подшипника, то посадку в корпус выбирают по таблице 8 в зависимости от рассчитанной интенсивности нагрузки. Посадку внутреннего кольца на вал назначают по ***h6*** или ***g6***.

Таблица 9 – Предельные отклонения диаметра внутренних колец радиальных и радиально-упорных подшипников, кроме конических

Интервал диаметров d, мм	Класс точности подшипников											
	нормаль-ный		6		5		4		Т		2	
	Предельные отклонения Δd, мкм											
	верх	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.
до 0,6	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	0	−2,5
св. 0,6 до 2,5	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	0	−2,5
» 2,5 » 10	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	0	−2,5
» 10 » 18	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−4	0	−2,5
» 18 » 30	0	−10	0	−8	0	−6	0	−5	0	−4	0	−2,5
» 30 » 50	0	−12	0	−10	0	−8	0	−6	0	−4	0	−2,5
» 50 » 80	0	−15	0	−12	0	−9	0	−7	0	−5	0	−4
» 80 » 120	0	−20	0	−15	0	−10	0	−8	0	−5	0	−5
» 20 » 180	0	−25	0	−18	0	−13	0	−10	0	−7	0	−7
»180 » 250	0	−30	0	−22	0	−15	0	−12	0	−9	0	−7

Т а б л и ц а 10 – Предельные отклонения диаметра наружных колец радиальных и радиально-упорных подшипников, кроме конических

Интервал диаметров D, мм	Класс точности подшипников											
	нормаль- ный		6		5		4		Т		2	
	Предельные отклонения ΔD , мкм											
	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.
до 2,5	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−3	0	−2,5
св. 2,5 до 6	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−3	0	−2,5
» 6 » 18	0	−8	0	−7	0	−5	0	−4	0	−3	0	−2,5
» 18 » 30	0	−9	0	−8	0	−6	0	−5	0	−4	0	−4
» 30 » 50	0	−11	0	−9	0	−7	0	−6	0	−4	0	−4
» 50 » 80	0	−13	0	−11	0	−9	0	−7	0	−4	0	−4
» 80 » 120	0	−15	0	−13	0	−10	0	−8	0	−5	0	−5
» 120 » 150	0	−18	0	−15	0	−11	0	−9	0	−5	0	−5
» 150 » 180	0	−25	0	−18	0	−13	0	−10	0	−7	0	−7
» 180 » 250	0	−30	0	−20	0	−15	0	−11	0	−8	0	−8

Таблица 11 – Предельные отклонения диаметра внутренних колец роликовых конических подшипников

Интервал диаметров d, мм	Класс точности подшипников											
	0		нормаль- ный		6X		6		5		4	
	Предельные отклонения Δd , мкм											
	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.
от. 10 до 18	0	−12	0	−12	0	−12	0	−7	0	−7	0	−5
св. 18 » 30	0	−12	0	−12	0	−12	0	−8	0	−8	0	−6
» 30 » 50	0	−12	0	−12	0	−12	0	−10	0	−10	0	−8
» 50 » 80	0	−15	0	−15	0	−15	0	−12	0	−12	0	−9
» 80 » 120	0	−20	0	−20	0	−20	0	−15	0	−15	0	−10
» 120 » 180	0	−25	0	−25	0	−25	0	−18	0	−18	0	−13
» 180 » 250	0	−30	0	−30	0	−30	0	−22	0	−22	0	−15

Таблица 12 – Предельные отклонения диаметра наружных колец роликовых конических подшипников

Интервал диаметров D, мм	Класс точности подшипников											
	0		нормаль- ный		6X		6		5		4	
	Предельные отклонения ΔD , мкм											
	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.	верх.	нижн.
св. 18 до 30	0	−12	0	−12	0	−12	0	−8	0	−8	0	−6
» 30 » 50	0	−14	0	−14	0	−14	0	−9	0	−9	0	−7
» 50 » 80	0	−16	0	−16	0	−16	0	−11	0	−11	0	−9
» 80 » 120	0	−18	0	−18	0	−18	0	−13	0	−13	0	−10
» 120 » 150	0	−20	0	−20	0	−20	0	−15	0	−15	0	−11
» 150 » 180	0	−25	0	−25	0	−25	0	−18	0	−18	0	−13
» 180 » 250	0	−30	0	−30	0	−30	0	−20	0	−20	0	−15

Пример схем интервалов допусков посадок для соединений внутреннего кольца с валом и наружного кольца с корпусом показаны на рис. 15.

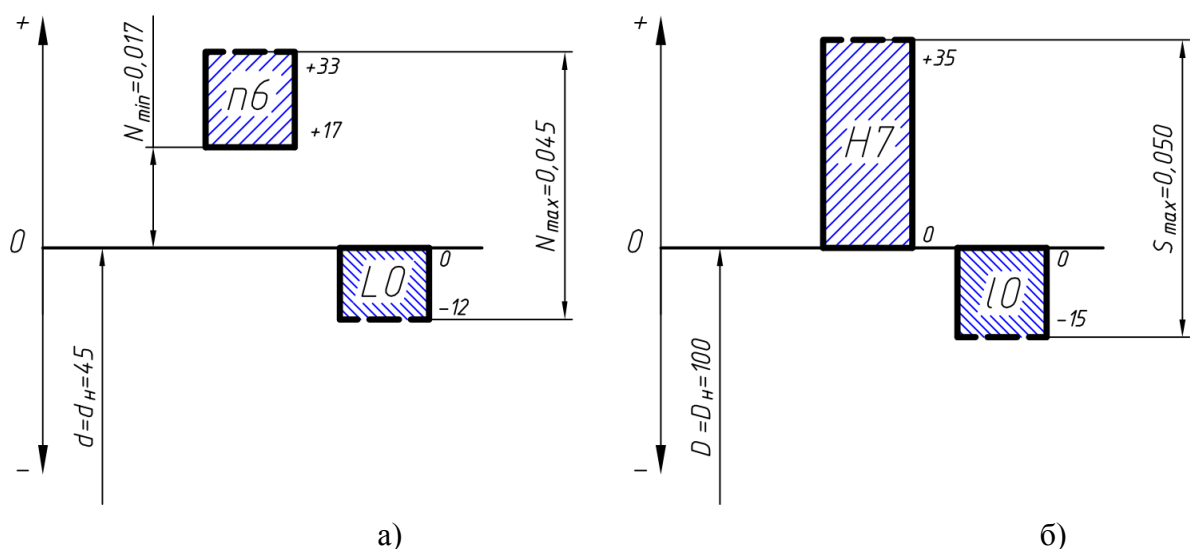


Рисунок 15 – Схемы интервалов допусков посадок для соединений

а) внутреннего кольца подшипника с валом;

б) наружного кольца подшипника с корпусом

Требования точности, предъявляемые ГОСТ 3325 – 85 к посадочным поверхностям валов и корпусов, имеют целью ограничить деформацию дорожек качения и перекося колец подшипников, которые возникают из-за погрешностей формы и расположения посадочных поверхностей валов и корпусов. При назначении допусков расположения посадочных поверхностей вала и корпуса за основу принимают допустимый угол взаимного перекося колец подшипников θ_{max} (табл. 13).

