

Задание 37 Вариант 2

1. Рассчитать посадки для гладких цилиндрических соединений с натягом, зазором для соединения 11-13

переходную для соединения 1-4

2. Назначить и рассчитать посадки подшипников качения 8

и построить схемы расположения полей допусков и обозначить технические требований

3. Назначить посадки для всех сопрягаемых размеров и обозначить их на выданном узле

4. Рассчитать калибры для деталей 11, 13 гладкого цилиндрического соединения 11-13

5. Построить схему расположения полей допусков резьбового (шлицевого) соединения 4-5

6. Рассчитать рабочие калибры для резьбовой (шлицевой) детали 4

7. Выполнить рабочий чертеж калибра детали 11

8. Выполнить рабочий чертеж зубчатого колеса 13 (9-A)

9. Рассчитать размерную цепь A

10. Выполнить чертеж детали 6

11. Разработать и вычертить схемы контроля технических требований детали 6

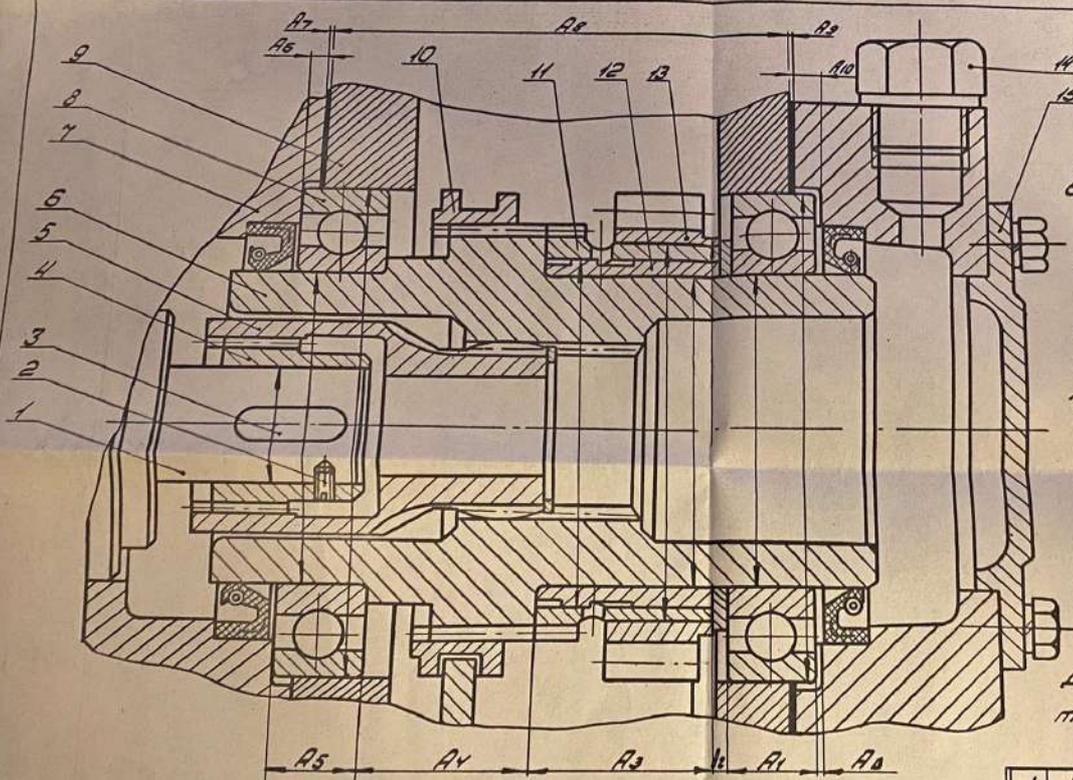
Срок выполнения проекта 17.09 – 10.12.2021 Дата защиты 10.12.2021

Руководитель проекта Де Кинну Студент _____

Задание N 37

От электродвигателя вращение передается через вал 1 муфты 10 на вал 6. При включении муфты 10 вращение со шлицевого вала 6 передается зубчатому колесу 13 и далее исполнительному механизму.

Для сопряжения 11-13 рассчитать и подобрать посадку.



Вариант	СОПРЯЖЕНИЯ								РАЗМЕРЫ										d ₁	d	d ₂	e	Материал детали 11	Материал детали 13	M _{кр} кН	S _с
	1-2	3-4	5-8	8-9	11-13	11-12	12-14	14-5	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅ -A ₁	A ₆	A ₇	A ₈	A ₉	A ₁₀								
1	M5-2H5/2F _h	40	120	180	160	140	M16	8x52x53	01-13	5-012	40-012	70-02	30-012	5-012	164-016	2-01	2-01	140	160	200	30	Сталь 20	Сталь 20	50	0,15	
2	M8	45	130	200	170	150	M20	8x52x53	01-13	5-012	50	60	30-012	4	164	2	3	150	170	220	35	Сталь 20	Сталь 20	200	0,15	
3	M8	60	140	210	180	160	M24	10x72x82	01-14	5-012	60	50	30-012	3	164	2	4	160	180	220	40	Сталь 20	Сталь 20	400	0,15	
4	M10	60	160	240	200	180	M30	10x82x92	05-02	5-012	70	40	30-012	2	164	...	5	180	200	240	45	Сталь 20	Сталь 20	1200	0,15	

Министерство высшей науки и образования Российской Федерации
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра «Технология автоматизированного машиностроения»

УДК 531.7(075.8)+621.753(075.8)+658.516(075.8)
С952

Т.В. Столярова, А.С. Дегтярева-Кашутина,

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

Учебное пособие по выполнению курсового проекта (работы)
под общей редакцией В.И. Гузеева

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2021

УДК 531.7(075.8)+621.753(075.8)+658.516(075.8)
С952

*Одобрено:
учебно-методической комиссией
факультета машиностроения*

*Рецензенты:
А.А. Комаров, И.В. Иванова*

Столярова Т.В.

Метрология, взаимозаменяемость и стандартизация: учебное пособие для выполнения курсового проекта (работы) / Т.В. Столярова, А.С. Дегтярева-Кашутина – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2021. – 119 с.

В учебном пособии дан теоретический материал для самостоятельного изучения задач стандартизации, метрологии, основных норм взаимозаменяемости, изложен порядок выполнения проекта (работы) с подробным указанием методик расчета и выбора посадок, расчета калибров, размерных цепей. Приведена методика назначения требований к точности геометрических параметров детали с учетом требований стандартов по основным нормам взаимозаменяемости.

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения по направления подготовки 15.03.01 «Машиностроение», 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», а также для других направлений подготовки ЮУрГУ, в которых изучаются данные дисциплины.

УДК 658.562

© Издательский центр ЮУрГУ, 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ). ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	5
2. ОБЩИЙ ОБЪЕМ И ОФОРМЛЕНИЕ	5
3. КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ	7
4. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И ЕЕ ЗНАЧЕНИЕ.....	8
5. СТАНДАРТИЗАЦИЯ. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ	9
6. КЛАССИФИКАЦИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ.....	11
6.1. Понятие о размерах, отклонениях и допусках	12
6.2 Понятие о посадках. Система отверстия и система вала	14
6.3. Нанесение размеров и предельных отклонений на чертежах	17
6.4 Общие допуски.....	18
6.5. Допуски формы	22
6.6. Допуски ориентации и месторасположения	22
6.7. Допуски биения	23
6.8. Допуски полного биения	26
7. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК.....	27
7.1 Посадки с натягом.....	27
7.2. Переходные посадки.....	40
7.3. Посадки с зазором.....	42
7.4 Посадки подшипников качения.....	50
7.5. Назначение посадок	57
8. РАСЧЕТ КАЛИБРОВ.....	57
8.1. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-скоб.....	57
8.2. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-пробок	58
8.3. Расчет шлицевого соединения и исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-пробки	60
8.4. Расчет исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-кольца.....	64
8.5. Резьбовые соединения. Схемы полей допусков резьбового соединения.....	65

8.6. Расчет исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров-пробок для внутренней резьбы (гайки) M14x1,5-7G	67
8.7. Расчет исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров-колец для наружной резьбы (болта) M14x1,5 – 6g	71
9. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА И ПЕРЕДАЧИ	74
10. РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ	77
10.1 Метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость	80
10.2. Метод неполной взаимозаменяемости с применением вероятностного расчета	82
10.3 Метод регулирования	85
11. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ДЕТАЛИ	88
12. ОФОРМЛЕНИЕ СХЕМ КОНТРОЛЯ	92
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	94
ПРИЛОЖЕНИЯ	97

Цель проекта (работы) – научиться пользоваться стандартами, уметь выбрать оптимальные расчетные посадки, а также оптимальные точности размеров при расчете размерных цепей. Научиться задавать технические требования на чертеже детали, исходя из условий работы детали в механизме, уметь выбрать методы и средства контроля заданных точностей.

Исходные данные для выполнения курсового проекта (работы) помещены на чертеже узла, выдаваемом студенту.

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА (РАБОТЫ). ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1. Рассчитать и выбрать оптимальную посадку для одного из заданных сопряжений с натягом или зазором, а также переходную посадку.

2. Для подшипника качения, имеющего постоянную по направлению нагрузку, рассчитать посадку для циркуляционно-нагруженного кольца и подобрать посадку для местно нагруженного кольца. Выполнить схему расположения полей допусков подшипника, вала и корпуса, а также задать технические требования на сопряженные с подшипником детали (вала и корпуса).

3. Для сопрягаемых размеров узла назначить систему, качество и посадку на основании расчета посадок и работы узла и обозначить их на данном чертеже.

4. Для деталей заданного сопряжения выполнить схемы расположения полей допусков гладких предельных рабочих калибров. Рассчитать их исполнительные размеры и размер полностью изношенного калибра.

5. Выполнить схемы расположения полей допусков заданного резьбового или шлицевого сопряжения и соответственно рабочих калибров для одной из сопрягаемых деталей. Рассчитать их исполнительные размеры и размеры, соответствующие полному износу.

6. Выполнить рабочий чертеж заданного зубчатого колеса с указанием контролируемых параметров, рассчитанных в записке.

7. Выполнить рабочий чертеж заданного калибра.

8. Рассчитать заданную в узле размерную цепь, обосновав выбор метода расчета.

9. Выполнить чертеж заданной детали с указанием точности размеров, шероховатости поверхностей, отклонений формы и расположения.

10. Дать схемы контроля допусков формы и расположения поверхностей, заданных на чертеже детали, и параметров зубчатого колеса.

2. ОБЩИЙ ОБЪЕМ И ОФОРМЛЕНИЕ

Графическая часть работы – 3 листа формата А3 (297×420 мм).

Расчетно-пояснительная записка – 20–35 листов формата А4 (297×210 мм).

На рисунке 2.1 приведена ориентировочная компоновка графической части.

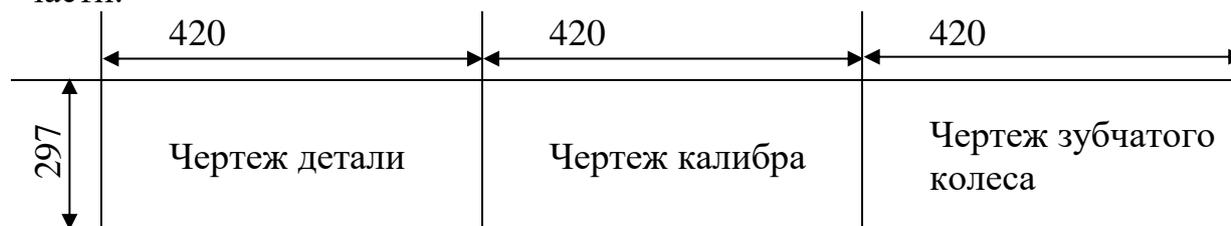


Рис. 2.1. Компоновка графической части

Все расчеты и обоснования приводятся в расчетно-пояснительной записке. Пояснительная записка должна быть распечатана или написана от руки на одной стороне писчей бумаги.

Листы должны иметь сквозную нумерацию. Пояснительная записка должна быть сшита, иметь титульный лист.

Материал в записке должен быть изложен технически грамотно, четко, сжато. Расчеты следует иллюстрировать эскизами и схемами с применением чертежных инструментов.

В состав пояснительной записки включаются следующие материалы:

- титульный лист;
- задание на выполнение курсового проекта;
- аннотация по проекту, содержащая краткое изложение сущности курсового проекта (работы);
- введение, где должны быть отражены основные задачи и направления развития машиностроения; роль изучаемой дисциплины в решении этих задач;
- обоснование выбранных посадок для всех сопрягаемых размеров, построение схем расположения полей допусков, назначенных посадок;
- расчет посадок для гладких цилиндрических соединений с натягом для заданного соединения; построение схемы расположения полей допусков, выбранной посадки;
- расчет и построение схемы расположения полей допусков, переходной посадки;
- расчет посадок подшипника качения с указанием схемы расположения полей допусков подшипника, корпуса и вала, и эскизов вала и корпуса подшипника;
- схемы расположения полей допусков калибров для контроля деталей гладкого цилиндрического соединения с расчетом исполнительных размеров калибров-пробок и скоб;
- расчет исполнительных размеров калибров для контроля шлицевого или резьбового соединения с построением схем расположения полей допусков самого соединения и указанных калибров;
- обоснование выбора контрольного комплекса параметров для заданного зубчатого колеса;

- расчет размерных цепей;
- схемы контроля технических требований, заданных на чертеже детали;
- библиографический список;
- оглавление.

На всю использованную литературу должны быть ссылки в записке. Например: радиальное биение зубчатого венца $Fr=42$ мкм [2].

При составлении списка литературы нужно руководствоваться требованиями ГОСТ 7.1–2003 «Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления».

Например: описание книги одного автора, однотомной.

Анухин, В.И. Допуски и посадки: учебное пособие/ В.И. Анухин – 4-е изд. – СПб.: Питер, 2008. – 207 с.: ил.

Тищенко, О.Ф. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / О.Ф. Тищенко, А.С. Валендинский. – М.: Машиностроение, 1977.

Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие /П.Ф. Дунаев, О.Н. Леликов. – М.: Высшая школа, 2001.

Описание книг более четырех авторов.

Метрология, взаимозаменяемость и стандартизация: учебное пособие по выполнению курсовой работы/ Т.В. Столярова, В.А. Кувшинова, О.В. Ковалерова, Т.А. Поляева; Под ред. к.т.н. В.Н. Выбойщика – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004 – 110 с.

Описание стандарта.

ГОСТ 2.309–73. Единая система конструкторской документации. Обозначения шероховатости поверхностей.

3. КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ

Основные требования к современному производству – дать как можно больше продукции лучшего качества и с наименьшей стоимостью.

Качество продукции является основной движущей силой, с помощью которой государство решает важнейшие экономические и политические задачи как внутри страны, так и за ее пределами. Высокое качество – это сбережение труда и рост экспортных возможностей; лучшее, более полное удовлетворение потребностей общества. От качества машин и оборудования зависят темпы технического прогресса и эффективность производства во всех отраслях народного хозяйства.

Качество продукции – совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением (ГОСТ 15467–79).

Для оценки качества машин применяется четкая система показателей и методов их определения.

Важнейшим показателем качества деталей является точность изготовления их геометрических параметров. Полученные при обработке размер, форма и взаимное расположение поверхностей определяют фактические зазоры и натяги в сопряжениях деталей машин, следовательно, работоспособность и технико-экономическую эффективность изделий.

Под точностью обработки понимается степень соответствия результатов обработки идеальной схеме, положенной в основу данной операции, т.е. схеме, которая может обеспечить требуемые размер, форму и взаимное расположение поверхностей детали. Основными причинами возникновения погрешностей являются: погрешность установки деталей на станке; погрешности станка, на котором производится обработка; погрешности режущего инструмента и его износ; погрешности настройки станка и инструмента; погрешности, возникающие в результате деформаций системы СПИД (станок – приспособление – деталь – инструмент) от усилий резания и закрепления; погрешности температурных деформаций отдельных звеньев технологической системы.

Точность и ее контроль являются одними из важнейших показателей качества и служат исходной предпосылкой организации взаимозаменяемого производства.

4. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И ЕЕ ЗНАЧЕНИЕ

Для нормальной работы машин или любого изделия необходимо, чтобы детали занимали относительно друг друга определенное положение. При расчете точности относительного положения деталей необходимо учитывать взаимосвязь многих размеров деталей в изделии.

В машиностроении различают два способа производства машин и приборов:

- способ индивидуальной пригонки;
- способ, основанный на применении принципов взаимозаменяемости.

При первом способе окончательная сборка машин осуществляется после индивидуальной пригонки сопрягаемых поверхностей между собой. Этот способ изготовления изделий требует большой затраты времени и использования высококвалифицированных рабочих. Качество выпускаемых машин в этом случае во многом зависит от индивидуальных условий изготовления: от квалификации рабочего, тщательности произведенной пригонки и т.д.

При использовании принципов взаимозаменяемости детали изготавливаются независимо друг от друга, без последующей пригонки частей.

Взаимозаменяемость – основной принцип конструирования, изготовления, контроля и эксплуатации машин. Она позволяет:

1. Упростить, ускорить проектно-конструкторские работы по созданию новых машин путем широкого применения унифицированных деталей и узлов, уже проверенных на работающих механизмах.

2. Значительно упростить и удешевить изготовление машин за счет организации их поточного производства.

Комплексная механизация и автоматизация производства, создание автоматических линий невозможно без обеспечения принципа взаимозаменяемости. Взаимозаменяемое изготовление деталей ведет к упрощению сборки машин, которая сводится к простому соединению (без подгонки) деталей рабочими невысокой квалификации. Качество машин при этом получается более стабильным и не зависящим от сборщика.

3. Упростить и удешевить эксплуатацию машин, увеличить срок их службы путем простой замены изношенных или поломанных деталей деталями из запчастей. Эта замена деталей при ремонте машин чаще всего должна быть проведена в эксплуатационных условиях, где подгонка или подбор практически невозможен.

Детали и узлы изделий будут взаимозаменяемыми только тогда, когда их размеры, форма, физические свойства материала и другие количественные и качественные показатели будут находиться в заданных допустимых пределах. Нормативная база взаимозаменяемости оформлена государственными стандартами. Основными предпосылками создания взаимозаменяемого производства машин являются наличие соответствующего по точности оборудования, приспособлений, инструмента и средств контроля, а также достаточная квалификация рабочих.

Еще одним важным условием достижения взаимозаменяемости является единство мер, которое обеспечивается системой испытания и аттестации новых измерительных средств, а также поверкой и калибровкой эксплуатируемой измерительной техники.

5. СТАНДАРТИЗАЦИЯ. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Стандартизация – это деятельность по разработке, утверждению, изменению, отмене, опубликованию и применению документов по стандартизации и иная деятельность, направленная на достижение упорядоченности в отношении объектов стандартизации.

Стандартизация – это научное определение минимальных требований для получения максимального эффекта.

Стандарт есть результат конкретной работы по стандартизации, выполненной на основе достижений науки, техники и практического опыта.

Стандарт – нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил и требований к объекту стандартизации.

ГОСТ Р 1.0-2012 «Стандартизация в Российской Федерации. Основные положения» выделили несколько видов стандартов.

Основополагающие стандарты – нормативные документы, утвержденные для определенных областей науки, техники и производства, содержащие в себе общие положения, принципы, правила и нормы для данных об-

ластей. Этот тип стандартов должен способствовать эффективному взаимодействию между различными отраслями науки, техники и производства, а также устанавливать общие нормы и принципы проведения работ в определенной области.

Главная цель утверждения основополагающих стандартов – обеспечение в процессе разработки и эксплуатации продукта выполнения обязательных требований и общетехнических норм, предусмотренных Государственными стандартами, таких, как безопасность продукта для жизни и здоровья потребителя, имущества и окружающей среды.

Стандарты на продукцию (услуги) – нормативные документы, утверждающие требования либо к определенному виду продукции (услуги), либо к группам однородной продукции (услуги). Существуют две следующих разновидности данного нормативного документа:

- стандарты общих технических условий, применяющиеся к группам однородной продукции (услуг);
- стандарты технических условий, применяющиеся к конкретным видам продукции (услуги).

Стандарт общих технических условий включает в себя: классификацию, основные параметры (размеры), требования к качеству, упаковке, маркировке, транспортировке, правила эксплуатации и обязательные требования по безопасности жизни и здоровья потребителя, окружающей среды, правила утилизации.

Стандарт технических условий содержит более конкретные требования, так как применяется уже непосредственно к конкретным видам продукции (услуги). Однако требования стандарта технических условий не должны вступать в противоречие с требованиями стандарта общих технических условий.

Стандарты на работы (процесс) – нормативные документы, утверждающие нормы и правила для различных видов работ, которые проводятся на определенных стадиях жизненного цикла продукции (разработка, изготовление, потребление, хранение, транспортировка, ремонт и утилизация).

Стандарты на методы контроля (испытания, измерения, анализа) должны обеспечивать полный контроль над выполнением обязательных требований к качеству продукции, определенному принятыми стандартами. В данном типе стандартов должны утверждаться максимально объективные методы контроля, дающие воспроизводимые и сопоставимые результаты. Основой стандартизированных методов контроля являются Международные стандарты. В стандарте обязательно должна присутствовать информация о возможной допустимой погрешности измерений.

С 27 июня 2003 года вступил в силу закон «О техническом регулировании». Настоящий Федеральный закон регулирует отношения, возникающие при: разработке, принятии, применении и исполнении обязательных требований к продукции, в том числе зданиям и сооружениям, или связан-

ным с требованиями к продукции процессам проектирования (включая изыскания), производства, строительства, монтажа, наладки, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации.

6. КЛАССИФИКАЦИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Изготовление деталей независимо друг от друга и их сборка без дополнительной обработки, и подгонки осуществимы только при условии определения допусковых отклонений от расчетных значений геометрических и других параметров, которые фиксируются на чертежах в соответствии со стандартами Единой система конструкторской документации (ЕСКД) «Общие правила выполнения чертежей». Для получения оптимального качества изделия необходимо нормировать и контролировать следующие геометрические параметры:

- отклонения линейных и угловых размеров;
- отклонения формы поверхностей;
- отклонения месторасположения, ориентации и биения поверхностей;
- параметры шероховатости поверхностей деталей.

Для нормирования и количественной оценки отклонений этих параметров стандартами установлен ряд терминов и понятий. В подразделах 6.1–6.8 приведены определения основных терминов и понятий, принятые для них условные обозначения и примеры их указания на чертежах со ссылками на соответствующие стандарты. Для отдельных понятий даны примеры их расчета и рекомендации по применению.

Принятые обозначения основных понятий указаны в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Принятые обозначения

Обозначения		Наименование обозначений
осн-ые	дополнительные	
d_n	–	Номинальный размер соединения
D	–	Размер, используемый при расчетах стандартных допусков и отклонений для данного интервала номинальных размеров ГОСТ 25346–2013
D	$D, D_{\max}, D_{\min}, D_d, D_{\text{ср}}$	Размеры отверстия (номинальный, наибольший, наименьший, действительный, средний)
d	$d, d_{\max}, d_{\min}, d_d, d_{\text{ср}}$	Размеры вала (номинальный, наибольший, наименьший, действительный, средний)
L	$L, L_{\max}, L_{\min}, L_d, L_{\text{ср}}$	Длина элемента или координирующий размер (номинальный, наибольший, наименьший, действительный, средний)
E	$ES, EI, E_d, E_{\text{ср}}$	Отклонение размера отверстия (верхнее, нижнее, действительное, среднее) ГОСТ 25346–2013

e	es, ei, e_d, e_{cp}	Отклонение размера вала (верхнее, нижнее, действительное, среднее) ГОСТ 25346–2013
Δ	$\Delta_B, \Delta_H, \Delta_d, \Delta_{cp}$	Отклонение размера в измерительной цепи (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
S	$S_{max}, S_{min}, S_d, S_{cp}$	Зазор (наибольший, наименьший, действительный, средний)
N	$N_{max}, N_{min}, N_d, N_{cp}$	Натяг (наибольший, наименьший, действительный, средний)
T	TD, Td, TS, TN, TL	Допуск (отверстия, вала, зазора, натяга, длины элемента) ГОСТ 25346–2013
IT	$IT1, IT2$ и т.д.	Допуск размера по соответствующему качеству ГОСТ 25346–2013

6.1. Понятие о размерах, отклонениях и допусках

d_n – номинальный размер соединения, общий для отверстия и вала, составляющих соединение; размер геометрического элемента идеальной формы, определенной чертежом

d, D – номинальный размер – размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчета отклонений.

d_d, D_d – действительный размер – размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

d_{max}, d_{min} – предельные размеры вала – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

На чертежах предельные размеры задаются предельными отклонениями: es – верхнее отклонение, ei – нижнее отклонение, которые могут быть положительными, отрицательными и равными нулю:

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

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

Предельные отклонения на чертежах задаются в мм, в таблицах стандартов в микрометрах, $1 \text{ мм} = 1000 \text{ мкм}$.

Td – допуск вала – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или разность между верхним и нижним отклонениями:

$$Td = d_{max} - d_{min} = es - ei.$$

TD – допуск отверстия – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или разность между верхним и нижним отклонениями:

$$TD = D_{max} - D_{min} = ES - EI.$$

Поле допуска – поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями.

Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера.

Величина допуска определяется по стандарту в зависимости от номинального размера и качества.

Стандарт устанавливает 20 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18. Самый большой допуск по 18 квалитету.

При определении допусков на погрешность изготовления деталей любого соединения надо исходить из условий работы этого соединения и назначать те наибольшие допуски, при которых данное соединение может нормально работать. Малые допуски требуют применения более дорогих методов обработки деталей, более высокой квалификации рабочих и поэтому значительно увеличивают стоимость обработки деталей. Основное применение допусков по квалитетам: по 01, 0, 1 допуски задаются на размеры плоскопараллельных концевых мер длины, эталоны; 2, 3, 4 – на размеры калибров, особо точные изделия; от 5 до 12 – на сопряженные размеры деталей машин; 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 – на свободные размеры деталей машин. Допуски по 6 и 7 квалитетам наиболее распространены для точных и ответственных соединений автомобильной, авиационной, станкостроительной, турбостроительной промышленности, легкого и текстильного машиностроения.

Положение поля допуска относительно нулевой линии определяет основное отклонение – одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нулевой линии, которое обозначается буквой латинского алфавита для отверстий – прописной (*A...ZC*), для валов – строчной (*a...zc*).

Схема расположения основных отклонений отверстий и валов относительно номинального размера d_n приведена на рис. 6.1.

Обозначение поля допуска размера образуется сочетанием обозначений основного отклонения и качества, которые записываются после номинального размера, например: $\varnothing 40H7$, $\varnothing 30f6$.

При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.

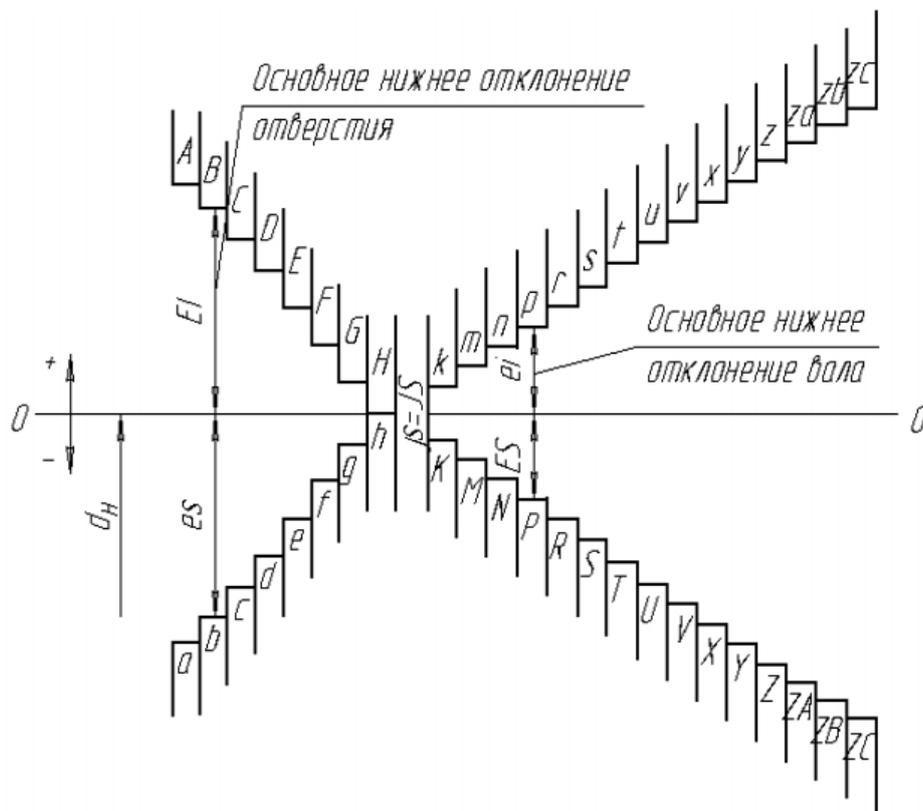


Рис. 6.1. Схема расположения основных отклонений отверстий и валов

6.2 Понятие о посадках. Система отверстия и система вала

При соединении двух деталей образуется посадка.

Посадка – характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала, посадка может быть:

- с зазором;
- с натягом;
- переходной, когда возможно получение, как зазора, так и натяга.

Зазор (S) – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг (N) – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Допуск посадки – сумма допусков отверстия и вала, составлявших соединение.

Для посадки с зазором допуск посадки:

$$TS = S_{max} - S_{min} = TD + Td.$$

Для посадки с натягом:

$$TN = N_{max} - N_{min} = TD + Td.$$

Для переходной, посадки:

$$T(S, N) = S_{max} + N_{max} = TD + Td.$$

В зависимости от способа осуществления посадок различают: посадки в системе отверстия и посадки в системе вала.

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 6.2).

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Посадки в системе вала – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 6.3).

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

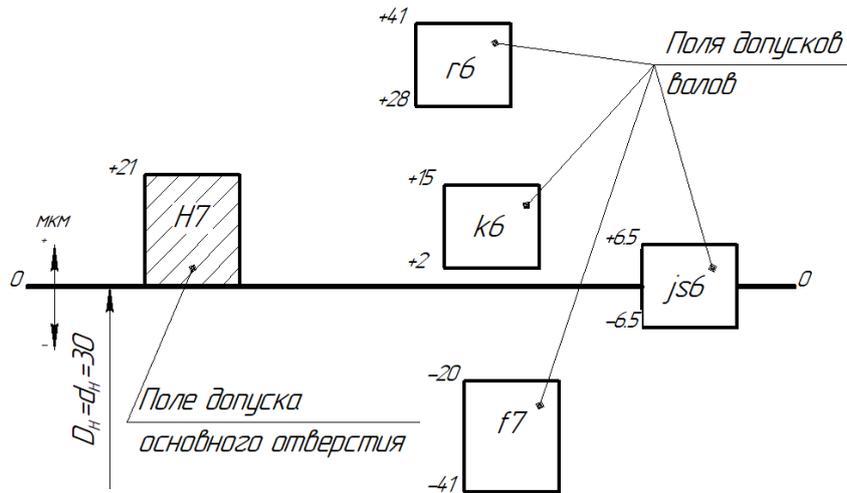


Рис. 6.2 Схема расположения полей допусков в системе отверстия

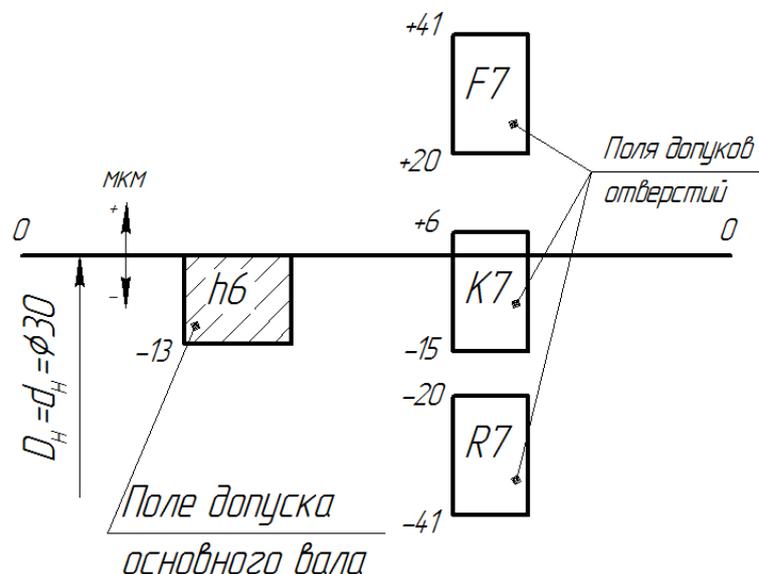


Рис. 6.3 Схема расположения полей допусков в системе вала

Характер одноименных посадок (т.е. предельные величины зазоров и натягов в обеих системах) примерно одинаков. Больше распространение по технико-экономическим соображениям (меньше разнообразие потребного мерного режущего инструмента для обработки отверстий) получила **система отверстия.**

Система вала имеет преимущества:

1. Для размеров менее 3 мм.
2. Для уменьшения номенклатуры подшипников качения посадки подшипника в корпус строятся по системе вала.
3. В соединениях металлической детали с деталью из пластмассы металлическая деталь принимается основной.
4. Для получения разных посадок нескольких деталей на одном гладком валу, посадки строятся по системе вала. Например, в соединениях: вилка – тяга – палец (вал), поршень – шатун – поршневой палец (вал) основными деталями принимаются палец и поршневой палец.
5. Сопряженное отверстие выполняется по системе вала, если наружная поверхность вала в готовой детали сохраняется без механической обработки (калиброванные прутки для валов, шпонки, штифты и т.п.).

Посадки, образованные сочетанием любых полей допусков отверстия и вала, называются комбинированными (внесистемными). Они применяются при ремонте машин и в случае невозможности получения расчетных натягов и зазоров в основных посадках (посадках системы отверстия и системы вала).

ГОСТ 25347–2013 устанавливает рекомендуемые посадки общего применения:

Посадки с гарантированным натягом $\left(\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6} \right)$ назначаются

на соединения неподвижные неразъемные, в которых не требуется относительное перемещение деталей в процессе эксплуатации.

Например, станины, коробки, корпуса станков и машин обычно отливаются из чугуна, а в местах подшипников скольжения в них запрессовываются бронзовые или стальные каленые втулки; венцы червячных шестерен изготавливаются бронзовыми и напрессовываются на стальные или чугунные ступицы. Обычно соединение деталей с помощью посадок с натягом исключает необходимость дополнительного крепления болтами, стопорными винтами, шпонками и другими крепежными деталями.

Группа переходных посадок $\left(\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H7}{js6} \right)$ служит для непо-

движных, но разъемных соединений, т.е. таких, которые допускают возможность разборки при ремонте.

Применение переходных посадок в большинстве случаев сопровождается дополнительным конструктивным креплением в виде болтов, винтов, шпонок. Переходные посадки обеспечивают центрирование сопряженных деталей, сохраняют соосность соединяемых частей.

Наиболее объективным критерием для выбора одной из переходных посадок является вероятность получения зазора или натяга посадки.

Посадки с гарантированным зазором: $\frac{H7}{h6}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{e8}; \frac{H8}{e8}$

Посадка $\frac{H7}{h6}$ расположена на границе между переходными и подвижными посадками, т.к. она характеризуется отсутствием натяга и минимальной величиной зазора ($S_{min} = 0$). Она выбирается чаще для соединений неподвижных, реже – для подвижных. В неподвижных соединениях эта посадка заменяет переходные для облегчения сборки и разборки, часто снимаемых деталей: сменные шестерни в гитарах скоростей и подач металлообрабатывающих станков, центрирующие выступы и фланцы, фрезы на оправках и так далее.

Посадка $\frac{H7}{g6}$ имеет наименьшие предельные зазоры из всех подвижных посадок. Она служит для обеспечения кратковременного периодического перемещения одной детали в другой, при реверсивном движении. Посадка назначается в сопряжениях клапана и толкателя двигателей внутреннего сгорания с направляющими втулками, в быстросменных кондукторных втулках и так далее.

Посадки $\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{e8}; \frac{H8}{e8}$ нашли наиболее широкое применение для подшипников скольжения.

6.3. Нанесение размеров и предельных отклонений на чертежах

Предельные отклонения линейных размеров указываются на чертежах условными обозначениями полей допусков, например: $\varnothing 30H7$; $\varnothing 40f7$, или числовыми значениями, например: $\varnothing 30^{+0,021}$; $\varnothing 40_{-0,050}^{-0,025}$, или условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках их числовых значений: $\varnothing 30H7(+0,021)$; $\varnothing 40f7(-0,025)$.

Предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в сборе, указываются в виде дроби, в числителе которой задается условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – условное обозначение поля допуска вала (рис. 6.4).

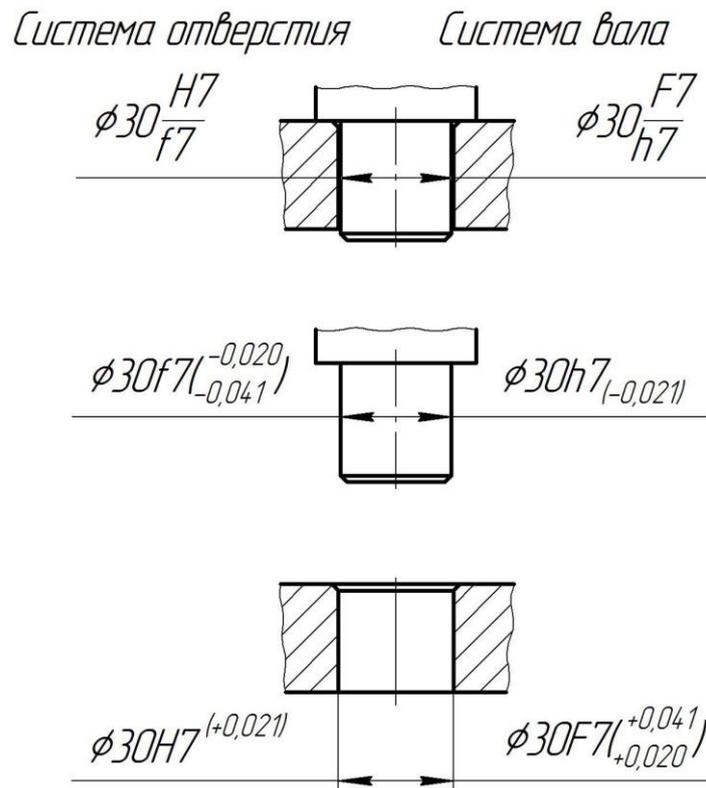


Рис. 6.4. Нанесение посадок и предельных отклонений на чертежах

Предельные отклонения, равные нулю, не указываются на чертеже. При симметричном расположении поля допуска абсолютную величину отклонений указывают один раз со знаком \pm при этом высота цифр, определяющих отклонения, должна быть равна высоте шрифта номинального размера, например: $\phi 30js6(\pm 0,0065)$.

6.4 Общие допуски

Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками ГОСТ 30893.1-2002 (ИСО 2768-1-89)

Общий допуск размера – это предельные отклонения (допуски) линейных или угловых размеров, указываемые на чертеже или в других технических документах общей записью и применяемые в тех случаях, когда предельные отклонения (допуски) не указаны индивидуально у соответствующих номинальных размеров.

Стандартом установлены 4 класса точности. Точный – f ; средний – m ; грубый – c ; очень грубый – v . Для общего машиностроения применяется класс средний – m , который соответствует 14 качеству, округлен допуски до грубых значений.

Указание общих допусков на чертежах «Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – m » или «ГОСТ 30893.1 – m ».

Допускается указывать:

«Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H14; h14; \pm t_2/2$ » или «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H14; h14; \pm IT14/2$ ».

t_2 – класс точности «средний» по ГОСТ 30893.1-2002, получен грубым округлением допусков по 14 квалитету при укрупненных интервалах номинальных размеров.

Для размеров валов неуказанные предельные отклонения рекомендуется назначать односторонними, $h14$, в тело материала в минус; для отверстий $H14$ – в плюс; для размеров элементов, не относящихся к валам и отверстиям, назначаются симметричные отклонения $\pm \frac{IT14}{2}$ или $\pm \frac{t_2}{2}$ (рис. 6.5).

Вал – термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей.

Отверстие – термин, применяемый для обозначения внутренних (охватываемых) элементов деталей.

