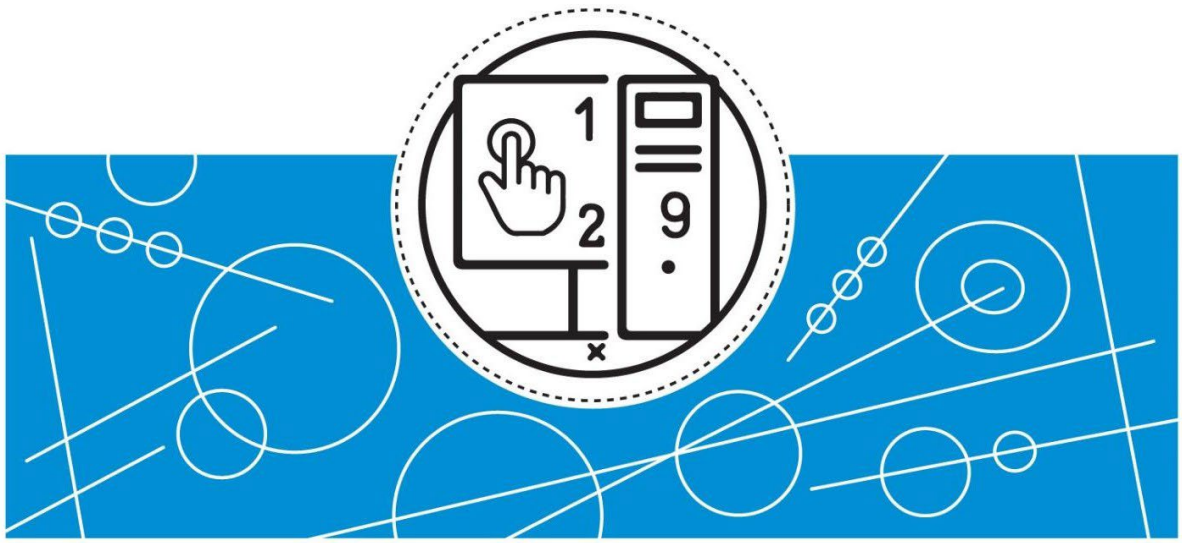
ИТМО

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИБОРОВ С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ



Санкт-Петербург
2026

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИБОРОВ С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО
по направлению подготовки 12.03.01 Приборостроение
в качестве Учебно-методическое пособие для реализации основных профессиональных образовательных программ высшего образования бакалавриата

Санкт-Петербург
2026

УДК 621.182.08
ББК 34.41

Основы конструирования деталей приборов с учетом требований взаимозаменяемости / И.Ю. Кинжагулов, А.В. Ильинский, О.А. Колганов [и др.]. – СПб: Университет ИТМО, 2026. – 65 с.

Рецензент(ы):
Федоров Алексей Владимирович, доктор технических наук, профессор (квалификационная категория "ординарный профессор") факультета систем управления и робототехники, Университета ИТМО.

Конструирование традиционно выступает важнейшим этапом при создании элементов, сборочных единиц конструкций практически во всех отраслях промышленности. Существенный скачек данному направлению, безусловно, дала индустриализация и цифровизация технологических процессов. Однако даже в условиях постоянного совершенствования методов создания изделий, неизменными остаются основные принципы их построения. Любая конечная деталь и изделие имеет свои выходные (эксплуатационные) характеристики, которые достигаются путем четкой методической проработки ряда входных характеристик, в том числе геометрических. Учет принципов построения деталей и изделий при их проектировании и конструировании, в том числе с использованием новых подходов, является основным направлением, рассматриваемым в настоящем учебно-методическом пособии.