Таблица 13 – Допустимые углы взаимного перекося колец подшипников качения и допуски расположения посадочных поверхностей вала и корпуса в подшипниковых узлах различных типов

Тип подшипника	Допустимые углы взаимного перекося колец подшипников θ_{max}	Допустимый угол взаимного перекося колец от погрешностей обработки			Допуск соосности, мкм, посадочной поверхности длиной $B = 10$ мм в диаметральной выражении	
		общий	вала	корпуса	вала	корпуса
1	2	3	4	5	6	7
Радиальные однорядные шариковые	8'	4'	1' 20''	2' 40''	4,0	8,0
	12'	6'	2'	4'	6,0	12,0
	16'	8'	2' 40''	5' 20''	8,0	16,0
Радиально-упорные шариковые	6'	3'	1'	2'	3,0	6,0
	5'	2' 30''	50''	1' 40''	2,4	4,8
	4'	2'	40''	1' 20''	2,0	4,0

Продолжение таблицы 13

1	2	3	4	5	6	7
Упорные шариковые	2'	1'	20''	40''	1,0	2,0
Радиальные с цилиндрическими роликами	2'	1'	20''	40''	1,0	2,0
Конические	2'	1'	20''	40''	1,0	2,0
Упорные роликовые	1'	30''	10''	20''	0,5	1,0
Игольчатые роликовые	1'	30''	10''	20''	0,5	1,0
Шариковые радиальные сферические двухрядные	4°	6'	2'	4'	6,0	12,0
Роликовые радиальные сферические однорядные	3°	6'	2'	4'	6,0	12,0
Роликовые радиальные сферические двухрядные	2°	6'	2'	4'	6,0	12,0

Допуск торцевого биения опорных торцевых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов должны соответствовать значениям, указанным в табл. 14 и 15.

Таблица 14 – Значения допусков торцевого биения заплечиков валов

Интервалы номинальных диаметров d_n , мм	Допуски торцевого биения заплечиков валов, мкм, не более				
	Классы точности подшипников				
	0	6	5	4	2
от 1 до 3	10	6	3	2	1,2
св. 3 до 6	12	8	4	2,5	1,5
» 6 » 10	15	9	4	2,5	1,5
» 10 » 18	18	11	5	3	2
» 18 » 30	21	13	6	4	2,5
» 30 » 50	25	16	7	4	2,5
» 50 » 80	30	19	8	5	3
» 80 » 120	35	22	10	6	4
» 120 » 180	40	25	12	8	5
» 180 » 250	46	29	14	10	7

Таблица 15 – Значения допусков торцевого биения заплечиков отверстий корпусов

Интервалы номинальных диаметров D_n , мм	Допуски торцевого биения заплечиков отверстий корпусов, мкм, не более				
	Классы точности подшипников				
	0	6	5	4	2
от 3 до 6	18	12	5	4	2,5
св. 6 » 10	22	15	6	4	2,5
» 10 » 18	27	18	8	5	3
» 18 » 30	33	21	9	6	4
» 30 » 50	39	25	11	7	4
» 50 » 80	46	30	13	8	5
» 80 » 120	54	35	15	10	6
» 120 » 180	63	40	18	12	8
» 180 » 250	72	46	20	14	10
» 250 » 315	81	52	23	16	12
» 315 » 400	89	57	25	30	13

Числовые значения допусков круглости и профиля продольного сечения посадочных мест валов и корпусов выбираются из табл. 16 и табл. 17.

Таблица 16 – Значения допусков формы посадочных поверхностей валов

Интервалы номинальных диаметров d_n , мм	Допуски формы посадочных поверхностей валов (осей), мкм, не более											
	Допуск круглости			Допуск профиля продольного сечения			Допуск непостоянства диаметра					
							В поперечном сечении			В продольном сечении		
	Классы точности подшипников											
	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2
от 0,6 до 2,5	1,5	0,7	0,4	1,5	0,7	0,4	3	1,4	0,8	3	1,4	0,8
св. 2,5 » 3	1,5	0,7	0,4	1,5	0,7	0,4	3	1,4	0,8	3	1,4	0,8
» 3 » 6	2,0	0,8	0,5	2,0	0,8	0,5	4	1,6	1,0	4	1,6	1,0
» 6 » 10	2,5	1,0	0,5	2,5	1,0	0,5	5	2,0	1,0	5	2,0	1,0
» 10 » 18	3,0	1,3	0,6	3,0	1,3	0,6	6	2,6	1,2	6	2,6	1,2
» 18 » 30	3,5	1,5	0,8	3,5	1,5	0,8	7	3,0	1,6	7	3,0	1,6
» 30 » 50	4,0	2,0	1,0	4,0	2,0	1,0	8	4,0	2,0	8	4,0	2,0
» 50 » 80	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0	10	4,0	2,0	10	4,0	2,0
» 80 » 120	6,0	2,5	1,2	6,0	2,5	1,2	12	5,0	2,4	12	5,0	2,4
»120 » 180	6,0	3,0	1,5	6,0	3,0	1,5	12	6,0	3,0	12	6,0	3,0
»180 » 250	7,0	3,5	1,7	7,0	3,5	1,7	14	7,0	3,4	14	7,0	3,4