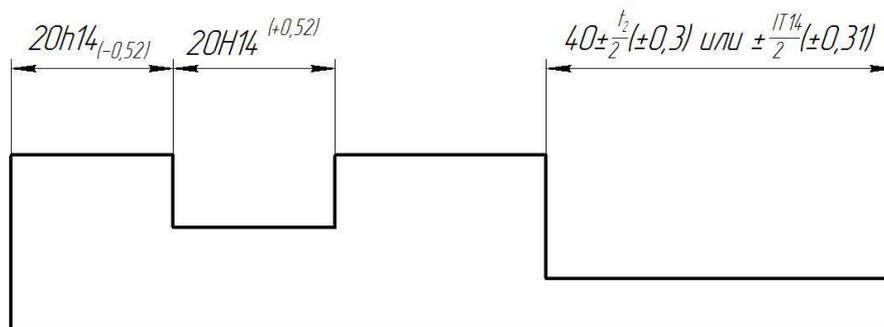


Рис. 6.5. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками

Общий допуск формы и расположения – это допуск, указываемый на чертеже или в других технических документах общей записью и применяемый в тех случаях, когда допуск формы или расположения не указан индивидуально для соответствующего элемента детали.

Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально ГОСТ 30893.2 – 2002 (ИСО 2768-2-89).

Стандарт устанавливает 3 класса точности в порядке убывания точности: H ; K ; L .

Указание общих допусков формы и расположения: «Общие допуски формы и расположения – ГОСТ 30893.2 – K » или «ГОСТ 30893.2 – K ».

Ссылка на общие допуски размеров, формы и расположения должна быть следующей: «Общие допуски ГОСТ 30893.2 – m , K » или «ГОСТ 30893.2 – m , K ». (m – класс точности средний общих допусков линейных размеров по ГОСТ 30893.1, K – класс точности общих допусков формы и расположения).

Если для поверхности требуется задать более жесткий допуск формы или расположения, то он указывается согласно ГОСТ 53442-2017 (ИСО 1101:2004) «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения» (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения
ГОСТ 53442-2017 (ИСО 1101:2004)

Группа допусков	Геометрическая характеристика	Обозначение геометрической характеристики	Необходимость указания базы
Допуски формы	Прямолинейность	—	нет
	Плоскостность		нет
	Круглость		нет
	Цилиндричность		нет
	Форма заданного профиля		нет
	Форма заданной поверхности		нет
Допуски ориентации	Параллельность	--	да
	Перпендикулярность		да
	Наклон		да
	Форма заданного профиля		да
	Форма заданной поверхности		да
Допуски месторасположения	Позиционирование		да или нет
	Концентричность (для точек)		да
	Соосность (для осей)		да
	Симметричность		да
	Форма заданного профиля		да
	Форма заданной поверхности		да
Допуски биения	Биение		да
	Полное биение		да

Геометрические допуски должны устанавливаться в соответствии с функциональными требованиями, предъявляемыми к изделию. При этом необходимо также принимать во внимание требования к изготовлению и контролю изделия.

Числовые значения на допуски формы заданы в ГОСТ 24643-2013. Всего установлено 16 степеней точности, из них первая наиболее точная. При

отсутствии указаний о предельных отклонениях формы на чертежах эти отклонения ограничиваются полем допуска соответствующего размера.

При условном обозначении данные о геометрических допусках указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две или более части, в которых (в порядке следования слева направо) помещают (рис. 6.6):

- в первой – знак геометрической характеристики элемента, нормируемой допуском, согласно таблице 6.2;
- во второй – числовое значение допуска в миллиметрах. Перед числовым значением допуска указывают символ « \emptyset » (в случае кругового или цилиндрического поля допуска) или символы « $S\emptyset$ » (в случае сферического поля допуска);
- в третий и последующих – буквенное обозначение базы (общей базы, комплекта баз).

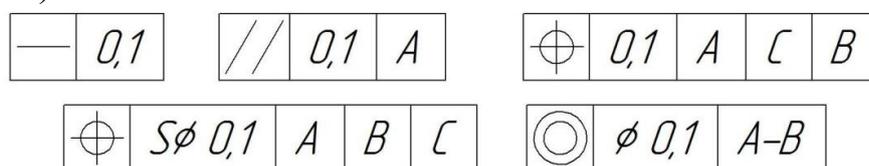


Рис. 6.6. Примеры указания геометрических допусков

Базу, относительно которой установлен допуск элемента, следует указывать буквенным обозначением (рис. 6.7).



Рис. 6.7. Варианты указания базы на чертеже

Треугольник, обозначающий базу и соединенный с рамкой, в которую включено ее буквенное обозначение, должен быть:

- расположен на контуре элемента или на продолжении контура (соединительная линия при этом не должна являться продолжением размерной линии), если базой является линия или поверхность (рис. 6.8а). Если для указания поверхности используют выноску, то допускается треугольник располагать на ней (рис. 6.8б).

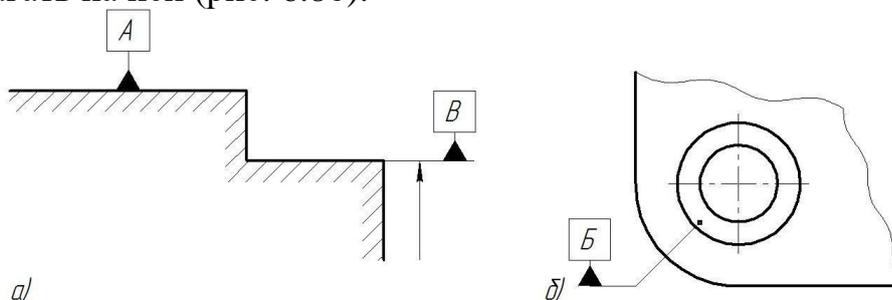


Рис. 6.8. Указание базы на чертеже

- продолжением размерной линии, если базой является ось, плоскость симметрии или точка, определяемая элементом, к которому относится раз-

мер (рис. 6.9). В случае недостатка места стрелку размерной линии допускается заменять треугольником, обозначающим базу (см. рис. 6.9б и 6.9в).

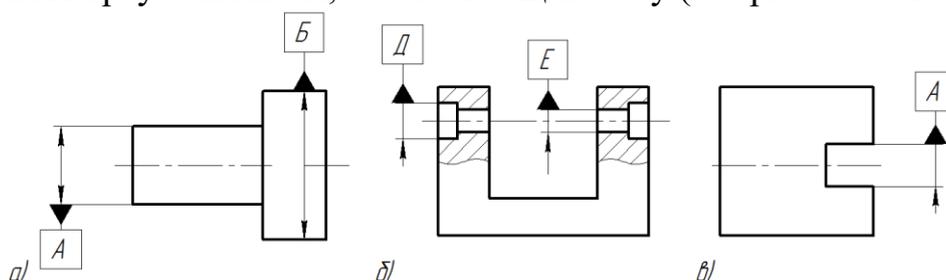


Рис. 6.9. Пример указания базы на чертеже

6.5. Допуски формы

Поле допуска прямолинейности (рис. 6.10а) ограничено двумя прямолинейными плоскостями, расстояние между которыми равно 0,1 мм.

Поле допуска прямолинейности оси (рис. 6.10б) ограничено цилиндром, диаметр которого равен 0,08 мм.

Поле допуска плоскостности (рис. 6.10в) ограничено двумя параллельными плоскостями, расстояние между которыми равно значению допуска – 0,08 мм.

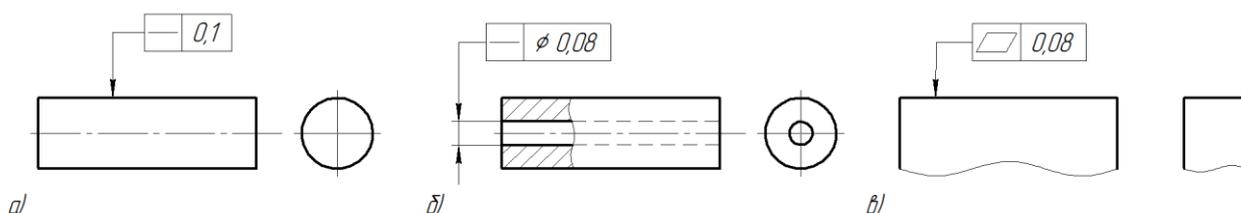


Рис. 6.10 Примеры указания допусков формы

6.6. Допуски ориентации и месторасположения

Поле допуска параллельности линии (оси отверстия) ограничено цилиндром, диаметр которого равен значению допуска $\varnothing 0,03$ мм, а ось параллельна базовой оси А (рис. 6.11а).

Поле допуска перпендикулярности линии (оси цилиндра) ограничено цилиндром, диаметр которого равен 0,01 мм, а ось перпендикулярна базовой плоскости А (рис. 6.11б).

Поле допуска соосности оси ограничено цилиндром, диаметр которого равен 0,1 мм, а ось совпадает с базовой осью В (рис. 6.11в).

Поле допуска симметричности (плоскости симметрии) ограничено двумя параллельными плоскостями, расстояние между которыми равно 0,08 мм, расположенными симметрично относительно средней плоскости (рис. 6.11г).

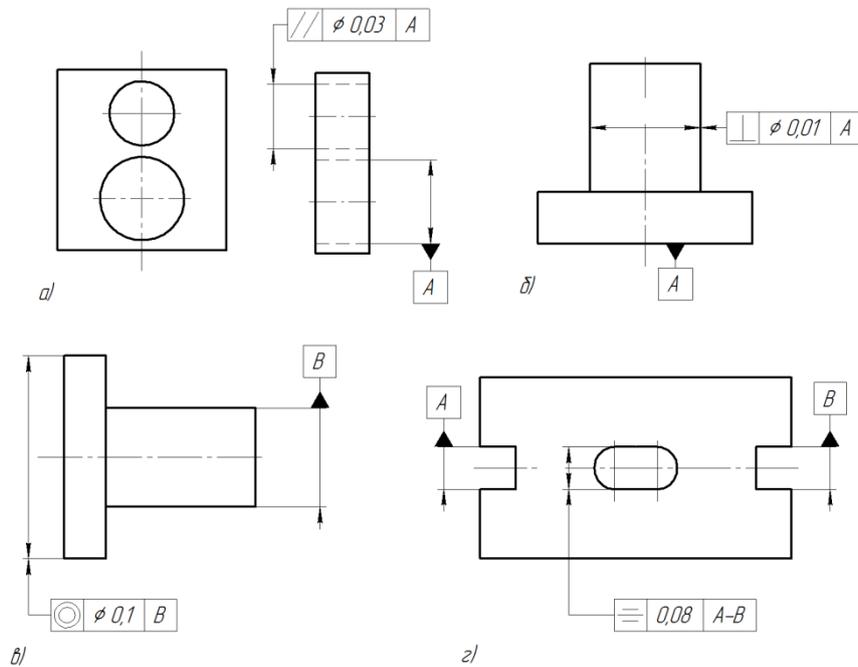


Рис. 6.11. Примеры указания допусков ориентации и месторасположения

6.7. Допуски биения

Допуски ориентации, месторасположения – это допуски расположения в чистом виде, исключая допуски формы заданного профиля и заданной поверхности.

Радиальное биение – разность наибольшего и наименьшего расстояния от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 6.12).

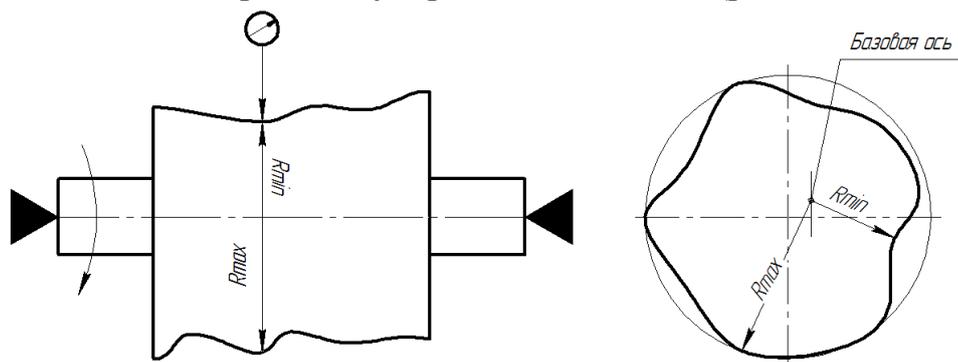


Рис. 6.12. Радиальное биение

Радиальное биение – это результат совместного проявления отклонения от круглости и отклонения соосности.

$$\nearrow = \Sigma (\bigcirc + 2 \textcircled{\bigcirc})$$

Допуск радиального биения – наибольшее допускаемое значение радиального биения (рис. 6.13). Примеры указания на чертеже представлены на рис. 6.14.

Поле допуска радиального биения в любом перпендикулярном базовой оси поперечном сечении ограничено двумя концентрическими окружностями, разность радиусов которых равна допуску t , а общий центр совпадает с базой.

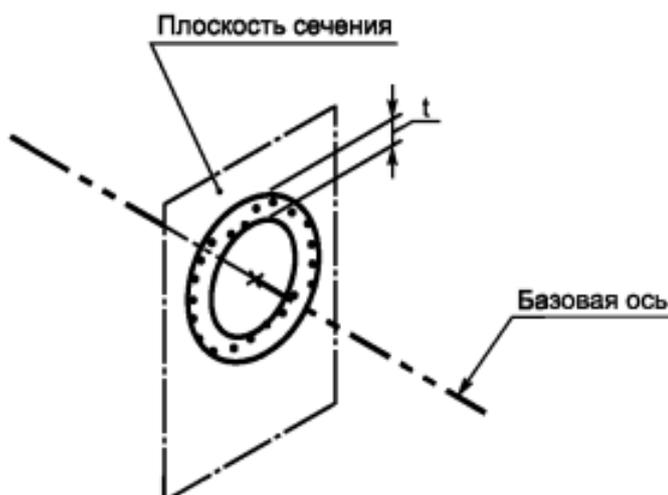


Рис. 6.13. Допуск радиального биения

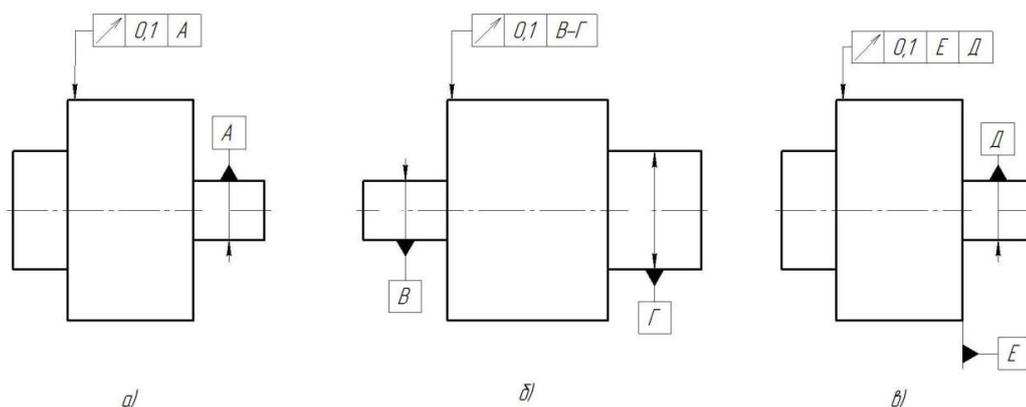


Рис. 6.14 Примеры указания допусков радиального биения в любой плоскости поперечного сечения:

- а) относительно базовой оси А; б) относительно общей базовой оси В – Г;
- в) параллельной базовой плоскости Е, относительно базовой оси Д, являющейся вторичной базой

Торцевое биение – разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 6.15).

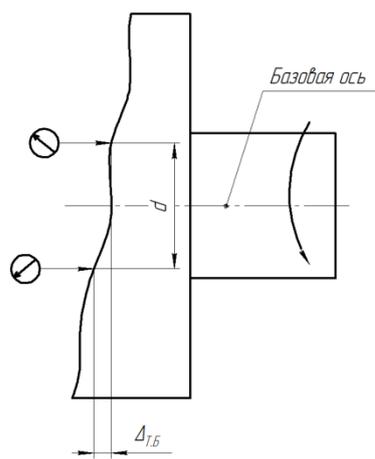


Рис. 6.15. Торцевое биение

Торцевое биение – это результат совместного проявления отклонения от прямолинейности и отклонения от перпендикулярности торца относительно базы на длине, равной диаметру рассматриваемого сечения

$$\nearrow = \sum (\text{—} + \perp)$$

Допуск торцевого биения – наибольшее допускаемое значение торцевого биения (рис. 6.16).

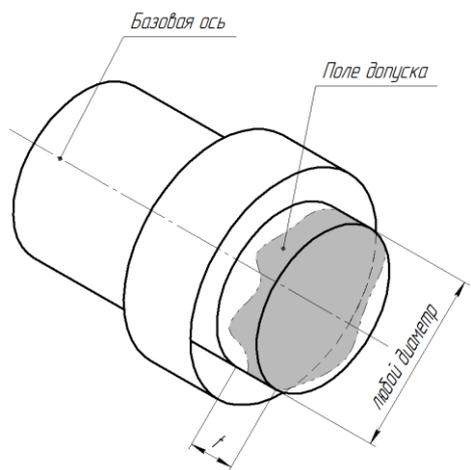


Рис. 6.16. Допуск торцевого биения

Примеры указания, представлены на рис. 6.17:

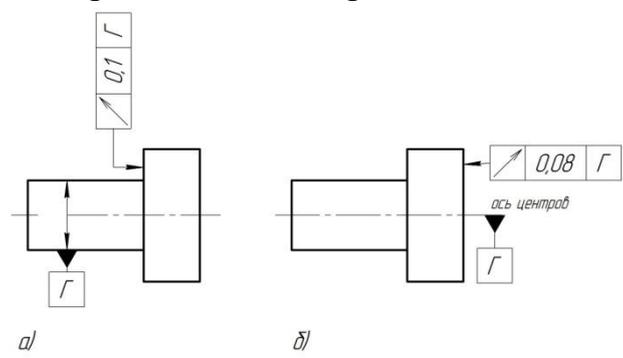


Рис. 6.17. Примеры указания допусков торцевого биения: а) относительно базовой оси Г; б) относительно оси центров Г.

К суммарным погрешностям формы и расположения относят: допуск биения в любом направлении (рис. 6.18а) и допуск биения в заданном направлении (рис. 6.18б).

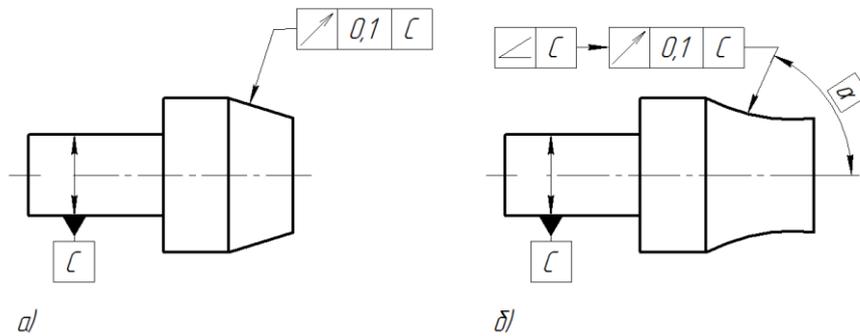


Рис. 6.18 Примеры указания допусков биения:
а) допуск биения в любом направлении; б) допуск биения в заданном направлении

Допуски формы заданного профиля относительно комплекта баз (рис. 6.20а) и заданной поверхности относительно базы (рис. 6.20б) также являются суммарными допусками формы и расположения.

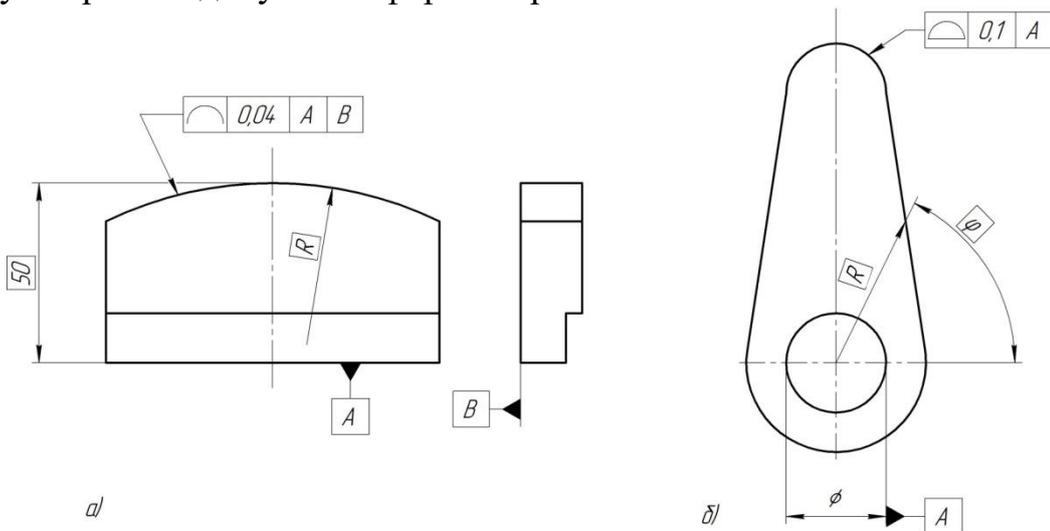


Рис. 6.19. Примеры указания допусков формы:
а) заданного профиля; б) заданной поверхности.

6.8. Допуски полного биения

Полное радиальное биение – это результат совместного проявления отклонения от цилиндричности и отклонения от соосности (рис. 6.20).

$$\text{↗} = \Sigma (\text{⌀} + 2 \text{⊙})$$

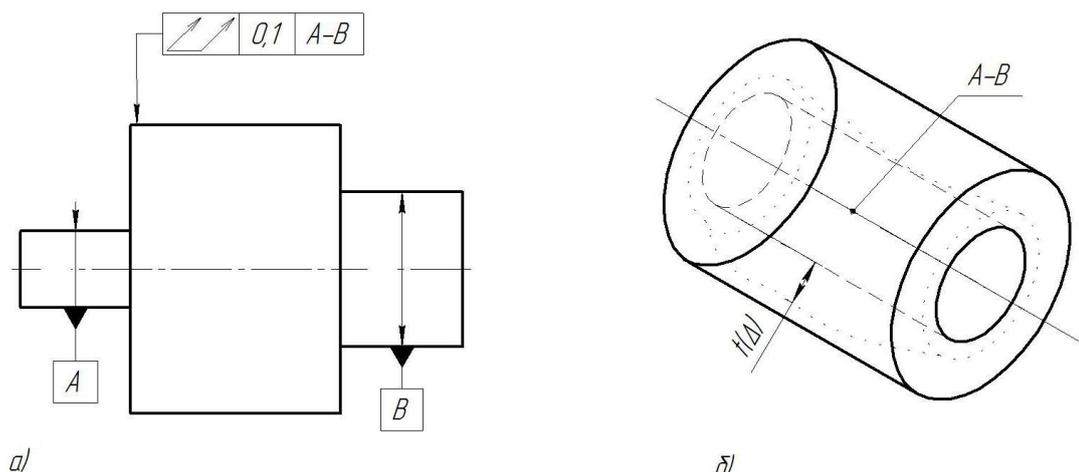


Рис. 6.20. Полное радиальное биение:
а) указание на чертеже; б) допуск

Полное торцевое биение – это результат совместного проявления отклонения от плоскостности поверхности и отклонения от перпендикулярности относительно базы (рис. 6.21).

$$\text{Circular Runout Symbol} = \sum (\text{Flatness} + \text{Perpendicularity})$$

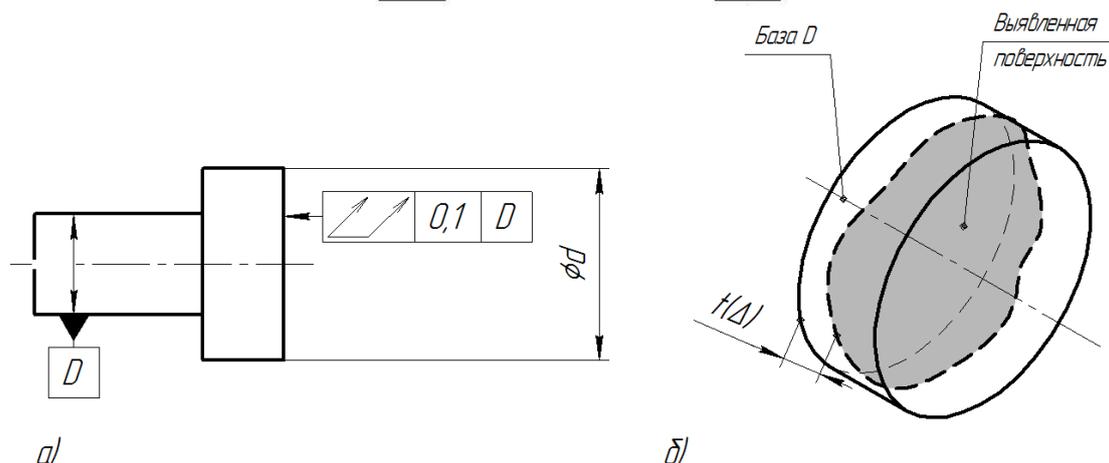


Рис. 6.21. Полное торцевое биение:
а) указание на чертеже; б) допуск

7. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК

7.1 Посадки с натягом

Для неподвижного соединения 3–17 (рис. 7.1) рассчитать и подобрать посадку, обеспечив наибольший запас прочности соединения Δ_s и запас надежности $\Delta_{сб}$ (запас сборки).

7.1.1. Расчет посадки.

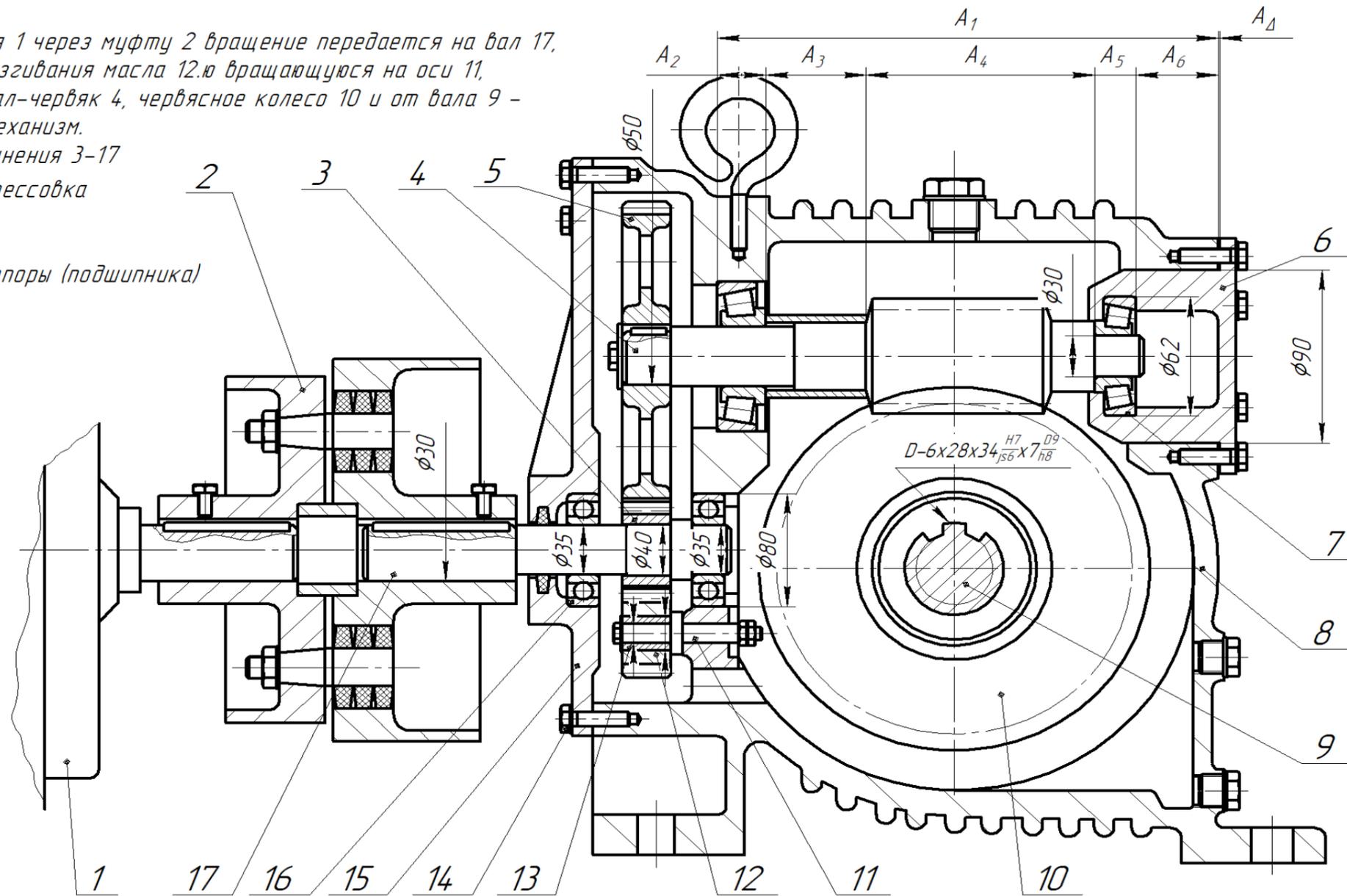
Исходные данные сведены в табл. 7.1. На рис. 7.2а даны пояснения к определению геометрических параметров деталей прессового соединения, а на рис. 7.2б – параметры для рассчитываемого сопряжения.

От электродвигателя 1 через муфту 2 вращение передается на вал 17, шестерню для разбрызгивания масла 12, вращающуюся на оси 11, зубчатое колесо 5, вал-червяк 4, червячное колесо 10 и от вала 9 - на исполнительный механизм.
 Для прессового соединения 3-17 считать $t_{раб}^0 = t_{сб}^0$, запрессовка механическая.

Радиальная реакция опоры (подшипника)
 $R=5350Н$.

Для размерной цепи:

- 1) $A_{\Delta} = 1...3,5$ мм;
- 2) $A_{\Delta} = 1...2,12$ мм;
- 3) $A_{\Delta} = 0,1...0,5$ мм.



Данные для расчета посадок	с натягом		3-17		$M_{кр}=300 Нм$		$d_H=40$ мм		$d_1=0$		$d_2=80$ мм		$L=35$ мм		Сборка механическая					
	переходная		4-5		Шестерня 5 имеет $m=3; z=40$. Степень точности 8-7-7-B															
	с зазором		11-13		$d_H=40$ мм		$L=45$ мм		$n=600$ об/мин		$R=0,03 \times 10^4 Н$		$t_{раб}^0=50$ °С		Масло индустриальное, 0011 Пас		Цапфа - сталь 45, закаленная $R_{a2}=0,32$ мкм		Вкладыш - Бр.ОЦС 6-6-3, $R_{a7}=0,63$ мкм	
Сопряжение	2-17	16-17	16-15	3-17	12-13	11-13	11-8	4-5	6-8	6-7	4-7	9-10	14-18	Звенья размерной цепи	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
Диаметр, мм	30	35	80	40	50	40	40	50	90	62	30	6x28x34x7	M14x1,5-7/8		240	25-0,5	50	107	21-0,5	40

Рис. 7.1. Общий вид сборочного узла

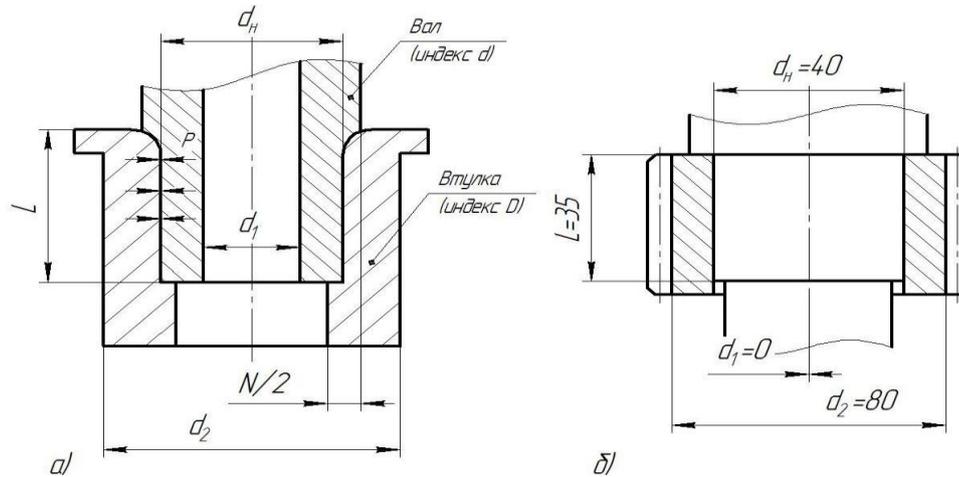


Рис. 7.2. Параметры для расчета посадки с натягом

По этим данным с помощью табл. 7.2, 7.3 и 7.4 находим значения коэффициента трения $f=0,15$; модулей упругости материалов вала и втулки $E_d=E_D=2,1 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициентов Пуассона материалов вала и втулки $\mu_d=\mu_D=0,3$; пределов текучести материалов вала и втулки $\sigma_{Td}=\sigma_{TD}=36 \cdot 10^7$ Па.

В ряде вариантов заданий f , E , μ , σ_T значения приведены в таблицах чертежа задания. Если в задании не указаны значения d_1 и d_2 , студент должен определить их конструктивно по чертежу задания.

Таблица 7.1

Исходные данные для расчета посадки с натягом

Наименование величины, размерность	Обозначение в формулах	Численная величина
Крутящий момент, Нм	$M_{кр}$	300
Осевая сила, Н	P_o	0
Диаметр соединения, мм	d_n	40
Диаметр отверстия полого вала, мм	d_1	0
Наружный диаметр втулки, мм	d_2	80
Длина соединения, мм	L	35
Способ сборки	—	Механическая
Материал вала	—	Сталь 45
Материал втулки (зубчатого колеса)	—	Сталь 45

Таблица 7.2

Значение коэффициента трения f

Метод сборки	Материал сопрягаемых деталей			
	сталь-сталь	сталь-чугун	сталь-бронза	сталь-латунь
Механическая запрессовка	0,15	0,17	0,07	0,1
При нагревании или охлаждении сопрягаемых деталей	0,20	0,15	0,20	0,17

Таблица 7.3

Значения модуля упругости E и коэффициента Пуассона μ для различных материалов

Материал	E , Па	μ
Сталь	$2 \cdot 10^{11}$	0,3
Чугун	$1 \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза	$0,9 \cdot 10^{11}$	0,33

Таблица 7.4

Значение предела текучести σ_T для различных материалов

Материал	σ_T , Па	Материал	σ_T / σ_B , Па
Сталь 20	$26 \cdot 10^7$	БрАЖ 9-4	$20 \cdot 10^7$
Сталь 35	$31 \cdot 10^7$	БрОФ 10-1	$20 \cdot 10^7$
Сталь 40	$33 \cdot 10^7$	БрАЖН 11-6-6	$39 \cdot 10^7$
Сталь 45	$36 \cdot 10^7$	СЧ 12	$12 \cdot 10^7$
Сталь 20Х	$63 \cdot 10^7$	СЧ 18	$18 \cdot 10^7$
Сталь 30Х	$70 \cdot 10^7$	СЧ 28	$28 \cdot 10^7$
Сталь 40Х	$75 \cdot 10^7$	ЛМцОС58-2-2-2 (латунь)	$34 \cdot 10^7$

При расчете определяются предельные ($N_{\min \phi}$ и $N_{\max \phi}$) величины натягов в соединении.

1. Минимальный функциональный натяг, определяемый из условия обеспечения прочности соединения:

а) при нагружении крутящим моментом:

$$N_{\min \phi} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d_H \pi L f} \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right),$$

б) при осевом нагружении:

$$N_{\min \phi} = \frac{P_o}{\pi L f} \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right),$$

в) при одновременном нагружении крутящим моментом и осевой силой (сдвигающей):

$$N_{\min \phi} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{\text{кр}}}{d_H} \right)^2 + P_o^2}}{\pi L f} \times \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right),$$

где f – коэффициент трения при запрессовке (табл 7.2); E_D и E_d – модули упругости материала (табл. 7.3); C_D и C_d – коэффициенты жесткости конструкции, отверстия и вала соответственно.

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_H}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_H}{d_2} \right)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2} - \mu_d.$$

Здесь μ_D и μ_d – коэффициенты Пуассона вала и отверстия (табл. 7.3).

2. Максимальный функциональный натяг, определяемый из условия обеспечения прочности сопрягаемых деталей:

$$N_{\max \phi} = p_{\text{доп}} d_H \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right),$$

где $p_{\text{доп}}$ – наибольшее допустимое давление по контактной поверхности, при котором отсутствуют пластические деформации, определяется по формулам:

а) для отверстия:

$$p_{D\text{доп}} \leq 0,58\sigma_{TD} \left[1 - \left(\frac{d_H}{d_2} \right)^2 \right];$$

б) для вала:

$$p_{d\text{доп}} \leq 0,58\sigma_{Td} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2 \right],$$

где σ_{TD} – предел текучести материалов при растяжении (табл.7.4); $N_{\min \phi}$ – рассчитывать по наименьшему значению $p_{\text{доп}}$.

Рассчитаем коэффициенты жесткости конструкций, подставив значения из таблиц 7.1 и 7.3:

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{40}{80} \right)^2}{1 - \left(\frac{40}{80} \right)^2} + 0,3 = 1,66 + 0,3 = 1,96;$$

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{0}{40} \right)^2}{1 - \left(\frac{0}{40} \right)^2} - 0,3 = 1 - 0,3 = 0,7.$$

В рассматриваемом примере сопряжение нагружено $M_{\text{кр}}$:

$$N_{\min \phi} = \frac{2 \cdot 300}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,035 \cdot 0,15} \cdot \left(\frac{1,96}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 0,0000116 \text{ м} \\ = 11,6 \text{ мкм.}$$

Значения d_H и L для расчетов берутся в метрах.

Вычислим $p_{\text{доп}}$ для отверстия и для вала:

$$p_{D\text{доп}} \leq 0,58 \cdot 36 \cdot 10^7 \left[1 - \left(\frac{40}{80} \right)^2 \right] = 15,66 \cdot 10^7 \text{ Па;}$$

$$p_{d\text{доп}} \leq 0,58 \cdot 36 \cdot 10^7 \left[1 - \left(\frac{0}{80} \right)^2 \right] = 20,88 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Меньшее из $p_{\text{доп}}$ используем в расчете $N_{\text{max}\phi}$, так как одна из деталей мене прочная.

$$N_{\text{max}\phi} = 15,66 \cdot 10^7 \cdot 0,04 \cdot \left(\frac{1,96}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 0,0000796 \text{ м} \\ = 79,6 \text{ мкм.}$$

Из функционального допуска посадки определяем конструкторский допуск посадки, по которому устанавливаем качества вала и отверстия:

$$TN_{\phi} = N_{\text{max}\phi} - N_{\text{min}\phi} = 79,6 - 11,6 = 68 \text{ мкм.}$$

С другой стороны, функциональный допуск посадки:

$$TN_{\phi} = TN_{\text{К}} + T_{\text{Э}},$$

где $TN_{\text{К}}$ – конструкторский допуск посадки; $T_{\text{Э}}$ – эксплуатационный допуск.

Конструкторский допуск посадки:

$$TN_{\text{К}} = ITD + ITd,$$

где ITD – табличный допуск отверстия; ITd – табличный допуск вала.

Эксплуатационный допуск посадки:

$$T_{\text{Э}} = \Delta_{\text{Э}} + \Delta_{\text{сб}},$$

где $\Delta_{\text{Э}}$ – запас на эксплуатацию; $\Delta_{\text{сб}}$ – запас на сборку.

Конструкторский допуск посадки $TN_{\text{К}}$ определяется на основании экономически приемлемой точности изготовления деталей соединения и рекомендаций по точности посадок с натягом (не точнее $IT6$ и не грубее $IT8$). Эксплуатационный допуск посадки $T_{\text{Э}}$ должен быть не менее 20% TN_{ϕ} .

Определим качества отверстия и вала.

Из ГОСТ 25346–2013 или приложения 1 найдем допуски $IT6...IT8$ для $d_{\text{н}} = 40$ мм: $IT6 = 16$ мкм, $IT7 = 25$ мкм, $IT8 = 39$ мкм.

Возможно несколько вариантов значений $TN_{\text{К}}$ и $T_{\text{Э}}$:

а) при $TN_{\text{К}} = IT7 + IT6 = 25 + 16 = 41$ мкм;

$T_{\text{Э}} = TN_{\phi} - TN_{\text{К}} = 68 - 41 = 27$ мкм, это около 40% $TN_{\phi} > 20\%$;

б) при $TN_{\text{К}} = IT7 + IT7 = 25 + 25 = 50$ мкм;

$T_{\text{Э}} = 68 - 50 = 18$ мкм, т.е. 26,5% $TN_{\phi} > 20\%$;

в) при $TN_{\text{К}} = IT8 + IT7 = 39 + 25 = 64$ мкм;

$T_{\text{Э}} = 68 - 64 = 4$ мкм, т.е. 5,9% $TN_{\phi} < 20\%$.

Варианты а) и б) дают удовлетворительный результат, вариант в) – возможен только с применением селективной сборки.

Учитывая предпочтительность посадок по ГОСТ 25347–2013, примем для отверстия втулки допуск $IT7$, для вала – $IT6$ или $IT7$.