ИТМО (Санкт-Петербург) — национальный исследовательский университет, научно-образовательная корпорация. Альма-матер победителей международных соревнований по программированию. Приоритетные направления: IT и искусственный интеллект, фотоника, робототехника, квантовые коммуникации, трансляционная медицина, Life Sciences, Art&Science, Science Communication.
Лидер федеральной программы «Приоритет-2030», в рамках которой реализовывается программа «Университет открытого кода». С 2022 ИТМО работает в рамках новой модели развития — научно-образовательной корпорации. В ее основе академическая свобода, поддержка начинаний студентов и сотрудников, распределенная система управления, приверженность открытому коду, бизнес-подходы к организации работы. Образование в университете основано на выборе индивидуальной траектории для каждого студента.
ИТМО пять лет подряд — в сотне лучших в области Automation & Control (кибернетика) Шанхайского рейтинга. По версии SuperJob занимает первое место в Петербурге и второе в России по уровню зарплат выпускников в сфере IT. Университет в топе международных рейтингов среди российских вузов. Входит в топ-5 российских университетов по качеству приема на бюджетные места. Рекордсмен по поступлению олимпиадников в Петербурге. С 2019 года ИТМО самостоятельно присуждает ученые степени кандидата и доктора наук.

© Университет ИТМО, 2026
© Кинжагулов И.Ю., Ильинский А.В., Колганов О.А.,
Малый В.В., Перетрухина Д.Д. 2026

Содержание

Введение 4
1. Теоретические и методологические основы взаимозаменяемости деталей приборов 5
1.1 Общая терминология 5
1.2 Допуски и посадки 6
1.3 Принципы построения допусков и посадок. Квалитеты точности, ряды основных отклонений. Выбор экономически целесообразной точности 13
1.4 Единые принципы нормирования точности: размеров, формы, расположения поверхностей, шероховатости 18
1.5 Вопросы для самоконтроля 28
2. Методология конструирования с учетом требований точности 30
2.1 Анализ и расчет размерных цепей 30
2.2 Методы расчета размерных цепей 31
2.3 Вопросы для самоконтроля 35
3. Точность типовых соединений деталей приборов 36
3.1 Резьбовые соединения 36
3.2 Шпоночные и шлицевые соединения 43
3.3 Подшипники качения 48
3.4 Зубчатые передачи 53
3.5 Вопросы для самоконтроля 60
Список литературы 62

Введение

Конструирование традиционно выступает важнейшим этапом при создании элементов, сборочных единиц конструкций практически во всех отраслях промышленности. Существенный скачек данному направлению, безусловно, дала индустриализация и цифровизация технологических процессов. Однако даже в условиях постоянного совершенствования методов создания изделий, неизменными остаются основные принципы их построения. Любая конечная деталь и изделие имеет свои выходные (эксплуатационные) характеристики, которые достигаются путем четкой методической проработки ряда входных характеристик, в том числе геометрических. Учет принципов построения деталей и изделий при их проектировании и конструировании, в том числе с использованием новых подходов, является основным направлением, рассматриваемым в настоящем учебно-методическом пособии.

Настоящее учебно-методическое пособие предназначено для освоения дисциплины «Основы взаимозаменяемости», входящей в учебный план направления подготовки 12.03.01 Приборостроение и имеет цель систематизировать теоретические основы и практические методы проектирования типовых соединений деталей приборов. Содержание пособия полностью соответствует рабочей программе дисциплины и нацелено на формирование у обучающихся навыков определения годности детали, построения размерных цепей, проектирования (создания) деталей и узлов с учетом принципов унификации и взаимозаменяемости. В результате освоения материалов учебно-методического пособия обучающиеся должны знать принципы построения системы допусков и посадок, правила нанесения размеров на чертежах, условия годности размеров, геометрические параметры деталей и уметь назначать квалитеты размерам, работать с конструкторскими чертежами, определять предельные зазоры и натяги в посадках. Для обеспечения качества освоения данных знаний и устойчивой мотивации к систематической работе пособие структурировано таким образом, что после каждого раздела приведены вопросы для самоконтроля. Для преподавателей пособие может служить основой для построения лекционных курсов и практических занятий, а для обучающихся, напротив, пособие предлагается использовать как источник информации при выполнении практических, лабораторных и домашних заданий, а также расчетно-графических работ и курсовых проектов, при этом самостоятельная работа должна включать не только изучение теории, но и обязательное решение задач, а также подготовку письменных ответов на вопросы для самоконтроля, что способствует лучшему усвоению материала и осмысленному применению полученных знаний.