Таблица 17 – Значения допусков формы посадочных поверхностей отверстий корпусов

Интервалы номинальных диаметров D_n , мм	Допуски формы посадочных поверхностей отверстий корпусов, мкм, не более											
	Допуск круглости			Допуск профиля продольного сечения			Допуск непостоянства диаметра					
							в поперечном сечении			в продольном сечении		
	Классы точности подшипников											
	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2
от 2,5 до 3	2,5	1,0	0,5	2,5	1,0	0,5	5	2,0	1,0	5	2,0	1,0
св. 3 » 6	3,0	1,3	0,6	3,0	1,3	0,6	6	2,6	1,2	6	2,6	1,2
» 6 » 10	4,0	1,5	0,8	4,0	1,5	0,8	8	3,0	1,6	8	3,0	1,6
» 10 » 18	4,5	2,0	1,0	4,5	2,0	1,0	9	4,0	2,0	9	4,0	2,0
» 18 » 30	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0	10	4,0	2,0	10	4,0	2,0
» 30 » 50	6,0	2,5	1,4	6,0	2,5	1,4	12	5,0	2,8	12	5,0	2,8
» 50 » 80	7,5	3,0	1,6	7,5	3,0	1,6	15	6,0	3,2	15	6,0	3,2
» 80 » 120	9,0	3,5	2,0	9,0	3,5	2,0	18	7,0	4,0	18	7,0	4,0
» 120 » 180	10	4,0	2,2	10	4,0	2,2	20	8,0	4,4	20	8,0	4,4
» 180 » 250	11,5	5,0	2,5	11,5	5,0	2,5	23	10	5,0	23	10	5,0

Параметры шероховатости посадочных поверхностей под подшипник на валах и в корпусах, а также опорных торцов заплечиков выбираются из табл. 18.

Таблица 18 – Параметры шероховатости Ra и Rz посадочных поверхностей под подшипники качения

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Предельные отклонения, мкм, не более, для номинальных диаметров подшипников			
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм	св. 500 до 2500 мм	
		Ra			Rz
валов	0, нормальный	1,25	2,5	5,0	20,0
	6X, 6 и 5	0,63	1,25	2,5	-
	4	0,32	0,63	-	-
	2	0,16	0,32	-	-
отверстий корпусов	0, нормальный	1,25	2,5	5,0	20,0
	6, 5 и 4	0,63	1,25	2,5	-
	2	0,32	0,63	-	-
опорных торцов заплечиков валов и корпусов	0, нормальный	2,5	2,5	5,0	20,0
	6, 5 и 4	1,25	1,25	5,0	20,0
	2	0,63	0,63	-	-

Примеры указаний требований к точности геометрических параметров посадочных поверхностей валов и корпусов, допуски соосности посадочных поверхностей валов и корпусов показаны на рис. 16 и 17.

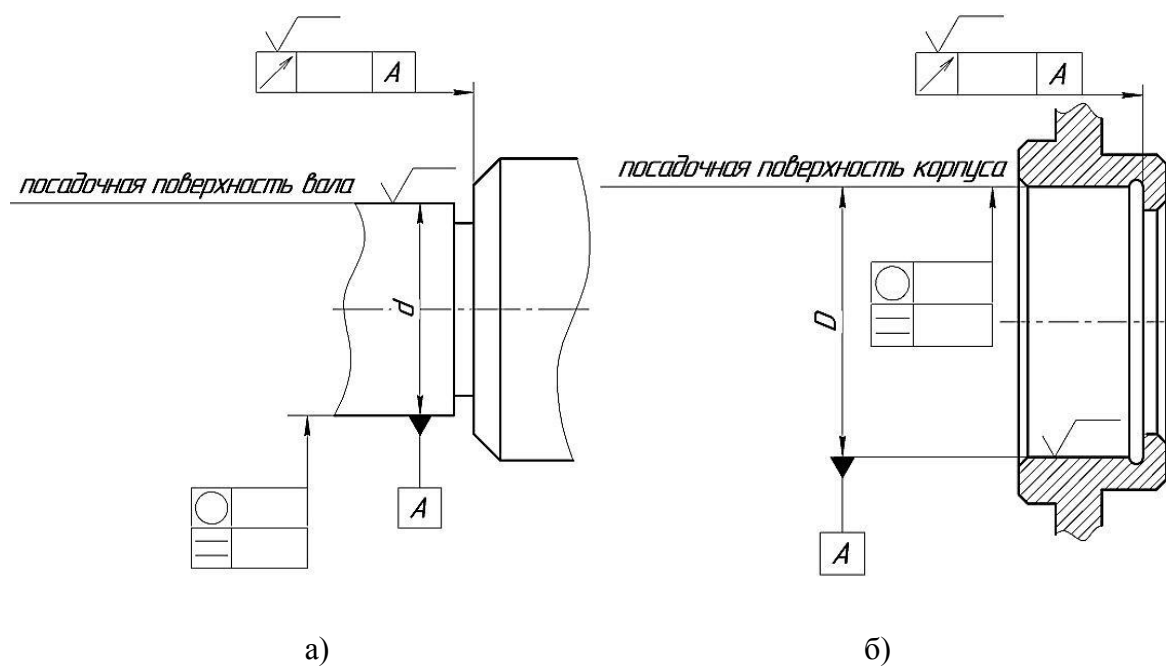


Рисунок 16 – Требования к точности геометрических параметров посадочных поверхностей валов (а) и корпусов (б)

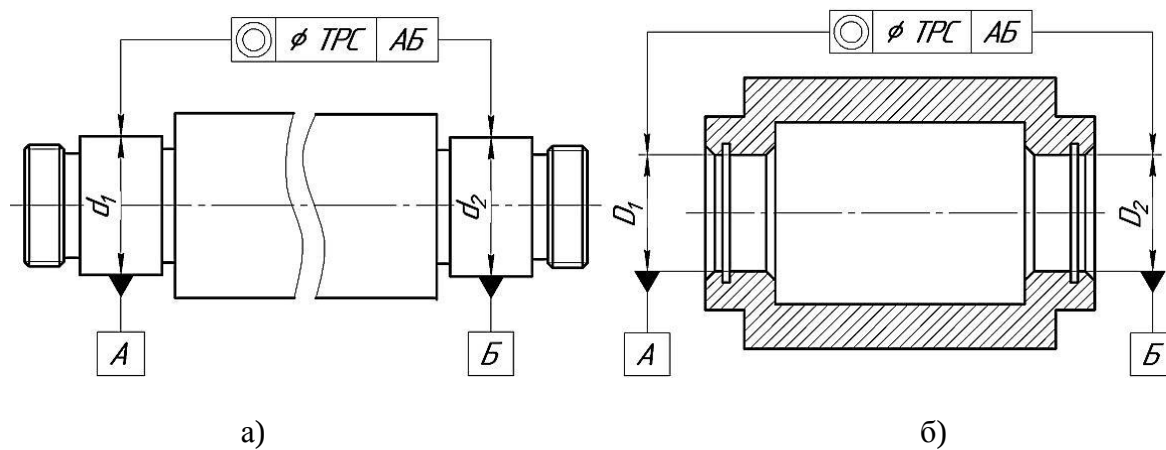


Рисунок 17 – Допуски соосности посадочных поверхностей валов (а) и корпусов (б)