Для учета конкретных условий эксплуатации в расчетные предельные натяги необходимо ввести поправки.

1. Поправка U , учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей соединяемых деталей:

$$U = 5 \cdot (R_{ad} + R_{ad}),$$

где R_{aD}, R_{ad} – среднее арифметическое отклонение профиля соответственно отверстия и вала.

2. Поправка U_t , учитывающая различия рабочей температуры, температуры сборки и коэффициента линейного расширения:

$$U_t = [\alpha_D \cdot (t_{pD} - t) - \alpha_d \cdot (t_{pd} - t)] \cdot d_n,$$

где α_D и α_d – коэффициенты линейного расширения [2] или табл. 7.5; t_{pD} и t_{pd} – рабочие температуры деталей; t – температура сборки деталей ($t = 20^\circ\text{C}$); d_n – номинальный диаметр соединения.

3. Поправка $U_{ц}$, учитывающая деформацию деталей от действия центробежных сил (для диаметров до 500 мм и V до 30 м/с, $U_{ц} = 1...4$ мкм).

Таблица 7.5

Значение коэффициентов линейного расширения α для некоторых материалов

Марка материала	Коэффициент линейного расширения, $\alpha \cdot 10^{-6}$, град $^{-1}$	Марка материала	Коэффициент линейного расширения, $\alpha \cdot 10^{-6}$, град $^{-1}$
Сталь 30	12,6±2	Бр.ОЦС 6-6-3	17,1±2
Сталь 35	11,1±1	Бр.АЖ 9-4	17,8±2
Сталь 40	12,4±2	ЛАЖМц 66-6-3-3	18,7±2
Сталь 45	11,6±2	ЛМцОС 58-2-2-2	17±2
Чугун	11±1		

В данном примере $U_t = 0$, так как t_p близка к t сборки; $U_{ц} = 0$, так как скорость вращения деталей невелика.

Для поправки U значения Ra_D и Ra_d , если они не приведены в задании, определяем по работе [2] или по формуле $Ra \approx 0,05IT$ зависимости шероховатости от допуска на размер IT :

$$Ra_D = 0,05 \cdot IT7 = 0,05 \cdot 25 = 1,25 \text{ мкм};$$

$$Ra_d = 0,05 \cdot IT6 = 0,05 \cdot 16 = 0,8 \text{ мкм}.$$

По ряду стандартных значений Ra (ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики) принимаем $Ra_D = 1,25$ мкм, $Ra_d = 0,8$ мкм.

Определяем функциональные натяги с учетом поправок:

$$N_{\min \text{ фрасч}} = N_{\min \text{ ф}} + U = 11,6 + 10,25 \approx 22 \text{ мкм};$$

$$N_{\max \text{ фрасч}} = N_{\max \text{ ф}} + U = 79,6 + 10,25 \approx 89 \text{ мкм}.$$

Выбор посадки

Для обеспечения работоспособности стандартной посадки необходимо выполнить условия (неравенства):

а) $N_{\max \text{ табл}} \leq N_{\max \text{ фрасч}}$; $N_{\max \text{ фрасч}} - N_{\max \text{ табл}} = \Delta_{сб}$;

б) $N_{\min \text{ табл}} \geq N_{\min \text{ фрасч}}$; $N_{\min \text{ табл}} - N_{\min \text{ фрасч}} = \Delta_{э}$;

в) $\Delta_{э} > \Delta_{сб}$.

Условия пп. а) и б) являются обязательными. Условие п. в) необязательно при большой разнице между $N_{\max \phi}$ и $N_{\min \phi}$, и при допусках деталей по IT8 остается $T_{\Sigma} \gg 20\%TN_{\phi}$.

Запас на эксплуатацию Δ_3 учитывает возможность повторной запрессовки при ремонте, наличие динамических нагрузок при работе и другие условия. Чем больше запас на эксплуатацию, тем выше надежность и долговечность прессового соединения.

Запас на сборку $\Delta_{сб}$ учитывает перекосы при запрессовке и другие, не учтенные в формулах условия сборки. Чем больше $\Delta_{сб}$, тем меньше усилия запрессовки, напряжения в материале деталей, приводящие к их разрушению.

При ручном подборе посадок проверяем:

1. Посадки с натягом из числа рекомендуемых ГОСТ 25347–2013 или в приложении 2 системе отверстия (табличный метод);

2. Посадки в системе отверстия и комбинированные (внесистемные) из предпочтительных полей допусков по приложению 4 (графический метод).

Алгоритм выбора посадки с натягом в системе отверстия графическим методом следующий:

а) Поскольку предпочтительно использовать систему отверстия, примем допуск отверстия равный H7.

б) Строим схему полей допусков отверстия и отмечаем на ней значения $N_{\max \text{ фрасч}}$ и $N_{\min \text{ фрасч}}$ (рис.7.3).

Из определения N_{\max} и N_{\min} находим величину максимального верхнего отклонения вала и минимального нижнего отклонения вала.

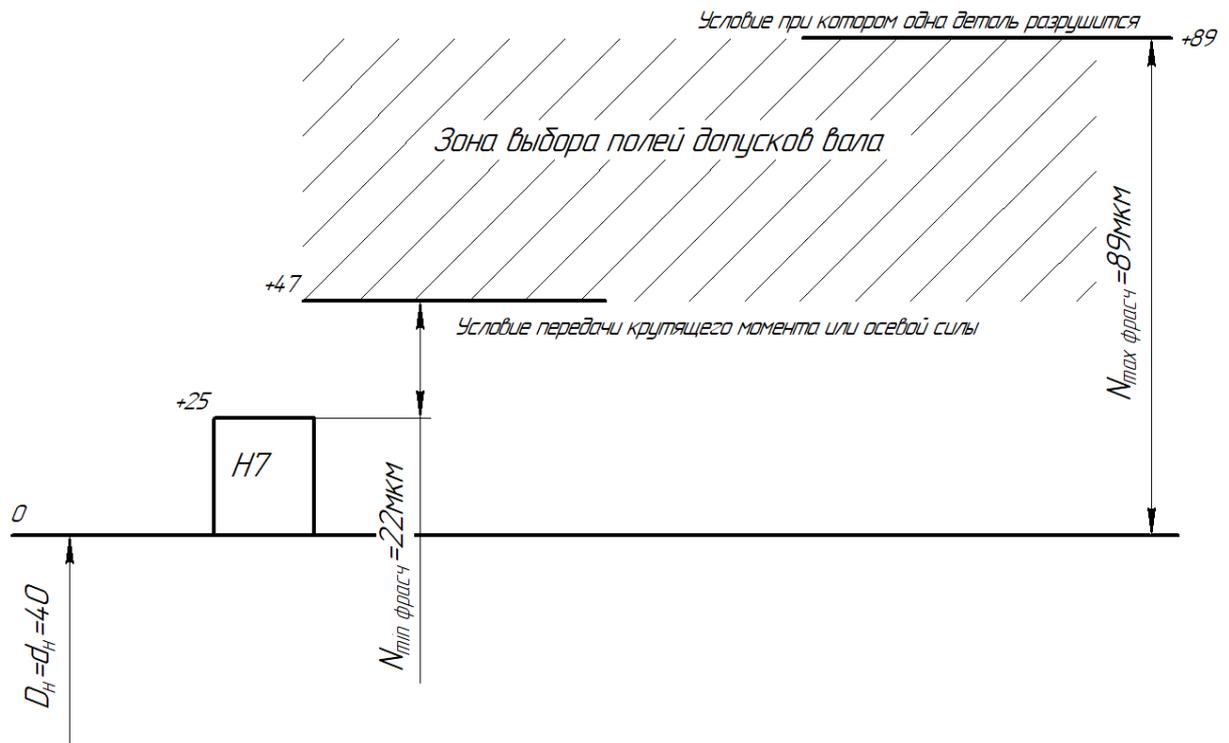


Рис. 7.3. Определение зоны выбора полей допусков вала

в) С помощью Приложения 6 находим все нижние ei отклонения валов, попадающие в полученный диапазон (рис. 7.4).

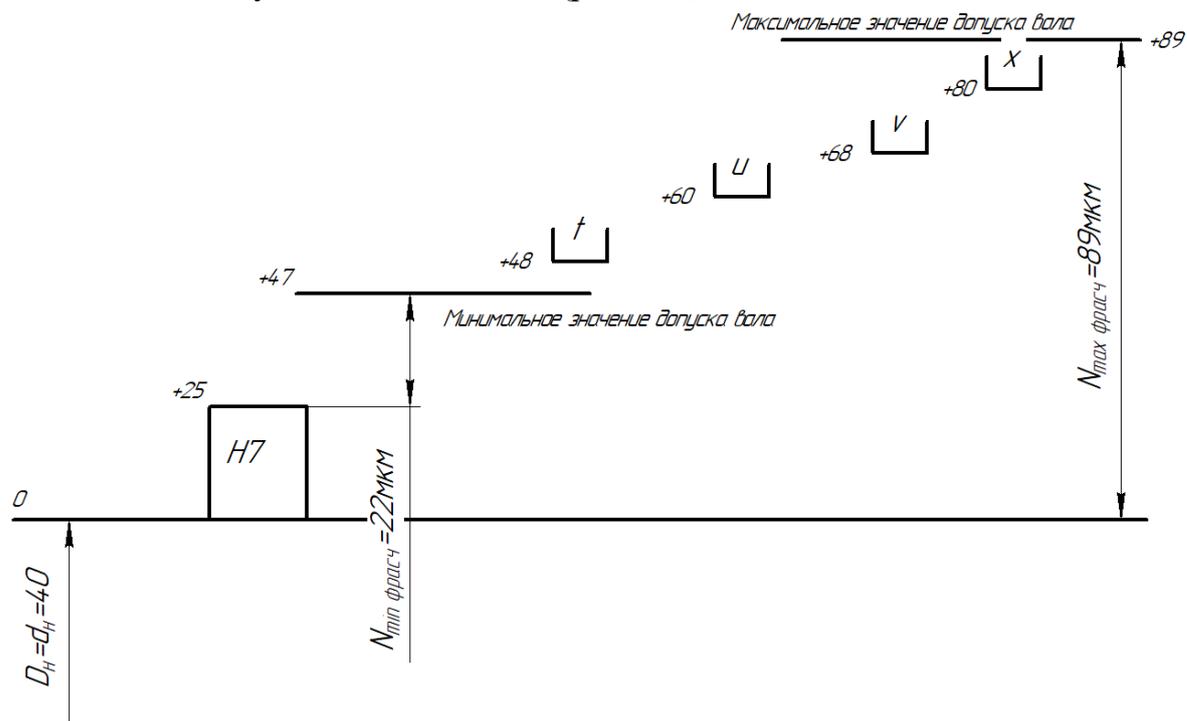


Рис. 7.4. Определение нижних отклонений валов

г) В предпочтительном ряду и в основном отборе полей допусков больше всего валов по $IT6$, поэтому построим поле допуска по $IT6$ (Рис. 7.5). Если значения вышли за пределы, то больше в выборе они не участвуют.

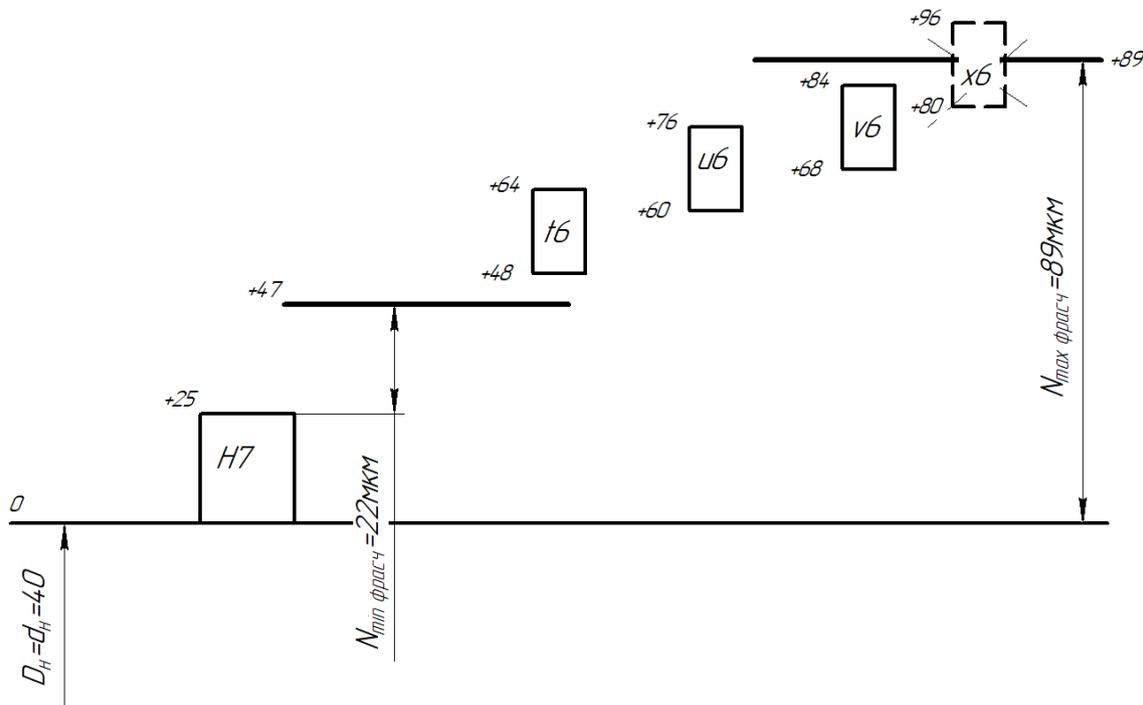


Рис. 7.5. Построение полей допусков вала

д) Оставшиеся поля допусков удовлетворяют первому и второму условию (а, б). Проверяем выполнение третьего условия: $\Delta_3 > \Delta_{сб}$. (рис. 7.6)

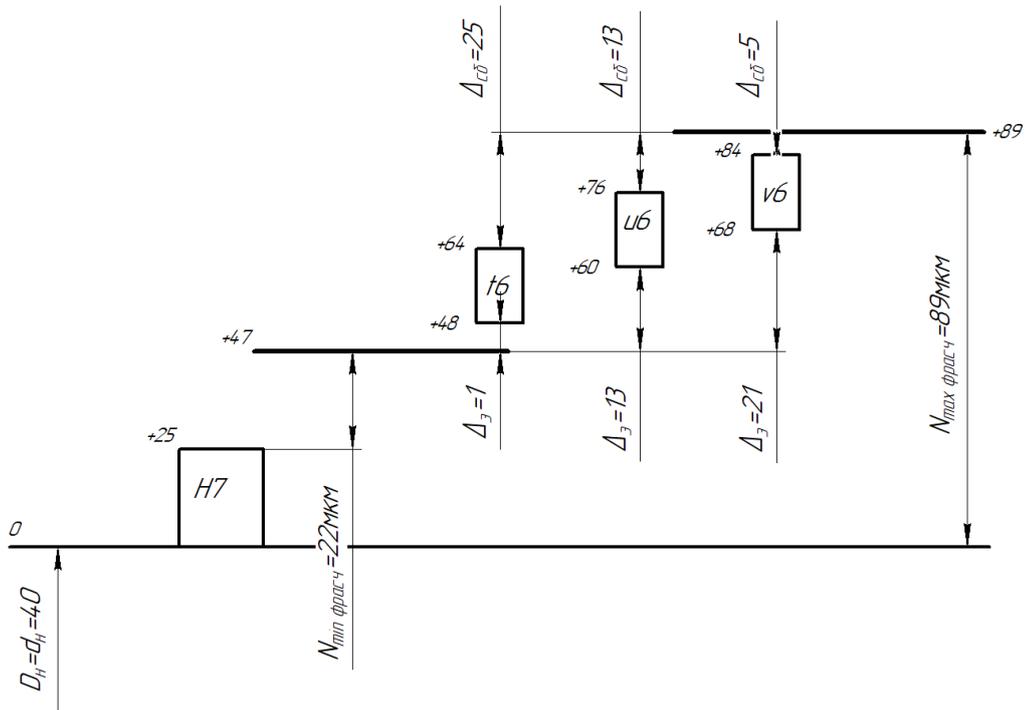


Рис. 7.6. Определение запаса эксплуатации и запаса сборки

е) Третье условие выполняется для посадки $\frac{H7}{v6}$, но поля допуска вала v6 нет в основном отборе, зато есть u7. Проверяем выполнение условий (рис. 7.7)

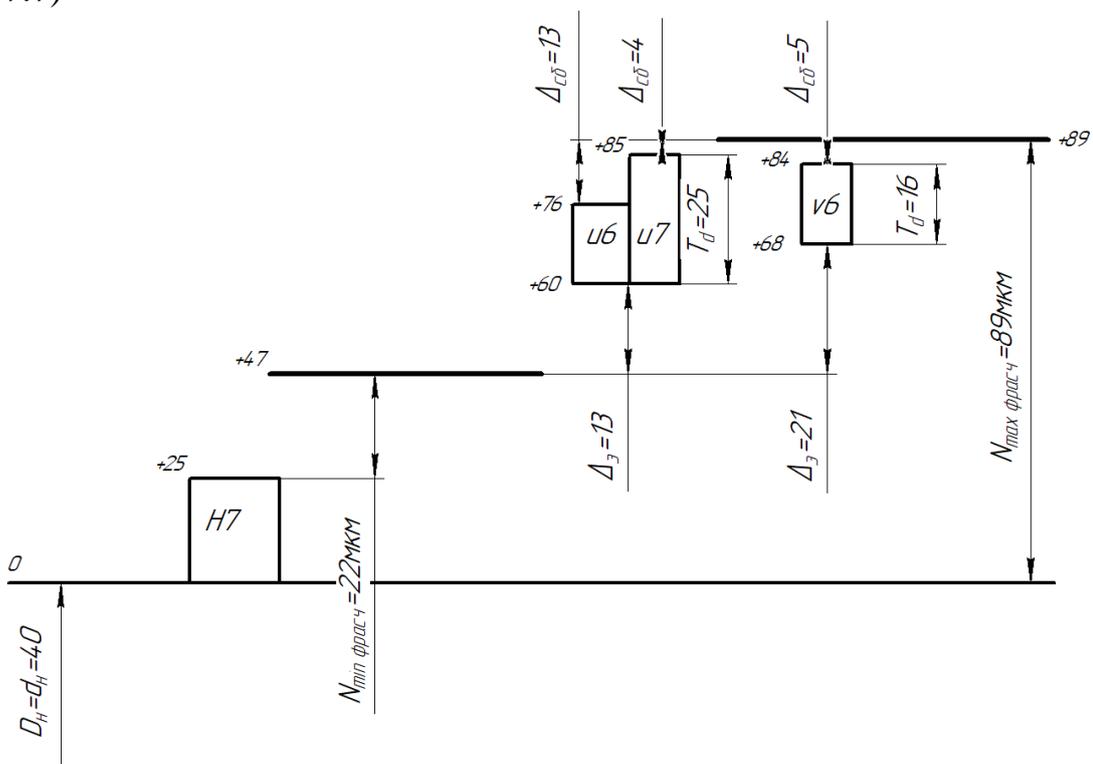


Рис. 7.7. Отбор полей допусков вала по трём условиям

ж) Посадка $\frac{H7}{u7}$ удовлетворяет всем трем условиям, принимаем ее и проставляем на чертеж узла.

Так же анализ посадок приведен в таблице 7.6.

Таблица 7.6

Анализ выбранных посадок в системе отверстия

Посадки	$N_{\max \text{ табл, МКМ}}$	$N_{\min \text{ табл, МКМ}}$	$\Delta_{сб}, \text{ МКМ}$	$\Delta_{з}, \text{ МКМ}$
$\varnothing 40 \frac{H7}{t6}$	64	23	25	1
$\varnothing 40 \frac{H7}{u6}$	76	35	13	13
$\varnothing 40 \frac{H7}{v6}$	84	43	5	21
$\varnothing 40 \frac{H7}{u7}$	85	35	4	13

Если ни одна посадка в системе отверстия не удовлетворяет условиям, то производим подбор из посадок, комбинированных (внесистемных) из предпочтительных полей допусков по приложению 4. Поменяем поле допуска отверстия на $Js7$.

Проанализируем эти посадки (рис. 7.8). Все посадки работоспособны, так как удовлетворяют первым двум условиям обеспечения работоспособности. Наибольший запас эксплуатации у посадки $\frac{Js7}{t6}$, хотя в первом подборе данный вал не подходил по третьему условию.

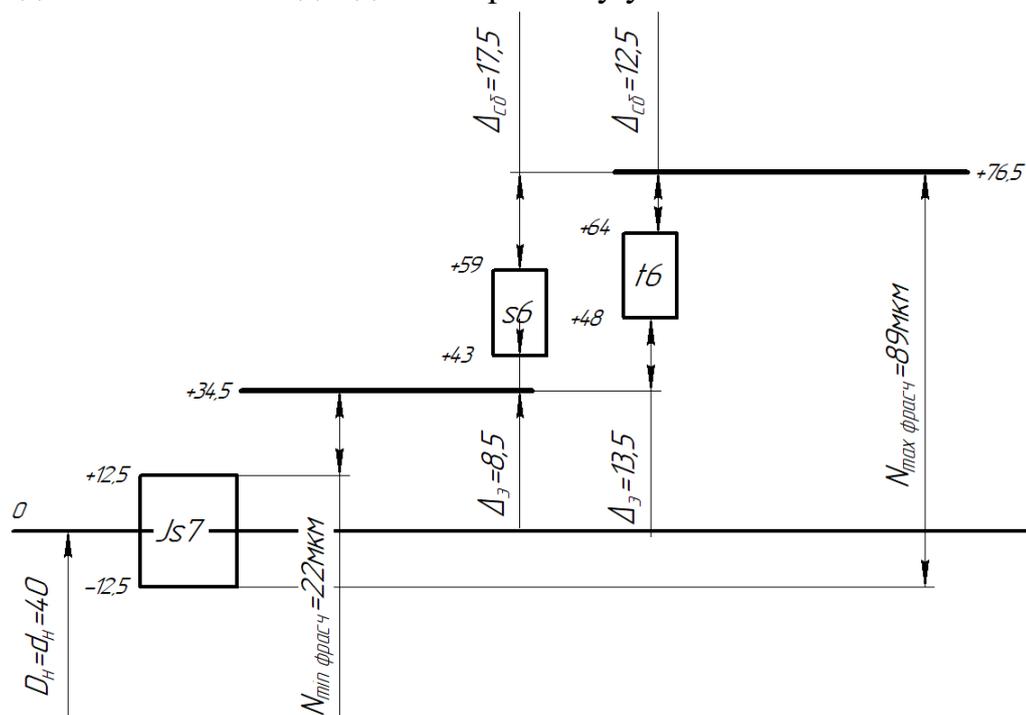


Рис. 7.8. Выбор комбинированных посадок

Подбор посадок, возможно, продолжить из числа рекомендованных (рис. 7.9).

Так же анализ комбинированных посадок приведен в таблице 7.7.

Таблица 7.7.

Анализ комбинированных посадок

Посадки	$N_{\max \text{ табл, МКМ}}$	$N_{\min \text{ табл, МКМ}}$	$\Delta_{\text{сб, МКМ}}$	$\Delta_{\text{э, МКМ}}$
$\varnothing 40 \frac{Js7}{s6}$	71,5	30,5	17,5	8,5
$\varnothing 40 \frac{Js7}{t6}$	76,5	35,5	12,5	13,5
$\varnothing 40 \frac{K7}{s6}$	77	34	12	14
$\varnothing 40 \frac{N7}{r6}$	83	42	6	20
$\varnothing 40 \frac{P7}{p6}$	84	43	5	21
$\varnothing 40 \frac{P7}{n6}$	75	34	14	12

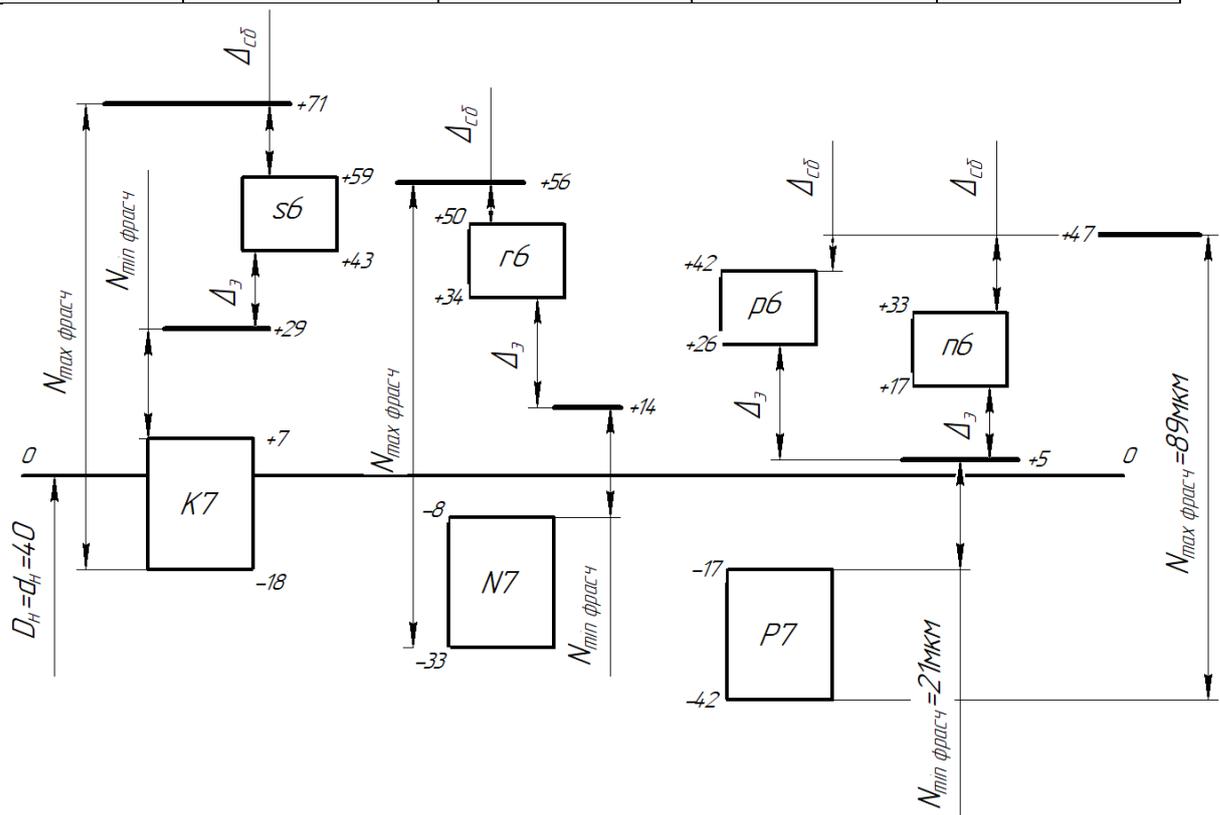


Рис. 7.9. Схема полей допусков комбинированных посадок

Если не удастся подобрать оптимальную посадку из стандартных полей допусков, то возможно применение следующих, организационно-технических мероприятий:

1. Селективная сборка – это метод группового подбора, при котором осуществляют соответствующий подбор попарно работающих деталей.

Поступающие на сборку детали сортируют по размерным группам, внутри которых сопрягаемые детали (охватываемая и охватываемая) имеют наиболее благоприятные для соединения фактические размеры (с наиболее близкими полями допусков). Применение селективной сборки позволяет снизить стоимость изготовления деталей благодаря расширению пределов допуска размера партии сопрягаемых деталей.

Взаимозаменяемость достигается в пределах каждой сортировочной группы, то есть в пределах каждой группы допуск на целевую величину имеет функционально приемлемое значение. Разбивка производственного поля допуска на селективные группы может производиться двумя способами:

- от нижней границы поля допуска, то есть от наименьшего значения к наибольшему;
- симметрично координат середины поля допуска.

Например, если провести сортировку на две группы отверстий и валов посадки $\varnothing 40 \frac{N7}{r6}$ (рис. 7.10), то получим больший запас на эксплуатацию,

чем в посадке $\varnothing 40 \frac{P7}{p6}$:

- по 1-й группе:
 $\Delta_{сб} = 89 - 75 = 14$ мкм;
 $\Delta_з = 54 - 22 = 32$ мкм;
- по 2-й группе:
 $\Delta_{сб} = 89 - 70 = 19$ мкм;
 $\Delta_з = 50 - 22 = 28$ мкм.

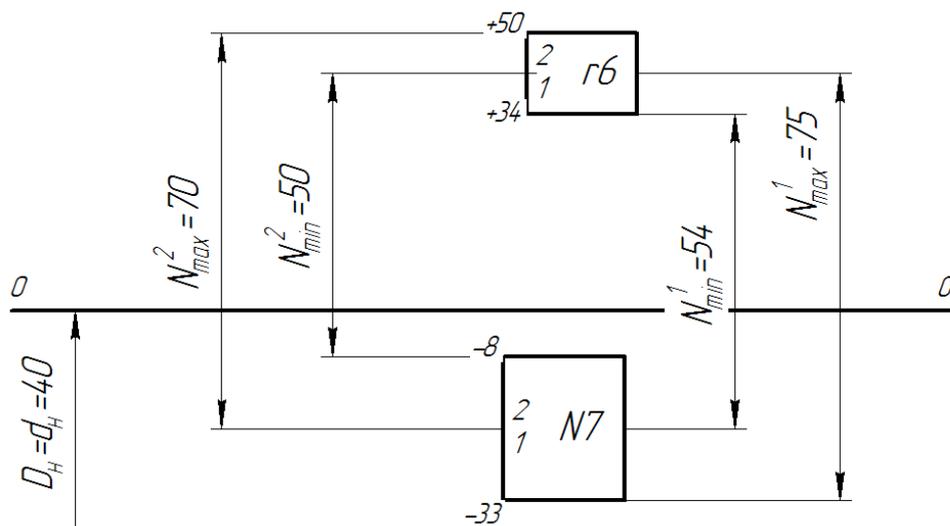


Рис. 7.10. Схема выбора посадки при селективной сборке

Но из-за недостатков селективной сборки: нарушения полной взаимозаменяемости, незавершенного производства и других, мы остановим свой выбор на посадке $\varnothing 40 \frac{H7}{u7}$

2. Дополнительное крепление.

3. Изменение конструктивных параметров соединения, технологии сборки или физико-механических свойств материала.

7.2. Переходные посадки

Для сопряжения 4–5 (рис. 7.1) подобрать стандартную посадку. Шестерня $m = 3$, $z = 40$ и точность 8–7–7–В имеет с валом неподвижное разъемное соединение $\varnothing 50$ мм с дополнительным креплением при помощи шпонки. Для такого типа соединений применяются переходные посадки, которые обеспечивают высокую точность центрирования и легкость сборки.

Точность центрирования определяется величиной S_{max} , которая в процессе эксплуатации увеличивается:

$$S_{max} = \frac{F_r}{K_T},$$

где F_r – радиальное биение, которое определяем по ГОСТ 1643–81 для шестерни с m до 3,5 мм и \varnothing до 125 мм по степени точности 8 – $F_r = 45$ мкм. Для других сопряжений, т.е. когда нет зубчатого колеса, величина радиального биения задается исходя из технического задания на изделие по ГОСТ 24643-81 (Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения. Таблица 6) ориентировочно по 8...10 степени точности.

K_T – коэффициент запаса точности; берется $K_T = 2 \dots 5$, он компенсирует погрешности формы и расположения поверхностей шестерни и вала, смятие неровностей, а также износ деталей при повторных сборках и разборках.

Определяем предельные значения зазора

$$S_{max} = \frac{45}{2 \dots 5} = 22,5 \dots 9 \text{ мкм.}$$

В системе основного отверстия рекомендовано четыре переходные посадки. Рассмотрим их. Определим $S_{max}^{табл}$, по-которому и подбираем оптимальную посадку так, чтобы $S_{max.расч}$ был приблизительно равен или меньше $S_{max}^{табл}$ приблизительно на 20%.

Таковыми посадками по ГОСТ 25347–2013 или приложению 2 будут:

- | | |
|--|--|
| 1) $\varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{js6(\pm 0,008)}$; $S_{max}^{табл} = 0,033$ мм | 2) $\varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{k6(+0,018/+0,002)}$; $S_{max}^{табл} = 0,023$ мм |
| 3) $\varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{m6(+0,025/+0,009)}$; $S_{max}^{табл} = 0,016$ мм | 4) $\varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{n6(+0,033/+0,017)}$; $S_{max}^{табл} = 0,008$ мм |

Для данного соединения наиболее подходит посадка $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$. Посадка $\varnothing 50 \frac{H7}{m6}$ обеспечит лучшее центрирование, но трудоемкость сборки увеличится по сравнению с посадкой $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$, так как относительный зазор $\frac{0,023}{50} > \frac{0,016}{50}$.

Выбираем посадку $\varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{k6(+0,018)}$; $S_{\text{табл}} = 0,023$ мм; $N_{\text{табл}} = 0,018$ мм.

Средний размер отверстия $D_c = \frac{50,025 + 50,0}{2} = 50,0125$ мм.

Средний размер вала $d_c = \frac{50,018 + 50,002}{2} = 50,01$ мм.

Так как $S_{\text{табл}} \geq S_{\text{max расч}}$, то надо определить вероятное предельное значение $S_{\text{max}}^{\text{вер}}$. Оно должно быть меньше $S_{\text{max расч}}$.

Легкость сборки определяют вероятностью получения натягов в посадке. Принимаем, что рассеяния размеров отверстия и вала, а также зазора и натяга подчиняются закону нормального распределения и допуск равен величине поля рассеяния:

$$T = \omega = 6\sigma.$$

Тогда

$$\sigma_D = \frac{25}{6} = 4,16 \text{ мкм}; \quad \sigma_d = \frac{16}{6} = 4,16 \text{ мкм}.$$

Среднеквадратическое отклонение для распределения зазоров и натягов в соединении:

$$\sigma_{N,S} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{4,16^2 + 4,16^2} = 5,88 \text{ мкм}.$$

При средних размерах отверстия и вала получается $S_c = D_c - d_c = 2,5$ мкм. Определяем вероятность зазоров от 0 до 2,5 мкм, т.е. $x = 2,5$:

$$Z = \frac{x}{\sigma_{N,S}} = \frac{2,5}{5,88} = 0,424.$$

По приложению 5 значений функции $\Phi(z)$ находим вероятность зазора в пределах от 0 до 2,5 мкм: $\Phi(0,424) = 0,162$.

Кривая вероятностей натягов и зазоров посадки $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$ приведена на рис. 7.11.

$\omega = 6\sigma_{N,S} = 6 \cdot 5,88 = 35,28$ мкм – диапазон рассеяния зазоров и натягов.

Вероятность получения зазоров в соединении $0,5 + 0,162 = 0,662$, или 66,2 %.

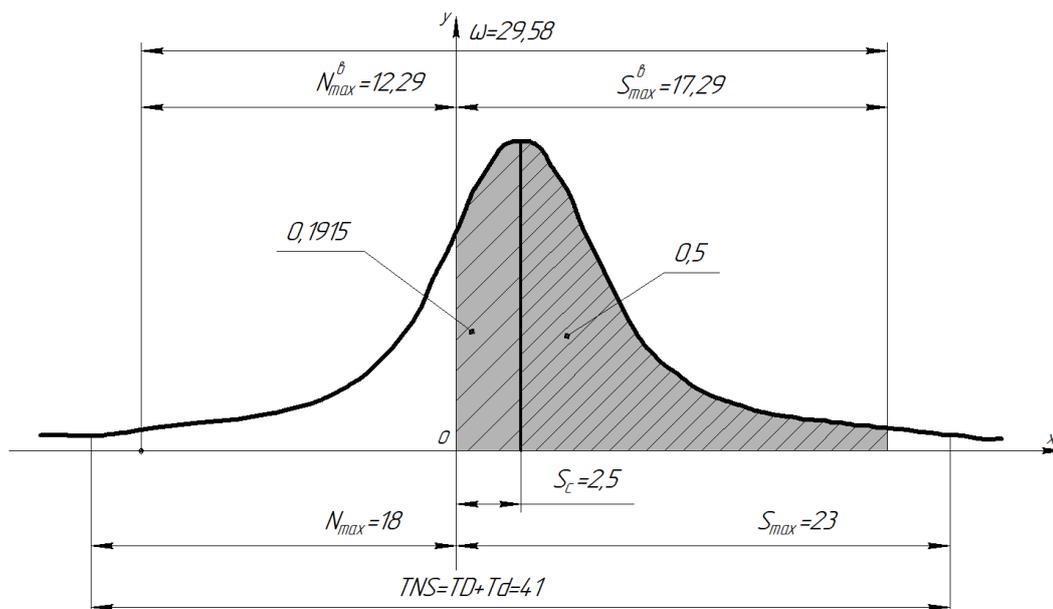


Рис. 7.11. Кривая вероятности натягов и зазоров

Вероятность получения натягов в соединении 1 – $0,69 = 0,31$, или 31 %.

Предельные значения натягов и зазоров:

$$3\sigma_{N,S} - 2,5 = 14,79 - 2,5 = 12,29 \text{ мкм};$$

$$3\sigma_{N,S} + 2,5 = 14,79 + 2,5 = 17,29 \text{ мкм}.$$

7.3. Посадки с зазором

Посадки с гарантированным зазором имеют широкое применение, как в подвижных, так и в неподвижных соединениях. В подвижных соединениях зазор обеспечивает свободу перемещения сопрягаемых деталей относительно друг друга, размещение слоя смазки между трущимися поверхностями, компенсацию температурных деформаций, отклонений формы и расположения деталей, погрешностей сборки и т.п.

В неподвижных соединениях посадки с зазором применяются для легкости сборки только при невысоких требованиях к точности центрирования и наличию дополнительного крепления между деталями (винтами, болтами, штифтами, шпонками и т.п.), обеспечивающего их относительную неподвижность в процессе работы.

Расчету на основе гидродинамической теории смазки подлежат посадки с зазором в ответственных подвижных соединениях, требующих работы в условиях жидкостного трения (например, подшипники скольжения). Рассмотрим пример расчета и выбора стандартной посадки для соединения 11–13 (рис. 7.1).

Исходные данные для расчета (рис. 7.12): номинальный диаметр соединения $d_H = 40$ мм, длина соединения деталей $L = 45$ мм, частота вращения $n = 600 \text{ мин}^{-1}$, радиальная нагрузка на подшипник $R = 0,02 \cdot 10^4$ Н. Материал вала (цапфы) (поз. 11) – сталь 45, подшипника скольжения (вкладыша)

(поз. 13) – БрОЦС 6–6–3. Вал закаленный. Шероховатость поверхности вала $R_{ad} = 0,32$ мкм, подшипника скольжения – $R_{aD} = 0,63$ мкм. Для смазки используется масло индустриальное 20. Рабочая температура подшипника $t^{\circ}_{\text{раб}} = 50^{\circ}\text{C}$. Динамическая вязкость масла индустриального 20 при этой температуре $\mu = 0,011$ Па·с.

Основными эксплуатационными требованиями к подшипникам скольжения являются:

- износостойкость деталей;
- точность центрирования;
- надежность и долговечность работы.

Эти требования лежат в основе расчета и выбора посадок с зазором.

Существует несколько методик расчета посадок с зазором, изложенных в литературе [2, 4 и др.]. В примере используем данные [4].

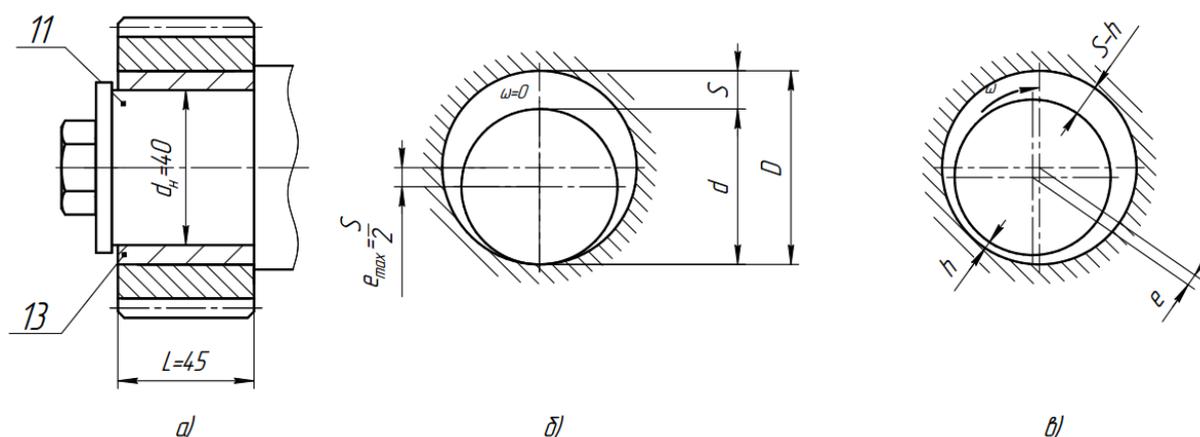


Рис. 7.12 – Геометрические параметры подшипников:

d – диаметр вала; D – диаметр подшипника скольжения; S – зазор в подшипнике скольжения; e – абсолютный эксцентриситет вала в подшипнике; ω – угловая скорость; h – толщина масляного слоя (зазор в месте наибольшего сближения вала и подшипника).