1. Теоретические и методологические основы взаимозаменяемости деталей приборов

1.1 Общая терминология

Чтобы разобраться с термином "взаимозаменяемость", обратимся к рисунку 1, на котором мы видим элемент x (деталь), находящийся во множестве других элементов X, в сумме составляющих сборочную единицу или изделие. Данные детали и изделие в целом изготовлены на определенном производстве. При этом на других производствах изготовили детали x′, x′′, x′′′, с помощью которых можно заменить деталь x в изделии так, чтобы не нарушить его заданные эксплуатационные свойства, в том числе геометрические размеры. Замена одной детали изделия на другую, обладающую такими же свойствами, характеризует свойство взаимозаменяемости.

Таким образом, свойством независимо изготовленных деталей x′, x′′, x′′′ заменять деталь x в сборке X (рисунок 1) и является свойство взаимозаменяемости.

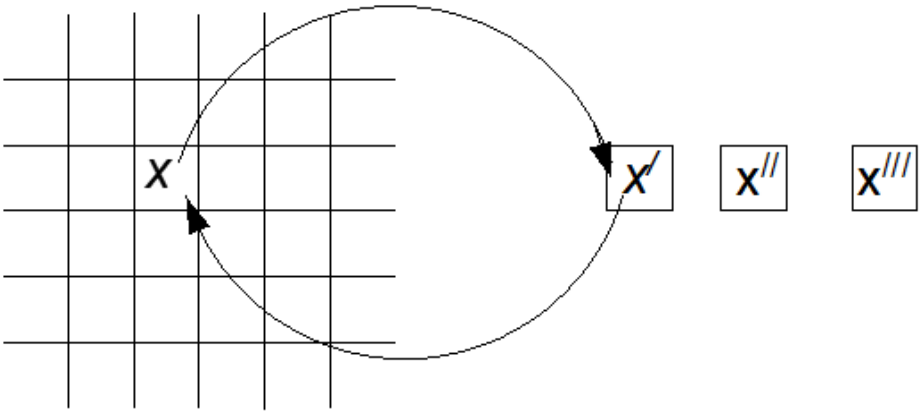


Рисунок 1 – Взаимозаменяемость деталей в изделии X

При этом взаимозаменяемость рассматривает не только сам факт возможности замены одного элемента на другой, но и учитывает процесс обеспечения необходимых выходных эксплуатационных характеристик посредством установления допустимого разброса абсолютных значений входных функциональных параметров элемента для осуществления им установленных задач. Тем самым взаимозаменяемость также является средством повышения точности изготовления деталей и сборочных единиц изделий, а также надежности на длительном промежутке их эксплуатации.

Различают разные виды взаимозаменяемости, которые приведена на рисунке 2. Например, полная обусловливает замену детали на другую (полностью идентичную) без какой-либо пригонки или доработки изделия. Напротив, при неполной взаимозаменяемости такая замена потребует либо доработки изделия,

либо применения соответствующих компенсаторов, а может быть, и того, и другого. В роли компенсаторов могут выступать типовые соединители такие как штифты, шпонки, резьбовые соединители, подшипники и т.д.