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Палей М.А. Допуски и посадки: справочник / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – В 2-х ч.; 8-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2001. – Ч. 1. – 576 с., Ч. 2. – 608 с.
2. Карпенко В.А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учеб. пособие /В.А. Карпенко, Н.А. Волошина, С.П. Волков. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2007. – 372 с.
3. ГОСТ 2.105 – 95 – ЕСКД. Общие требования к текстовым документам. Введ. 01.01.2004. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 9 с.
4. ГОСТ 2.106 – 96 – ЕСКД. Текстовые документы. Введ. 01.01.2004. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 9 с.
5. ГОСТ 7.1 – 2003 – «Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления». Введ. 01.07.2004. – М.: Стандартинформ, 2010. – 52 с.
6. ГОСТ 6636 – 69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. Введ. 01.01.70. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 8с.
7. ГОСТ 2.307 – 2011. ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений. Введ. 01.01.2012. – М.: Стандартинформ, 2012. – 35 с.
8. ГОСТ 2.308 – 2011. ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей. Введ. 01.01.2012. – М.: Стандартинформ, 2012. – 29 с.
9. ГОСТ 2.309 – 73. ЕСКД. Обозначения шероховатости поверхностей. Введ. 01.01.75. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 10 с.
10. ГОСТ 31254 – 2004. Основные нормы взаимозаменяемости. Геометрические элементы. Общие термины и определения. Введ. 01.07.2005. – М.: Стандартинформ, 2005. – 8с.
11. ГОСТ 25346 – 2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки. Введ. 01.07.2015. – М: Стандартинформ, 2014. – 38 с.
12. ГОСТ 25347 – 2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов. Введ. 01.07.2015. – М: Стандартинформ, 2014. – 53 с.
13. ГОСТ 30893.1 – 2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками. Введ. 01.01.2004. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 9 с.
14. ГОСТ 520 – 2011. Подшипники качения. Общие технические условия. Введ. 01.07.2012. – М: Стандартинформ, 2012. – 66 с.
15. ГОСТ 3325 – 85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. Введ. 01.01.87. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 94 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(обязательное)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Кафедра «Приборные системы и автоматизация
технологических процессов»**

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине

«Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения»

Выполнил:

студент группы _____

Проверил:

Севастополь

20__ г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б (обязательное)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Севастопольский государственный университет»

Институт _____ Политехнический _____
Кафедра _____ Приборные системы и автоматизация технологических процессов _____
Направление подготовки/специальность _____
(код и название)

Профиль/специализация _____

Курс _____ Группа _____ Семестр _____

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (РАБОТУ) СТУДЕНТА

(фамилия, имя, отчество)

1. Тема проекта (работы) Нормирование и контроль точности типовых соединений механизма

2. Сроки сдачи студентом законченного проекта (работы) _____

3. Исходные данные к проекту (работе) Сборочный чертеж узла, лист индивидуального задания

4. Содержание пояснительной записки (перечень вопросов подлежащих разработке)

1. Нормирование точности цилиндрических соединений.

2. Расчет и выбор посадок подшипников качения.

3. Расчет размеров и выбор конструкций гладких предельных калибров.

4. Выбор универсальных средств измерений.

5. Расчет размерной цепи.

6. Схемы расположений интервалов допусков типовых соединений.

7. Нормирование шероховатости, формы и расположения поверхности.

8. Нормирование точности зубчатых колес.

5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Сборочный чертеж узла механизма

2. Рабочие чертежи деталей:

6. Дата выдачи задания _____

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

[illegible]

Студент _____

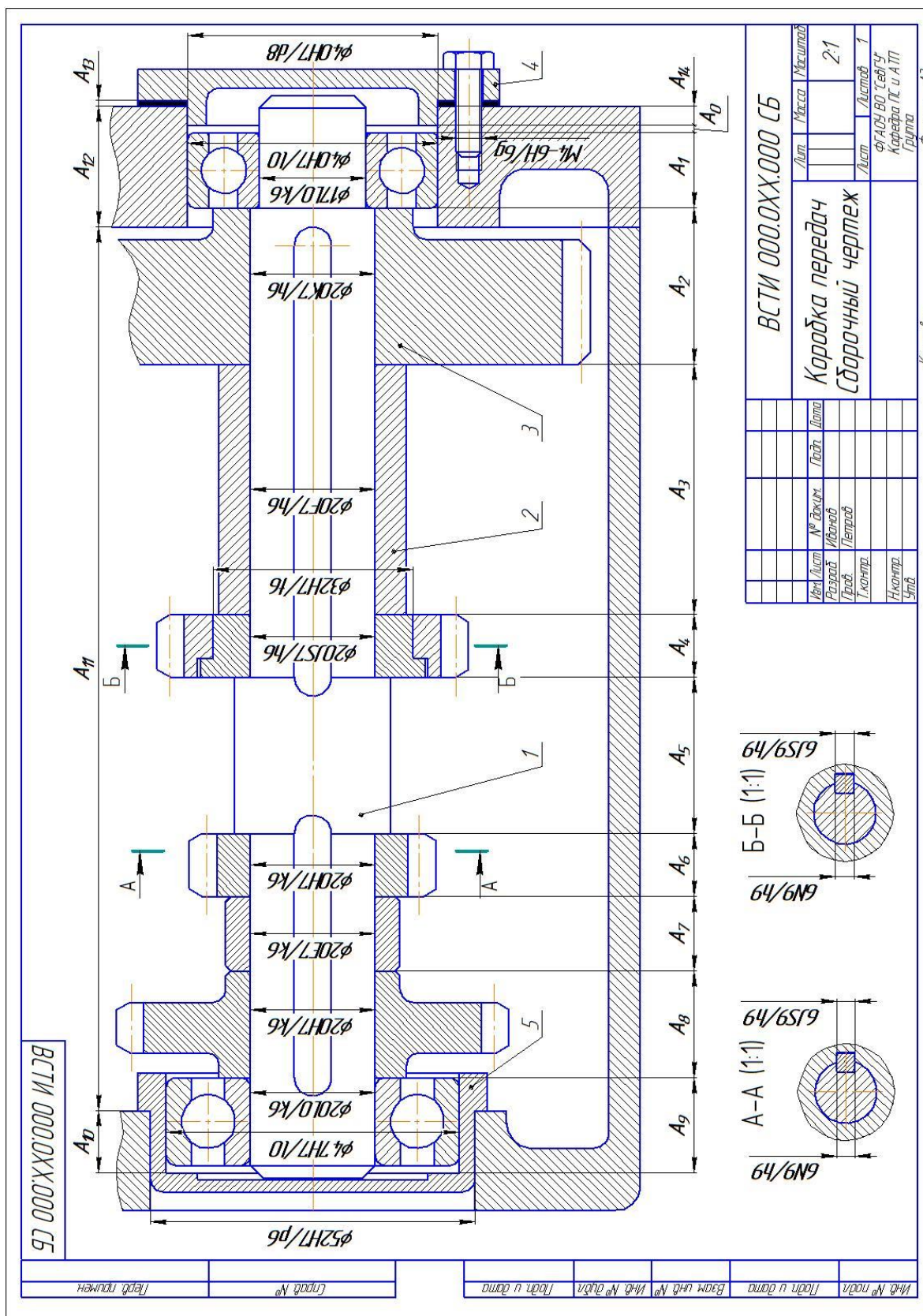
(подпись)