На рис. 7.12 показаны геометрические параметры вала и подшипника (рис. 7.12а) и схемы распределения зазоров в подшипнике скольжения в состоянии покоя (рис. 7.12б) и в рабочем режиме (рис. 7.12в).

Задачей расчета является определение оптимального зазора $S_{\text{опт}}$, а также наименьшего S_{min} и наибольшего S_{max} зазоров, обеспечивающих условие жидкостного трения в подшипнике (наименьший износ деталей), хорошее центрирование и долговечность работы.

Порядок расчета и выбора посадки:

1. Оптимальный зазор

$$S_{\text{опт}} = \psi_{\text{опт}} \cdot d_n, \quad (7.1)$$

где $\psi_{\text{опт}}$ – оптимальный относительный зазор.

Оптимальный относительный зазор определяем через исходные данные:

$$\psi_{\text{опт}} = 0,293 \cdot K_{\varphi e} \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}},$$

где $K_{\varphi e}$ – коэффициент, учитывающий угол охвата и отношения L/d_H (табл. 7.8).

Угол охвата для целого вкладыша без смазочных канавок $\varphi=360^\circ$; для вкладыша из двух половинок или с двумя продольными диаметрально противоположными смазочными канавками $\varphi=180^\circ$.

Для нашего примера: $\varphi=360^\circ$, $\frac{L}{d_i} = \frac{45}{40} \approx 1,125$, соответственно

$K_{\varphi e} \approx 1,05$;

μ – динамическая вязкость масла, Па·с;

n – частота вращения, мин⁻¹;

$p = \frac{R}{d_H \cdot L}$ – среднее давление на опору, Па,

где R – радиальная нагрузка на подшипник, Н; $R=0,03 \cdot 10^4$ Н (указана в задании);

d_H и L – номинальный диаметр и длина соединения, м.

Таблица 7.8

Значение $K_{\varphi e}$

Угол охвата φ	Отношение L/d_i									
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5
360°	0,555	0,650	0,740	0,825	0,905	0,975	1,04	1,10	1,15	1,25
180°	0,608	0,706	0,794	0,870	0,940	1,000	1,05	1,12	1,14	1,21

Тогда получим:

$$p = \frac{0,03 \cdot 10^4}{0,04 \cdot 0,0045} = 1,66 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\psi_{\text{опт}} = 0,293 \cdot 1,05 \sqrt{\frac{0,011 \cdot 600}{1,66 \cdot 10^5}} = 0,00193.$$

Подставив найденное значение $\psi_{\text{опт}}$ формулу (7.1), получим:

$$S_{\text{опт}} = 0,00193 \cdot 40 = 0,077 \text{ мм} = 77 \text{ мкм}.$$

2. Наибольшая возможная толщина масляного слоя между поверхностями скольжения:

$$h_{\text{max}} = 0,252 \cdot S_{\text{опт}} = 0,252 \cdot 77 = 19,4 \text{ мкм}.$$

3. Средний расчетный зазор $S_{c \text{ расч}}$ определяется с учетом изменения зазора в процессе работы из-за разности температур сборки и рабочей температуры U_t и приработки микронеровностей U :

$$S_{c \text{ расч}} = S_{\text{опт}} - U_t - U, \quad (7.2)$$

где $U_t = (\alpha_D - \alpha_d) \cdot (t^{\circ}_{\text{раб}} - 20^{\circ}) \cdot d_H$,

где α_D и α_d – коэффициенты линейного расширения материалов подшипника и вала (табл. 7.5);

$t^{\circ}_{\text{раб}}$ – рабочая температура в подшипнике;

d_H – номинальный диаметр подшипника, мм.

$$U = 2(R_{aD} + R_{ad}) \cdot 5,$$

где R_{aD} и R_{ad} – среднее арифметическое отклонение профиля неровностей подшипника и вала, мкм.

Тогда получим:

$$U_t = (17,1 \cdot 10^{-6} - 11,6 \cdot 10^{-6}) \cdot (50^{\circ} - 20^{\circ}) \cdot 40 = 0,0066 \text{ мм} = 6,6 \text{ мкм};$$

$$U = 2 \cdot (0,63 + 0,32) \cdot 5 = 9,5 \text{ мкм}.$$

Подставив значения в формулу (7.2), получим:

$$S_{c \text{ расч}} = 0,077 - 0,0066 - 0,0095 = 0,06 \text{ мм}.$$

4. По среднему расчетному зазору $S_{c \text{ расч}}$ выбираем стандартную посадку с зазором так, чтобы $S_{c \text{ расч}} \approx S_{c \text{ табл}}$. Здесь $S_{c \text{ табл}}$ – средний табличный зазор в стандартной посадке. По ГОСТ 25347–2013 или приложениям 2 и 4 это могут быть посадки в системе отверстия (рис. 7.13) и комбинированные (рис. 7.14).

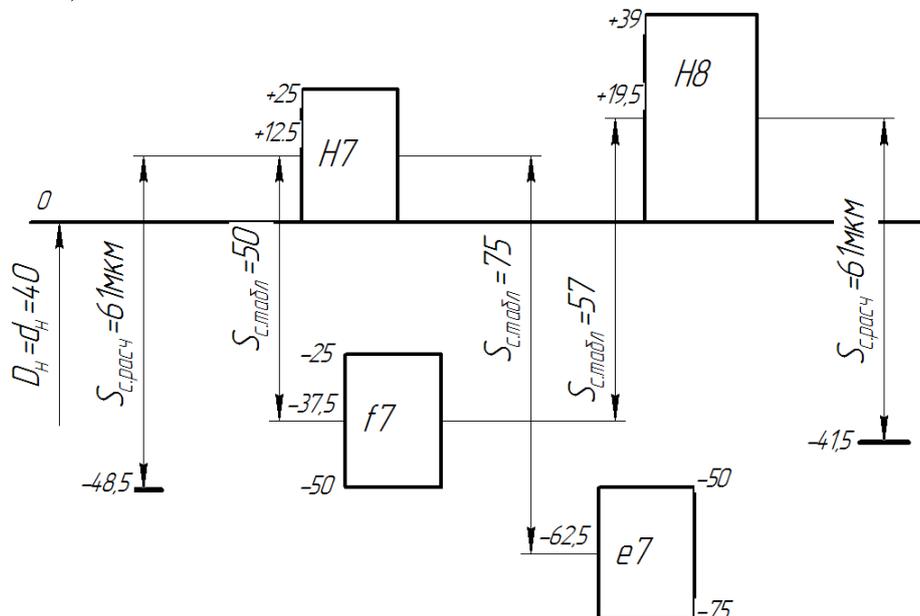


Рис. 7.13. Схема выбора полей допусков посадки с зазором в системе отверстия

Анализируя посадки, приведенные на рис. 7.13 и 7.14, видим, что наилучшее соответствие $S_{с\text{ расч}}$ значению табличного среднего зазора $S_{с\text{ табл}}$ у комбинированной посадки $\varnothing 40 \frac{F8}{g6}$.

На рис. 7.14б для посадки $\varnothing 40 \frac{F8}{g6}$ показаны

$$S_{\max\text{ табл}} = 89 \text{ мкм}; S_{\min\text{ табл}} = 34 \text{ мкм}; S_{с\text{ табл}} = 61,5 \text{ мкм}.$$

5. Действующие зазоры $S_{д}$ (образующиеся в процессе работы) с учетом температурных деформаций U_t и шероховатости поверхностей (поправки U_t и U , см.п. 3 расчета):

$$S_{д\text{ max}} = S_{\max\text{ табл}} + U_t + U = 0,089 + 0,0066 + 0,0095 \approx 0,105 \text{ мм}.$$

$$S_{д\text{ min}} = S_{\min\text{ табл}} + U_t + U = 0,034 + 0,0066 + 0,0095 \approx 0,050 \text{ мм}.$$

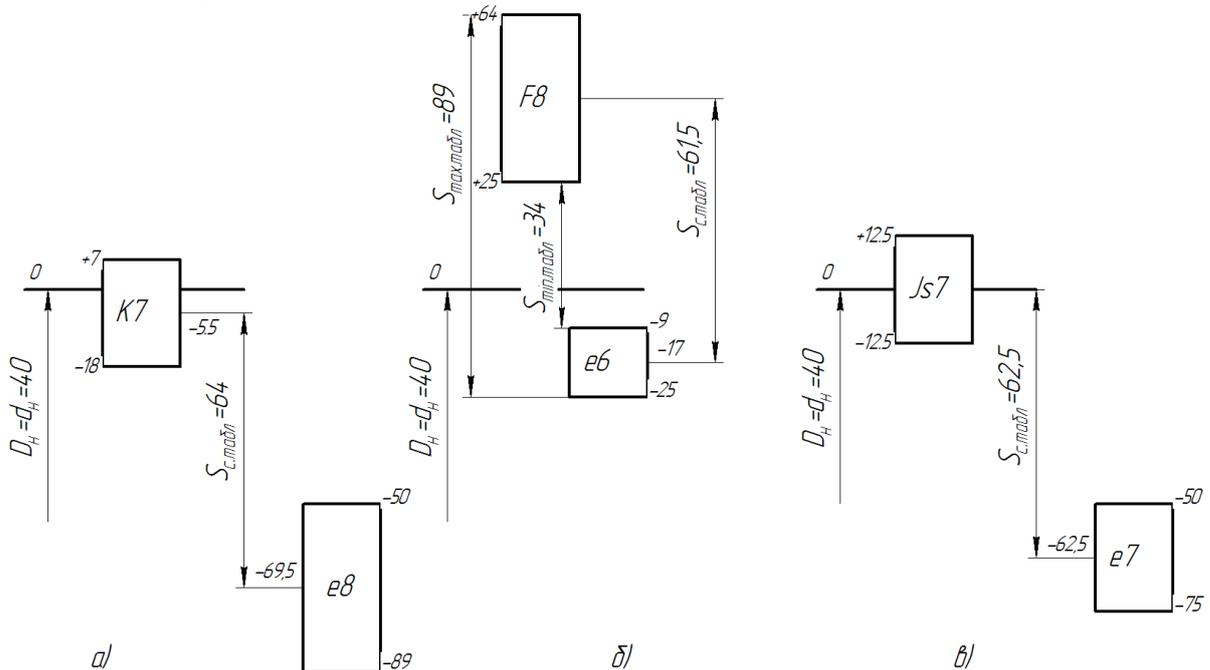


Рис. 7.14. Схема выбора полей допусков комбинированной посадки с зазором

6. Определим действующую толщину масляного слоя $h'_д$:

$$h'_д = \frac{S_{д\text{ min}}}{2} (1 - \chi') \text{ - при наименьшем зазоре;}$$

$$h'_д = \frac{S_{д\text{ max}}}{2} (1 - \chi') \text{ - при наибольшем зазоре.}$$

В этих формулах χ – относительный эксцентриситет, определяется по табл. 7.9 в зависимости от коэффициента нагруженности подшипника C_R и отношения L/d_H .

Относительным эксцентриситетом χ называется отношение удвоенного абсолютного эксцентриситета e к величине зазора в подшипнике S (см.

рис. 7.12), т.е. $\chi = \frac{2e}{S}$.

Коэффициент нагруженности C_R определяют по формуле:

$$C_R = 9,4 \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot n}, \quad (7.3)$$

где p – среднее удельное давление на опору, Па (см. пункт 1 расчета);

ψ – относительный зазор, $\psi = \frac{S}{d_f}$;

μ – динамическая вязкость масла, Па·с;

n – частота вращения, мин⁻¹.

Коэффициент нагруженности при наименьшем зазоре $S_{D \min}$ по формуле (7.3)

$$C'_R = 9,4 \frac{1,66 \cdot 10^5 \cdot 0,05^2}{40^2 \cdot 0,011 \cdot 600} = 0,356$$

По табл. 7.9 для $C_R = 0,356$ и $\frac{L}{d_f} = \frac{45}{40} = 1,125$ примем $\chi' = 0,3$, т.к. при

меньших значениях χ центр вала находится вблизи центра подшипника скольжения, что создает неустойчивый режим работы, и могут возникнуть автоколебания в подшипнике.

Действующая толщина масляного слоя при наименьшем зазоре будет:

$$h'_d = \frac{50}{2} (1 - 0,3) = 17,5 \text{ мкм.}$$

Аналогично при наибольшем зазоре:

$$C''_R = 9,4 \frac{1,66 \cdot 10^5 \cdot 0,105^2}{40^2 \cdot 0,011 \cdot 600} = 1,614.$$

По табл. 7.9 $\chi'' \approx 0,66$, тогда:

$$h''_d = \frac{105}{2} (1 - 0,66) = 17,8 \text{ мкм.}$$

Таблица 7.9

Коэффициент нагруженности C_R

$\frac{L}{d_f}$	Относительный эксцентриситет χ										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992
0,9	0,339	0,515	0,764	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,753
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,106	8,186	11,91
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,545	10,091	14,34

7. Проверяем условие наличия жидкостного трения (неразрывность масляной пленки между цапфой вала и вкладышем подшипника).

Наименьшая допускаемая толщина масляного слоя, при которой еще обеспечивается жидкостное трение (рис. 7.15):

$$[h_{min}] \geq k \cdot (R_{zD} + R_{zd} + h_d), \text{ или с учетом, что } R_z = 5R_a, \\ [h_{min}] \geq k \cdot (5 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) + h_d), \quad (7.4)$$

где k – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя. Желательно иметь $k \geq 2$;

R_{aD}, R_{ad} – среднее арифметическое отклонение профиля поверхности вала и подшипника скольжения, мкм;

h_d – добавка, учитывающая отклонения режима работы подшипника от расчетного и механические включения в масле.

Необходимо, чтобы $h_{d min} \geq [h_{min}]$.

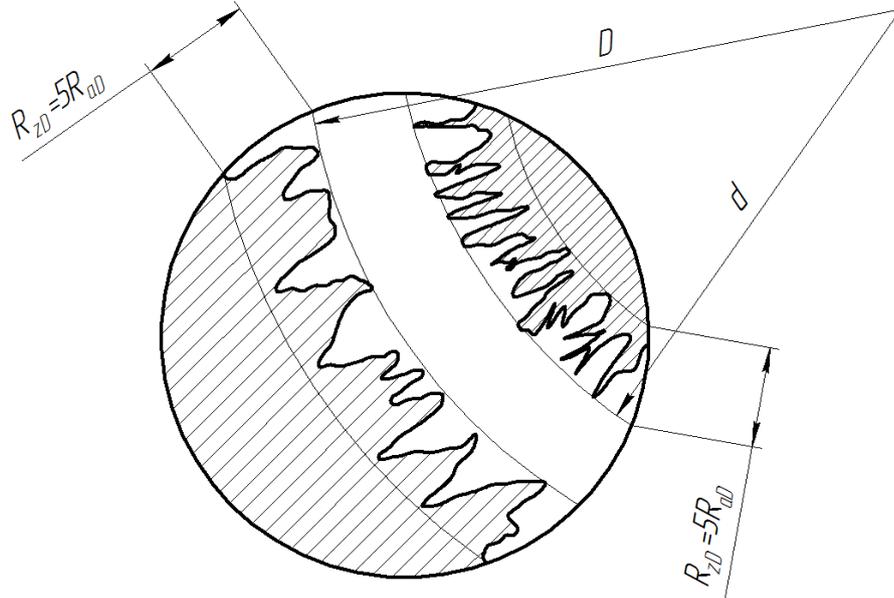


Рис. 7.15. Влияние параметров шероховатости на расчет коэффициента надежности

Определим коэффициент надежности в нашем примере:

$$k = \frac{h_{d min}}{5 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) + h_d};$$

где $h_{d min} = h'_d$.

Тогда:

$$k = \frac{17,5}{5 \cdot (0,63 + 0,32) + 2} = 2,59.$$

Если подсчитать коэффициента k по значению $h''_d = 17,8$, очевидно, что получим также $k > 2$.

Полученное значение $k > 2$, что указывает на правильность выбора посадки по наименьшему зазору и позволяет принять $S_{min \text{ табл}}$ за функциональный минимальный зазор $S_{min \phi}$ (зазор, обеспечивающий работу подшипника скольжения в заданных условиях).

8. Определим функциональный наибольший зазор для заданных условий работы:

$$S_{max \phi} = \frac{55 \cdot 10^{-7} \mu n L d_H^3}{R[h_{min}]}$$

Расшифровка параметров аналогична предыдущим формулам. По формуле (7.4), принимая $k = 2$, получим:

$$[h_{min}] \geq 2 \cdot (5 \cdot (0,63 + 0,32) + 2) = 13,5 \text{ мкм};$$

$$S_{max \phi} = \frac{55 \cdot 10^{-7} \cdot 0,011 \cdot 600 \cdot 0,45 \cdot 0,04^3}{0,03 \cdot 10^4 \cdot 13,5 \cdot 10^{-6}} = 0,000258 = 258 \text{ мкм}.$$

9. Определим коэффициент точности выбранной посадки:

$$k_T = \frac{TS_{\phi}}{TS_{табл}}$$

где $TS_{\phi}, TS_{табл}$ – допуск посадки функциональный и табличный. Допуск посадки $TS = S_{max} - S_{min} = TD - Td$, тогда

$$k_T = \frac{S_{max \phi} - S_{min \phi}}{TD_{табл} + Td_{табл}} = \frac{258 - 34}{39 + 16} = 4,07.$$

10. Суммарный наименьший запас на износ для подшипника и вала при выбранной посадке (рис. 7.16):

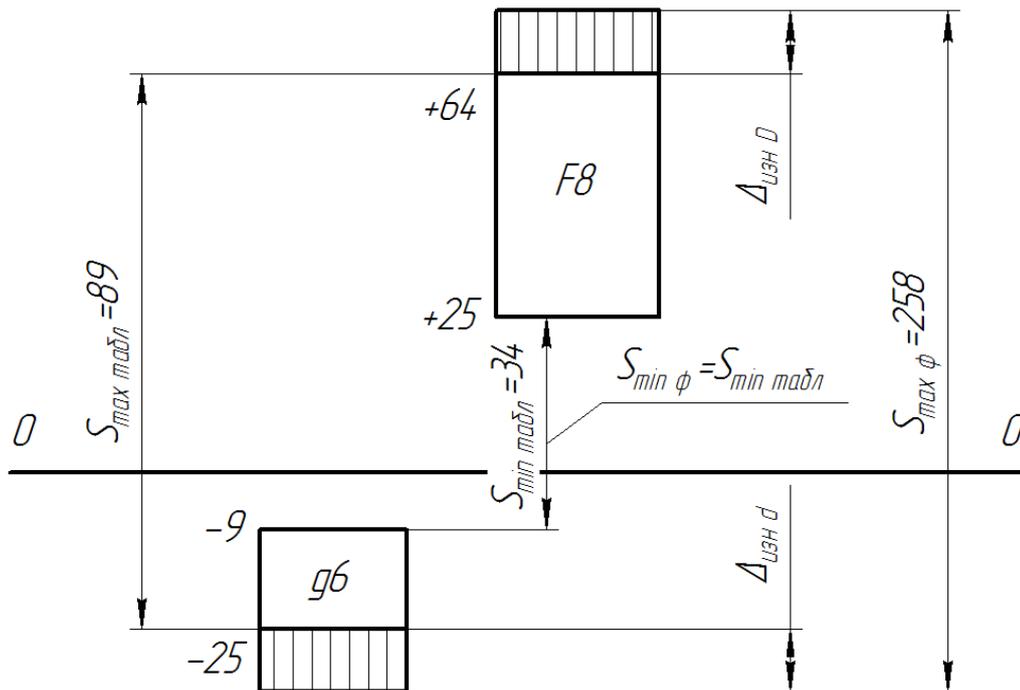


Рис. 7.16. Схема полей допусков посадки с зазором

$$\Delta_{изн\Sigma} = \Delta_{изнD} + \Delta_{изнд} = (S_{max \phi} - S_{min \phi}) - (S_{max табл} - S_{min табл}),$$

где $\Delta_{изнD}, \Delta_{изнд}$ – запасы на износ соответственно вкладыша и вала.

$$\Delta_{изн\Sigma} = (258 - 34) - (89 - 34) = 169 \text{ мкм}.$$

Если будет известен удельный износ деталей, то можно будет определить ожидаемый срок службы подшипника скольжения.

7.4 Посадки подшипников качения

Надежность и долговечность подшипников качения в значительной степени зависят от правильно выбранных посадок подшипника в корпус и на вал при соблюдении правильного взаимного расположения поверхностей.

В зависимости от допусков на основные размеры шарико- и роликоподшипников – внутренний диаметр (d), наружный диаметр (D), ширину подшипника (B), допусков на взаимное расположение поверхностей (радиальное и торцовое биение колец и дорожек качения, отклонения от параллельности торцов) ГОСТ 520–2011 устанавливаются следующие классы точности, указанные в порядке повышения точности: 0, 6, 5, 4, 2, Т.

В зависимости от наличия требований по уровню вибраций, допускаемых значений уровня вибрации или уровня других дополнительных технических требований установлены три категории подшипников – А, В, С.

Класс точности подшипника выбирается в зависимости от требований, предъявляемых к точности вращения опоры механизма. Для подавляющего большинства механизмов общего машиностроения обычно используются подшипники 0, 6 классов точности. Более высокие классы следует применять для подшипников шпинделей шлифовальных станков, прецизионных станков, подшипников точных приборов и пр.

Условное обозначение подшипника состоит из:

А 1 2 5–3000205.

А	1	2	5	–	3000	205
						основное обозначение подшипника
					2	класс точности
				5	группа радиального биения	
			1	ряд момента трения		
категория подшипника						

Подшипники категории В обычно бывают следующих классов точности: 0, 6Х, 6, 5.

В обозначении В0-205 отсутствует требование по моменту трения и подшипник относится к нормальной группе зазора [ГОСТ 3189-89]

В условном обозначении подшипников категории С категорию не указывают. В условном обозначении подшипников категории С класса точности 0 со значением зазора по нормальной группе класс точности не указывают.

Характер сопряжения подшипника с валом и отверстием корпуса определяется отклонениями средних диаметров (d_m , D_m), поскольку при посадке подшипников на вал и в корпус посадочные поверхности подшипника деформируются в соответствии с действительными размерами и геометрической формой сопряженных деталей. Характерной особенностью принятой системы допусков на подшипники качения является также расположение полей допусков на средние значения посадочных диаметров.

Предельные отклонения как на наружный диаметр D_m , так и на внутренний d_m заданы со знаком «минус» во всех классах точности подшипника по специальной системе допусков, приведенной в ГОСТ 520–2011. Отрицательное отклонение на отверстие подшипника противоположно расположению основного отверстия системы отверстия.

Оно принято специально для обеспечения возможности подбора необходимых посадок внутреннего кольца подшипника на вал.

Подшипник качения – стандартный узел. Поэтому для сокращения номенклатуры подшипника допуски на диаметры валов, сопрягаемых с внутренними кольцами подшипников качения, принимаются по системе отверстия, а допуски на диаметры отверстий, сопрягаемых с наружными кольцами подшипников качения, – по системе вала ЕСДП ГОСТ 25347–2013.

В сопряжениях с подшипниками 0 и 6 классов точности валы должны выполняться по 6 качеству, а отверстия по 7 качеству. Классы точности подшипников 5 и 4 требуют подготовки валов с допусками по 5 качеству отверстий по 6 качеству. Класс точности 2 применяется для особо точных приборов, где валы изготавливаются по 3, 4 качествам, а допуски отверстий определяются 5 качеством.

Допуски непостоянства диаметров в поперечном и продольном сечениях посадочных мест валов и отверстий корпусов устанавливаются:

- половина допуска на диаметр посадочной поверхности при посадке подшипников классов точности 0, 6;
- треть допуска на диаметр посадочной поверхности при посадке подшипников классов точности 5, 4;
- четверть допуска – при посадке подшипников класса точности 2.

Допуск непостоянства диаметра в поперечном сечении – наибольшая допустимая разность наибольшего и наименьшего единичных диаметров, измеренных в одном и том же поперечном сечении [ГОСТ 3325-85].

Выбор посадок подшипников на вал и в отверстие корпуса производят в зависимости от того, вращается или не вращается данное кольцо относительно действующей на него радиальной нагрузки или от вида нагружения, величины, направления и динамики действующих, нагрузок.

При выборе посадок следует учитывать также перепад температур между валом и корпусом, монтажные и контактные деформации колец, влияющие на рабочий зазор в подшипнике, материал и состояние посадочных поверхностей вала и корпуса, условия монтажа [ГОСТ 3325-85].

Различают три основных вида нагружения.

Местное нагружение – если кольцо воспринимает постоянную по направлению радиальную нагрузку лишь ограниченным участком дорожки качения.

Такой характер нагружения возникает на неподвижном кольце подшипника при постоянной по направлению нагрузке или на вращающемся

кольце, когда внешняя нагрузка изменяет направление синхронно с вращением кольца.

Циркуляционное нагружение – если кольцо воспринимает радиальную нагрузку последовательно всей окружности дорожки качения.

Такой характер нагружения получается при вращении кольца и постоянно направленной нагрузке или, наоборот, на неподвижном кольце и переменной по направлению нагрузке.

При **колебательном нагружении** не вращающееся кольцо воспринимает равнодействующую двух нагрузок: одной, постоянной по направлению, и другой, вращающейся и меньшей по величине.

При циркуляционном нагружении необходимо обеспечить неподвижное соединение кольца подшипника с валом или отверстием.

При местном нагружении колец подшипников выбирают посадку переходную или с небольшим зазором. Такая посадка создает возможность периодического небольшого проворачивания кольца относительно корпуса под влиянием вибраций и толчков при работе машины, благодаря чему в работе фактически участвует не ограниченный участок кольца, а вся окружность беговой дорожки. Зазор устраняет заклинивание шариков, обеспечивает сборку узла, обеспечивает возможность осевого перемещения подшипника на случай температурных удлинений вала.

На рис. 7.17 показано сочетание полей допусков отверстия корпуса, вала и подшипника 0 или 6 классов точности, поставленного на вращающийся вал при постоянно действующей радиальной нагрузке R . Внутреннее кольцо подшипника при этом испытывает циркуляционное нагружение, наружное кольцо – местное нагружение.

L – обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия подшипника;

l – обозначение основного отклонения для среднего наружного диаметра подшипника.

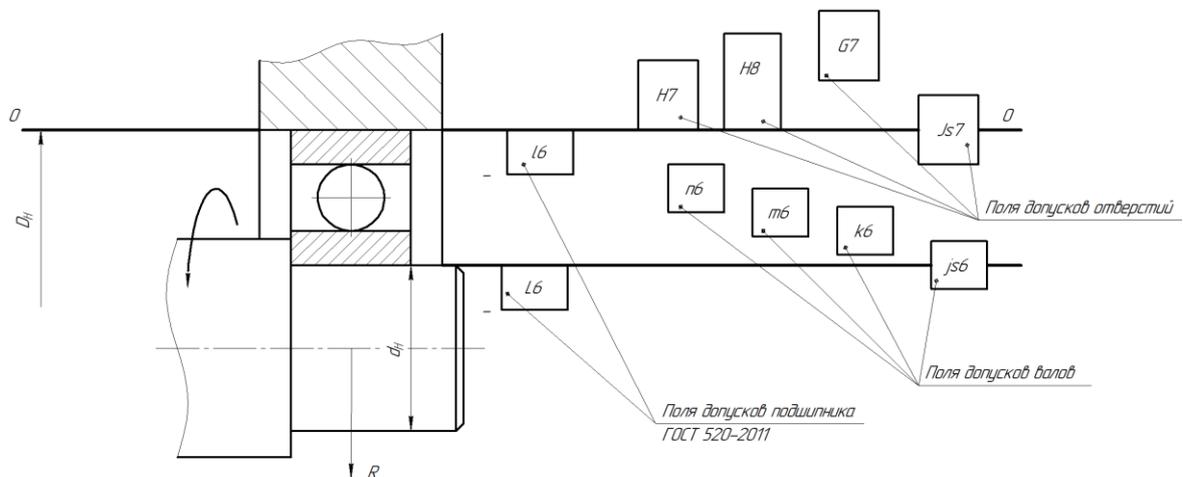


Рис. 7.17. Схема полей допусков подшипника и сопряжённых деталей при вращающемся валу

На рис. 7.18 показано сочетание полей допусков отверстия корпуса, вала и подшипника качения 0 или 6 классов точности, если вращается корпус. Наружное кольцо подшипника испытывает циркуляционное нагружение, а внутреннее кольцо – местное. Посадку для циркуляционно нагруженного кольца подшипника выбирают по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности.

В приведенном примере назначим посадки подшипника качения в соединениях 17–16 и 15–16 (рис.7.1). Присоединительные размеры подшипника заданы в таблице на чертеже узла. Принимаем класс точности подшипника 0 и среднюю серию, по которой в зависимости от $d = 35$ мм, $D = 80$ мм определяем ширину кольца $B = 21$ мм и $r = 2,5$ мм [1]. Определяем виды нагружения колец подшипника. Вращается вал, внутренняя обойма подшипника вращается вместе с валом и воспринимает радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения. Следовательно, нагружение внутренней обоймы – циркуляционное.

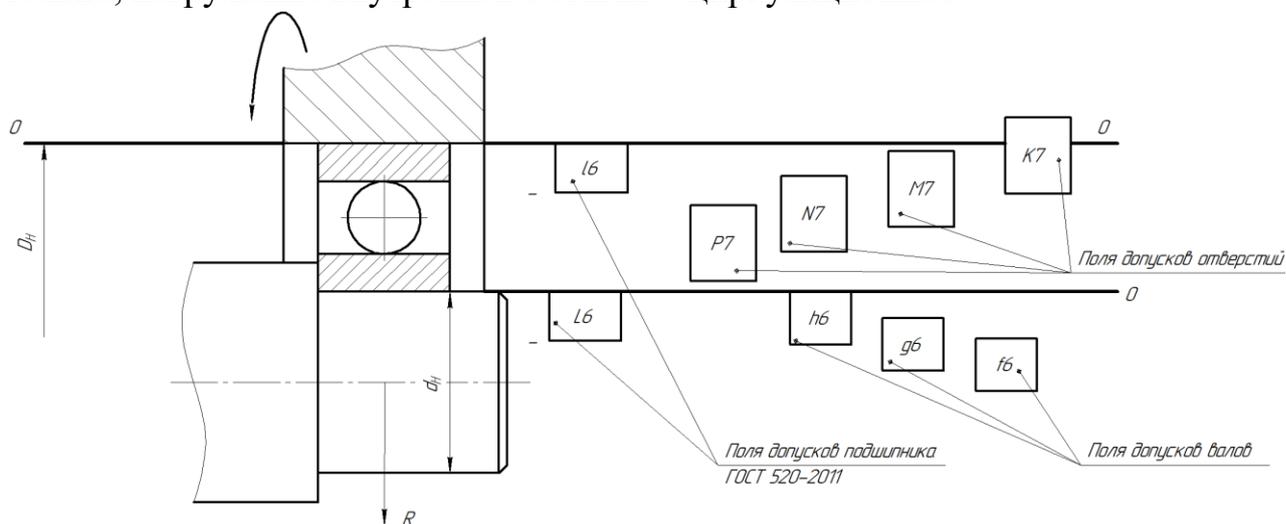


Рис. 7.18. Схема полей допусков подшипника и сопряжённых деталей при вращающемся корпусе

Наружная обойма подшипника монтируется в неподвижный корпус, воспринимает постоянную по направлению радиальную нагрузку лишь ограниченным участком дорожки качения. Нагружение наружной обоймы – местное.

Возможное сочетание полей допусков отверстия корпуса, вала и подшипника для данного примера показано на рис. 7.17.

Для уточнения посадки циркуляционно нагруженного кольца подшипника определяем интенсивность радиальной нагрузки на посадочной поверхности

$$P_R = \frac{R}{b} K_n F F_A,$$

где R – приведенная радиальная реакция опоры на подшипник, (реакцию опоры R рассчитать по известному значению $M_{кр}$; если задано только P_o , взять R на чертеже узла);

b – рабочая ширина посадочной поверхности кольца подшипника за вычетом фасок, $b = B - 2r$ мм;

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

F – коэффициент (табл. 7.10), учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале $F = 1$);

F_A – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения в двухрядных подшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии на опоре осевой нагрузки A . При этом F_A может иметь значения от 1,2 до 2. В обычных случаях $F_A = 1$.

В табл. 7.10 d и D – соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника; $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия полого вала; $D_{\text{корп}}$ – диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Таблица 7.10

Значения коэффициента F

$\frac{d_{\text{отв}}}{d}$ или $\frac{D}{D_{\text{корп}}}$		Величина F при посадке кольца			
		на вал		в корпус	
свыше	до	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$1,5 < \frac{D}{d} \leq 2$	$\frac{D}{d} > 2$	для подшипников всех размеров
–	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
0,8	–	2,0	2,3	3,0	1,8

Принимаем радиальную реакцию опоры $R = 5350$ Н, по условию задачи нагрузка с умеренными толчками и вибрацией, тогда

$$P_R = \frac{5350}{16} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 335 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

По величине P_R и диаметру d кольца (табл. 7.11) находим рекомендуемое основное отклонение.

Найденным значениям P_R и d соответствует основное отклонение k .

Номер качества зависит от класса точности подшипника.

При посадке на вал, если подшипник 0, 6 класса, то вал IT6, если 4, 5 – IT5, если 2 – IT4.

При посадке в корпус, если подшипник 0, 6 класса, то корпус IT7, если 4, 5 – IT6, если 2 – IT5.

Таблица 7.11

Рекомендуемые основные отклонения
для циркуляционно нагруженных колец подшипников

Диаметр, мм		Значение P_R			
отверстия внутреннего кольца подшипника		Основные отклонения вала			
свыше	до	js	k	m	n
18	80	до 300	300 – 1350	1350 – 1600	1600 – 3000
80	180	до 600	600 – 2000	2000 – 2500	2500 – 4000
180	360	до 700	700 – 3000	3000 – 3500	3500 – 6000
360	630	до 900	900 – 3400	3400 – 4500	4500 – 8000
Диаметр, мм		Значение P_R			
наружной поверхности наружного кольца подшипника		Основные отклонения отверстия корпусов			
свыше	до	K	M	N	P
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

В данном примере поле допуска вала в соединении 17–16 будет $k6$.

Для местно нагруженного кольца основное отклонение выбираем по табл. 7.12, а номер качества в зависимости от принятого класса подшипника. В данном примере основное отклонение H , для 0 класса ИТ7, поле допуска отверстия в соединении 15–16–H7.

Таблица 7.12

Основные отклонения при местном нагружении колец

Размер посадочных диаметров, мм		Основные отклонения			Типы подшипников
		Вала (оси)	Корпуса		
свыше	до		неразъемного	разъемного	
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией					
-	80	h	H	H	Все типы, кроме штампованных игольчатых
80	260	g, f			
260	500	f	G		
500	1600				
Нагрузка с ударами и вибрацией					
-	80	h	Js	Js	Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
80	260				
260	500	g	H		
500	1600				
Нагрузка с ударами и вибрацией					
-	120	H	H	G	Роликовые конические двухрядные
120	1600	g			

Обозначим посадки подшипника качения на выданном сборочном узле, как показано на рис. 7.19.

Для построения схемы расположения полей допусков находим отклонения наружного и внутреннего колец подшипника по ГОСТ 3325–85. Отклонения вала и отверстия корпуса находим из таблиц ГОСТ 25346–2013 или приложений 3, 7 и 8.

Найденные отклонения наносим на схему.

В пояснительной записке изображаем схемы расположения полей допусков отверстия корпуса, вала, наружного и внутреннего колец подшипника. Определяем по схеме предельные значения зазоров и натягов при сборке подшипника с корпусом и валом.

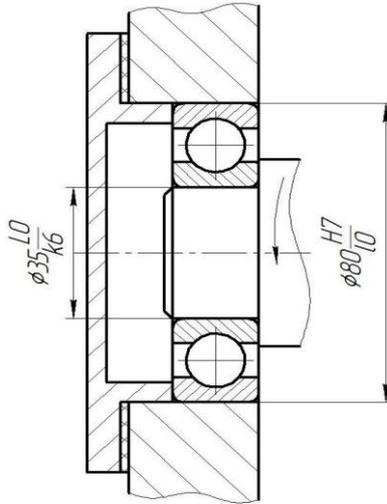


Рис. 7.19. Обозначение посадок подшипника на вал и в корпус

Примеры указания требований к посадочным поверхностям валов и отверстий под подшипники качения (ГОСТ 3325-85), приведены на рис. 7.20.

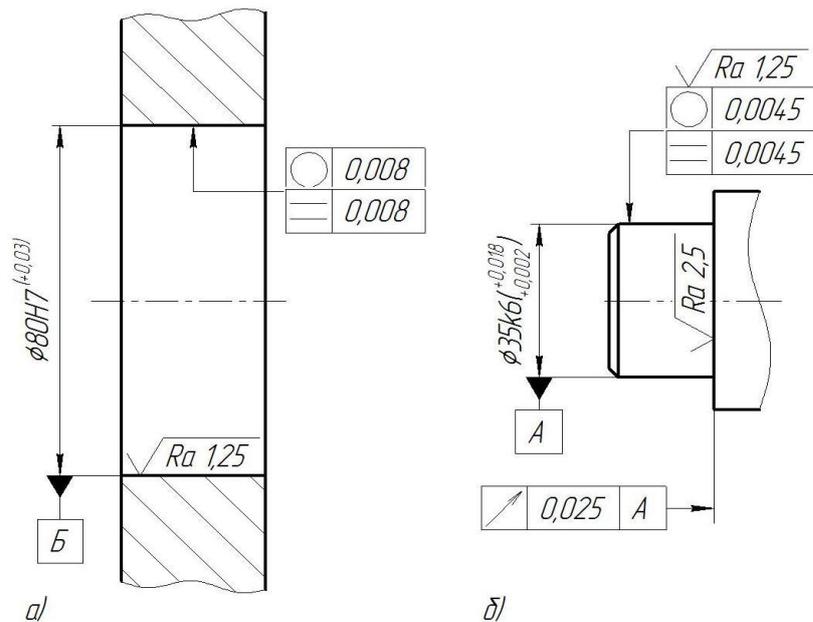


Рис. 7.20 Примеры оформления технических требований сопряженных с подшипником деталей: а) корпус; б) вал

7.5. Назначение посадок

На выданном узле для всех сопряжений проставить посадки:

- а) полученные расчетом;
- б) назначенные исходя из условий работы, по рекомендациям работ [2, 3], приложений 2, 3 и 4. Номинальные размеры сопряжений даны в таблице на узле.

8. РАСЧЕТ КАЛИБРОВ

Калибрами называются бесшкальные контрольные инструменты, предназначенные для проверки соответствия действительных размеров, формы и расположения поверхностей деталей предписанным.

По способу оценки годности деталей различаются калибры нормальные, которые устанавливают степень соответствия действительных размеров номинальным, о годности детали судят по величине зазора между контурами детали и шаблона.

Предельные калибры – ограничивают наибольший и наименьший предельные размеры детали.

По назначению предельные калибры делятся на рабочие и контрольные. Контрольные калибры предназначены для контроля калибров-скоб.

8.1. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-скоб

Контроль детали 6 (рис. 7.1) по размеру $\varnothing 90h6$ в массовом и серийном производствах осуществляется с помощью предельных калибров-скоб. Рассмотрим расчет их исполнительных размеров. По ГОСТ 25346–2013 и приложениям 1 и 6 определяем верхнее и нижнее отклонения вала $\varnothing 90h6$:

- верхнее отклонение вала $es = 0$,
- нижнее отклонение вала $ei = -22$ мкм.

Определим наибольший предельный размер вала:

$$d_{max} = d_H + es = 90 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер вала

$$d_{min} = d_H + ei = 90 - 0,022 = 89,978 \text{ мм.}$$

По табл. 2 ГОСТ 24853–81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» или приложению 8 определяем:

$Z_1 = 5$ мкм – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера вала;

$H_1 = 6$ мкм – допуск на изготовление калибров для вала;

$Y_1 = 4$ мкм – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия.

Строим схему расположения нолей допусков вала, ПР и НЕ калибров-скоб (рис. 8.1).

Считаем исполнительные размеры калибров-скоб.