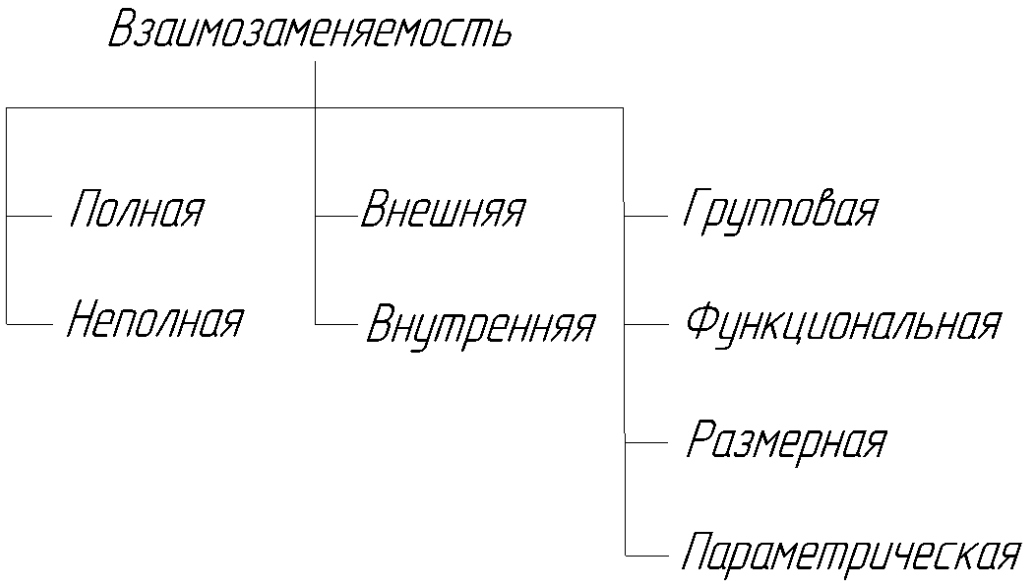


Рисунок 2 – Виды взаимозаменяемости

1.2 Допуски и посадки

Для того, чтобы корректно обеспечивать взаимозаменяемость деталей на практике, необходимо понимать, по каким критериям можно проводить сравнение одной детали с другой. Безусловно, в первую очередь это геометрические размеры детали, назначаемые по определенным правилам, которые, в свою очередь, сведены в соответствующих стандартах. Формирование таких стандартов происходило десятилетиями, с учетом накапливаемого инженерами опыта в процессе познания данной области. Теперь этими наработками пользуются повсеместно, в том числе и в приборостроительном диапазоне, который составляет от 0 до 500 мм.

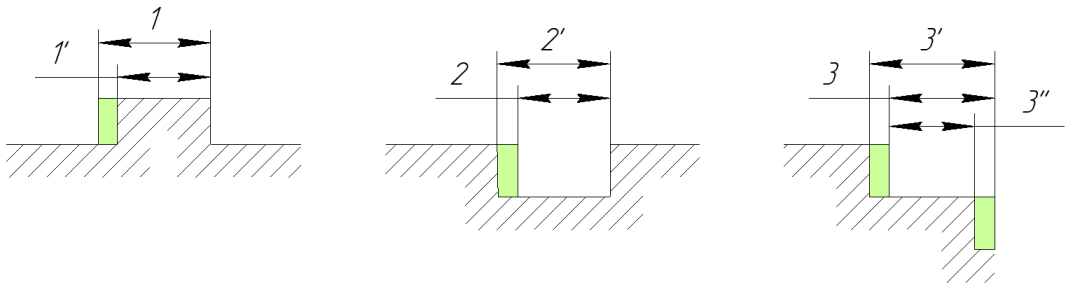
Одним из основных стандартов, регламентирующих взаимодействие гладких элементов деталей между собой, является ГОСТ 25346-89 (Единая система допусков и посадок), в основных положениях которого приведено определение размера геометрического: размер – числовое значение величины в выбранных единицах измерения [1].

При этом размер может определять характеристики высоты, глубины, длины детали или ее составной части. Мы же в данном разделе в основном будем говорить о диаметральных размерах.

Различают три основных вида размеров:

– наружные (рисунок 3, а),

– внутренние (рисунок 3, б);
– ступенчатые (рисунок 3, в).



а) б) в)

Рисунок 3 – Изображение размеров: а) наружные; б) внутренние, в) ступенчатые

Иллюстрации рисунка 3 показывают, что имеется возможность физически только уменьшать какие-то размеры в детали (наружные, условные валы), другие же, наоборот, только увеличивать (внутренние, условные отверстия). Третьи же размеры, универсальные (ступенчатые), имеется возможность как увеличивать, так и уменьшать. В конструировании приняты термины: вал и отверстие – обозначающие разные элементы сопрягаемых деталей (рисунок 4).

Вал – охватываемый элемент детали. На чертежах схематически обозначается «*d*».