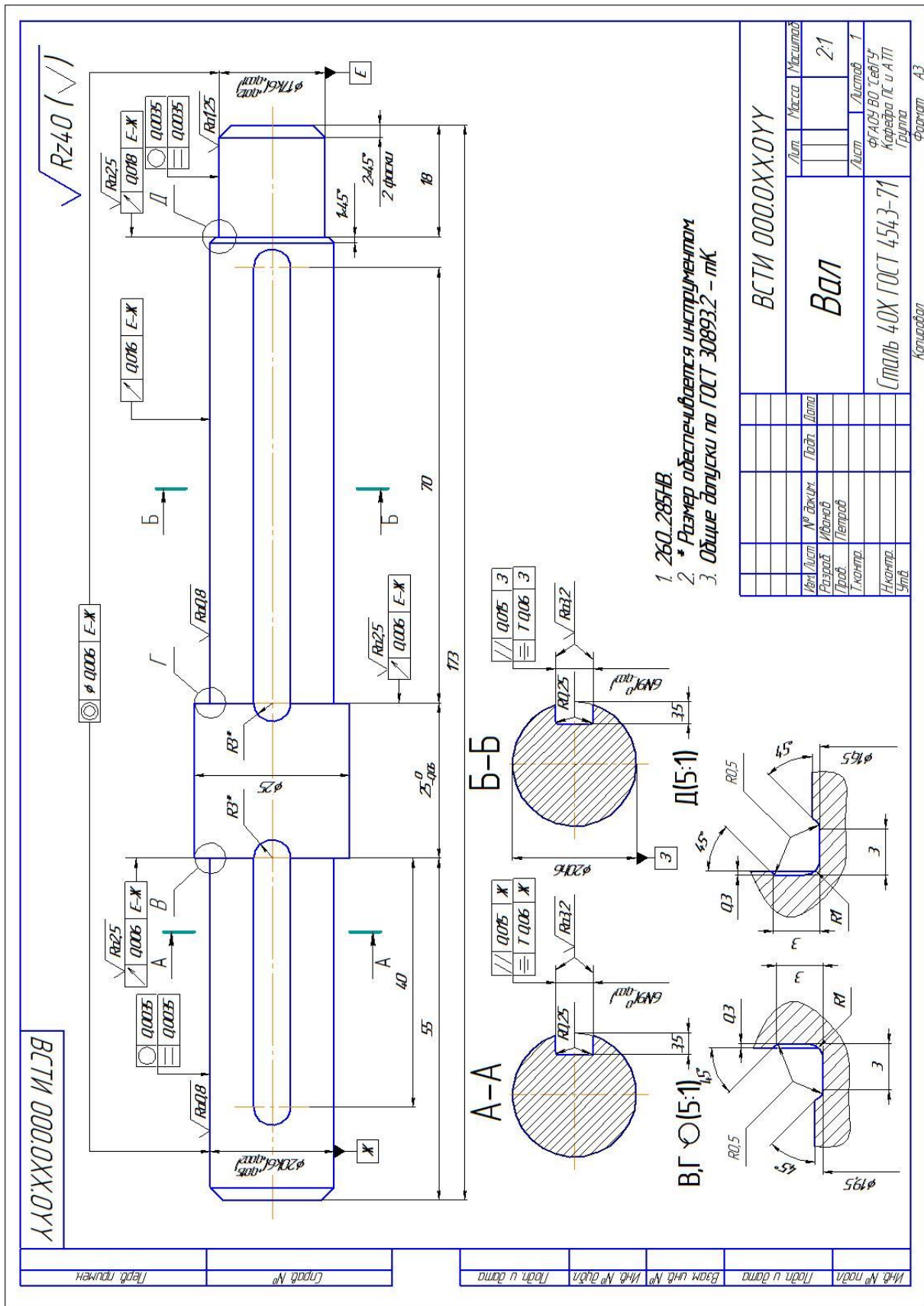
Руководитель проекта (работы) _____
(фамилия, инициалы, должность)

(подпись)

« » 20__ г.

ПРИЛОЖЕНИЕ В (обязательное)





Перв. примен.	ВСТИ 000.0XX.0YY				√ Rz40 (√)								
Справ. №					<table border="1" style="font-size: 0.8em;"> <tr> <td>≡</td> <td>T 0,06</td> <td>A</td> </tr> <tr> <td>///</td> <td>0,015</td> <td>A</td> </tr> </table>			≡	T 0,06	A	///	0,015	A
					≡	T 0,06	A						
///	0,015	A											
Подп. и дата													
Взам. инв. №													
Подп. и дата													
Инв. № подл.													

1. Покрытие – Хим. окс. прм. по ГОСТ 9.303 – 84.

2. Острые кромки притупить.

3. Неуказанные размеры радиусов не более 0,4 мм.

4. Общие допуски по ГОСТ 30893.2 – ТК.

ВСТИ 000.0XX.0YY				Втулка			Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Сталь 40 ГОСТ 1050-2013		Лист	Листов	1
Разраб.	Иванов								
Пров.	Петров								
Т.контр.									
Н.контр.							ФГАОУ ВО "СеВГУ" Кафедра ПС и АТП Группа		
Утв.									

Копировал
Формат А4

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дцкл.

Подп. и дата

Инв. № подл.

ВСТИ 000.0XX.0YY

√ Rz40 (√)

Technical drawing of a gear tooth profile. The drawing shows a cross-section of a tooth with various dimensions and surface finish requirements. Key dimensions include: top width 20, total width 25⁰_{-0.05}, root radius R2, and a circular feature with diameter 22.8 and hole diameter 20K7^{+0.006}_{-0.005}. Surface finish requirements are specified as Ra 0.012, Ra 2.5, Ra 0.8, Ra 1.25, Ra 1.6, and Ra 3.2. Geometric tolerances include 0.012 A, 0.015 A, and T 0.06 A.