В качестве исполнительного размера скобы берется наименьший предельный размер ее с положительным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

Наименьший предельный размер ПР стороны калибра-скобы

$$d_{\min \text{ ПР}} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 90 - 0,005 - 0,003 = 89,992 \text{ мм.}$$

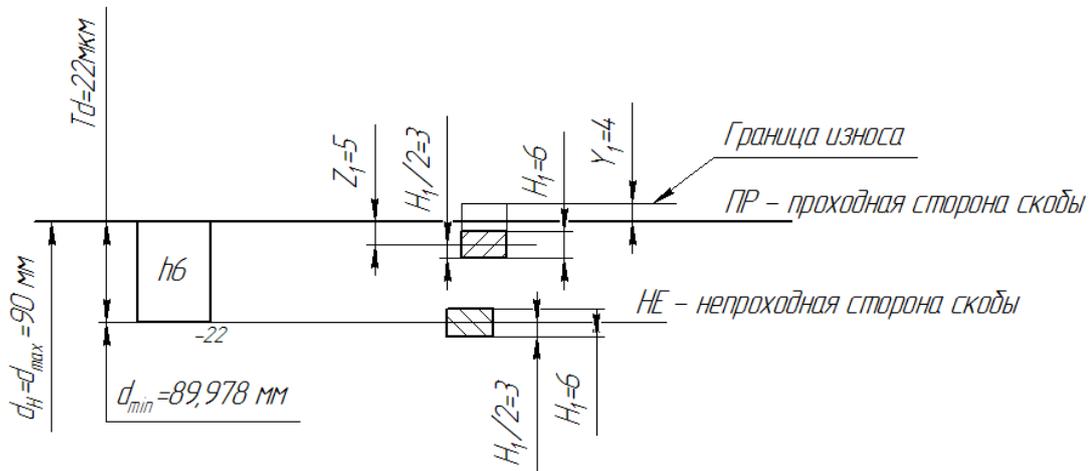


Рис. 8.1. Схема полей допусков скобы

Наименьший предельный размер НЕ стороны калибра-скобы

$$d_{\min \text{ НЕ}} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 89,978 - 0,003 = 89,975 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер ПР стороны калибра-скобы, который ставится на чертеже калибра, равен $89,992^{+0,006}$. Исполнительный размер НЕ стороны калибра-скобы $89,975^{+0,006}$. Размер изношенной ПР стороны равен 90,004.

Чертеж калибра-скобы оформляется по всем требованиям ГОСТов ЕСКД. Конструкция и основные размеры калибров-скоб определяются ГОСТ 18367–93.

Технические требования по ГОСТ 2015–84.

8.2. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-пробок

Контроль отверстия детали 6 (рис. 7.1) $\text{Ø}90\text{H}7$ осуществляется с помощью предельных калибров-пробок. Произведем расчет их исполнительных размеров.

По ГОСТ 25347–2013 или приложениям 1 и 7 определяем верхнее и нижнее отклонения отверстия $\text{Ø}90\text{H}7$:

- верхнее отклонение отверстия $ES = +35 \text{ мкм}$;
- нижнее отклонение отверстия $EI = 0$.

Находим наибольший размер отверстия:

$$D_{\max} = D_{\text{H}} + ES = 90 + 0,035 = 90,035 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия:

$$D_{min} = D_H + EI = 90 \text{ мм.}$$

По табл. 2 ГОСТ 24853–81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» или приложению 8 определяем:

$Z = 5 \text{ мкм}$ – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера отверстия;

$H = 6 \text{ мкм}$ – допуск на изготовление калибров для отверстия;

$Y = 4 \text{ мкм}$ – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия.

Строим схему расположения полей допусков отверстия, ПР и НЕ калибров-пробок (рис. 8.2).

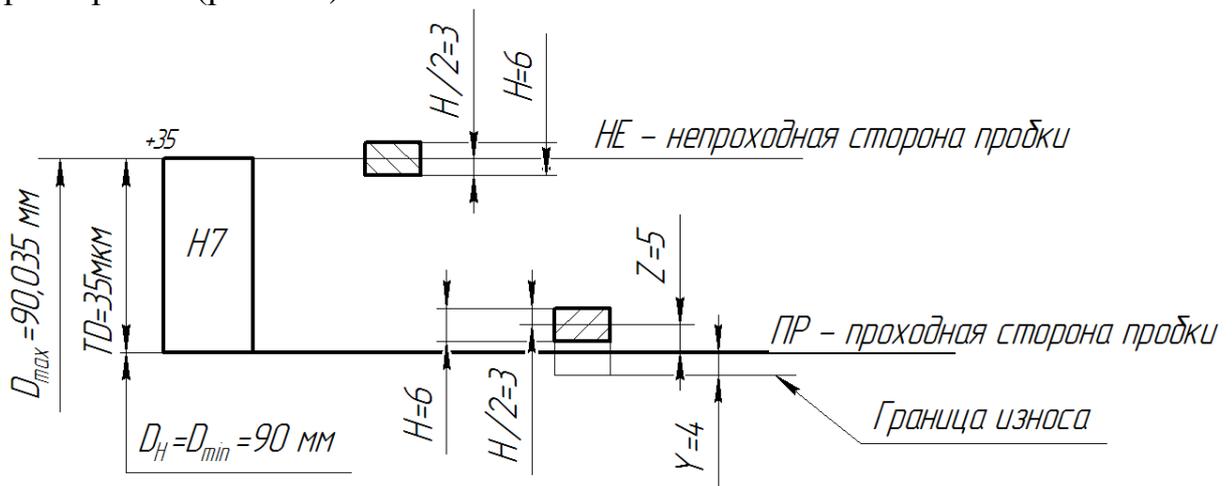


Рис. 8.2. Схема полей допусков калибра-пробки

Считаем исполнительные размеры калибров-пробок.

В качестве исполнительного размера калибра-пробки берется наибольший предельный размер его с отрицательным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

Наибольший предельный размер ПР – проходного калибра-пробки:

$$d_{max \text{ ПР}} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 90 + 0,005 + 0,003 = 90,008 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер проходного калибра-пробки $\phi 90,008_{-0,006}$.

Наибольший предельный размер НЕ – непроходного калибра-пробки:

$$d_{max \text{ НЕ}} = D_{max} + \frac{H}{2} = 90 + 0,035 + 0,003 = 90,038 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер непроходного калибра-пробки $\phi 90,038_{-0,006}$.

Размер изношенной ПР стороны калибра-пробки равен 89,996.

Чертеж калибров оформляется по всем требованиям ГОСТов ЕСКД. Конструкция и основные размеры калибров-пробок определяются ГОСТ 14807–69... ГОСТ 14827–69. Технические требования по ГОСТ 2015–84.

Правила маркировки гладких калибров оговорены ГОСТ 2015–84. На нерабочей поверхности калибра ставится номинальный размер проверяемой детали, обозначение ее поля допуска, числовые величины предельных

отклонений проверяемой детали, обозначение назначения калибра (например, ПР, НЕ, К-И и т.п.).

У пробок с ручками маркировка должна быть нанесена и на ручке. Для нашего примера на калибре-скобе наносится $90h6_{(-0,022)}$ (если скоба односторонняя, двухпредельная, назначение калибра опускается), на калибре-пробке ПР – $90H7^{(+0,035)}$ ПР, калибре-пробке НЕ – $90H7^{(+0,035)}$ НЕ. Правила указания на чертежах о маркировании приведены в ГОСТ 2.314–68 ЕСКД. Выносная линия с точкой от места нанесения маркировки оканчивается за контуром детали знаком маркировки – окружностью диаметром 10...15 мм. Внутри знака указывается номер пункта в технических требованиях, в котором приведены указания о маркировании.

Пример формулировки пункта о маркировании в технических требованиях чертежа калибра-пробки проходного для отверстия $\varnothing 90H7$: «4. Маркировать: $90H7^{(+0,035)}$ ПР».

8.3. Расчет шлицевого соединения и исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-пробки

Допуски и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба определяются их назначением и принятой системой центрирования (рис. 8.3). Центрирование по внутреннему диаметру (рис. 8.3а) применяется, как правило, для подвижных шлицевых соединений, когда твердость шлицевой втулки выше $40 HRC_3$. Центрирование по наружному диаметру применяется, как правило, для неподвижных шлицевых соединений, для шлицевых соединений с втулками, твердость которых не выше 40 единиц (рис. 8.3б).

Центрирование по боковым поверхностям зубьев применяется при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, при реверсивном движении (рис. 8.3в).

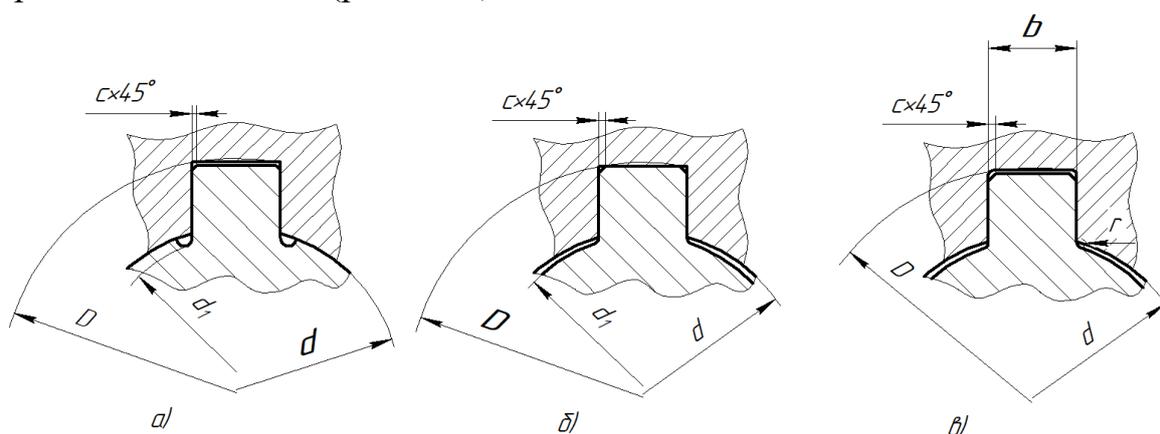


Рис. 8.3 Виды центрирования шлицевых соединений:

- а) по внутренним диаметрам d ; б) по наружному диаметру D ; в) по боковым поверхностям b .

Для неподвижного, шлицевого соединения (рис. 7.1) с прямобочным профилем зубьев выбираем вид центрирования по D . Посадки и размер b выбираем по ГОСТ 1139–80 или работе [2]:

$$D - 6 \times 28 \times 34 \frac{H7}{js6} \times 7 \frac{D9}{h8},$$

где число зубьев $z = 6$; внутренний диаметр $d = 28$ с полем допуска отверстия $H11$; наружный диаметр $D = 34$ с посадкой, $\frac{H7}{js6}$, ширина зуба $b = 7$ с посадкой $\frac{D9}{h8}$.

При центрировании по наружному диаметру D технология изготовления шлицевых деталей проще, чем при центрировании по d так как твердость шлицевой втулки 32...40 HRC_3 доступна для протягивания (калибрования) инструментами из быстрорежущих сталей, шлифование наружного центрирующего диаметра вала производится обычным путем на круглошлифовальных станках.

По ГОСТ 25346–2013 или приложениям 3, 7 и 8 определяем верхние и нижние отклонения размеров шлицевого отверстия $D - 6 \times 28 \times 34H7 \times 7D9$:

- верхнее отклонение центрирующего наружного диаметра $ES_D = +25$ мкм;
- нижнее отклонение центрирующего наружного диаметра $EI_D = 0$ мкм;
- верхнее отклонение ширины шлицевого паза $ES_B = +76$ мкм;
- нижнее отклонение ширины шлицевого паза $EI_B = +40$ мкм;
- верхнее отклонение нецентрирующего внутреннего диаметра $ES_d = +130$ мкм;
- нижнее отклонение нецентрирующего внутреннего диаметра $EI_d = 0$ мкм.

Размеры и точность шлицевого вала выбранного нами обозначаются:

$$D - 6 \times 28 \times 34js6 \times 7h8$$

По ГОСТ 1139–80 и ГОСТ 25346–2013 или работе [2] определяем верхнее и нижнее отклонения размеров шлицевого вала:

- верхнее отклонение центрирующего диаметра $es_D = +8$ мкм;
- нижнее отклонение центрирующего диаметра $ei_D = -8$ мкм;
- верхнее отклонение ширины шлица $es_B = 0$ мкм;
- нижнее отклонение ширины шлица $ei_B = -22$ мкм.

Для внутреннего нецентрирующего диаметра вала ГОСТ 1139–80 оговаривает размер $d_1 = 25,9$ мм.

Найденные отклонения изображены на схеме полей допусков шлицевого соединения (рис. 8.4).

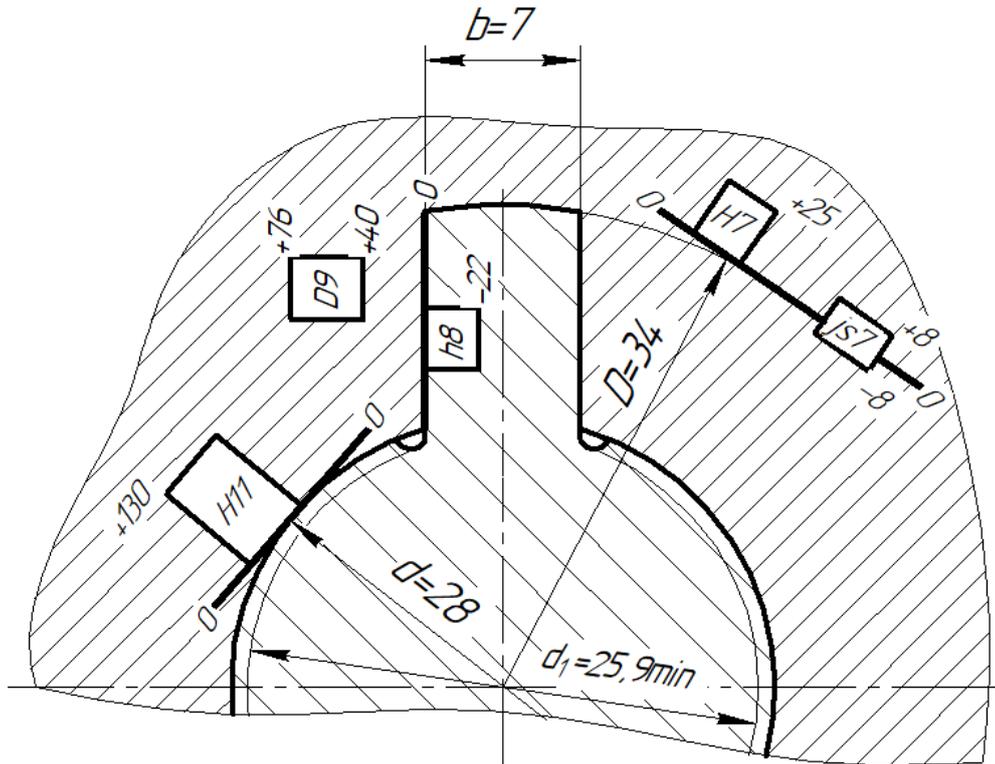


Рис. 8.4. Схема полей допусков шлицевого соединения

Шлицевое соединение, как правило, контролируется комплексными проходными калибрами. Для контроля шлицевого отверстия используют комплексный калибр-пробку, а для контроля шлицевого вала – калибр-кольцо. Шлицевое отверстие считается годным, если комплексный калибр-пробка проходит в отверстие, а диаметры и ширина паза не выходят за установленные верхние пределы.

При этом поэлементный контроль осуществляется непроходными калибрами.

По табл. 4 ГОСТ 7951–80 «Калибры для контроля шлицевых прямобочных соединений. Допуски» или приложения 12 определяем:

$Z_D=7$ – расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-пробки по наружному диаметру до наименьшего предельного наружного диаметра втулки;

$H_D=4$ – допуск на изготовление калибра-пробки по центрирующему диаметру – D ;

$Y_D=13$ – допустимый выход размера изношенного калибра-пробки за границу поля допуска втулки по наружному диаметру.

По табл. 3 ГОСТ 7951–80 или приложению 12 находим:

$Z_B=12$ – расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-пробки по ширине шлица до наименьшего предельного размера ширины шлицевого паза отверстия;

$H_B=4$ – допуск на изготовление калибра-пробки по ширине шлица;

$Y_B=18$ – допустимый выход размера изношенного калибра-пробки за границу поля допуска втулки по ширине шлицевого паза.

В соответствии с чертежом 7 ГОСТ 7951–80 или приложением 12 для нецентрирующего внутреннего диаметра по ГОСТ 25346–2013 или приложению 1 определяем величину допуска калибра-пробки, он задается по $h8$ и равен 33 мкм.

Строим схему расположения полей допусков размеров шлицевого отверстия и комплексного шлицевого калибра-пробки (рис. 8.5)

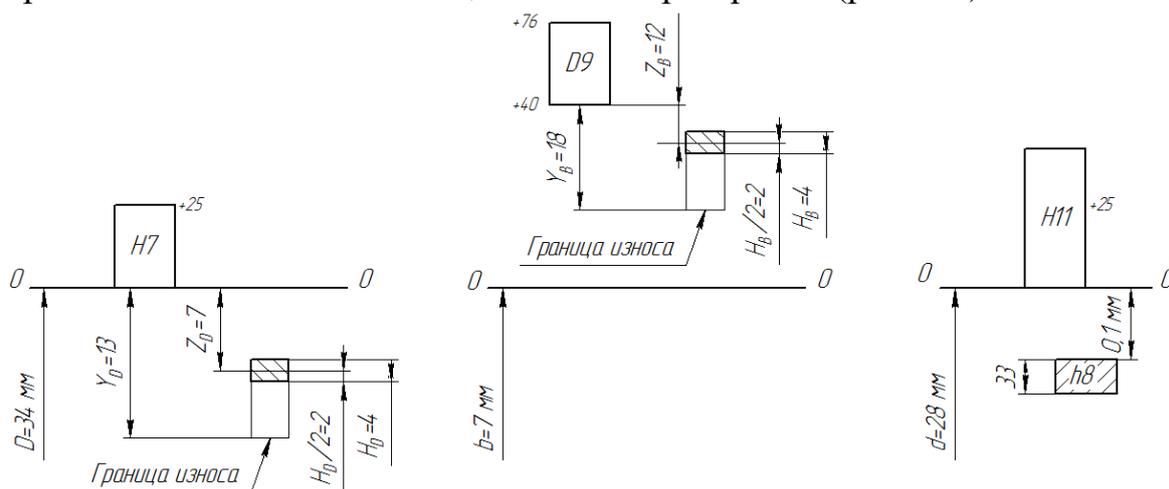


Рис. 8.5. Схема полей допусков комплексного шлицевого калибра-пробки

Считаем исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-пробки.

В качестве исполнительного размера берется наибольший предельный размер его с отрицательным отклонением, равным допуску на изготовление.

Наибольший предельный наружный диаметр комплексного шлицевого калибра-пробки

$$D_{\max k} = D_{\min} - Z_D + \frac{H_D}{2} = 34 - 0,007 + 0,002 = 33,995 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер ширины шлица комплексного шлицевого калибра-пробки

$$b_{\max k} = b_{\min} - Z_B + \frac{H_B}{2} = 7,04 - 0,012 + 0,002 = 7,03 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный внутренний диаметр комплексного шлицевого калибра-пробки

$$d_{\max k} = d_{\min} - 0,1 = 28 - 0,1 = 27,9 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-пробки:

- наружный диаметр $33,995_{-0,004}$;
- внутренний диаметр $27,9_{-0,033}$;
- ширина шлица $7,03_{-0,004}$.

Размеры изношенного шлицевого калибра-пробки:

- наружный диаметр $D_{k \text{ изн}} = D_{\min} - Y_{1D} = 34 - 0,013 = 33,987$ мм;
- ширина шлица $b_{k \text{ изн}} = b_{\min} - Y_b = 7,040 - 0,018 = 7,022$ мм.

Чертеж комплексного шлицевого калибра-пробки оформляется по всем требованиям ГОСТов ЕСКД. Конструкция и основные размеры этих калибров определяются ГОСТ 24960–81, технические требования – ГОСТ 24959–81.

8.4. Расчет исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-кольца

Размеры и точность шлицевого вала выбраны выше:

$$D - 6 \times 28 \times 34js6 \times 7h8$$

Шлицевой вал контролируется комплексным калибром-кольцом, который рассчитывается как проходной. Помимо этого, для полного контроля шлицевого вала используют поэлементный контроль наружного, внутреннего диаметров и толщины зуба с помощью обычных гладких предельных калибров.

По табл. 4 ГОСТ 7951–80 «Калибры для контроля шлицевых прямобочных соединений. Допуски» или приложению 12 определяем:

$Z_{1D} = 7$ – расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-кольца по наружному диаметру до наибольшего предельного наружного диаметра вала;

$H_{1D} = 4$ – допуск на изготовление калибра-кольца по центрирующему (наружному) диаметру D ;

$Y_{1D} = 13$ – допустимый выход размера изношенного калибра-кольца за границу поля допуска вала по наружному диаметру.

По табл. 5 ГОСТ 7951–80 или приложению 12 находим:

$Z_{1B} = 12$ – расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-кольца по ширине шлицевого паза до наибольшего предельного размера ширины шлица на валу;

$H_{1B} = 6$ – допуск на изготовление калибра-кольца по ширине шлицевого паза;

$Y_{1B} = 21$ – допустимый выход размера изношенного калибра-кольца за границу поля допуска вала по ширине шлица.

В соответствии с чертежом 7 ГОСТ 7951–80 или приложением 12 для нецентрирующего внутреннего диаметра калибра-кольца поле допуска $H8$ откладывается от размера $(d - 0,1) = 28 - 0,1 = 27,9$ мм.

По ГОСТ 25346–2013 или приложению 1 для поля допуска $H8$ нижнее отклонение $EI = 0$, верхнее отклонение $ES = + 33$ мкм.

Строим схему расположения полей допусков размеров шлицевого вала и комплексного шлицевого калибра-кольца (рис. 8.6).

Считаем исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-кольца.

В качестве исполнительного размера калибра-кольца берется наименьший предельный размер его с положительным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

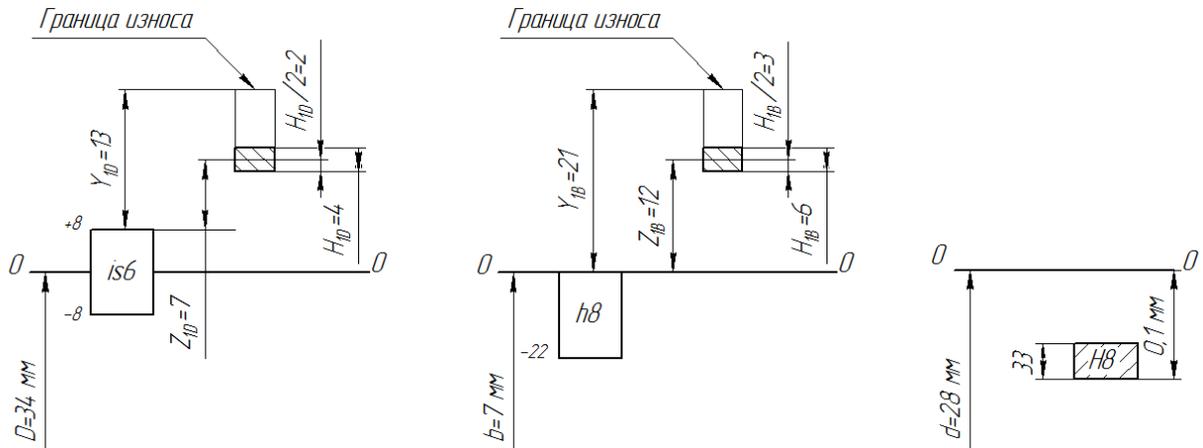


Рис. 8.6. Схема полей допусков комплексного шлицевого калибра-кольца

Наименьший предельный наружный диаметр комплексного шлицевого калибра-кольца

$$D_{\min k} = D_{\max} + Z_{1D} - \frac{H_{1D}}{2} = 34,008 + 0,007 - 0,002 = 34,013 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер ширины паза комплексного шлицевого калибра-кольца

$$b_{\min k} = b_{\max} - Z_{1B} + \frac{H_{1B}}{2} = 7 + 0,012 - 0,003 = 7,009 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер внутреннего диаметра комплексного шлицевого калибра-кольца

$$d_{\min k} = d - 0,1 = 28 - 0,1 = 27,9 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-кольца:

- наружный диаметр $34,013^{+0,004}$;
- внутренний диаметр $27,9^{+0,033}$;
- ширина паза $7,009^{+0,006}$.

Размеры изношенного шлицевого калибра-кольца:

- наружный диаметр

$$D_{k \text{ изн}} = D_{\max} + Y_{1D} = 34,008 + 0,013 = 34,021 \text{ мм;}$$

- ширина паза $b_{k \text{ изн}} = b_{\max} + Y_{1B} = 7 + 0,021 = 7,021 \text{ мм.}$

Чертежи шлицевых калибров оформляются в соответствии со стандартами ЕСКД. Конструкция и основные размеры – [29], технические условия – [24], исполнительные размеры – из расчета.

8.5. Резьбовые соединения. Схемы полей допусков резьбового соединения

Для обеспечения требований взаимозаменяемости соединяемых изделий устанавливают предельные контуры резьбы болта и гайки. По ГОСТ

24705-2004 или работе [2] определим основные размеры резьбового соединения М14×1,5.

Наружный диаметр резьбы общий для болта и гайки $d = D = 14$ мм, средний диаметр болта и гайки $d_2 = D_2 = 13,026$ мм, внутренний диаметр болта и гайки $d_1 = D_1 = 12,376$ мм, угол профиля метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$.

Построим профиль резьбы, на рис. 8.7 он показан жирной линией.

Точность резьбового соединения задана $M14 \times 1,5 - \frac{7G}{6g}$,

$M14 \times 1,5 - 7G$ – условное обозначение внутренней резьбы (гайки);

$M14 \times 1,5 - 6g$ – обозначение наружной резьбы (болта).

По ГОСТ 16093–2004 находим предельные отклонения диаметров гайки:

- нижние отклонения $D; D_2; D_1 \rightarrow EI = + 32$ мкм;
- верхнее отклонение $D_2 \rightarrow ES_{D_2} = + 268$ мкм;
- верхнее отклонение $D_1 \rightarrow ES_{D_1} = + 407$ мкм.

По ГОСТ 16093 – 2004 находим предельные отклонения диаметров болта:

- верхнее отклонение $d, d_2, d_1 \rightarrow es = - 32$ мкм;
- нижнее отклонение $d \rightarrow ei = - 268$ мкм;
- нижнее отклонение $d_2 \rightarrow ei = - 172$ мкм.

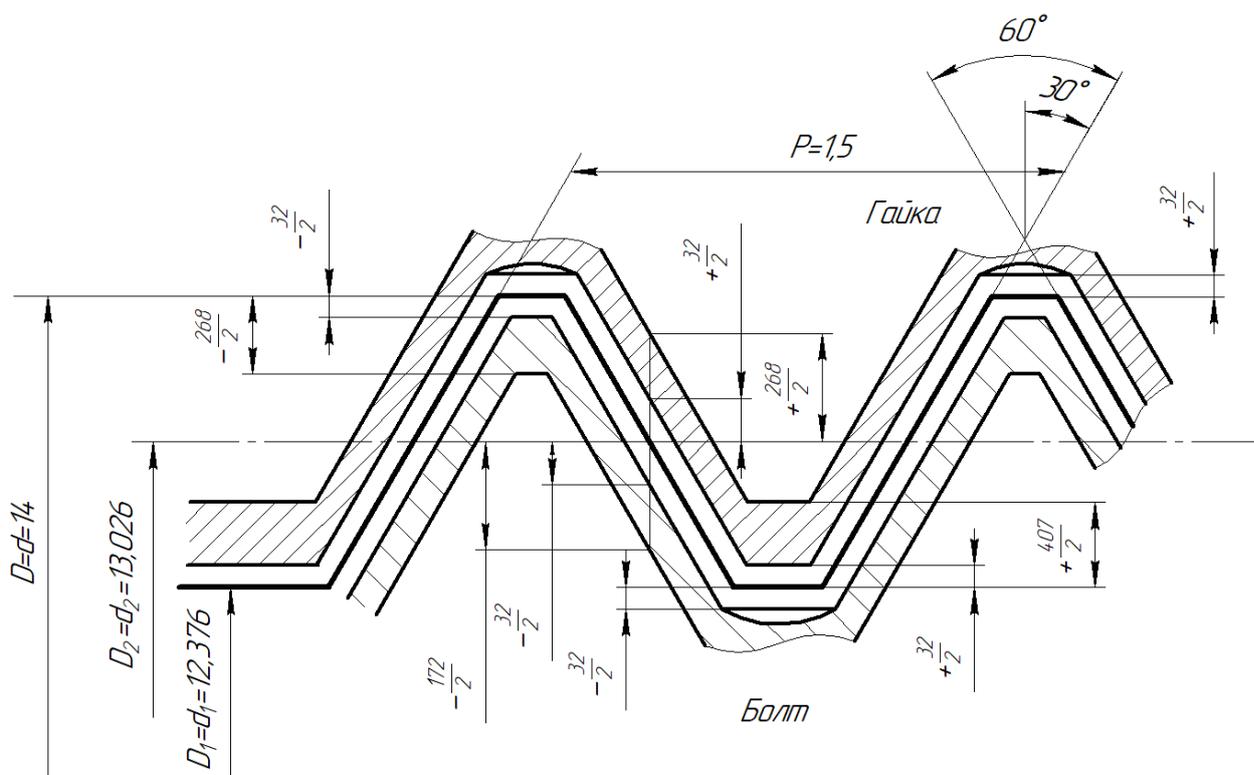


Рис. 8.7. Схема полей допусков резьбового соединения

8.6. Расчет исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров-пробок для внутренней резьбы (гайки) M14×1,5–7G

Метрическая резьба с мелким шагом обозначается M14×1,5 – 7G, где 14 – наружный диаметр резьбы; 1,5 – шаг резьбы; 7 – степень точности резьбы; G – основное отклонение; 7G – обозначение поля допуска среднего и внутреннего диаметров внутренней резьбы (гайки).

Метрическая резьба с крупным шагом обозначается M14 – 7G. Свинчиваемость резьб болта и гайки зависит от правильности выполнения наружного, среднего, внутреннего диаметров резьбы, шага и половины угла профиля.

Средний диаметр, шаг и угол профиля являются основными параметрами резьбы, т.к. они определяют характер контакта резьбового соединения. Однако для упрощения контроля резьб вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра устанавливается только суммарный допуск на средний диаметр, который включает допустимое отклонение собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля.

От номинального контура резьбы в направлении, перпендикулярном к оси резьбы, отсчитываются отклонения диаметров резьбы гайки и болта, тем самым определяются предельные контуры резьбы. Для обеспечения свинчиваемости и качества соединений действительные контуры свинчиваемых деталей, определяемые действительными значениями диаметров, угла и шага резьбы, не должны выходить за предельные контуры на всей длине свинчивания.

Соблюдение этих требований проверяется проходными и непроходными калибрами. Свинчиваемость проходного калибра с гайкой означает, что приведенный средний, наружный и внутренний диаметры резьбы гайки не выходят за установленные наименьшие предельные размеры. Приведенный средний диаметр – это средний диаметр с учетом погрешностей шага и угла профиля. Проходные резьбовые калибры должны иметь полную высоту профиля резьбы и длину, равную длине свинчивания.

Непроходной резьбовой калибр контролирует наибольший предельный контур гайки. Он не должен свинчиваться с проверяемой резьбой, за исключением первых двух витков.

Непроходные резьбовые калибры проверяют только собственно средний диаметр. Они имеют минимальную измерительную длину сторон профиля резьбы (укороченную высоту профиля) и сокращенное число витков для того, чтобы уменьшить влияние погрешностей половины угла профиля и шага на результат проверки.

Для проверки наружного диаметра болта используют предельные гладкие скобы, а для внутреннего диаметра гаек – предельные гладкие пробки. Допуски для резьбовых калибров построены по тому же принципу, что и

допуски гладких калибров. В отличие от резьбовых деталей допуски для резьбовых калибров установлены отдельно на каждый параметр резьбы. Предельные отклонения отсчитываются от соответствующих предельных размеров резьбы деталей, являющихся номинальными размерами калибров.

Строим схему расположения поля допуска резьбового отверстия.

По ГОСТ 24705–2004 или работе [1] определяем основные размеры резьбы М14×1,5 – 7G: наружный диаметр $D = 14$ мм; средний диаметр $D_2 = 13,026$ мм; внутренний диаметр $D_1 = 12,376$ мм.

По ГОСТ 16093–2004 или работе [2] находим предельные отклонения диаметров резьбы:

- нижнее отклонение $D; D_2; D_1 \rightarrow EI = +32$ мкм;
- верхнее отклонение $D_2 \rightarrow ES_{D_2} = +268$ мкм;
- верхнее отклонение $D_1 \rightarrow ES_{D_1} = +407$ мкм.

Строим схему расположения полей допусков резьбовых калибров-пробок.

По ГОСТ 24997–2004 или приложению 13 определяем отклонения и допуски калибров и наносим их на схему (рис. 8.8, 8.9).

На рис. 8.8 отклонения гайки даны на профиль (радиус), а отклонения калибров – на диаметр.

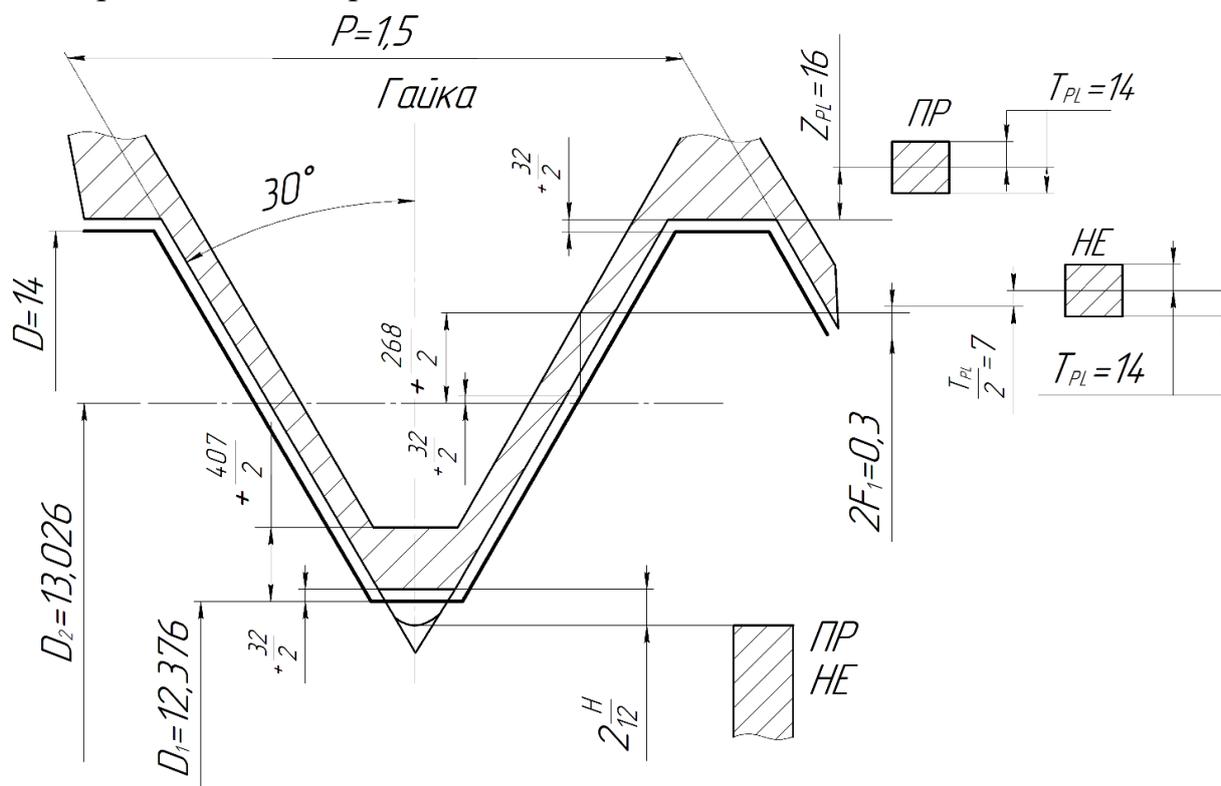


Рис. 8.8. Схема расчета полей допусков резьбового калибра – пробки

Расчет проходного калибра-пробки по наружному, среднему и внутреннему диаметрам ведется соответственно от наименьших наружного, среднего и внутреннего диаметров гайки. Расчет непроходного калибра-

пробки ведется: по наружному диаметру – от размера, равного сумме наибольшего среднего диаметра гайки, и удвоенной высоты головки профиля F_1 ; по среднему диаметру – от наибольшего среднего диаметра гайки; по внутреннему – аналогично проходному калибру от наименьшего внутреннего диаметра гайки.

Считаем исполнительные размеры резьбовых калибров-пробок. В соответствии с примечанием к табл. 7 приложения 13 определяем наибольшие предельные диаметры резьбы калибра. Верхнее отклонение диаметров резьбы калибра при этом будет равно нулю, а нижнее – отрицательное и равно по величине допуску на изготовление калибра.

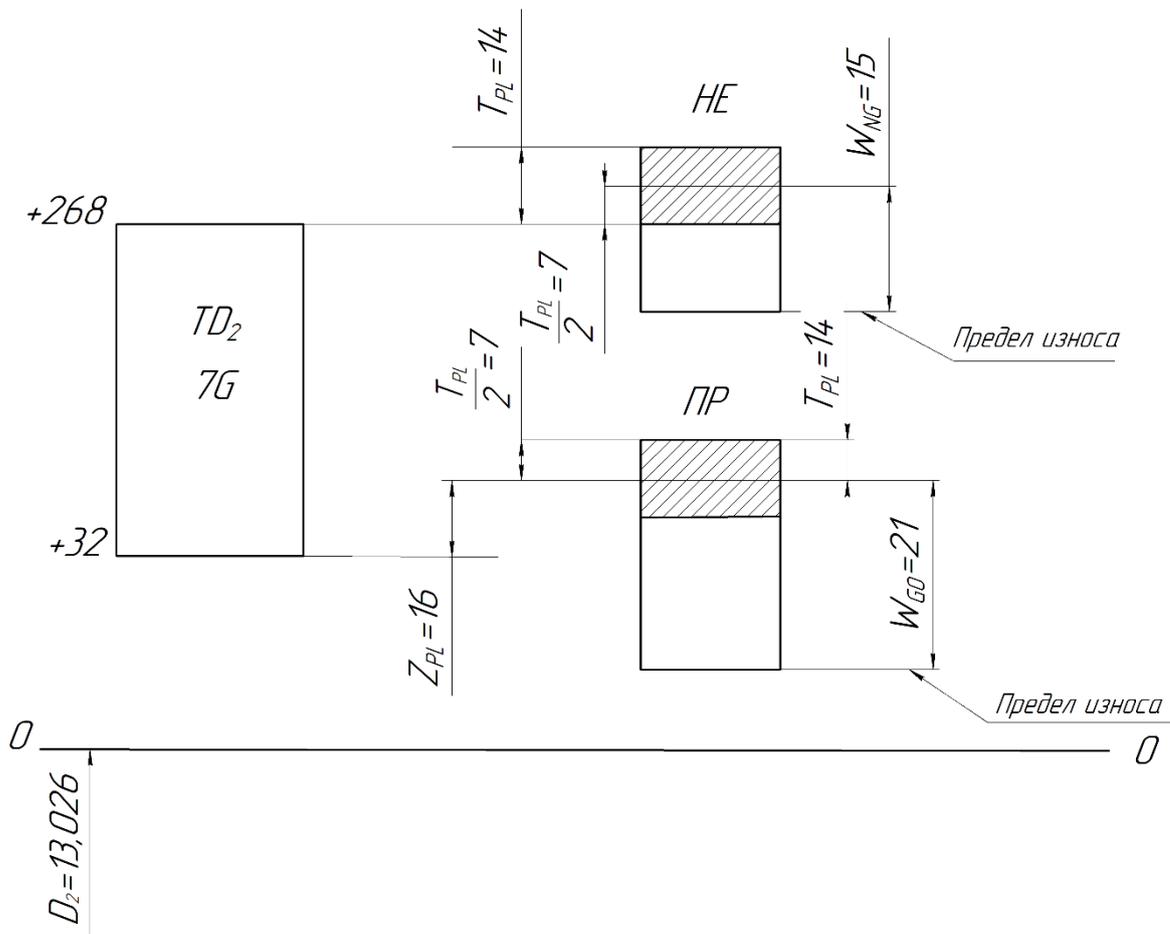


Рис. 8.9. Схема расчета полей допусков резьбового калибра пробки по среднему диаметру

Для ПР резьбового калибра-пробки:

наибольший предельный наружный диаметр

$$d_{\max \text{ ПР}} = D + EI_D + Z_{PL} + T_{PL} = 14 + 0,032 + 0,016 + 0,014 = 14,062;$$

наибольший предельный средний диаметр

$$d_{2 \max \text{ ПР}} = D_2 + EI_{D2} + Z_{PL} + \frac{T_{PL}}{2} = 13,026 + 0,032 + 0,016 + 0,007 = 13,081.$$

Наибольший предельный внутренний диаметр (см. табл. 7, приложения 13)

$$d_{1 \max \text{ ПР}} = D_1 + EI_{D1} - \frac{H}{6} = 12,376 + 0,032 - 0,210 = 12,198.$$

Значение $\frac{H}{6}$ в табл. 1 приложения 13.