Отверстие – охватывающий элемент детали. На чертежах схематически обозначается «*D*».

Данное различие в заглавных и прописных обозначениях диаметров будет использоваться для валов и отверстий и в дальнейшем. Если же элемент невозможно определить как вал или отверстие, а его размеры имеют свободную форму, такие размеры обозначают «*L*» или «*l*» – линейный размер (в том числе для ступенчатых размеров).

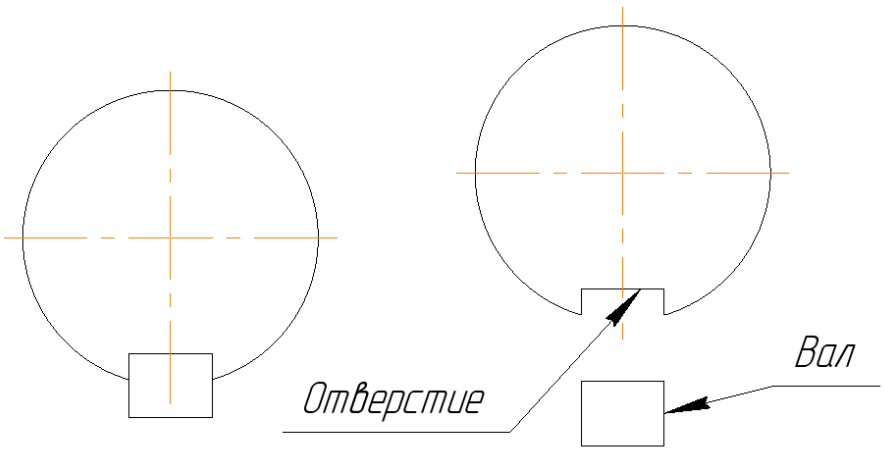


Рисунок 4 – Обозначение вала и отверстия на чертеже

Размеры, которые получены по результатам инженерных расчетов, или подобраны, исходя из опыта инженера, имеют название номинальные размеры. Такие размеры указываются на конструкторском чертеже.

Однако здесь необходимо выделить две важных особенности назначения размеров.

1. Каждый размер, полученный по результатам расчетов, необходимо округлить до ближайшего унифицированного значения согласно таблице ряда нормальных линейных размеров, которая содержит несколько рядов предпочтительных размеров, исходя из степени их унификации. Данная таблица приведена в ГОСТ 6636-69. Различают следующие ряды предпочтительных чисел: *Ra5, Ra10, Ra20, Ra40*, где *Ra5* – самый унифицированный ряд. Назначение размеру одного из значений из данной таблице позволяет унифицировать деталь и обеспечить возможность ее изготовления на более широком спектре оборудования.

2. После приведения размера к его абсолютному (номинальному) значению к нему добавляется некоторый разброс (допуск). Тогда реальные (действительные) значения размера детали могут принимать не только значения номинального размера, но и размеры, попадающие в этот допуск, оставаясь при этом соответствующими чертежу. При этом, чем меньше этот разброс, тем точнее будет выполнена деталь, что, соответственно, увеличивает стоимость и время ее изготовления. Подбор допуска (T) производится исходя из конструкторских, технологических и других возможностей конкретного производства, порой нося уникальный характер.

В этом случае, помимо номинального размера, появляются еще и крайние (предельные) значения. Это могут быть непосредственно отклонения от номинального размера (*ES, EI, es, ei* – предельные отклонения) или же сумма номинального размера и одного из предельных отклонений ($D_{\max}$, $D_{\min}$, $d_{\max}$, $d_{\min}$ – предельные размеры) [2].

Предельные размеры есть предельные состояния (значения), которым может соответствовать реальный размер детали. Их можно описать с использованием следующих зависимостей:

$$T_D = D_{\max} - D_{\min}$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min}$$

$$ES = D_{\max} - D$$

$$es = d_{\max} - d$$

$$EI = D_{\min} - D$$

$$ei = d_{\min} - d$$

На рисунке 5 схематично показана взаимосвязь номинального размера с его предельными значениями, отклонениями и допуском. Обозначения на рисунке соответствуют выведенным ранее зависимостям.