1. 320...345HB.

2. Неуказанные радиусы скруглений 0,25 мм max.

3. Общие допуски по ГОСТ 30893.2 – ТК.

Модуль	m	2
Число зубьев	z	43
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	7-С
Длина общей нормали	W	27,414 ^{-0,07} _{-0,14}
Допуск на колебание длины общей нормали	F _{vw}	0,022
Допуск на радиальное биение зубчатого венца	F _r	0,036
Допуск на погрешность профиля зуба	f _f	0,011
Отклонение шага зацепления	f _{pb}	±0,014
Допуск на погрешность направления зуба	F _β	0,011
Делительный диаметр	d	86
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса	ВСТИ 000.0XX.0YY	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Иванов		
Пров.		Петров		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

ВСТИ 000.0XX.0YY

Колесо зубчатое

Сталь 40X ГОСТ 4543-71

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

ФГАОУ ВО "СеВГУ"
Кафедра ПС и АТП
Группа

Копировал
Формат A4

ПРИЛОЖЕНИЕ Г (справочное)

Таблица Г.1 – Значения допусков для размеров до 500 мм (ГОСТ 25346 – 2013)

Интервал размеров, мм	Единица допуска, i, мкм	Квалитет																			
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
		Допуск IT, мкм										Допуск IT, мм									
До 3	0,55	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
Св. 3 до 6	0,73	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
« 6 « 10	0,90	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
« 10 « 18	1,08	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
« 18 « 30	1,31	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
« 30 « 50	1,56	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
« 50 « 80	1,86	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
« 80 « 120	2,17	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
« 120 « 180	2,52	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
« 180 « 250	2,89	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
« 250 « 315	3,22	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
« 315 « 400	3,54	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
« 400 « 500	3,89	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70

Таблица Г.2 – Значения отклонений валов для размеров до 500 мм (ГОСТ 25346 – 2013)

Интервал размеров, мм	Обозначение основного отклонения																
	<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>	<i>js</i>	<i>j</i>		<i>k</i>		
	Квалитет																
	Все квалитеты												5 и 6	7	8	от 4 до 7	до 3 и св.7
	Верхнее отклонение <i>es</i> , мкм												Нижнее отклонение <i>ei</i> , мкм				
До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	Предельные отклонения ± IT/2	-2	-4	-6	0	0
Св. 3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	-	+1	0
» 6 » 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	-	+1	0
»10 » 14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0		-3	-6	-	+1	0
» 14 » 18																	
» 18 » 24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0		-4	-8	-	+2	0
» 24 » 30																	
» 30 » 40	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0		-5	-10	-	+2	0
» 40 » 50	-320	-180	-130														
» 50 » 65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0		-7	-12	-	+2	0
» 65 » 80	-360	-200	-150														
» 80 »100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0		-9	-15	-	+3	0
» 100 »120	-410	-240	-180														
» 120 »140	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-11	-18	-	+3	0
» 140 »160	-520	-280	-210														
» 160 »180	-580	-310	-230	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-13	-21	-	+4	0
» 180 »200	-660	-340	-240														
» 200 »225	-740	-380	-260	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0		-16	-26	-	+4	0
» 225 »250	-820	-420	-280														
» 250 »280	-920	-480	-300	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0		-18	-28	-	+4	0
» 280 »315	-1050	-540	-330														
» 315 »355	-1200	-600	-360	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0		-20	-32	-	+5	0
» 355 »400	-1350	-680	-400														
» 400 »450	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0		-20	-32	-	+5	0
» 450 »500	-1650	-840	-480														

Интервал размеров, мм	Обозначение основного отклонения														
	<i>m</i>	<i>n</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>	<i>za</i>	<i>zb</i>	<i>zc</i>	
	Квалитет														
	Все квалитеты														
	Нижнее отклонение <i>ei</i> , мкм														
До 3	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60	
Св. 3 до 6	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80	
»6 » 10	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97	
» 10 »14	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130	
» 14 » 18															+39
» 18 » 24	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188	
» 24 » 30															+41
» 30 » 40	+9	+17	+26	+34	+43	+	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	
» 40 » 50															+54
» 50 » 65	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405	
» 65 » 80															+43
» 80 »100	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585	
» 100 »120															+54
» 120 »140	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800	
» 140 »160															+65
» 160 »180	+17	+31	+50	+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000	
» 180 »200															+77
» 200 »225	+20	+34	+56	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250	
» 225 »250															+84
» 250 »280	+21	+37	+62	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550	
» 280 »315															+98
» 315 »355	+23	+40	+68	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900	
» 355 »400															+114
» 400 »450	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400	
» 450 »500															+132

Таблица Г.3 – Значение отклонений отверстий для размеров до 500 мм (ГОСТ 25346–2013)