В соответствии с рис. 8.8 и 8.9 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра. Допуски наружного диаметра ПР резьбового калибра-пробки ($Td_{\text{ПР}}$) и среднего диаметра ($Td_{2 \text{ ПР}}$):

$$Td_{\text{ПР}} = 2T_{PL} = 2 \cdot 0,014 = 0,028 \text{ мм}; \quad Td_{2 \text{ ПР}} = T_{PL} = 0,014 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры ПР резьбового калибра-пробки:

- наружный диаметр 14,062_{-0,028};
- средний диаметр 13,081_{-0,014};
- внутренний диаметр 12,198 *max* по канавке или радиусу.

Размер изношенного резьбового калибра-пробки по среднему диаметру:

$$d_{2 \text{ ПРизн}} = D_2 + EI_{D2} + Z_{PL} - W_{GO} = 13,026 + 0,032 + 0,016 - 0,021 = 13,053 \text{ мм}.$$

Для НЕ резьбового калибра-пробки:

- наибольший предельный наружный диаметр

$$d_{\max \text{ НЕ}} = D_2 + ES_{D2} + 2F_1 + \frac{T_{PL}}{2} + T_{PL} = 13,026 + 0,268 + 0,3 + 0,007 + 0,014 = 13,615 \text{ мм};$$

- наибольший предельный средний диаметр

$$d_{2 \max \text{ НЕ}} = D_2 + ES_{D2} + T_{PL} = 13,026 + 0,268 + 0,014 = 13,308 \text{ мм};$$

- наибольший предельный внутренний диаметр

$$d_{1 \max \text{ НЕ}} = D_1 + EI_{D1} - \frac{H}{6} = 12,736 + 0,032 - 0,210 = 12,198 \text{ мм}.$$

В соответствии с рис. 8.8 и 8.9 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра.

Допуск наружного диаметра НЕ резьбового калибра-пробки

$$Td_{\text{НЕ}} = 2T_{PL} = 2 \cdot 0,014 = 0,028 \text{ мм}.$$

Допуск среднего диаметра НЕ резьбового калибра-пробки

$$Td_{2 \text{ НЕ}} = T_{PL} = 0,014 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры НЕ резьбового калибра-пробки:

- наружный диаметр 13,615_{-0,028};
- средний диаметр 13,308_{-0,014};
- внутренний диаметр 12,198 *max* по канавке или радиусу.

Размер изношенного НЕ резьбового калибра-пробки по среднему диаметру:

$$d_{2 \text{ НЕизн}} = D_2 + ES_{D2} + \frac{T_{PL}}{2} - W_{NG} = 13,026 + 0,268 + 0,007 - 0,015 = 13,286.$$

Чертеж калибра-пробки оформляется в соответствии с ГОСТами ЕСКД. Конструкция и основные размеры резьбовых калибров определяют-

ся по ГОСТ 17756–72 – ГОСТ 17767–72. Технические требования по ГОСТ 2016–86. На чертежах калибров-пробок надо дать изображение профиля резьбы калибра в увеличенном масштабе с простановкой исполнительных размеров диаметров, шага и половины угла профиля резьбы с допустимыми отклонениями, шероховатости поверхностей. Например, для проходного калибра-пробки профиль изображен на рис. 8.10.

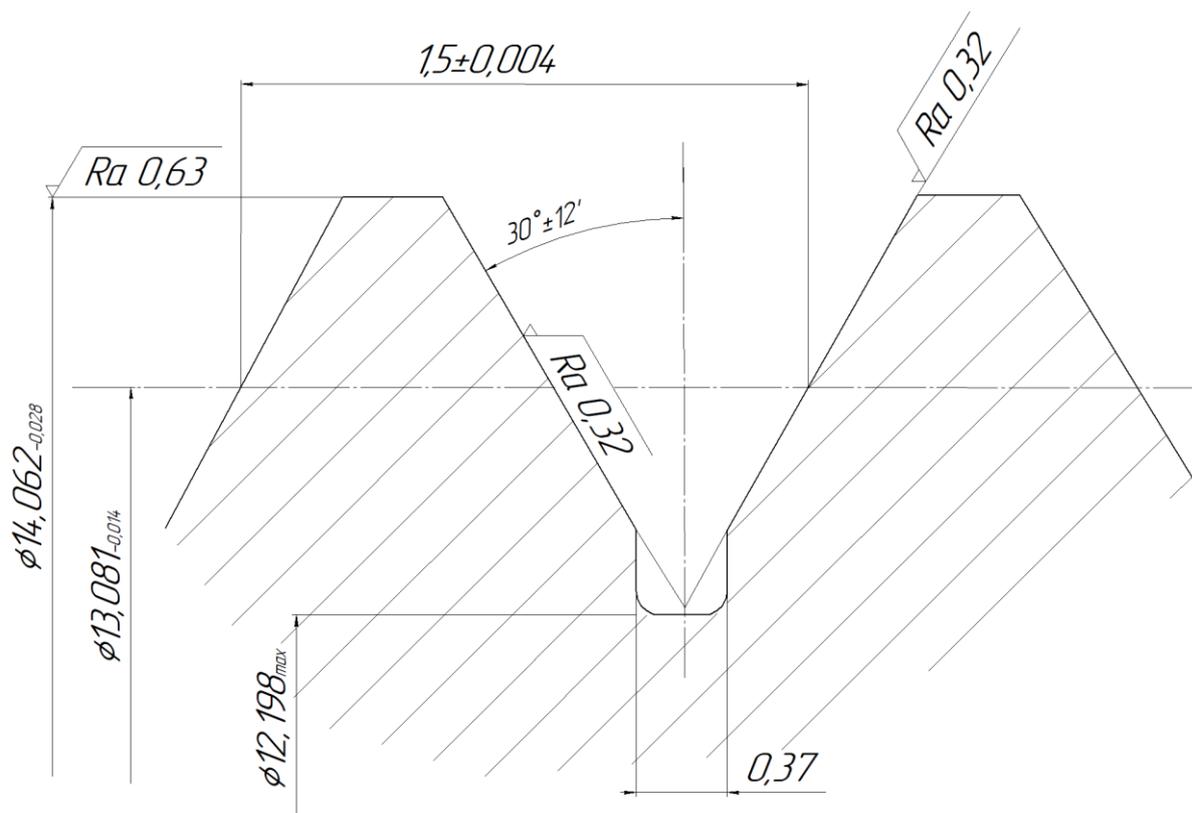


Рис.8.10. Пример оформления профиля резьбового проходного калибра – пробки

Если выполняется только сборочный чертеж калибра-пробки, то изображение профиля ПР и НЕ калибра с указанием его точности приводится в расчетно-пояснительной записке.

8.7. Расчет исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров-колец для наружной резьбы (болта) М14х1,5 – 6g

Строим схему расположения поля допуска наружной резьбы. По ГОСТ 24705–2004 или работе [2] определяем основные размеры резьбы М14×1,5 – 6g: наружный диаметр $d = 14$ мм; средний диаметр $d_2 = 13,026$ мм; внутренний диаметр $d_1 = 12,376$ мм.

По ГОСТ 16093–2004 или работе [2] находим предельные отклонения диаметров резьбы:

- верхнее отклонение $d, d_2, d_1 \rightarrow es = -32$ мкм;
- нижнее отклонение $d \rightarrow ei_d = -268$ мкм;
- нижнее отклонение $d_2 \rightarrow ei_{d_2} = -172$ мкм.

Строим схему расположения полей допусков резьбовых калибров-колец. По ГОСТ 24997–2004 или приложению 13 определяем отклонения и допуски калибров и наносим их на схему (рис. 8.11, 8.12).

Расчет проходного калибра-кольца по наружному, внутреннему и среднему диаметру ведется соответственно от наибольших наружного, внутреннего и среднего диаметров болта. Расчет непроходного калибра-кольца ведется: по внутреннему диаметру – от размера, равного разности наименьшего среднего диаметра болта и удвоенной высоты головки профиля F_1 ; по среднему диаметру – от наименьшего среднего диаметра болта; по наружному диаметру – аналогично проходному калибру от наибольшего наружного диаметра болта.

Считаем исполнительные размеры резьбовых калибров-колец. В соответствии с примечанием к табл. 7 приложения 13 определяем наименьшие предельные диаметры резьбы калибра. Нижнее отклонение диаметров резьбы калибра при этом будет равно нулю, а верхнее – положительное и равно по величине допуску на изготовление калибра.

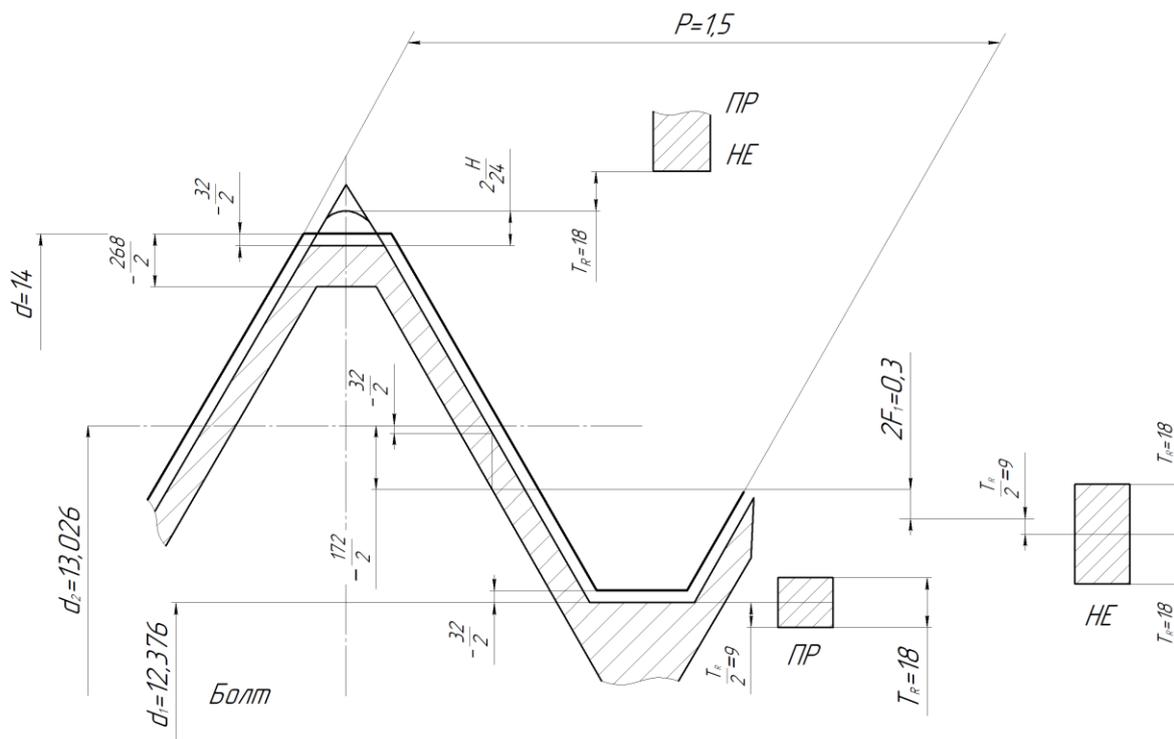


Рис. 8.11. Схема расчета полей допусков резьбового калибра – кольца
Для ПР резьбового калибра-кольца наименьший предельный наружный диаметр:

$$D_{\min \text{ ПР}} = d + es_d + T_R + \frac{H}{12} = 14 - 0,032 + 0,108 + 0,018 = 14,094 \text{ мм.}$$

На рис. 8.11 отклонения болта даны на профиль (радиус), а отклонения калибров – на диаметр.

Значение $\frac{H}{12}$ – в табл. 1 приложения 13.

Наименьший предельный средний диаметр

$$D_{2\min \text{ ПР}} = d_2 + es_{d2} - Z_R - \frac{T_R}{2} = 13,026 - 0,032 - 0,008 - 0,009 = 12,977 \text{ мм.}$$

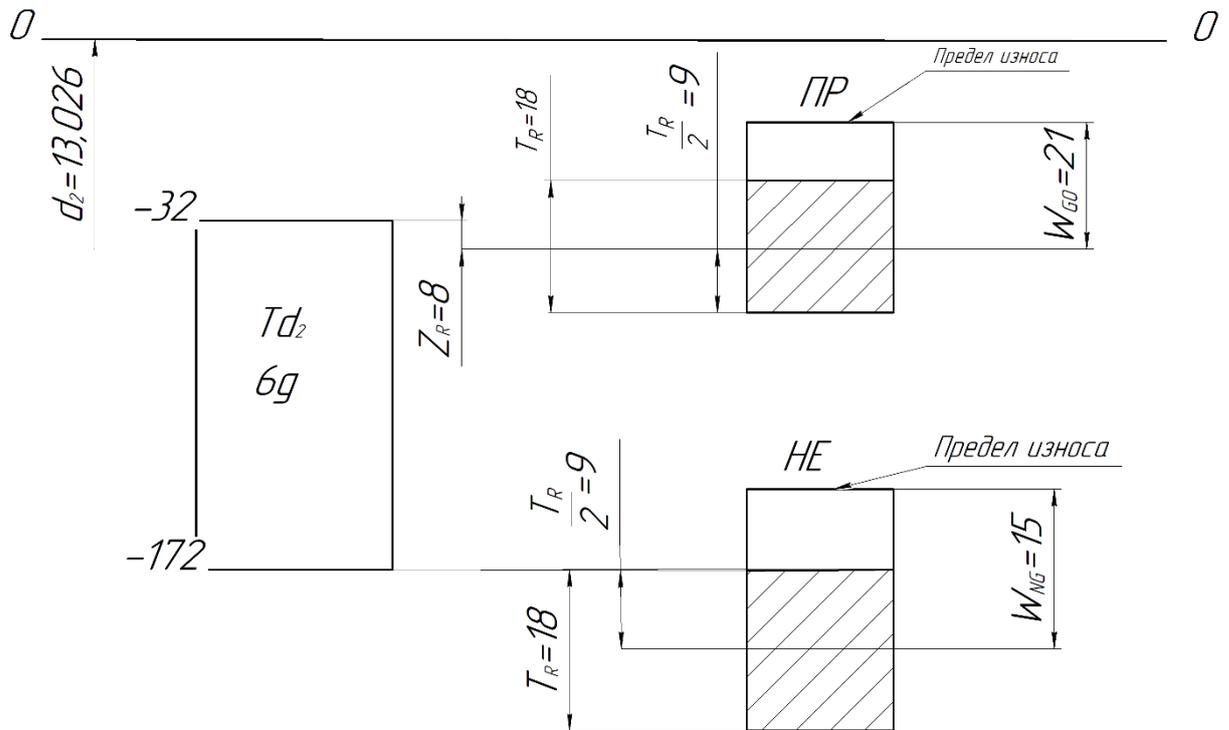


Рис. 8.12. Схема расчета полей допусков резьбового калибра – кольца по среднему диаметру

Наименьший предельный внутренний диаметр

$$D_{1\min \text{ ПР}} = d_1 + es_{d1} - \frac{T_R}{2} = 12,376 - 0,032 - 0,009 = 12,335 \text{ мм.}$$

В соответствии с рис. 8.11 и 8.12 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра.

Допуск среднего диаметра ПР резьбового калибра-кольца

$$TD_{2\text{ПР}} = T_R = 0,018 \text{ мм.}$$

Допуск внутреннего диаметра ПР резьбового калибра-кольца

$$TD_{1\text{ПР}} = T_R = 0,018 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры ПР резьбового калибра-кольца:

- наружный диаметр 14,094 *min* по канавке или радиусу;
- средний диаметр 12,977^{+0,018};
- внутренний диаметр 12,335^{+0,018}.

Размер изношенного ПР резьбового калибра-кольца по среднему диаметру

$$D_{2\text{ПРизн}} = d_2 + es_{d2} - Z_R + W_{GO} = 13,026 - 0,032 - 0,008 + 0,021 = 13,007 \text{ мм.}$$

Для H7 резьбового калибра-кольца:

- наименьший предельный наружный диаметр

$$D_{\min \text{ HE}} = d + es_d + T_R + \frac{H}{12} = 14 - 0,032 + 0,108 + 0,018 = 14,094 \text{ мм};$$

– наименьший предельный средний диаметр

$$D_{2\min \text{ HE}} = d_2 + ei_{d2} - T_R = 13,026 - 0,172 - 0,018 = 12,836 \text{ мм};$$

– наименьший предельный внутренний диаметр

$$\begin{aligned} D_{1\min \text{ HE}} &= d_2 + ei_{d2} - 2F_1 - \frac{T_R}{2} - T_R = \\ &= 13,026 - 0,172 - 0,3 - 0,009 - 0,018 = 12,527 \text{ мм}. \end{aligned}$$

В соответствии с рис. 8.11 и 8.12 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра.

Допуск среднего диаметра HE резьбового калибра-кольца

$$TD_{2\text{HE}} = T_R = 0,018 \text{ мм}.$$

Допуск внутреннего диаметра HE резьбового калибра-кольца

$$TD_{1\text{HE}} = 2T_R = 2 \cdot 0,018 = 0,036 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры HE резьбового калибра-кольца:

- наружный диаметр 14,094 *min* по канавке или радиусу;
- средний диаметр 12,836^{+0,018};
- внутренний диаметр 12,527^{+0,036}.

Размер изношенного HE резьбового калибра-кольца по среднему диаметру

$$\begin{aligned} D_{2 \text{ HEизн}} &= d_2 + ei_{d2} - \frac{T_R}{2} + W_{NG} = 13,026 - 0,172 - 0,009 + 0,015 = \\ &= 12,86 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Чертеж калибра-кольца оформляется в соответствии с ГОСТами ЕСКД. Конструкция и размеры резьбовых калибров определяются по ГОСТ 17756–72 – ГОСТ 17767–72. Технические требования – по ГОСТ 2016–86. На чертежах калибров-колец надо дать изображение профиля резьбы калибра в увеличенном масштабе с простановкой исполнительных размеров диаметров, шага и половины угла профиля резьбы с допустимыми отклонениями, шероховатости поверхности.

Пример см. в расчете резьбовых калибров-пробок.

9. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА И ПЕРЕДАЧИ

По заданным или полученным расчетом, модулю m , числу зубьев z и степени точности выполнить чертеж зубчатого колеса, имеющегося на выданном чертеже узла. Назначить контролируемые параметры по ГОСТ 1643–81 и средства контроля.

В данном примере рассматриваем зубчатое колесо 5 (рис. 7.1) и задаем для него $m = 3$; $z = 40$; степень точности 8–7–7–В.

Назначаем показатели точности по всем нормам и виду сопряжения.

В ГОСТ 1643–81 даются показатели точности для колеса и показатели точности для передачи. Чтобы обеспечить качество передачи в соответствии с требованиями стандарта, нет необходимости контролировать все показатели, так как они связаны и взаимозаменяемы. Назначение показателей ведется в соответствии с методами контроля, а они не равноценны по трудоемкости, квалификации и стоимости приборов. Поэтому при выборе показателей необходимо сочетать эксплуатационные требования с экономической целесообразностью. Параметры, которые выявляют наиболее полно эксплуатационные свойства передачи, требуют больших затрат на контроль. Поэтому такие параметры назначаются только для точных передач (до 6-й степени).

В данном примере зубчатое колесо предназначено для скоростной передачи (нормы плавности, точнее норм кинематики), средней точности (7–9-я степени), вид производства – крупносерийный, габариты известны.

Для данных габаритов колеса и крупносерийного или массового производства выбираем два прибора для контроля: межцентромер и нормалемер.

При выборе параметров контроля необходимо использовать показатели ГОСТ 1643–81, характеризующие кинематическую точность, плавность работы, контакт зубьев и боковой зазор [2]. Для норм кинематической точности по 8-й степени определяем по ГОСТ 1643–81, табл. 6:

– допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса $F_i'' = 63$ мкм;

– допуск на колебание длины общей нормали $F_{vw} = 28$ мкм.

По 7-й степени точности определяем показатель плавности работы колеса, табл. 8 ГОСТ 1643–81 – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе $f_i'' = 20$ мкм.

По 7-й степени находим показатель норм контакта зубьев в передаче, табл. 12 ГОСТ 1643–81: суммарное пятно контакта по длине зуба не менее 60%, по высоте не менее 45%.

В данном примере точность зубчатого колеса 8–7–7–В – по ГОСТ 1643–81. Сопряжение вида В гарантирует минимальную величину бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур колес и корпуса в 25 °С.

Показателем, обеспечивающим гарантированный боковой зазор, является среднее значение длины общей нормали с предельными отклонениями.

Номинальный размер длины общей нормали определяется по табл. 5.30 [2] или по формуле:

$$W_m = [1,476(2n + 1) + z \cdot 0,01387] \cdot m,$$

в которой $n = 0,11z + 0,5$ – число зубьев, захватываемых губками нормалемера (целое число).

Длина общей нормали для рассматриваемого примера $W_m = 23,359$ мм.

По табл. 16 ГОСТ 1643–81 наименьшее отклонение средней длины общей нормали (первое слагаемое) $E_{Wms} = 110$ мкм; наименьшее отклонение средней длины общей нормали (второе слагаемое) $E_{Wms} = 11$ мкм (табл. 17), так как для этого зубчатого колеса радиальное биение F_r равно 45 мкм (табл. 6).

Таким образом, $E_{Wms} = 110 + 11 = 121$ мкм.

По ГОСТ 1643–81 (табл. 18) допуск на среднюю длину общей нормали $T_{Wm} = 70$ мкм. Наибольшее отклонение средней длины общей нормали $E_{Wms} + T_{Wm} = 121 + 70 = 191$ мкм.

Показатель бокового зазора $W_{-(E_{Wms} + T_{Wm})}^{-E_{Wms}} = 23,359_{-0,191}^{-0,121}$.

Поскольку отклонения базовых поверхностей зубчатых колес оказывают большое влияние на точность обработки и контроля зубчатых колес, то при разработке рабочих чертежей изделий или технологических процессов обработки и контроля должны быть установлены требования к базовым поверхностям заготовок: к отверстию, базовому торцу и наружному цилиндру зубчатого колеса, используемому в некоторых случаях для выверки заготовки на зуборезном станке и для контроля размеров зуба.

В данном примере наружный диаметр заготовки не используется в качестве базовой поверхности при установке зубчатого колеса на зубообрабатывающем станке и при контроле толщины зубьев, поэтому диаметр может считаться свободным размером, поле допуска $h14$.

Допуск на биение окружности вершин зубьев принимается равным $0,1m$. Отклонение перпендикулярности базового торца заготовки к рабочей оси зубчатого колеса приводит к неточности обработки зубчатых колес, которая в наибольшей мере отражается на отклонении направления зубьев. Поэтому величина допустимого торцового биения базового торца заготовки должна быть установлена на основе допусков на отклонение направления зуба F_β :

$$F_T = 0,5 \frac{d}{b} F_\beta.$$

Ширина зубчатого венца $b = 30$ мм. Делительный диаметр $d = m \cdot z = 3 \cdot 40 = 120$ мм.

По табл. 11 ГОСТ 1643–81 допуск на погрешность направления зуба $F_\beta = 0,011$ мм. Допуск торцового биения

$$F_T = 0,5 \cdot \frac{120}{30} \cdot 0,011 = 0,022 \text{ мм.}$$

Все данные наносятся на чертеж зубчатого колеса, выполненного в соответствии с ГОСТ 2.403–75.

10. РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Размерная цепь – совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

Конструкторская размерная цепь – цепь, которая решает задачу обеспечения точности при конструировании изделий.

Различают сборочную и подетальную конструкторские размерные цепи.

Технологическая размерная цепь – размерная цепь, с помощью которой решается задача обеспечения точности при изготовлении изделий.

Измерительная размерная цепь – размерная цепь, при помощи которой решается задача измерения величин, характеризующих точность изделия.

Линейная размерная цепь – размерная цепь, звенья которой являются линейные размеры.

Угловая размерная цепь – цепь, звеньями которой являются угловые размеры.

Плоская размерная цепь – размерная цепь, звенья которой расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях.

Пространственная размерная цепь – цепь, звенья которой расположены в непараллельных плоскостях.

Звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения, называется замыкающим и обозначается A_{Δ} .

Звено размерной цепи, изменение которого вызывает изменение исходного или замыкающего звена, называется составляющим.

$A_{i\text{ув}}$ – увеличивающее составляющее звено – звено размерной цепи, с увеличением которого увеличивается исходное или замыкающее звено.

$A_{i\text{ум}}$ – уменьшающее звено – звено размерной цепи, с увеличением которого уменьшается исходное или замыкающее звено.

Расчитать размерную цепь – это значит определить допуски и отклонения всех ее размеров, исходя из требований конструкции и технологии. Расчет плоских цепей по РД 50-635-87.

Существуют две задачи:

1. Конструкторская (прямая) когда по допуску и отклонениям замыкающего звена определяют допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев.

2. Проверочная (обратная), когда по установленным величинам номинальных размеров, допусков и отклонений составляющих звеньев определяют (проверяют) номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

Обе эти задачи решаются:

1. Метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость (расчет на максимум-минимум);

2. Метод неполной взаимозаменяемости с использованием вероятностного расчета.

Точность замыкающего звена достигается:

- полной взаимозаменяемостью;
- неполной взаимозаменяемостью:
 - а) групповым подбором;
 - б) пригонкой;
 - в) регулированием.

Выбор метода достижения точности замыкающего звена зависит от точности замыкающего звена, числа звеньев размерной цепи, величин допусков стандартных или известных звеньев размерной цепи. На узле задана размерная цепь (рис. 10.1), в которой точность замыкающего звена A_{Δ} (зазора между валом 2, и насаженными на него деталями: подшипниками 3, дистанционной втулкой 15 и шкивом 1), определяющего правильность установки и фиксации шкива на валу, задана двумя вариантами:

1. от 1,0 до 2,0 мм;
2. от 0,6 до 1,0 мм.

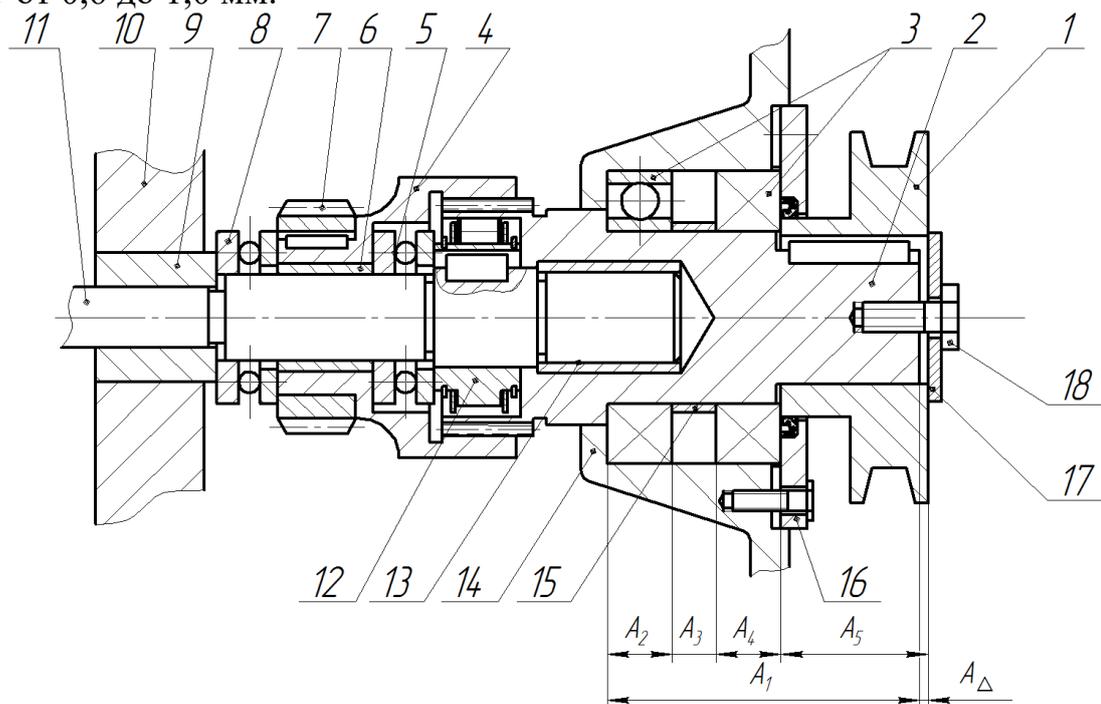


Рис. 10.1. Общий вид сборочного узла. Схема размерной цепи.

Расчет размерной цепи начинается с установления уравнения размерной цепи и метода достижения точности. Для этого выявляют все звенья, входящие в данную цепь, путем обхода контуров взаимосвязанных звеньев, начиная от одной из поверхностей (осей), ограничивающих исходное (замыкающее) звено, и доходят до второй поверхности (оси), ограничивающей исходное (замыкающее) звено.

Детали, входящие в размерную цепь представлены на рис. 10.2.

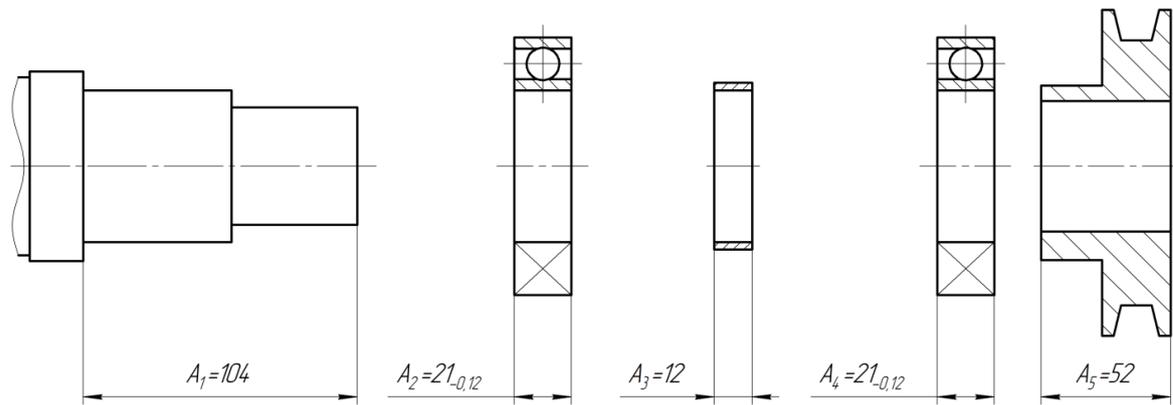


Рис. 10.2. Детали сборочного узла.

Для удобства решения дается графическое изображение размерной цепи (рис.10.3).

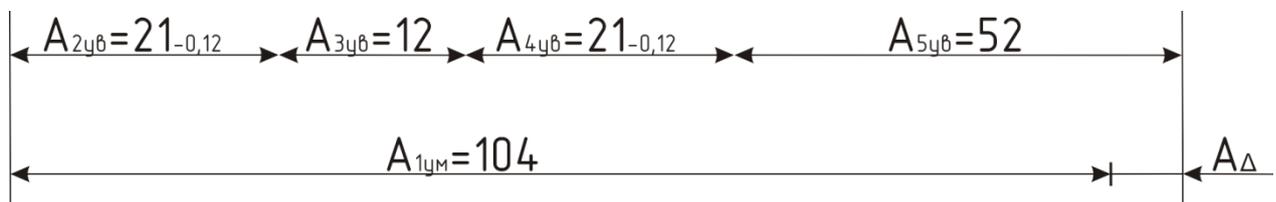


Рис. 10.3. Схема размерной цепи

Определим увеличивающие и уменьшающие звенья и обозначим их следующим образом: увеличивающие звенья: $A_{2\text{ув}}$; $A_{3\text{ув}}$; $A_{4\text{ув}}$; $A_{5\text{ув}}$, уменьшающее звено – $A_{1\text{ум}}$.

Уравнение размерной цепи (уравнение номиналов) для нашего примера:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i\text{ув}} - \sum_{i=1}^p A_{i\text{ум}}. \quad (10.1)$$

$$A_{\Delta} = A_{2\text{ув}} + A_{3\text{ув}} + A_{4\text{ув}} + A_{5\text{ув}} - A_{1\text{ум}} = (21 + 12 + 21 + 52) - 104 = 2 \text{ мм.}$$

Первый вариант расчета для A_{Δ} изменяющегося от 1,0 до 2,0 мм.

Определим допуск замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta\text{max}} - A_{\Delta\text{min}} = 2 - 1 = 1,0 \text{ мм.}$$

Найдем предельные отклонения замыкающего звена:

$$\Delta_{\text{В}A_{\Delta}} = A_{\Delta\text{max}} - A_{\Delta} = 2 - 2 = 0,$$

$$\Delta_{\text{Н}A_{\Delta}} = A_{\Delta\text{min}} - A_{\Delta} = 1 - 2 = -1.$$

Тогда: $A_{\Delta} = 2_{-1,0}$.

Выбор метода достижения точности замыкающего звена.

Выбор метода осуществляется по следующему алгоритму:

1. Определить число единиц допуска (коэффициент a).
2. Определить номер качества по величине коэффициента a .

3. Назначить допуски составляющих звеньев, исходя из номера качества.

4. Если допуски составляющих звеньев назначены по 11 качеству или грубее, то задачу можно решать методом максимума-минимума.

5. Если допуски составляющих звеньев назначены по 10, 9 и 8 качествам, то задачу можно решать методом вероятностного расчета.

6. А если допуски на составляющие звенья будут очень жесткими, 7 качества и точнее, что обоими предыдущими методами его выполнять неэкономично или очень дорого.

В таких случаях точность замыкающего звена достигается одним из трех методов: методом группового подбора, методом пригонки или методом регулирования.

1. Метод группового подбора применяется для короткозвенных цепей $m-1 = 2...3$. В данной цепи число звеньев $6-1=5$. Этот метод неприемлем.

2. Метод пригонки применяется в мелкосерийном, опытном производстве. Для данной цепи его можно применить, если принять соответствующий вид производства.

3. Метод регулирования. Принимаем, что узел изготавливается в крупносерийном производстве. Поэтому для данной цепи применим этот метод.

Рассмотрим методы обеспечения точности замыкающего звена для двух его вариантов.

10.1 Метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость

Для решения конструкторской задачи существует три способа:

- способ равных допусков;
- способ пробных расчетов;
- способ назначения допусков одного качества.

Первые два требуют корректировки составляющих звеньев, в первом случае корректировка произвольная, поэтому недостаточно точна, во втором – производится корректировка, исходя из конструктивных, технологических и экономических соображений. Оба способа субъективны и недостаточно точны.

Решаем задачу третьим способом – способом назначения допусков одного качества.

Данные обо всех звеньях сведем в таблицу 10.1. Допуски размеров A_2 , A_4 (допуски ширины подшипников) регламентированы ГОСТом на подшипники.

Значение i берем из таблицы 10.2, а по числу единиц допуска (таблица 10.3) определим номер качества.

Определяем число единиц допуска, или коэффициент качества для размеров без допуска:

$$a = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_i}{\sum_{i=1}^{m-1-k} (0,45\sqrt[3]{A_{iC}} + 0,001A_{iC})} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_i}{i_1 + i_3 + i_5} = \frac{1000 - (120 + 120)}{2,17 + 1,08 + 1,86} = 149$$

Таблица 10.1

Сводная таблица расчета размерной цепи

Обозначение звена	Назначенное значение допуска, мкм	Единица допуска i	Принятое значение допуска, мкм	Окончательное значение допуска, мкм	Окончательное значение звена с пред. откл., мм
$A_1 = 104$	–	2,17	300	300	$104 \pm 0,15$
$A_2 = 21$	120	1,31	120	120	$21_{-0,12}$
$A_3 = 12$	–	1,08	110	270	12^x_y
$A_4 = 21$	120	1,31	120	120	$21_{-0,12}$
$A_5 = 52$	–	1,86	190	190	$52_{-0,19}$
	Σ	5,11	840	1000	

Таблица 10.2

Значение единиц допуска $i = 0,45\sqrt[3]{A_{iC}} + 0,001A_{iC}$

Основные интервалы номинальных размеров, мм Свыше – до	До 3	3 – 6	6 – 10	10 – 18	18 – 30	30 – 50	50 – 80	80 – 120	120 – 180	180 – 250	250 – 315	315 – 400	400 – 500
Значение i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Таблица 10.3

Число единиц допуска – a

Обозначение допуска	$IT5$	$IT6$	$IT7$	$IT8$	$IT9$	$IT10$	$IT11$	$IT12$	$IT13$	$IT14$	$IT15$	$IT16$	$IT17$	$IT18$
Значение допуска a_i	$7i$	$10i$	$16i$	$25i$	$40i$	$64i$	$100i$	$160i$	$250i$	$400i$	$640i$	$1000i$	$1600i$	$2500i$

В данном случае $a = 149$ находится между $IT11$ ($a = 100i$) и $IT12$ ($a = 160i$). Примем квалитет 11 для размеров A_3 и A_5 , а допуск размера A_1 по классу точности f (точный). Исходя из номинальных размеров звеньев цепи и выбранных квалитетов по таблице ГОСТ 25346–2013 (ISO 286-1:2010) или приложению 1 определяем допуски составляющих звеньев. Так как

сумма допуска составляющих звеньев не равна 1000 мкм, то оставшиеся 160 мкм прибавим к допуску размера A_3 . Допуск будет нестандартным, а предельные отклонения этого звена примем за неизвестные x и y , и найдем эти неизвестные.

Назначаем для всех составляющих звеньев отклонения. Обычно принято назначать отклонения в тело детали, т.е. для размеров наружных (охватываемых) элементов детали в минус, для размеров внутренних (охватываемых) элементов деталей в плюс, а для размеров между осями, глубины расточки, а также в тех случаях, когда затруднительно бывает определить, охватывающим или охватываемым является размер, отклонения проставляются симметрично. В данном примере на все размеры назначим отклонения в тело (минус), за исключением размера A_1 , для которого отклонения назначим симметрично.

Все данные занесем в таблицу 10.1.

Составим уравнение размерной цепи (уравнение номиналов) и размеры проставим со всеми отклонениями:

$$\overbrace{2_{-1,0} = 21_{-0,12} + 12_y^x + 21_{-0,12} + 52_{-0,19}} \text{---} \overbrace{-104 \pm 0,15}$$

Решаем его по формулам:

$$\Delta_B A_\Delta = \sum_{i=1}^n \Delta_B A_{yB} - \sum_{j=1}^m \Delta_H A_{yM} \quad (10.2)$$

$$0 = 0 + x + 0 + 0 - (-0,15) \rightarrow x = -0,15 \text{ мм.}$$

$$\Delta_H A_\Delta = \sum_{i=1}^n \Delta_H A_{yB} - \sum_{j=1}^m \Delta_B A_{yM} \quad (10.3)$$

$$-1,0 = -0,12 + y - 0,12 - 0,19 - (+0,15) \rightarrow y = -0,42 \text{ мм.}$$

$$\text{Проверка: } TA_3 = x - y = -0,15 - (-0,42) = +0,27 \text{ мм.}$$

И так окончательно размер $A_3 = 12_{-0,42}^{-0,15}$.

Проведем проверку суммы допусков составляющих звеньев по формуле:

$$TA_\Delta = \sum_{i=1}^m TA_i \quad (10.4)$$

$$1,0 = 0,300 + 0,12 + 0,27 + 0,12 + 0,19$$

$$1,0 = 1,0$$

Равенство удовлетворяется, а значит все допуски и отклонения составляющих звеньев определены правильно.

10.2. Метод неполной взаимозаменяемости с применением вероятностного расчета

Конструкторская задача вероятностным методом решается также двумя способами.

1. Способ равных допусков имеет ряд недостатков (см. метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость).

Определим средний допуск составляющих звеньев по формуле:

$$TA_C = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{m-1}}. \quad (10.5)$$

2. Способ назначения допусков одного качества. Последовательность расчета та же, что и в методе полной взаимозаменяемости.