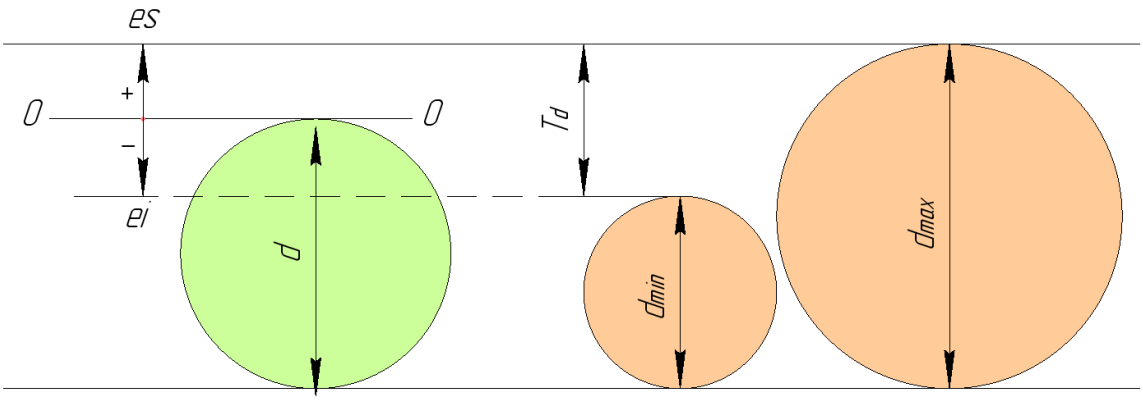


Рисунок 5 – Взаимосвязь размеров детали типа вал

Расчет средних размеров (D_m, d_m) детали производится поиском полусуммы наибольшего и наименьшего размеров детали.

Пример указания предельных размеров на чертеже приведен на рисунке 6.

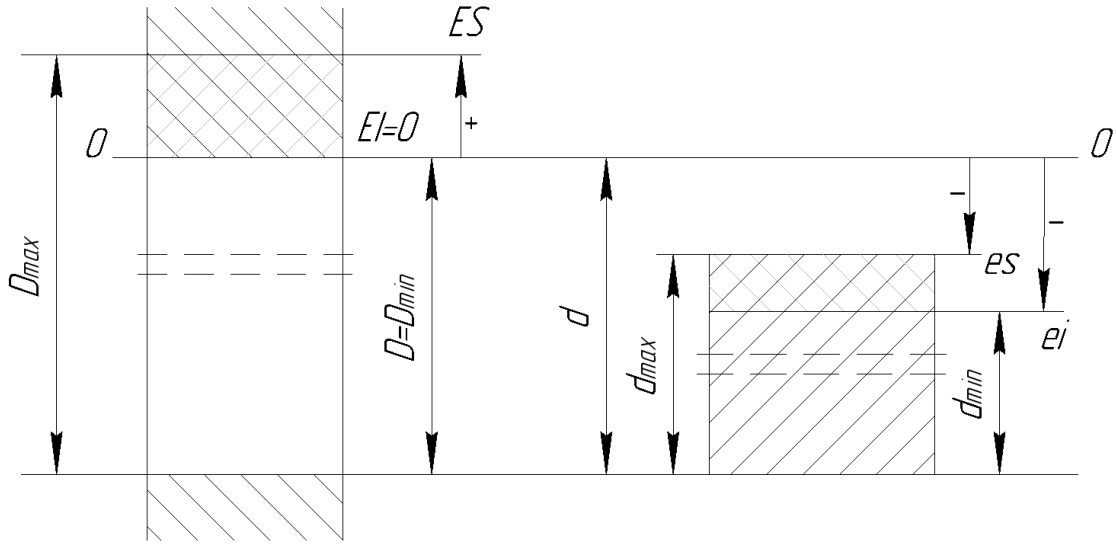


Рисунок 6 – Пример указания предельных размеров на чертеже

Предельные отклонения указываются на чертеже справа относительно номинального размера одно значение под другим, например $30^{+0,032}_{-0,020}$.