Интервал размеров, мм	Обозначение основного отклонения																			от <i>P</i> до <i>ZC</i>			
	<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>	<i>JS</i>	<i>J</i>		<i>K</i>	<i>M</i>	<i>N</i>						
	Квалитет																						
	Все квалитеты												6	7	8	до 8	>8	до 8*	>8		до 8	>8	до 7
	Нижнее отклонение <i>EI</i> , мкм												Верхнее отклонение <i>ES</i> , мкм										
До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	Предельное отклонение ±IT/2	+2	+4	+6	0	0	−2	−2	−4	−4	Отклонение, как для квалитетов св.7, увеличенное на Δ	
Св. 3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	6	+4	0		+5	+6	+10	−1+Δ	−	−4+Δ	−4	−8+Δ	0		
» 6 »10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0		+5	+8	+12	−1+Δ	−	−6+Δ	−6	−10+Δ	0		
»10 »14	+290	+150	+95	−	+50	+32	−	+16	−	+6	0		+6	+10	+15	−1+Δ	−	−7+Δ	−7	−12+Δ	0		
»14 »18													+8	+12	+20	−2+Δ	−	−8+Δ	−8	−15+Δ	0		
»18 »24	+300	+160	+110	−	+65	+40	−	+20	−	+7	0		+8	+12	+20	−2+Δ	−	−8+Δ	−8	−15+Δ	0		
»24 »30													+10	+14	+24	−2+Δ	−	−9+Δ	−9	−17+Δ	0		
»30 »40	+310	+170	+120	−	+80	−50	−	+25	−	+9	0		+13	+18	+28	−2+Δ	−	−11+Δ	−11	−20+Δ	0		
»40 »50	+320	+180	+130										+16	+22	+34	−3+Δ	−	−13+Δ	−13	−23+Δ	0		
»50 »65	+340	+190	+140	−	+100	+60	−	+30	−	+10	0		+18	+26	+41	−3+Δ	−	−15+Δ	−15	−27+Δ	0		
»65 »80	+360	+200	+150										+22	+30	+47	−4+Δ	−	−17+Δ	−17	−31+Δ	0		
» 80 »100	+380	+220	+170	−	+120	+72	−	+36	−	+12	0		+25	+36	+55	−4+Δ	−	−20+Δ	−20	−34+Δ	0		
»100 »120	+410	+240	+180										+29	+39	+60	−4+Δ	−	−21+Δ	−21	−37+Δ	0		
»120 »140	+460	+260	+200	−	+145	+85	−	+43	−	+14	0		+33	+43	+66	−5+Δ	−	−23+Δ	−23	−40+Δ	0		
»140 »160	+520	+280	+210										+3	+4	+6	−5+Δ	−	−23+Δ	−23	−40+Δ	0		
»160 »180	+580	+310	+230	−	+170	+100	−	+50	−	+15	0	+25	+36	+55	−4+Δ	−	−20+Δ	−20	−34+Δ	0			
»180 »200	+660	+340	+240																				
»200 »225	+740	+380	+260	−	+210	+125	−	+62	−	+18	0												
»225 »250	+820	+420	+280																				
»250 »280	+920	+480	+300	−	+190	+110	−	+56	−	+17	0	+29	+39	+60	−4+Δ	−	−21+Δ	−21	−37+Δ	0			
»280 »315	+1050	+540	+330																				
»315 »355	+1200	+600	+360	−	+230	+135	−	+68	−	+20	0												
»355 »400	+1350	+680	+400																				
»400 »450	+1550	+960	+440	−	+230	+135	−	+68	−	+20	0	+33	+43	+66	−5+Δ	−	−23+Δ	−23	−40+Δ	0			
»450 »500	+1650	+840	+480																				

Интервал размеров, мм	Обозначение основного отклонения												Поправка Δ** (в мкм) для квалитетов					
	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>ZA</i>	<i>ZB</i>	<i>ZC</i>						
	Квалитет												3	4	5	6	7	8
	Св. 7																	
	Верхнее отклонение <i>ES</i> , мкм																	
До 3	−6	−10	−14	−	−18	−	−20	−	−26	−32	−40	−60	Δ = 0					
Св.3 до 6	−12	−15	−19	−	−23	−	−28	−	−35	−42	−50	−80	1	1,5	1	3	4	6
» 6 » 10	−15	−19	−23	−	−28	−	−34	−	−42	−52	−67	−97	1	1,5	2	3	6	7
» 10 » 14	−18	−23	−28	−	−33	−	−40	−	−50	−64	−90	−130	1	2	3	3	7	9
» 14 » 18						−39	−45	−	−60	−77	−108	−150						
» 18 » 24	−22	−28	−35	−	−41	−47	−54	−63	−73	−98	−136	−188	1,5	2	3	4	8	12
» 24 » 30				−41	−48	−55	−64	−75	−88	−118	−160	−218						
» 30 » 40	−26	−34	−43	−48	−60	−68	−80	−94	−112	−148	−200	−274	1,5	3	4	5	9	14
» 40 » 50				−54	−70	−81	−97	−114	−136	−180	−242	−325						
» 50 » 65	−32	−41	−53	−66	−87	−102	−122	−144	−172	−226	−300	−405	2	3	5	6	11	16
» 65 » 80				−43	−59	−75	−102	−120	−146	−174	−210	−274						
» 80 » 100	−37	−51	−71	−91	−124	−146	−178	−214	−258	−335	−445	−585	2	4	5	7	13	19
» 100 » 120				−54	−79	−104	−144	−172	−210	−254	−310	−400						
» 120 » 140	−43	−63	−92	−122	−170	−202	−248	−300	−365	−470	−620	−800	3	4	6	7	15	23
» 140 » 160				−65	−100	−134	−190	−228	−280	−340	−415	−535						
» 160 » 180	−50	−68	−108	−146	−210	−252	−310	−380	−465	−600	−780	−1000	3	4	6	9	17	26
» 180 » 200				−77	−122	−166	−236	−284	−350	−425	−520	−670						
» 200 » 225	−56	−80	−130	−180	−258	−310	−385	−470	−575	−740	−960	−1250	4	4	7	9	20	29
» 225 » 250				−84	−140	−196	−284	−340	−425	−520	−640	−820						
» 250 » 280	−62	−94	−158	−218	−315	−385	−475	−580	−710	−920	−1200	−1550	4	5	7	11	21	32
» 280 » 315				−98	−170	−240	−350	−425	−525	−650	−790	−1000						
» 315 » 355	−68	−108	−190	−268	−390	−475	−590	−730	−900	−1150	−1500	−1900	5	5	7	13	23	34
» 355 » 400				−114	−208	−294	−435	−530	−660	−820	−1000	−1300						
» 400 » 450	−68	−126	−232	−330	−490	−595	−740	−920	−1100	−1450	−1850	−2400	5	5	7	13	23	34
» 450 » 500				−132	−252	−360	−540	−660	−820	−1000	−1250	−1600						

Интервал размеров, мм	Обозначение основного отклонения												Поправка Δ** (в мкм) для квалитетов					
	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC						
	Квалитет																	
	Св. 7												3	4	5	6	7	8
	Верхнее отклонение ES, мкм																	
До 3	−6	−10	−14	-	−18	-	−20	-	−26	−32	−40	−60	Δ = 0					
Св.3 до 6	−12	−15	−19	-	−23	-	−28	-	−35	−42	−50	−80	1	1,5	1	3	4	6
» 6 » 10	−15	−19	−23	-	−28	-	−34	-	−42	−52	−67	−97	1	1,5	2	3	6	7
» 10 » 14	−18	−23	−28	-	−33	-	−40	-	−50	−64	−90	−130	1	2	3	3	7	9
» 14 » 18						−39	−45	-	−60	−77	−108	−150						
» 18 » 24	−22	−28	−35	-	−41	−47	−54	−63	−73	−98	−136	−188	1,5	2	3	4	8	12
» 24 » 30																		
» 30 » 40	−26	−34	−43	-	−48	−60	−68	−80	−94	−112	−148	−200	1,5	3	4	5	9	14
» 40 » 50																		
» 50 » 65	−32	−41	−53	-	−66	−87	−102	−122	−144	−172	−226	−300	2	3	5	6	11	16
» 65 » 80																		
» 80 » 100	−37	−51	−71	−91	−124	−146	−178	−214	−258	−335	−445	−585	2	4	5	7	13	19
» 100 » 120																		
» 120 » 140	−43	−63	−92	−122	−170	−202	−248	−300	−365	−470	−620	−800	3	4	6	7	15	23
» 140 » 160																		
» 160 » 180	−50	−68	−108	−146	−210	−252	−310	−380	−465	−600	−780	−1000	3	4	6	9	17	26
» 180 » 200																		
» 200 » 225	−56	−80	−130	−180	−258	−310	−385	−470	−575	−740	−960	−1250	3	4	6	9	17	26
» 225 » 250																		
» 250 » 280	−62	−94	−158	−218	−315	−385	−475	−580	−710	−920	−1200	−1550	4	4	7	9	20	29
» 280 » 315																		
» 315 » 355	−68	−108	−190	−268	−390	−475	−590	−730	−900	−1150	−1500	−1900	4	5	7	11	21	32
» 355 » 400																		
» 400 » 450	−68	−126	−232	−330	−490	−595	−740	−920	−1100	−1450	−1850	−2400	5	5	7	13	23	34
» 450 » 500																		