Находим коэффициент качества:

$$a_C = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} i_i^2}} \text{ или } a_C = \sqrt{\frac{TA_\Delta^2 - \sum_{i=1}^k TA_i^2}{\sum_{i=1}^{m-1-k} i_i^2}}. \quad (10.6)$$

Второй вариант расчета производим для $A_\Delta = 0,6 \dots 1,0$ мм, тогда допуск замыкающего звена:

$$TA_\Delta = A_{\Delta max} - A_{\Delta min} = 1 - 0,6 = 0,4 \text{ мм.}$$

Также из пяти составляющих звеньев на два звена (подшипники) допуски заданы по стандарту, поэтому a_C определяем без учета их:

$$a_C = \sqrt{\frac{400^2 - (120^2 + 120^2)}{2,17^2 + 1,08^2 + 1,86^2}} = 119.$$

Значение единиц допуска i_i , берем из табл. 10.2. По табл. 10.3 определяем, что $a_C = 119$ находится между $IT11$ ($a_C = 100i$) и $IT12$ ($a_C = 160i$). По таблицам ГОСТ 25346-2013 или приложению 1 определяем допуски на все размеры по $IT11$:

$$TA_1 = 0,22 \text{ мм; } TA_3 = 0,11 \text{ мм; } TA_5 = 0,19 \text{ мм.}$$

Рассчитываем допуск замыкающего звена:

$$TA_\Delta = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda'_{Ai} \cdot TA_i^2}, \quad (10.7)$$

где λ'_{Ai} – коэффициент относительного рассеяния размеров. Принимаем, что рассеяние размеров всех составляющих звеньев подчиняется нормальному закону распределения, тогда $\lambda'_{Ai} = \frac{1}{9}$.

t – коэффициент, характеризующий процент выхода расчетных отклонений за пределы допуска, задается процентом риска $P=0,27$ %. По таблице 10.4 находим $t = 3$.

Таблица 10.4

Значение коэффициента t от выбранного процента риска P

Процент риска P	32,0	10,0	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
Коэффициент t	1,0	1,65	2,0	2,57	3,0	3,29	3,89

$$TA_{\Delta} = \sqrt[3]{\frac{1}{9}(0,22^2 + 0,12^2 + 0,12^2 + 0,11^2 + 0,19^2)} = 0,35 \neq 0,4 \text{ мм.}$$

Чтобы получить равенство допусков, надо допуск одного из звеньев увеличить. Для этого берем звено A_3 (дистанционная втулка) и определяем его допуск:

$$TA_3 = \sqrt{TA_{\Delta}^2 - (TA_1^2 + TA_2^2 + TA_4^2 + TA_5^2)}$$

$$TA_3 = \sqrt{0,4^2 - (0,22^2 + 0,12^2 + 0,12^2 + 0,19^2)} = 0,216 \text{ мм.}$$

Назначаем отклонения составляющих звеньев, как и в предыдущем случае (в тело деталей): $A_1 = 104 \pm 0,11$ мм; $A_2 = 21_{-0,12}$ мм; $A_3 = 12_y^x$ мм; $A_4 = 21_{-0,12}$ мм; $A_5 = 52_{-0,19}$ мм.

Определяем координаты центров группирования размеров, приняв при этом коэффициент асимметрии $\alpha_i = 0$, это значит, что рассеяние всех составляющих звеньев симметрично относительно середины поля допуска, а значит, координаты центров группирования размеров будут соответствовать координатам середины полей допусков:

$$\Delta_C A_1 = 0; \Delta_C A_2 = -0,06; \Delta_C A_3 = ?; \Delta_C A_4 = -0,06; \Delta_C A_5 = -0,095.$$

Вычисляем отклонения и координаты середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_B A_{\Delta} = A_{\Delta max} - A_{\Delta} = 1,0 - 2,0 = -1,0;$$

$$\Delta_H A_{\Delta} = A_{\Delta min} - A_{\Delta} = 0,6 - 2,0 = -1,4;$$

$$\Delta_C A_{\Delta} = \frac{\Delta_B A_{\Delta} + \Delta_H A_{\Delta}}{2} = \frac{-1,0 + (-1,4)}{2} = -1,2.$$

Определяем координату середины поля допуска звена A_3 :

$$2_{-1,4}^{-1,0} = 21_{-0,12} + 12_y^x + 21_{-0,12} + 52_{-0,19} - 104 \pm 0,11.$$

$$\Delta_C A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_C A_{iyB} - \sum_{j=1}^p \Delta_C A_{iyM}. \quad (10.8)$$

Подставив значения получим:

$$-1,2 = (-0,06) + \Delta_C A_3 + (-0,06) + (-0,095) - 0;$$

$$\Delta_C A_3 = -1,2 + 0,06 + 0,06 + 0,095 = -0,985.$$

Определяем отклонения звена A_3 :

$$\Delta_B A_3 = \Delta_C A_3 + \frac{TA_3}{2} = -0,985 + \frac{0,216}{2} = -0,877;$$

$$\Delta_H A_3 = \Delta_C A_3 - \frac{TA_3}{2} = -0,985 - \frac{0,216}{2} = -1,093.$$

$$\text{Звено } A_3 = 12_{-1,093}^{-0,877}.$$

Проверка.

Поскольку равенства в уравнениях: 10.7, 10.8 выдержаны, проверяем предельные отклонения замыкающего звена A_{Δ} :

$$\Delta_{\text{в}}A_{\Delta} = \Delta_{\text{с}}A_{\Delta} + \frac{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda'_{Ai} \cdot TA_i^2}}{2};$$

$$\Delta_{\text{в}}A_{\Delta} = -1,2 + \frac{0,4}{2} = -1,0.$$

$$\Delta_{\text{н}}A_{\Delta} = \Delta_{\text{с}}A_{\Delta} - \frac{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda'_{Ai} \cdot TA_i^2}}{2};$$

$$\Delta_{\text{н}}A_{\Delta} = -1,2 - \frac{0,4}{2} = -1,4.$$

Требования по замыкающему звену выдержанны.

10.3 Метод регулирования

Метод регулирования с применением неподвижного компенсатора применяется в случае, когда допуск замыкающего звена меньше суммы допусков составляющих звеньев размерной цепи:

$$TA_{\Delta} < \sum_{i=1}^{m-1} TA_i.$$

Технология сборки методом регулирования с применением неподвижного компенсатора состоит в следующем. Сначала собирается узел из всех деталей, кроме той, которая играет роль компенсирующего звена. В этом узле, в котором компенсатор еще не установлен, измеряется величина промежутка между деталями, сопрягаемыми с компенсирующим звеном. По величине промежутка выбирают компенсатор нужного размера. Затем узел частично разбирается, и устанавливается компенсатор. Обычно в качестве компенсатора выбирают деталь, устанавливаемую в узел последней, так как частичная разборка узла для установки такой детали будет наименее трудоемка.

Метод регулирования применяется обычно в серийном производстве.

Решение сборочных размерных цепей методом регулирования

По требованию конструкции вал механизма (рис. 10.3) должен свободно вращаться в подшипниках качения и иметь ограниченное осевое перемещение. В технических условиях чертежа конструктор оговорил величину осевого люфта вала в пределах от 0,8 до 1,2 мм.

Исходные данные:

$$A_1 = A_2 = 24h11_{(-0,13)}; A_3 = A_5 = 8h13_{(-0,22)}; A_4 = 95h12_{(-0,95)};$$

$$A_7 = 170h13_{(-0,63)}; A_{\Delta} = 0_{+0,8}^{+1,2}.$$

Найти: A_6 .

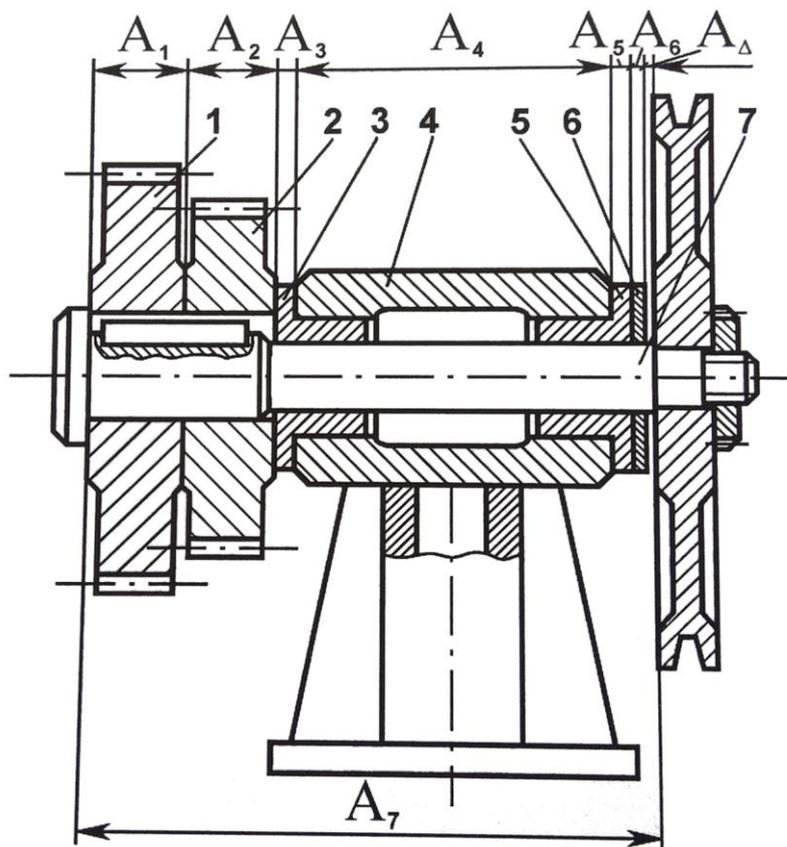


Рис.10.2. Схема размерной цепи механизма

Уравнение размерной цепи (10.1):

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i_{ув}} - \sum_{i=1}^p A_{i_{ум}}$$

Для нашего примера A_7 – увеличивающее звено, а звенья A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 и A_6 – уменьшающие. Тогда уравнение размерной цепи имеет вид:

$$A_{\Delta} = A_7 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6).$$

Тогда номинальное значения разрыва цепи (y) и компенсирующего звена (A_6):

$$y = A_6 + A_{\Delta} = A_7 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5).$$

Откуда определим звено A_6 :

$$A_6 = A_7 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_{\Delta}).$$

Как видно из уравнения выше замыкающее звено A_{Δ} , для нахождения значения компенсирующего звена, становится составляющим звеном размерной цепи и участвует во всех расчетах, как уменьшающее звено. Определим численные значения всех n размеров компенсирующего звена A_6 :

$$A_6 = A_7 = 170 - (24 + 24 + 8 + 95 + 8 + 0) = 11 \text{ мм.}$$

Найдем верхнее и нижнее отклонение разрыва в цепи y из уравнения:

$$y = \overline{170_{-0,63}} - \overline{24_{-0,13} + 24_{-0,13} + 8_{-0,22} + 95_{-0,35} + 8_{-0,22} + 0_{+0,8}^{+1,2}}$$

$$\Delta_{\text{в}}y = \sum_{i=1}^n \Delta_{\text{в}}A_{y_{\text{в}}} - \sum_{j=1}^m \Delta_{\text{н}}A_{y_{\text{м}}}$$

$$\Delta_{\text{в}}y = 0 - (0,13 + (-0,13) + (-0,22) + (-0,35) + (-0,22) + 0,8) = 0,25;$$

$$\Delta_{\text{н}}y = \sum_{i=1}^n \Delta_{\text{н}}A_{y_{\text{в}}} - \sum_{j=1}^m \Delta_{\text{в}}A_{y_{\text{м}}}$$

$$\Delta_{\text{н}}y = 0,63 - (0 + 1,2) = -1,83.$$

Колебания разрыва в цепи и допуск на размер A_6 :

$$\Delta y = \Delta_{\text{в}}y - \Delta_{\text{н}}y = 0,25 - (-1,83) = 2,08 \text{ мм.}$$

Величина интервала для разрыва сборочной размерной цепи, соответствующая каждому значению компенсирующего звена (из числа n его значений) равна:

$$T_k = (0,1 \dots 0,3)T_{A_6} = (0,1 \dots 0,3) \cdot 2,08 = 0,208 \dots 0,624 \text{ мм.}$$

Тогда количество сменных деталей n в наборе для компенсирующего звена найдем по формуле, округлив получившееся значение до большего целого:

$$n = \frac{\Delta y}{T_k} = \frac{2,08}{0,35} = 5,94 \approx 6.$$

Найдем новое значение колебания разрыва в цепи $\Delta'y$, соответствующее принятому числу деталей:

$$\Delta'y = n \cdot T_k = 6 \cdot 0,35 = 2,1 \text{ мм.}$$

В соответствии с принятым числом деталей n в наборе и увеличением значения колебания разрыва в цепи, предельные отклонения компенсирующего звена и y изменяться на величину t :

$$t = \frac{\Delta y' - \Delta y}{2} = \frac{2,1 - 2,08}{2} = 0,01 \text{ мм.}$$

Найдем новые верхнее и нижнее отклонения:

$$\Delta_{\text{в}}y' = \Delta_{\text{в}}y + t = 0,25 + 0,01 = 0,26 \text{ мм;}$$

$$\Delta_{\text{н}}y' = \Delta_{\text{н}}y - t = -1,83 - 0,01 = -1,84 \text{ мм.}$$

Вычислим соответствующие верхние отклонения интервалов разрыва цепи (они же нижние отклонения предыдущих интервалов) и запишем в таблицу 10.5:

$$\Delta_{\text{в}}y'_i = \Delta_{\text{в}}y' - (i - 1)T_k,$$

$$\Delta_{\text{н}}y'_i = \Delta_{\text{в}}y'_i - T_k,$$

где i – порядковый номер интервала.

Так же рассчитаем и запишем в таблицу 10.5 размеры компенсатора для соответствующего разрыва цепи:

$$\Delta_{\text{в}}A_{6i} = \Delta_{\text{н}}y'_i - \Delta_{\text{н}}A_{\Delta},$$

$$\Delta_{\text{н}}A_{6i} = \Delta_{\text{в}}y'_i - \Delta_{\text{в}}A_{\Delta}.$$

Расчет компенсаторов

№п/п интервала	у	Отклонения		А ₆	Отклонения	
		$\Delta_{в}y'_i$	$\Delta_{н}y'_i$		$\Delta_{в}A_{6i}$	$\Delta_{н}A_{6i}$
1	11	0,26	-0,09	11	-0,89	-0,94
2		-0,09	-0,44		-1,24	-1,29
3		-0,44	-0,79		-1,59	-1,64
4		-0,79	-1,14		-1,94	-1,99
5		-1,14	-1,49		-2,29	-2,34
6		-1,49	-1,84		-2,64	-2,69

Таким образом для выполнения условия по ограничению люфта вала в диапазоне от 0,8 до 1,2 мм необходимо иметь 6 компенсаторов с отклонениями согласно табл. 10.5.

11. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ДЕТАЛИ

Выполнение чертежа включает 3 этапа:

1. Назначение номинальных размеров;
2. Вычерчивание детали;
3. Назначение и указание в чертеже показателей точности.

Рассмотрим на примере выполнения чертежа корпуса подшипника (стакана) позиция 6 на рис. 7.1. Чертеж приведен на рис. 11.1.

1-й этап. Из узла известны: наружный посадочный диаметр корпуса 90 мм, диаметр отверстия под посадку подшипника 62 мм и осевой размер 40 мм, входящий в сборочную размерную цепь (размер А₆). Остальные размеры назначаются конструктивно [5,6].

2-й этап. При вычерчивании корпуса подшипника достаточно привести главный вид и вид слева, используя ЕСКД [4, 6].

3-й этап. Точность детали задается следующими показателями:

- 1) допусками размеров;
- 2) допуском формы;
- 3) допуском расположения поверхностей;
- 4) шероховатостью поверхностей.

Рассмотрим последовательно принципы назначения этих показателей.

1. Для основных сопрягаемых размеров точность определяется при выборе посадок.

Из узла, ГОСТ 25346–2013 и приложений 1, 6, 7 получим: для наружного посадочного диаметра 90h6_(-0,022) для отверстия под подшипник 62H7^(+0,03). Из расчета размерной цепи берем точность осевого размера 40(±0,125). Остальные размеры стакана на правильность работы не влияют и являются свободными, т.е. могут иметь точность не выше 14 качества (черновая обработка) или оставаться в состоянии поставки. Их точность

оговорена в технических требованиях п. 3 (рис. 11.1). Нанесение размеров и предельных отклонений по – ЕСКД, ГОСТ 2.307–2011.

2. Шероховатость поверхности (см. раздел 6.5) назначается, исходя из условий работы сопряжения. Высота неровностей Rz может составлять лишь часть допуска T на размер: $Rz \leq (0,2...0,05)T$ или $Ra \leq (0,05...0,012)T$.

При выполнении работы можно принимать $Ra \leq 0,05T$ или использовать рекомендации [1, 2, 5, 6].

Для поверхностей под подшипники шероховатость указана в ГОСТ 3325–85. При расчете шероховатости $Ra \leq 0,05T$ по полученной величине определяют, что указать в чертеже: Ra или Rz и выбирают соответственно ближайшее меньшее значение параметра по ГОСТ 2789–73 или работам [1, 2]. Нанести на чертеж обозначения шероховатости поверхностей по ЕСКД ГОСТ 2.309–73.

В корпусе подшипника (стакане) поверхности А и В – основные сопрягаемые, обеспечивающие центрирование стакана в корпусе и подшипника в стакане. По нижеизложенной методике шероховатость поверхности В – $Ra 1,25$, заплечиков (торца) под подшипник – $Ra 2,5$. Торце фланца детали, прилегающий к корпусу – $Ra 6,3$.

Остальные поверхности на работу детали существенно не влияют. Механически обработанные поверхности могут иметь шероховатость не выше $Rz80$, а наружный диаметр, несопрягаемый торце фланца и отверстие $\varnothing 58$ можно оставить в состоянии поставки.

3. Допуски формы (см. раздел 6.1.5) должны оговариваться в чертеже только при наличии особых требований, вытекающих из условия работы, изготовления или измерения детали. Указание их в чертежах по ЕСКД – ГОСТ 2.308–2011.

Для посадочных поверхностей под подшипники качения по ГОСТ 3325–85 указывается допуск круглости и профиля продольного сечения равный четверти допуска $(0,25T)$ для подшипника «0» класса точности на размер посадочной поверхности детали.

На рис. 11.1 условным обозначением указаны допуски круглости и профиля продольного сечения поверхности А, равный $0,25IT7 = 0,25 \times \times 0,03 = 0,0075$ мм. Здесь $IT7$ – допуск размера $\varnothing 62H7$.

Для остальных поверхностей допуски формы и расположения поверхности заданы по ГОСТ 30893.2 по классу точности K , и будут ограничены допуском на соответствующий размер в диаметральном выражении.

4. Допуски расположения поверхностей (см. разделы 6.1.6) также оговариваются в чертеже лишь при наличии особых требований, вытекающих из условий работы, изготовления или измерения детали.

Увязываются между собой основные сопрягаемые поверхности детали поверхности, определяющие собираемость. Рекомендации по выбору допусков расположения поверхностей приведены в работах [1, 2, 5].

Указание их в чертежах по ЕСКД – ГОСТ 2.308–2011.

Отклонение от соосности поверхностей Б и В стакана вызовет перекося вала, что приведет к быстрому износу зубчатых передач, подшипников и т.п. В чертеже условным обозначением задан допуск радиального биения поверхности А относительно оси В (непосредственный контроль несоосности неудобен).

Биение торца фланца вызовет перекося стакана в корпусе, что отразится на работе подшипника. Допуск биения указан условным знаком в чертеже.

Допуск биения заплечиков под подшипники определяется по ГОСТ 3325–85. Он задан в чертеже условным обозначением. Позиционное отклонение осей крепежных отверстий Ø7 может привести к нарушению собираемости деталей.

Позиционный допуск $T_{\text{поз}}$ определяется в зависимости от наименьшего зазора S_{min} между винтом и отверстием – зависимый допуск.

По ГОСТ 14140–81 или [1, 2] для случая крепления винтами (тип В):

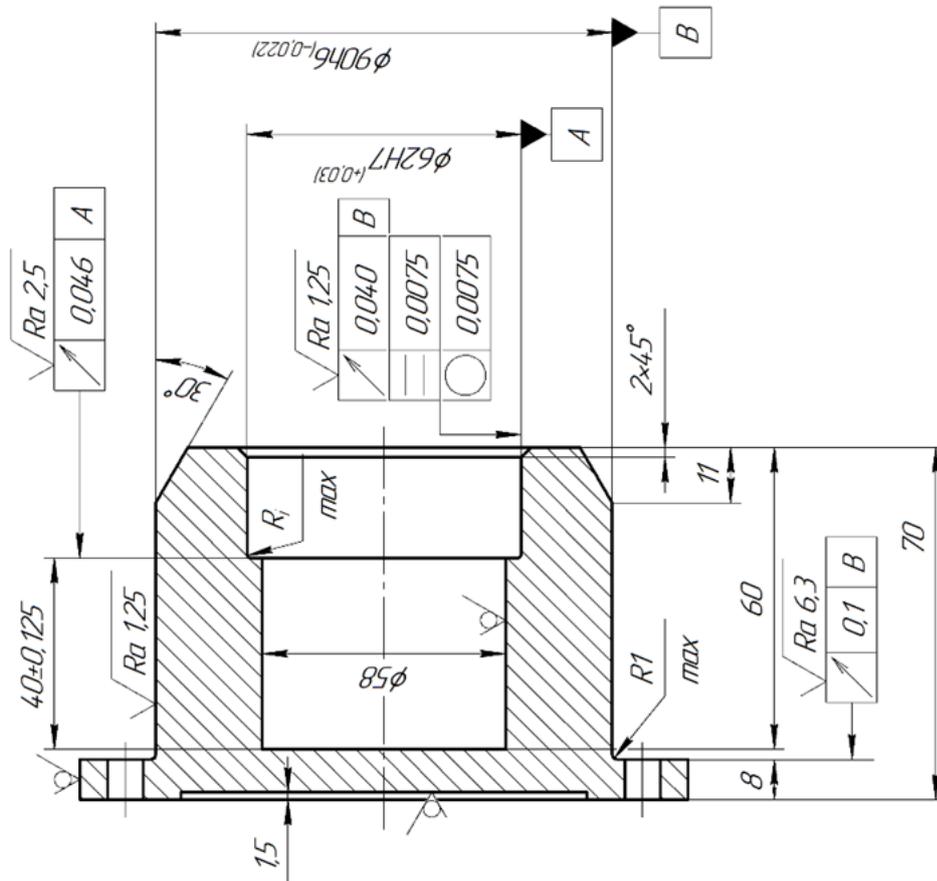
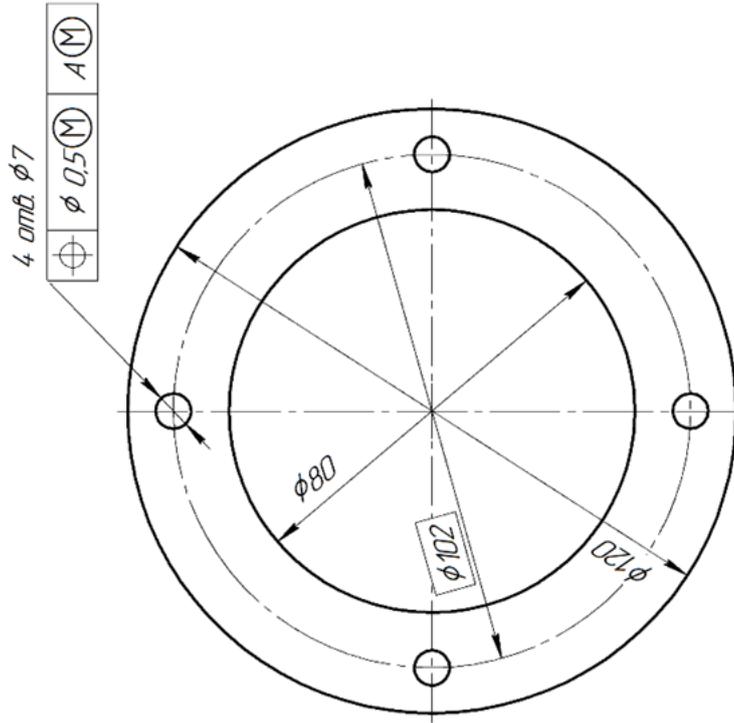
$$T_{i\dot{i}\zeta}^R = 0,25S_{\text{min}}, T_{i\dot{i}\zeta}^\varnothing = 0,5S_{\text{min}}.$$

При винте М6 – 8h и диаметре отверстия для него в стакане Ø 7H14

$$S_{\text{min}} = 7 - 6 = 1, T_{i\dot{i}\zeta}^\varnothing = 0,5 \cdot 1 = 0,5.$$

В чертеже $T_{i\dot{i}\zeta}^\varnothing$ показан условным обозначением.

$\sqrt{Ra\ 12,5\ (\checkmark)}$



- 1 Литейные радиусы $R3$, литейные уклоны 2°
- 2 Точность отливки 8-7-5-4 ГОСТ Р 53464-2009
- 3 Общие допуски по ГОСТ 30893.2 - т, К

Рис. 11.1. Чертеж детали

12. ОФОРМЛЕНИЕ СХЕМ КОНТРОЛЯ

Схема контроля должна точно соответствовать обозначению контролируемого требования на чертеже, то есть базовые элементы приспособления подведены к элементам детали, обозначенным базовыми в чертеже; отчетные устройства по точности соответствуют величине допуска в чертеже.

Схема может быть выполнена либо в прямоугольной проекции, либо в аксонометрической проекции. Соблюдение масштаба необязательно.

Схема контроля должна содержать: эскиз проверяемой детали (на нем можно не указывать малозначачие элементы), базовые элементы приспособления (призмы, центры, оправки, контрольные плиты и т.п.), отсчетные устройства.

Примеры схем (рис. 12.1 – 12.4), приведены для контроля требования предъявляемых к корпусу подшипника (рис. 11.1), а также в работах [2, 3] и некоторых других.

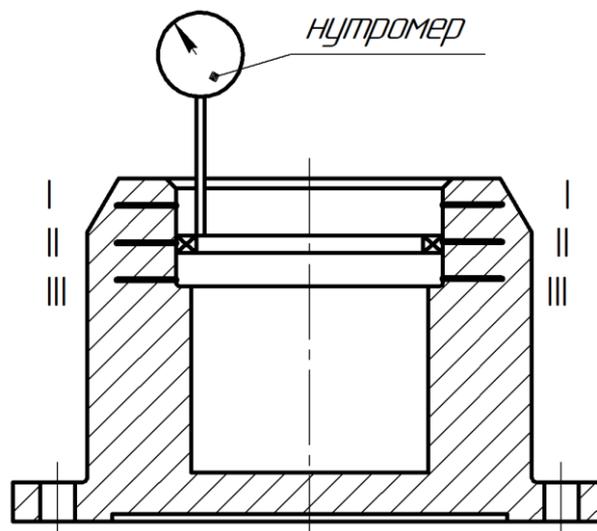


Рис. 12.1 – Схема контроля профиля продольного сечения

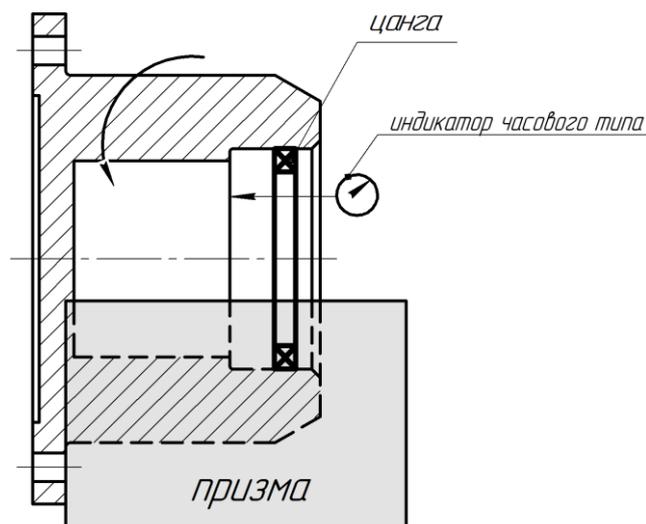


Рис. 12.2 – Схема контроля торцового биения

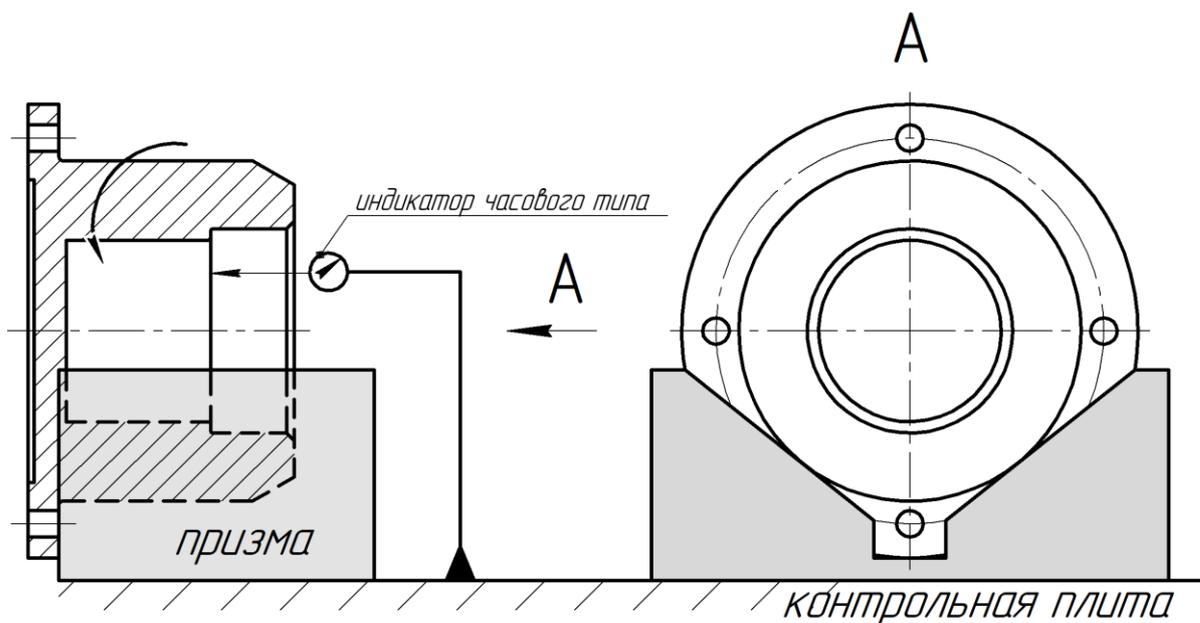


Рис. 12.3 – Схема контроля радиального биения

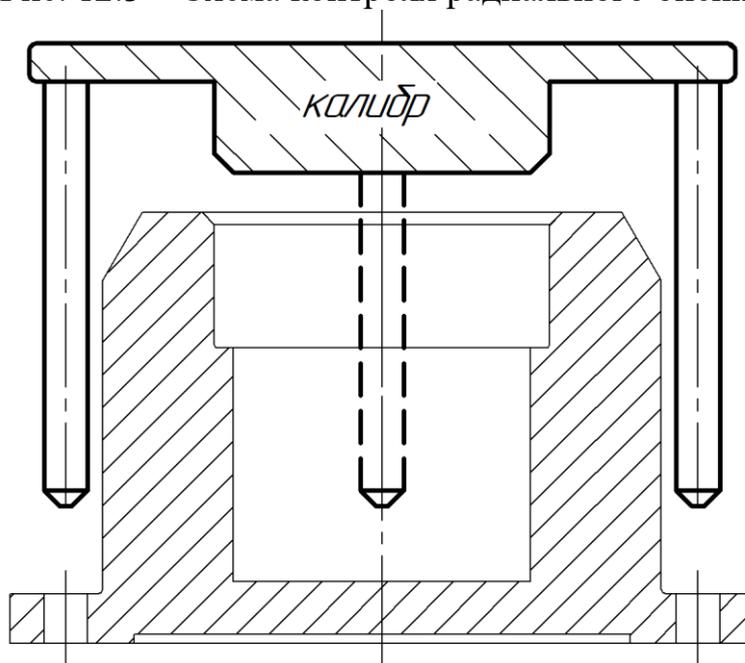


Рис. 12.4 – Схема контроля позиционного отклонения

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: справочник / В.И. Анурьев, под ред. И.Н. Жестковой –10-е изд. – М.: Машиностроение, 2015. – 928 с.
2. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник / И.А. Иванов, С.В. Урушев, Д.П. Конов [и др.]; под ред. И.А. Иванова, С.В. Урушева. – Санкт-Петербург: Лань, 2019. – 356 с.
3. Леонов, О.А. Взаимозаменяемость: учебник / О.А. Леонов, Ю.Г. Вергазова. – 3-е изд., стер. – Санкт-Петербург: Лань, 2020. – 208 с.
4. Анухин, В.И. Допуски и посадки: учебное пособие / В.И. Анухин – 5-е изд. – Санкт-Петербург: Питер, 2012. – 2019 с.
5. Димов, Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник для вузов / Ю.В. Димов – 3-е изд. – Санкт-Петербург: Питер, 2010. – 464 с.
6. Палей, М.А. Допуски и посадки: справочник: В 2 ч. Ч. 1. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский – СПб.: Политехника, 2008. – 538 с.
7. Палей, М.А. Допуски и посадки: справочник: В 2 ч. Ч. 2. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский – СПб.: Политехника, 2008. – 633 с.
8. Метрология, взаимозаменяемость и стандартизация: учебное пособие по выполнению курсовой работы/ Т.В. Столярова, В.А. Кувшинова, О.В. Ковалерова, Т.А. Поляева; под. ред. к.т.н. В.Н. Выбойщика. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 110 с.
9. ГОСТ 2.307–2011. Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений. – М.: Изд-во стандартов, 2012. – 22 с.
10. ГОСТ 2.308–2011. Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей. – М.: Изд-во стандартов, 2011. – 21 с.
11. ГОСТ 24642–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 45 с.
12. ГОСТ 24643–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения. – М.: Изд-во стандартов, 2004. 10 с.
13. ГОСТ 25347–2013. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. Расположения поверхностей. Числовые значения. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 53 с.
14. ГОСТ 520–2011 Подшипники качения. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2012. – 70 с.
15. ГОСТ 3325–85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 105 с.

16. ГОСТ 25346–2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. – М.: Изд-во стандартов, 2014. – 23 с.

Оформление чертежей. Стандарты ЕСКД

17. ГОСТ 2.101–2016...ГОСТ 2.120–2013. Единая система конструкторской документации. Основные положения. – М.: Изд-во стандартов, 2016. – 5 с.

18. ГОСТ 2.301–68...ГОСТ 2.320–82. Единая система конструкторской документации. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 4 с.

19. ГОСТ 2.401–68 ... ГОСТ 2.411–72. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей различных изделий. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 16 с.

20. ГОСТ 2.412–81... ГОСТ 2.420–69. Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей различных изделий. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 14 с.

Допуски на калибры и технические требования

21. ГОСТ 7951–80. Калибры для контроля шлицевых прямобоочных соединений. Допуски. Межгосударственный стандарт. Калибры. Часть 1. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 12 с.

22. ГОСТ 24959–81. Калибры для шлицевых соединений. Технические требования. Калибры. Часть 1. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 2 с.

23. ГОСТ 24853–81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски. Межгосударственный стандарт. Калибры. Часть 1. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 10 с.

24. ГОСТ 24997–2004. Калибры для метрической резьбы. Допуски. Калибры. Часть 2. – М.: Стандартинформ, 2005. – 24 с.

25. ГОСТ 2015–84. Калибры гладкие нерегулируемы. Технические требования. Калибры. Часть 1. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 4 с.

26. ГОСТ 2016–86. Калибры резьбовые. Технические условия. Калибры. Часть 2. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 6 с.

Конструкции калибров

27. ГОСТ 14807–69 ... ГОСТ 14827–69. Калибры-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 7 с.

28. ГОСТ 17756–72 ... ГОСТ 17767–72. Калибры резьбовые для метрической резьбы. Конструкция и основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 40 с.

29. ГОСТ 24109–80 ... ГОСТ 24121–80. Калибры для шпоночных соединений. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 13 с.

30. ГОСТ 24960–81. Калибры комплексные для контроля шлицевых прямобоочных соединений. Виды, основные размеры. Калибры. Часть 1. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 26 с.

31. ГОСТ 16775–93 ... ГОСТ 16780–71. Калибры, скобы и пробки гладкие, оснащенные твердым сплавом. Конструкции и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2006. – 8 с.

32. ГОСТ 18360–93. Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 12 с.

33. ГОСТ 14748–69 ... ГОСТ 14752–69. Ручки круглые и шестигранные для калибров-пробок. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 6 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Значения допусков (ГОСТ 25346-2013), мкм

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

Примечание. Для размеров до 1 мм квалитеты от 14 до 18 не применяются.

Приложение 2

Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347–2013)

Ос н отв	Основные отклонения валов																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z	
Посадки																					
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{js4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$									
H6						$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$						
H7					$\frac{H7}{e7}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$					
			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e8}$											$\frac{H7}{s7}$		$\frac{H7}{u7}$			
H8			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f7}; \frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$		
				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$													
H9				$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e8}; \frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8}; \frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}; \frac{H9}{h9}$													
H10				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h9}; \frac{H10}{h10}$													
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$													
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{b12}$													

Приложение 3

Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347–2013)

Осн. вал	Основные отклонения отверстий																
	A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N	P	R	S	T	U
Посадки																	
h4							$\frac{G5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{Js5}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$					
h5						$\frac{F7}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{Js6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$				
h6				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$ $\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$	
h7				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$		$\frac{Js8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$				$\frac{U8}{h7}$
h8				$\frac{D8, D9}{h8, h8}$	$\frac{E8}{h8}$ $\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$ $\frac{F9}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$ $\frac{H9}{h8}$									
h9				$\frac{D9, D10}{h9, h9}$	$\frac{E8}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H8, H9, H10}{h9, h9, h9}$									
h10				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$									
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$									
h12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$									

 – предпочтительные посадки

Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347–2013)

Квалитет	Основные отклонения																					
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>	<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>	
01								<i>h01*</i>	<i>js01*</i>													
0								<i>h0*</i>	<i>js0*</i>													
1								<i>h1*</i>	<i>js1*</i>													
2								<i>h2*</i>	<i>js2*</i>													
3								<i>h3*</i>	<i>js3*</i>													
4							<i>g4</i>	<i>h4</i>	<i>js4</i>	<i>k4</i>	<i>m4</i>	<i>n4</i>										
5							<i>g5</i>	<i>h5</i>	<i>js5</i>	<i>k5</i>	<i>m5</i>	<i>n5</i>	<i>p5</i>	<i>r5</i>	<i>s5</i>							
6						<i>f6</i>	<i>g6</i>	<i>h6</i>	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>	<i>u6</i>		<i>x6</i>			
7					<i>e7</i>	<i>f7</i>		<i>h7</i>	<i>js7</i>	<i>k7</i>	<i>m7</i>	<i>n7</i>	<i>p7</i>	<i>r7</i>	<i>s7</i>	<i>t7</i>	<i>u7</i>					
8				<i>d8</i>	<i>e8</i>	<i>f8</i>		<i>h8</i>	<i>js8*</i>											<i>x8</i>		<i>z8</i>
9		<i>b9</i>	<i>c9</i>	<i>d9</i>	<i>e9</i>	<i>f9</i>		<i>h9</i>	<i>js9*</i>													
10				<i>d10</i>				<i>h10</i>	<i>js10*</i>													
11	<i>a11</i>	<i>b11</i>	<i>c11</i>					<i>h11</i>	<i>js11*</i>													
12		<i>b12</i>						<i>h12</i>	<i>js12*</i>													
13									<i>js13*</i>													
14									<i>js14*</i>													
15									<i>js15*</i>													
16									<i>js16*</i>													
17									<i>js17*</i>													
18									<i>js18*</i>													

Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Квалитет	Основные отклонения																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
01								H01*	Js01*												
0								H0*	Js0*												
1								H1*	Js1*												
2								H2*	Js2*												
3								H3*	Js3*												
4								H4*	Js4												
5							G5	H5	Js5	K5	M5	N5									
6							G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6					
7						F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7	U7	X7			
8					E8	F8		H8	Js8	K8	M8	N8									
9				D9	E9	F9		H9	Js9*												
10				D10	E10			H10	Js10*												
11	A11	B11	C11	D11				H11	Js11*												
12		B12						H12	Js12*												
13								H13*	Js13*												
14								H14*	Js14*												
15								H15*	Js15*												
16								H16*	Js16*												
17								H17*	Js17*												
18								H18*	Js18*												

□ – предпочтительные поля допусков;

* Поля допусков, как правило, не предназначенные для посадок.