Также можно выражать допуск через предельные отклонения:

$$T_D = ES - EI$$

$$T_d = es - ei$$

Важным понятием для корректного нанесения размеров является линия номинального размера (00), относительно которой и формируется поле допуска размеров детали. Возможные положения поля допуска относительно линии номинального размера приведены на рисунке 7.

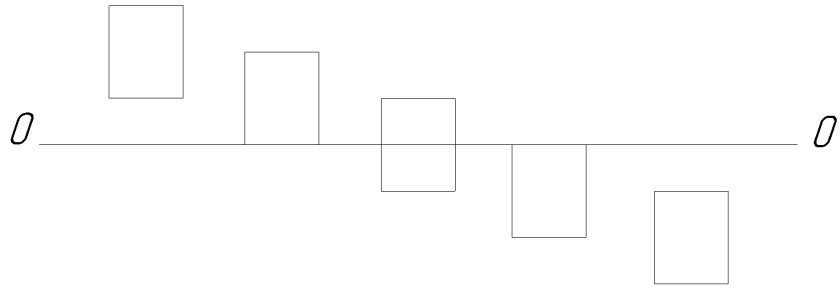


Рисунок 7 – Схема допусков и посадок

Изделия, к которым предъявляются требования взаимозаменяемости, являются сопрягаемыми, что означает возможность образования соединения между двух деталей. При этом характер этого взаимодействия может быть различен. Известны подвижные, неподвижные соединения, а также их вариации.

Детали, образующие подвижное соединение (размер вала меньше, чем размер отверстия) образуют соединение – зазор (*S*) – рисунок 8. Наоборот, детали, образующие неподвижное соединение (размер вала больше, чем размер отверстия) образуют соединение – натяг (*N*) – рисунок 9.

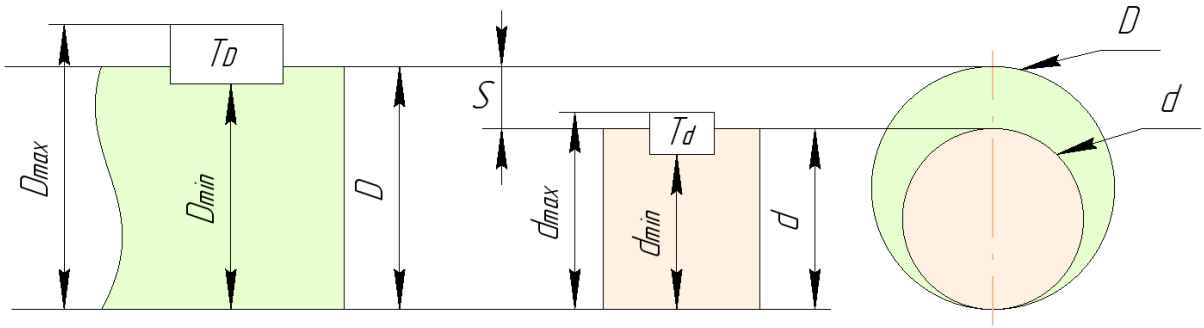


Рисунок 8 – Пример соединения, образующего зазор

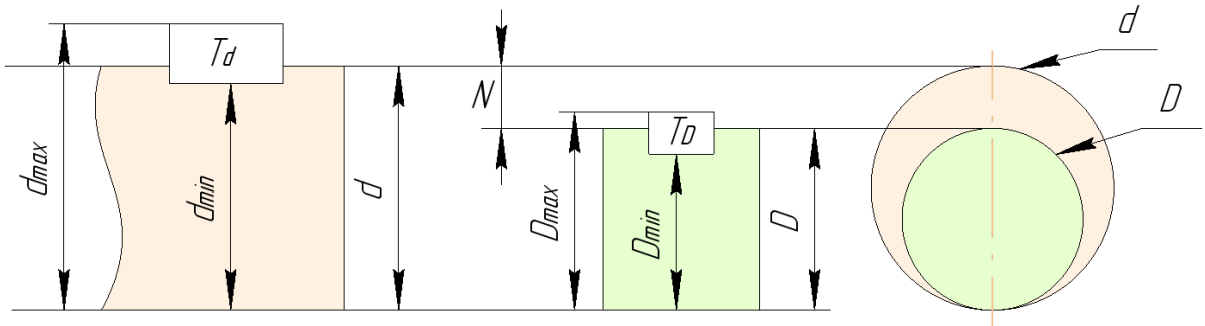


Рисунок 9 – Пример соединения, образующего натяг

Графически такие взаимодействия (посадки) изображаются взаимным расположением полей допусков отверстия и вала.