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(справочное)

Таблица Д.1 – Значения функции $\Phi(z) = \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,499928
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5,00	0,499997
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		

Таблица Д.2 – Значение E и μ для некоторых материалов

Материал	$E \cdot 10^{11}, \text{Н/м}^2$	μ
Сталь	1,96...2	0,3
Чугун	0,74...1,05	0,25
Бронза	0,84	0,35
Латунь	0,78	0,38
Пластмассы	0,005...0,35	

Таблица Д.3 – Значение коэффициентов трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивании

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения f
Сталь – сталь	0,06...0,13
Сталь – чугун	0,07...0,12
Сталь – магниево-алюминиевые сплавы	0,03...0,05
Сталь – латунь	0,05...0,1
Сталь – пластмассы	0,15...0,25

Таблица Д.4 – Значения величин C_d и C_D

d_1/d или d/d_2	$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$		$\mu_1 = \mu_2 = 0,25$	
	C_d	C_D	C_d	C_D
0,0	0,70	1,3	0,75	1,25
0,1	0,72	1,32	0,77	1,27
0,2	0,78	1,38	0,83	1,33
0,3	0,89	1,49	0,95	1,45
0,4	1,08	1,68	1,13	1,63
0,5	1,37	1,97	1,42	1,92

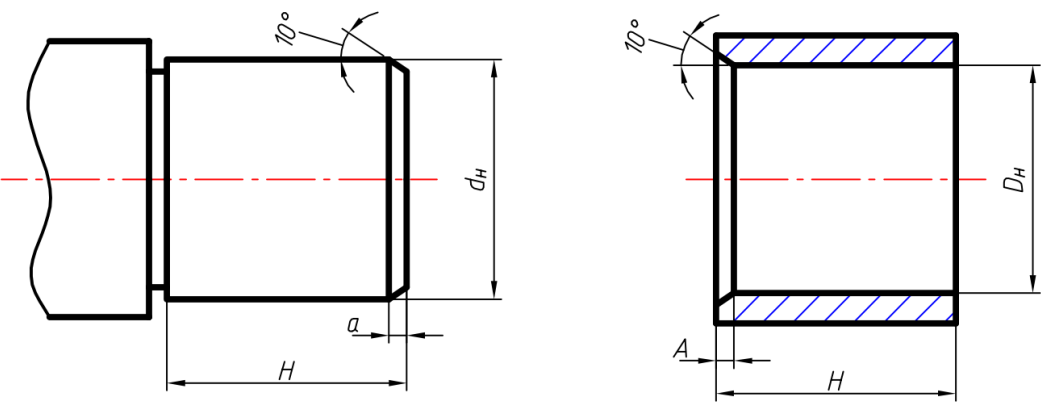
Таблица Д.5 – Значение пределов текучести материалов σ_T

Марка материала	Предел текучести σ_T , Па
Сталь 25	$2,8 \cdot 10^8$
Сталь 30	$3,0 \cdot 10^8$
Сталь 35	$3,2 \cdot 10^8$
Сталь 40	$3,4 \cdot 10^8$
Сталь 45	$3,6 \cdot 10^8$
Чугун 28–48	$2,74 \cdot 10^8$
Бронза Бр АЖН-11-6-6	$3,92 \cdot 10^8$
Латунь ЛМц ОС 58-2-2-2	$3,43 \cdot 10^8$
Сталь 15Х	$4,9 \cdot 10^8$
Сталь 20Х	$6,37 \cdot 10^8$
Сталь 30Х	$6,87 \cdot 10^8$
Сталь 40Х	$7,84 \cdot 10^8$

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

(справочное)

Таблица Е.1 – Рекомендуемые размеры входных фасок для деталей, собираемых под прессом, мм

			
Группы посадок	$d_H = D_H$, мм	a , мм	A , мм
Все посадки переходные, с натягом, с отверстиями до 7-го качества включительно и валами до 6-го качества включительно	до 30	0,5	1,0
	св. 30 до 100	0,1	1,6
	св. 100 до 250	0,2	2,5
	св. 250 до 500	0,3	4,0
Все посадки переходные и с натягом 7-го и 8-го качеств, кроме посадок типа: H/x (X/h) и H/z (Z/h)	до 30	1,0	1,6
	св. 30 до 100	2,0	2,5
	св. 100 до 250	3,0	4,0
	св. 250 до 500	4,0	5,0
Посадки с натягом типа H/x и X/h	до 30	1,6	2,0
	св. 30 до 100	2,0	2,5
	св. 100 до 250	4,0	5,0
	св. 250 до 500	6,0	8,0
Посадки с натягом типа H/z и Z/h	до 30	2,0	2,5
	св. 30 до 100	3,0	4,0
	св. 100 до 250	5,0	6,0
	св. 250 до 500	5,0	10,0

**НОРМИРОВАНИЕ И КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТИ
ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕХАНИЗМОВ.
ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ**

Часть 1

Методические указания
к выполнению курсовой работы

Составители: **Волошина** Наталья Александровна,
Филипович Олег Викторович, **Балакина** Наталья Анатольевна

Редактор - О.В. Дмитриева

Подписано в печать 11.05.16 г. Изд. № 106/16. Зак. 56/2016. Тираж 100 экз.
Объем 3,75 п.л. Усл. печ. л. 3,48. Уч.-изд. л. 3,24.
Формат бумаги 60 x 84 1/16

РИИЦМ ФГАОУ ВО
«Севастопольский государственный университет»