Значение функции $\phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp^{-\frac{z^2}{2}} dz$

z	$\phi(z)$	z	$\phi(z)$	z	$\phi(z)$
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115
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	1,55	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
0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,46	0,1772	1,05	0,3531		
0,47	0,1808	1,10	0,3643		
0,48	0,1844	1,15	0,3749		
0,49	0,1879	1,20	0,3849		
0,50	0,1915	1,25	0,3944		

Значение основных отклонений валов (ГОСТ 25346–2013), мкм

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

Значение основных отклонений валов (ГОСТ 25346–2013), мкм

Интервалы размеров, мм		Обозначение основного отклонения, мкм													
		Нижнее отклонение e_i													
Св	До вкл.	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
		Квалитеты													
все															
-	3	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
3	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	+45		+60	+77	+108	+150
18	24	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
24	30						+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
30	40	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
40	50						+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
50	65	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
65	80				+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
80	100	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100	120				+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
120	140	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
140	160				+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
160	180	+17	+31	+50	+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
180	200				+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
200	225	+20	+34	+56	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
225	250				+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
250	280	+21	+37	+62	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
280	315				+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
315	355	+23	+40	+68	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
355	400				+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
400	450	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
450	500				+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

Примечания:

1. Основные отклонения a и b для размеров до 1 мм не предусмотрены.
2. Значения $\pm IT/2$ для js квалитетов 7...11 могут округляться до ближайшего меньшего четного числа, если значение IT нечетное.

Значение основных отклонений отверстий (ГОСТ 25346–2013), мкм

Интервалы размеров, мм		Нижнее отклонение <i>EI</i>											<i>J_s</i>	Верхнее отклонение <i>ES</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>J</i>		<i>K</i>		
Св	До вкл.	Квалитет											<i>J_s</i>	<i>J</i>	<i>J</i>	<i>J</i>	До 8	Св. 8
		все																
-	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	±IT/2	+2	+4	+6	0	0
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0		+5	+6	+10	-1+Δ	-
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+6	0		+5	+8	+12	-1+Δ	-
10	14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0		+6	+10	+15	-1+Δ	-
14	18													+8	+12	+20	-2+Δ	-
18	24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0		+10	+14	+24	-2+Δ	-
24	30													+13	+18	+28	-2+Δ	-
30	40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0		+16	+22	+34	-3+Δ	-
40	50	+320	+180	+130										+13	+18	+28	-2+Δ	-
50	65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0		+18	+26	+41	-3+Δ	-
65	80	+360	+200	+150										+16	+22	+34	-3+Δ	-
80	100	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0		+22	+30	+47	-4+Δ	-
100	120	+410	+240	+180										+25	+36	+55	-4+Δ	-
120	140	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0		+29	+39	+60	-4+Δ	-
140	160	+520	+280	+210										+33	+43	+66	-5+Δ	-
160	180	+580	+310	+230	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0		+33	+43	+66	-5+Δ	-
180	200	+660	+340	+240										+25	+36	+55	-4+Δ	-
200	225	+740	+380	+260	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0		+39	+49	+78	-5+Δ	-
225	250	+820	+420	+280										+33	+43	+66	-5+Δ	-
250	280	+920	+480	+300	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0		+43	+53	+90	-6+Δ	-
280	315	+1050	+540	+330									+33	+43	+66	-5+Δ	-	
315	355	+1200	+600	+360	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	+49	+59	+102	-6+Δ	-	
355	400	+1350	+680	+400									+33	+43	+66	-5+Δ	-	
400	450	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	+55	+65	+120	-7+Δ	-	
450	500	+1650	+840	+480									+33	+43	+66	-5+Δ	-	

Примечания:

1. Основные отклонения *A* и *B* во всех квалитетах и *N* в квалитетах более 8 для размеров до 1 мм не предусмотрены.
2. Значения для *J_s* квалитетов 7...11 могут округляться до ближайшего меньшего числа, если значение *IT* нечетное.
3. Частный случай для основного отклонения *M6* размеров св. 250 до 315 мм *ES* = -9, а не -11 мкм.

Окончание приложения 7

Значение основных отклонений отверстий (ГОСТ 25346–2013), мкм

Верхнее отклонение <i>ES</i>															Δ , мкм									
<i>M</i>	<i>N</i>			<i>P ... 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>	<i>ZA</i>							<i>ZB</i>	<i>ZC</i>		
Квалитеты																								
до 8	св 8	до 8	св 8	до 7	свыше 7											3	4	5	6	7	8			
-2	-2	-4	-4	Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-6	-10	-14	-	-18	-	-20	-	-26	-32	-40	-60	0	0	0	0	0			
-4+ Δ	-4	-8+ Δ	0		-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80	1,0	1,5	1	3	4	6		
-6+ Δ	-6	-10+ Δ	0		-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97	1,0	1,5	2	3	6	7		
-7+ Δ	-7	-12+ Δ	0		-18	-23	-28	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130	1,0	2,0	3	3	7	9		
-8+ Δ	-8	-15+ Δ	0		-22	-28	-35	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2,0	3	4	8	12		
								-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218								
-9+ Δ	-9	-17+ Δ	0		-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3,0	4	5	9	14		
								-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325								
-11+ Δ	-11	-20+ Δ	0		-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2,0	3,0	5	6	11	16		
								-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274							-360	-480
-13+ Δ	-13	-23+ Δ	0		-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2,0	4,0	5	7	13	19		
								-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400							-525	-690
-15+ Δ	-15	-27+ Δ	0		-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3,0	4,0	6	7	15	23		
								-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535							-700	-900
								-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600							-780	-1000
-17+ Δ	-17	-31+ Δ	0		-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	3,0	4,0	6	9	17	26		
				-80				-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960							-1250	
				-84				-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050							-1350	
-20+ Δ	-20	-34+ Δ	0	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550	4,0	4,0	7	9	20	29			
							-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000							-1300	-1700	
-21+ Δ	-21	-37+ Δ	0	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	4,0	5,0	7	11	21	32			
							-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300							-1650	-2100	
-23+ Δ	-23	-40+ Δ	0	-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	5,0	5,0	7	13	23	34			
							-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600							-2100	-2600	

4. Согласно специальному правилу (см. п. 2.1.4) для вычисления основных отклонений *K*, *M*, *N* до квалитета 8 и *P... ZC* до квалитета 7 значения Δ берутся в крайних правых графах таблицы. Например: для *P7* св. 18 до 30 мм $\Delta = 8$ мкм, тогда *ES* = -14 мкм.

Приложение 8

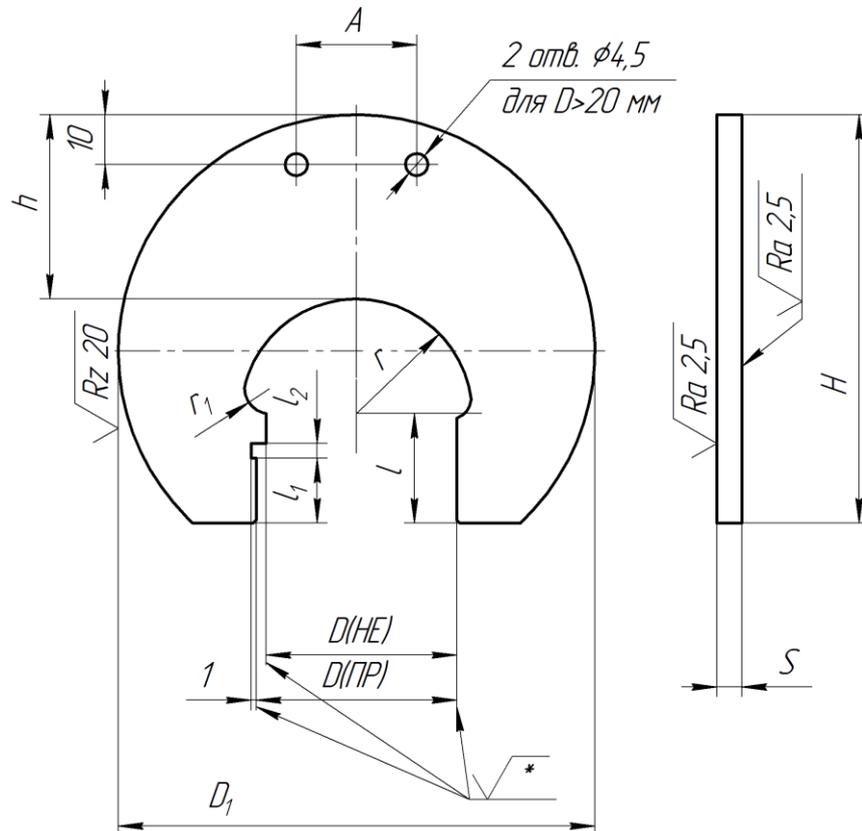
Допуски и отклонения гладких калибров (ГОСТ 24853–81), мкм

Квалитеты допусков изделий	Обозначения	Интервалы размеров, мм							Допуск на форму калибра
		Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	
6	<i>Z</i>	2	2	2,5	2,5	3	4	5	
	<i>Y</i>	1,5	1,5	2	2	3	3	4	
	<i>Z</i> ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	<i>Y</i> ₁	2	3	3	3	4	4	5	
	<i>H</i>	2	2,5	2,5	3	4	5	7	<i>IT</i> ₁
	<i>H</i> ₁	3	4	4	5	6	8	10	<i>IT</i> ₂
7	<i>Z, Z</i> ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	<i>Y, Y</i> ₁	2	3	3	3	4	4	6	
	<i>H, H</i> ₁	3	4	4	5	6	8	10	<i>IT</i> ₂
8	<i>Z, Z</i> ₁	4	5	6	7	8	9	12	
	<i>Y, Y</i> ₁	4	4	5	5	6	6	7	
	<i>H</i>	3	4	4	5	6	8	10	<i>IT</i> ₂
	<i>H</i> ₁	5	6	7	8	10	12	14	<i>IT</i> ₃
9	<i>Z, Z</i> ₁	8	9	11	13	15	18	21	
	<i>Y, Y</i> ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	<i>H</i>	3	4	4	5	6	8	10	<i>IT</i> ₂
	<i>H</i> ₁	5	6	7	8	10	12	14	<i>IT</i> ₃
10	<i>Z, Z</i> ₁	8	9	11	13	15	18	24	
	<i>Y, Y</i> ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	<i>H</i>	3	4	4	5	6	8	10	<i>IT</i> ₂
	<i>H</i> ₁	5	6	7	8	10	12	14	<i>IT</i> ₃
11	<i>Z, Z</i> ₁	16	19	22	25	28	32	40	
	<i>Y, Y</i> ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	<i>H, H</i> ₁	8	9	11	13	15	18	20	<i>IT</i> ₄
12	<i>Z, Z</i> ₁	16	19	22	25	28	32	40	
	<i>Y, Y</i> ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	<i>H, H</i> ₁	8	9	11	13	15	18	20	<i>IT</i> ₄

Приложение 9

Калибр-скоба для диаметров от 10 до 100 мм (ГОСТ 18362-93)

$\sqrt{Rz\ 40\ (\checkmark)}$



Пример условного обозначения листовой скобы $D_{\text{ном}}=90$ мм для контроля вала с полем допуска $h9$: Скоба 8113-0157 $h9$ ГОСТ 18362-93

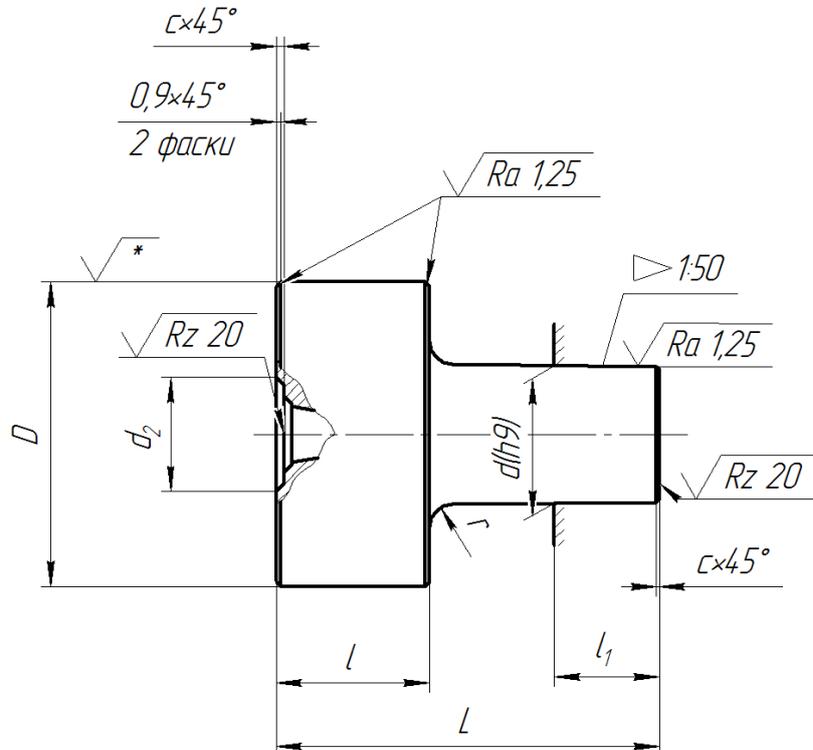
Номинальный диаметр D	D_1	H	h	S	l	l_1	l_2	r	r_1	A
10,5...20	60	55	24	5	18	11	2	13	4	-
21...30	75	68	30	5	20	13	2	18	5	24
31...40	95	82	37	5	22	13	3	23	5	24
41...56	120	100	44	6	25	15	3	31	6	24
58...70	140	118	50	6	28	17	4	40	6	40
71...82	160	135	55	6	32	20	4	48	8	40
85...100	180	150	59	6	36	21	6	55	8	40

Примечание: * – смотреть ГОСТ 2015-84 «Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования».

Приложение 10

Вставка к пробке для диаметров от 10,5 до 75 мм (ГОСТ 14810-69, ГОСТ 14812-69, ГОСТ 14813-69)

$\sqrt{Ra\ 2,5\ (\checkmark)}$



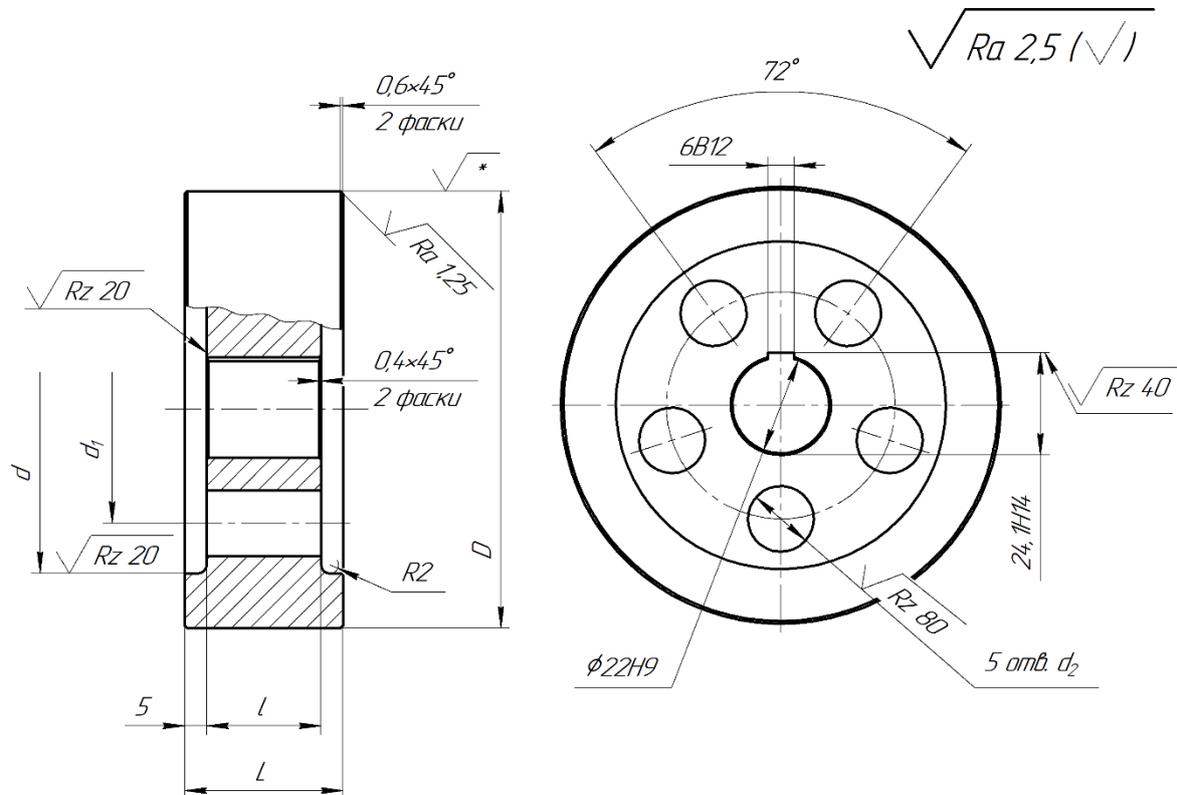
Пример условного обозначения проходной вставки: Вставка 8133-1104/001 Н9 ГОСТ 14812-69

Номинальный диаметр D	Вставка проходная			Вставка непроходная			d	d_2	c	r
	L	l	l_1	L	l	l_1				
10.5...14	29	10	14,6	25	6	14	6	0,4		1
15...18	33	12	15,7	29	8	15	8			1,6
19...24	35		16,8	31		16	11			
25...30	43	16	19,9	37	10	19	15			
31...40	50	20	21	42	12	21	18			12
40...50	59	25	24	50	16	24	21	15	0,6	3
52...60	66	32		54	20			20		
62...70				55	21			20		
71...75	72		30	62	22	30	24	25		

Примечание: * - смотреть ГОСТ 2015-84 Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования.

Приложение 11

Насадка к пробке для диаметров свыше 50 до 100 мм (ГОСТ 14815-69, ГОСТ 14816-69)



Пример условного обозначения проходной насадки: Насадка 8136-0009/001 H7 ГОСТ 14815-69

Номинальный диаметр D	Насадка проходная		Насадка непроходная		d	d_1	d_2
	L	l	L	l			
52...55	32	22	22	12	36	-	-
56...60					40		
62...65					45		
67...70					48		
71...75	36	26	26	16	52	47	10
78...80					55		
82...85					60		
88...90					65		
92...95					70		
98...100					75		

Примечание: * – смотреть ГОСТ 2015-84 Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования.

Допуски калибров для контроля шлицевых прямобочных соединений (ГОСТ 7951–80)

1. Допуски и отклонения d_K и D_K калибров-пробок для центрирующих диаметров, мкм

Номинальный диаметр d или D , мм	Допуск центрирующих диаметров d и D втулки	d_K			D_K		
		Z_d	H_d	Y_d	Z_D	H_D	Y_D
Св 10 до 18	IT6	3,0	3	7,5	2,5	2,0	5,5
Св 18 до 30		3,5	4	9,5	3,0	2,5	7,0
Св 30 до 50		4,0	4	10	3,0	2,5	7,0
Св 50 до 80		4,5	5	12	3,5	3,0	8,0
Св 80 до 120		6,0	6	15	5,0	4,0	11
Св 120 до 180		7,0	8	19	5,5	5,0	13
Св 10 до 18	от IT7 до IT10	6,5	5	14	5,5	3,0	10
Св 18 до 30		7,0	6	16	6,0	4,0	12
Св 30 до 50		8,5	7	19	7,0	4,0	13
Св 50 до 80		9,0	8	21	7,5	5,0	15
Св 80 до 120		11,0	10	26	9,0	6,0	18
Св 120 до 180		12,0	12	30	10	8,0	22

2. Допуски и отклонения b_K калибров-пробок при любых видах центрирования, мкм

Номинальная ширина паза b , мм	Допуск размера втулки	Z_b	H_b	Y_b
До 3	IT6	6	2,0	9,0
Св 3 до 6		8	2,5	12,0
Св 6 до 10		8	2,5	12,0
Св 10 до 18		10	3,0	14,5
До 3	от IT7 до IT10	8	3,0	12,5
Св 3 до 6		10	4,0	16,5
Св 6 до 10		12	4,0	18,0
Св 10 до 18		16	5,0	23,5

3. Допуски и отклонения d_K и D_K калибров-колец
для центрирующих диаметров, мкм

Номинальный диаметр d или D , мм	Допуск центрирую- щих диаметров d и D вала	$Z_{1d} = Z_{1D}$	$H_{1d} = H_{1D}$	$Y_{1d} = Y_{1D}$
Св 10 до 18	<i>IT6; IT7</i>	5,5	3	10
Св 18 до 30		6,0	4	12
Св 30 до 50		7,0	4	13
Св 50 до 80		7,5	5	15
Св 80 до 120		9,0	6	18
Св 120 до 180		10,0	8	22
Св 10 до 18	от <i>IT8</i> до <i>IT10</i>	6,5	5	14
Св 18 до 30		7,0	6	16
Св 30 до 50		8,5	7	19
Св 50 до 80		9,0	8	21
Св 80 до 120		11,0	10	26
Св 120 до 180		12,0	12	30

4. Допуски и отклонения b_K калибров-колец
при любых видах центрирования, мкм

Номинальная толщина зуба b , мм	Допуск размера b вала	Z_{1b}	H_{1b}	Y_{1b}
До 3	<i>IT6; IT7</i>	8	3,0	12,5
Св 3 до 6		10	4,0	16,0
Св 6 до 10		12	4,0	18,0
Св 10 до 18		16	5,0	23,5
До 3	от <i>IT8</i> до <i>IT10</i>	8	4,0	14,0
Св 3 до 6		10	5,0	17,5
Св 6 до 10		12	6,0	21,0
Св 10 до 18		16	8,0	28,0

Окончание приложения 12

5. Допуски и отклонения D_K калибров-пробок и калибров-колец для центрирующего диаметра, мкм

Номинальный диаметр D , мм	Калибр-пробка		Калибр-кольцо	
	Z'_D	H'_D	Z'_{1D}	H'_{1D}
Св 10 до 18	80	18	175	18
Св 18 до 30	80	21	180	21
Св 30 до 50	80	25	185	25
Св 50 до 80	85	30	200	30
Св 80 до 120	95	36	225	35
Св 120 до 180	115	40	265	40

6. Для не центрирующего диаметра d_K поле допуска: калибров-пробок – $h8$ по ГОСТ 25346–2013, калибров-колец – $H8$ по ГОСТ 25346–2013. Поле допуска (калибра по d_K) откладывается от размера $d - 0,1(d - \text{номинальный внутренний диаметр шлицевой детали})$.

Калибры для метрической резьбы.

Допуски (ГОСТ 24997–2004)

В приложении приводятся данные только для нерегулируемых рабочих резьбовых калибров колец и пробок. При проверке резьбы без сортировки на группы.

1. Обозначения:

b_1 – ширина канавки резьбового калибра-кольца с полным профилем резьбы;

b_2 – ширина канавки резьбового калибра-пробки с полным профилем резьбы;

b_3 – ширина канавки резьбового калибра-пробки и кольца с укороченным профилем резьбы;

d, d_1, d_2 – номинальные диаметры наружной резьбы – наружный, внутренний и средний;

D, D_1, D_2 – номинальные диаметры внутренней резьбы – наружный, внутренний и средний;

EI – нижнее отклонение диаметров внутренней резьбы;

es – верхнее отклонение диаметров наружной резьбы;

F_1 – расстояние между линией среднего диаметра и вершиной укороченного профиля резьбы;

F_3 – высота укороченного профиля резьбы калибра;

H – высота исходного треугольника (теоретическая высота профиля резьбы $\frac{P}{2} = \operatorname{tg}\alpha = 0,866P$);

N_k – среднее значение длины свинчивания N по ГОСТ 16093–2004;

P – шаг резьбы;

r_1, r_2 – радиус закругления впадины профиля резьбового проходного и непроходного калибров-колец (r_1) и пробок (r_2);

Td_1, Td_2 – допуски наружного и среднего диаметров наружной резьбы;

TD_1, TD_2 – допуски внутреннего и среднего диаметров внутренней резьбы;

T_P – допуск шага калибра;

T_{PL} – допуск наружного и среднего диаметров резьбового проходного и непроходного калибров-пробок;

T_R – допуск внутреннего и среднего диаметров резьбового проходного и непроходного калибров-колец;

$T\alpha_1$ – допуск угла наклона боковой стороны профиля резьбы калибра с полным профилем;

$T\alpha_2$ – допуск угла наклона боковой стороны профиля резьбы калибра с укороченным профилем;

W_{G0} – величина среднедопустимого износа резьбовых проходных калибров-пробок и калибров-колец;

W_{NG} – величина среднедопустимого износа резьбовых непроходных калибров-пробок и калибров-колец;

Z_{PL} – расстояние от середины поля допуска T_{PL} резьбового проходного калибра-пробки до проходного (нижнего) предела диаметра внутренней резьбы;

Z_R – расстояние от середины поля допуска T_R резьбового проходного калибра-кольца до проходного (верхнего) предела диаметра наружной резьбы.

2. Профиль резьбы и длина рабочей части калибров.

Проходные калибры имеют полный профиль резьбы в соответствии с рис. 1 у пробок и рис. 2 у колец.

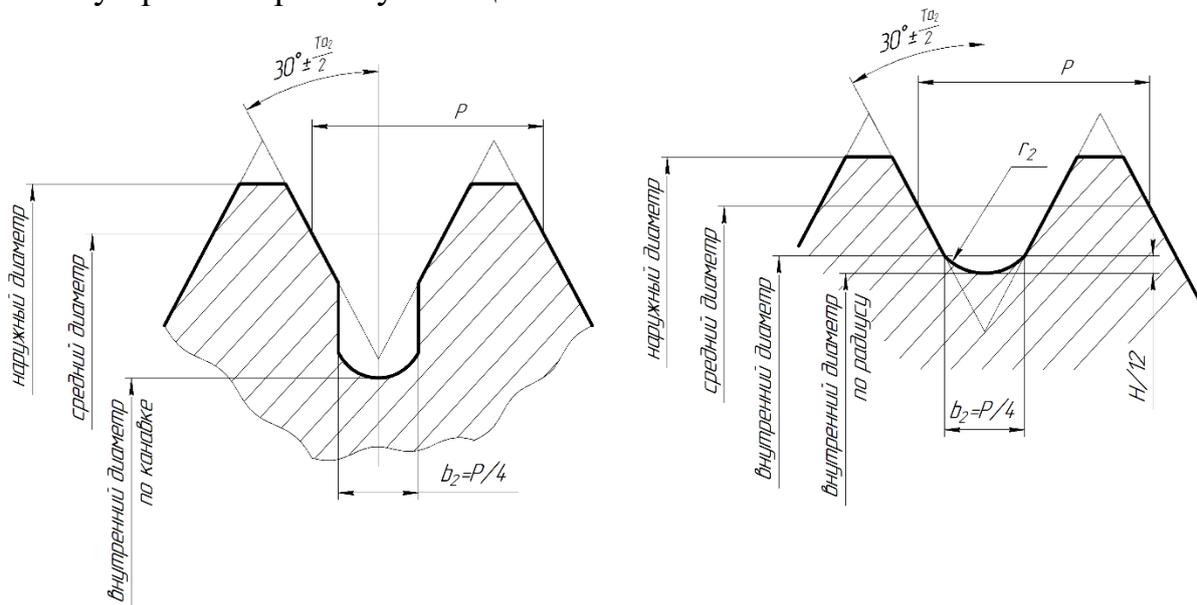


Рис.1

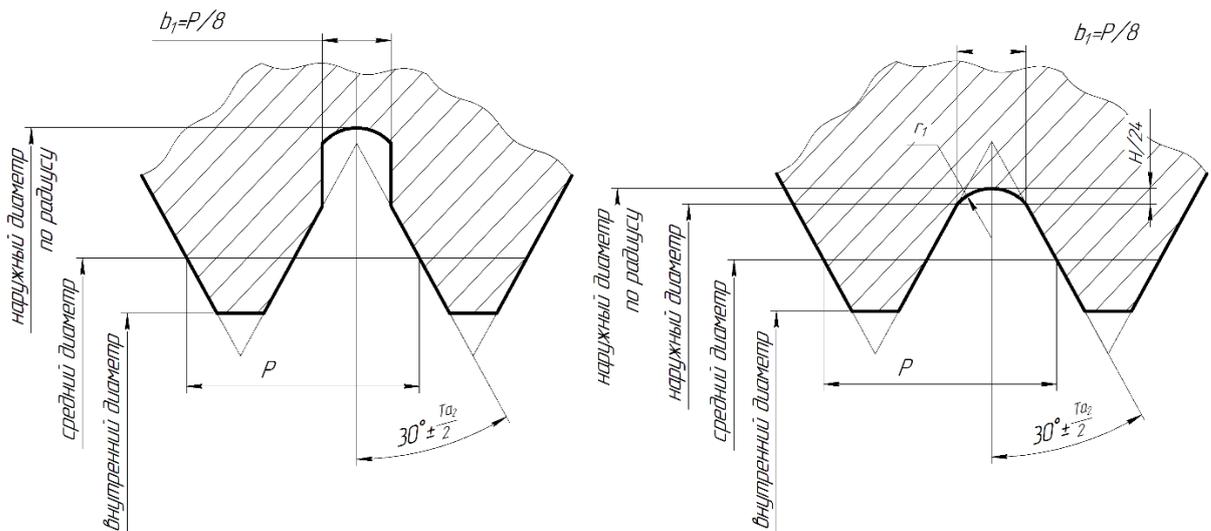


Рис.2

Полный профиль резьбы калибра должен выполняться с канавками b_1 (калибр-кольцо) или b_2 (калибр-пробка) или с радиусами r_1 и r_2 соответственно. Радиусы должны сопрягаться по касательной с боковыми сторонами профиля резьбы.

Форма канавок – произвольная. Размеры b_1 , b_2 , r_1 и r_2 , относящиеся к номинальному профилю резьбы, являются исходными для проектирования резьбообразующего инструмента и должны соответствовать значениям, указанным в табл. 1, в мм.

Таблица 1

P	$b_1 = \frac{P}{8}$ не более	$r_1 = 0,072P = \frac{H}{12}$ не более	$b_2 = \frac{P}{4}$ не более	$r_2 = 0,144P = \frac{H}{6}$ не более	$\frac{H}{24}$
1,00	0,12	0,072	0,25	0,140	0,036
1,25	0,15	0,090	0,31	0,180	0,045
1,50	0,19	0,108	0,37	0,210	0,054
1,75	0,22	0,126	0,44	0,250	0,063
2,00	0,25	0,144	0,50	0,290	0,072
2,50	0,32	0,180	0,61	0,360	0,090
3,00	0,40	0,217	0,75	0,430	0,108
3,50	0,48	0,253	0,88	0,500	0,126
4,00	0,50	0,288	1,00	0,580	0,144

Непроходные калибры имеют укороченный профиль резьбы в соответствии с рис. 3 у пробок и рис. 4 у колец.

Укороченный профиль резьбы калибра должен выполняться с канавкой b_3 и размерами F_1 и F_3 , указанными в табл. 2, или радиусом r_1 (калибр-кольцо) и r_2 (калибр-пробка), соответственно указанным в табл. 1.

Таблица 2

D	$F_1=0,1P$	b_3		F_3
		Номинальный размер	Предельное отклонение	
1,00	0,100	0,27	$\pm 0,03$	От 0,20 до 0,40
1,25	0,125	0,30	$\pm 0,04$	От 0,25 до 0,50
1,50	0,150	0,40	$\pm 0,04$	От 0,30 до 0,55
1,75	0,175	0,45	$\pm 0,05$	От 0,40 до 0,65
2,00	0,200	0,50	$\pm 0,05$	От 0,45 до 0,75
2,50	0,250	0,80	$\pm 0,05$	От 0,50 до 0,80
3,00	0,300	1,00	$\pm 0,08$	От 0,50 до 0,90
3,50	0,350	1,10	$\pm 0,08$	От 0,65 до 1,10
4,00	0,400	1,30	$\pm 0,10$	От 0,75 до 1,25

Примечание. Канавки b_3 обязательны для шага $P \geq 1.25$ мм.

Длина резьбы рабочей части резьбовых калибров не должна быть менее величин, указанных в табл. 3.

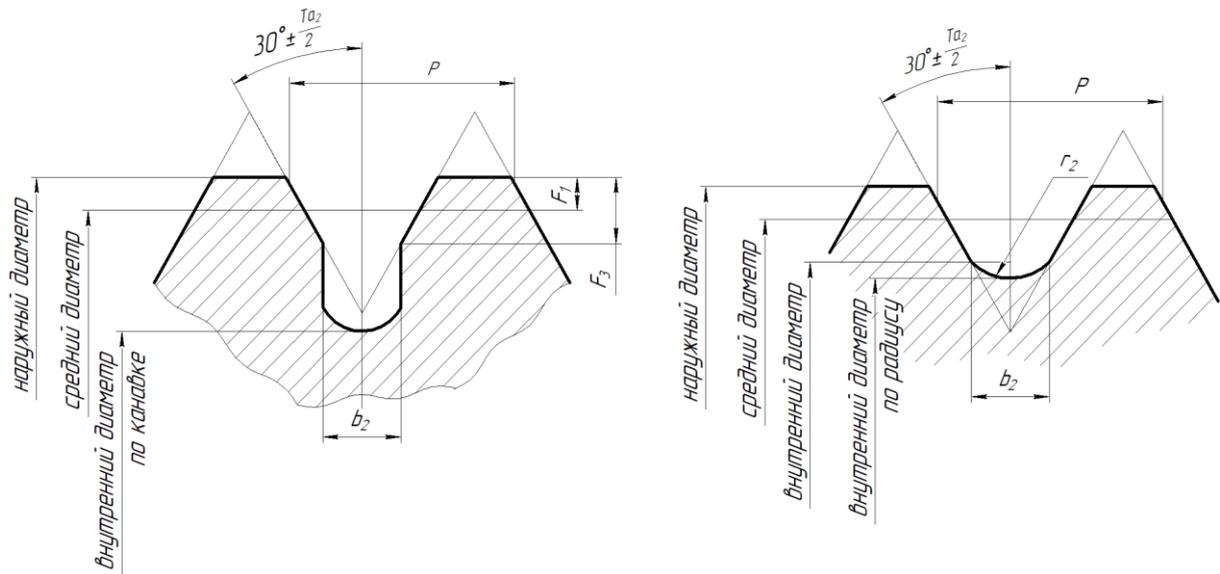


Рис. 3

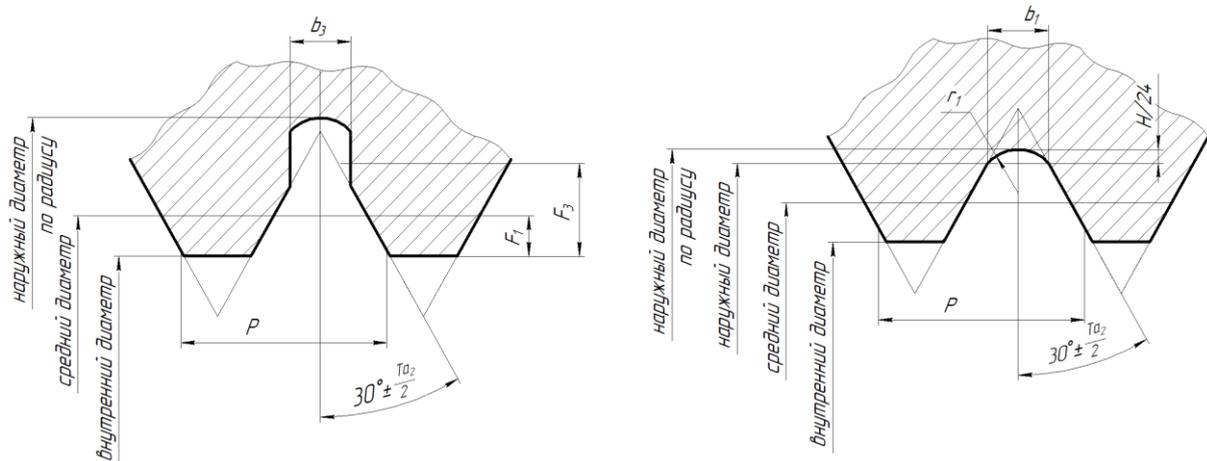


Рис.4

Таблица 3

Вид калибра	Длина резьбы рабочей части калибра, мм
Калибры-кольца и пробки ПР	$0,8N_k$
Калибры-кольца и пробки НЕ	$3P$

Примечание. Проходные калибры с длиной резьбы рабочей части по табл. 3 должны применяться для контроля резьбы по ГОСТ 16093–2004 с длиной свинчивания N . Для других длин свинчивания длина резьбы рабочей части проходных калибров должна составлять не менее 0,8 длины свинчивания резьбы.

3. Допуски резьбовых калибров

Расположение полей допусков среднего диаметра калибров для контроля наружной резьбы по ГОСТ 16093–2004 должно соответствовать указанному на рис. 8.12, внутренней резьбы – на рис. 8.9.

Допуски и величины, определяющие положение допусков и предел износа резьбовых калибров, должны соответствовать указанным в табл. 4, в мкм.

Таблица 4

Допуск среднего диаметра Td_2, TD_2	T_R	T_{PL}	Z_R	Z_{PL}	W_{G0}		W_{NG}	
					Калибр		Калибр	
					Кольцо	Пробка	Кольцо	Пробка
Св. 24 до 50	8	6	-4	0	10.0	8.0	7.0	6.0
Св. 50 до 80	10	7	-2	2	12.0	9.5	9.0	7.5
Св. 80 до 125	14	9	2	6	16.0	12.5	12.0	9.5
Св. 125 до 200	18	11	8	12	21.0	17.5	15.0	11.5
Св. 200 до 315	23	14	12	16	25.5	21.0	19.5	15.0
Св. 315 до 500	30	18	20	24	33.0	27.0	25.0	19.0
Св. 500 до 710	38	22	28	32	41.0	33.0	31.0	23.0
Св. 710 до 900	48	28	38	42	50.0	40.0	38.0	28.0

Примечание. С целью ограничения числа проходных калибров для одного и того же размера резьбы с одинаковым основным отклонением среднего диаметра рекомендуется изготавливать их для резьбы 4 и 5-й степеней точности по 4-й степени точности; 6, 7 и 8-й степеней точности – по 6-й степени точности; 9 и 10-й степеней точности – по 9-й степени точности.

Предельные отклонения угла наклона боковой стороны профиля резьбы калибров должны соответствовать $\pm \frac{T\alpha_1}{2}$ или $\pm \frac{T\alpha_2}{2}$ (см. рис. 1–4).

Значение $\pm \frac{T\alpha_1}{2}$ и $\pm \frac{T\alpha_2}{2}$ для резьбы 3–10 степеней точности приведены в табл. 5.

Таблица 5

$P, \text{ мм}$	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
$\frac{T\alpha_1}{2}$	16	15	13	12	11	10	10	9	9	8
$\frac{T\alpha_2}{2}$	16	16	16	16	16	14	14	13	12	11

Допуск шага резьбы калибров T_p для резьб 3–10-й степеней точности должен соответствовать указанному в табл. 6, в мкм.

Таблица 6

Длина резьбы рабочей части калибров, мм	до 12	св. 12 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80
T_p	4	5	6	7

Примечания: Значение T_p относится к расстоянию между любыми витками резьбы калибра. Действительное отклонение может быть со знаком «минус» или «плюс».

4. Расчет калибров

Таблица 7

Вид калибров	Диаметр	Номинал	Предельные отклонения
Калибр-кольцо ПР	Наружный	$d + es_d + T_R + \frac{H}{12}$ по канавке или радиусу, не менее	—
	Средний (новый)	$d_2 + es_{d_2} - Z_R$	$\pm \frac{T_R}{2}$
	Предел износа	$d_2 + es_{d_2} - Z_R + W_{G0}$	—
	Внутренний	$d_1 + es_{d_1}$	$\pm \frac{T_R}{2}$
Калибр-кольцо НЕ	Наружный	$d + es_d + T_R + \frac{H}{12}$ по канавке или радиусу, не менее	—
	Средний (новый)	$d_2 + ei_{d_2} - \frac{T_R}{2}$	$\pm \frac{T_R}{2}$
	Предел износа	$d_2 + ei_{d_2} - \frac{T_R}{2} + W_{NG}$	—
	Внутренний	$d_2 + ei_{d_2} - 2F_1 - \frac{T_R}{2}$	$\pm T_R$
Калибр-пробка ПР	Наружный	$D + EI_D + Z_{PL}$	$\pm T_{PL}$
	Средний (новый)	$D_2 + EI_{D_2} + Z_{PL}$	$\pm \frac{T_{PL}}{2}$
	Предел износа	$D_2 + EI_{D_2} + Z_{PL} - W_{G0}$	—
	Внутренний	$D_1 + EI_{D_1} - \frac{H}{6}$ по канавке или радиусу, не более	—
Калибр-пробка НЕ	Наружный	$D_2 + ES_{D_2} + 2F_1 + \frac{T_{PL}}{2}$	$\pm T_{PL}$
	Средний (новый)	$D_2 + ES_{D_2} + \frac{T_{PL}}{2}$	$\pm \frac{T_{PL}}{2}$
	Предел износа	$D_2 + ES_{D_2} + \frac{T_{PL}}{2} - W_{NG}$	—
	Внутренний	$D_1 + EI_{D_1} - \frac{H}{6}$	—

Примечание. При расчете исполнительных размеров калибров-пробок следует определять наибольший предельный размер для всех диаметров, для калибров-колец – наименьший предельный размер диаметров кольца.