Наименьший (гарантированный) $S_{\min}$ и наибольший зазор $S_{\max}$ рассчитываются по следующим формулам:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei$$

Средний или наиболее вероятный зазор S_m соответствует соотношению:

$$S_m = D_m - d_m = E_m - e_m = (S_{\max} + S_{\min})/2$$

Взаимное расположение полей допусков вала и отверстия при посадке с зазором приведено на рисунке 10.

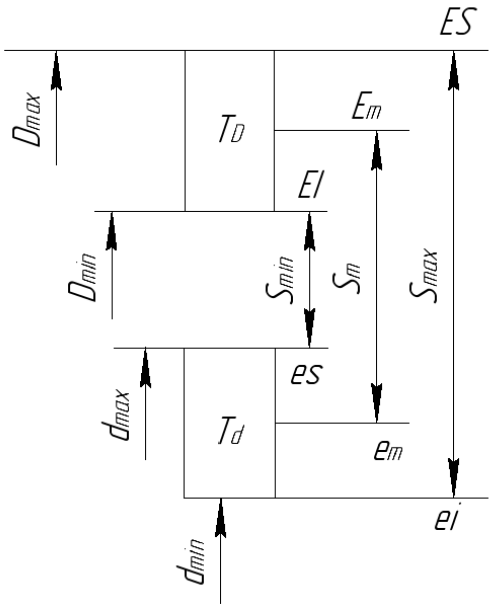


Рисунок 10 – Расположение полей допусков детали при зазоре

Допуск зазора или допуск посадки T_S является индикатором точности соединения (взаимодействия) деталей. Для увеличения точности посадки ее допуск должен быть уменьшен, и наоборот. Расчет допуска посадки производится следующим образом:

$$T_S = S_{max} - S_{min} = T_D + T_d$$

На рисунке 11 (а) приведен вид посадки с гарантированным зазором, на рисунке 11 (б) – предельный вид посадки с зазором – скользящей посадки.

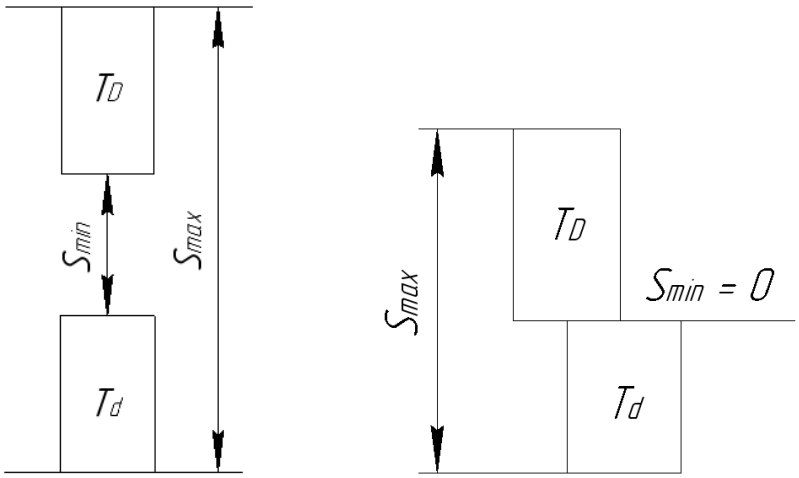
Расчет значений посадки с натягом производится аналогично расчету значений посадки с зазором по следующим формулам [2]:

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES = -S_{\max}$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = -S_{\min}$$

$$N_m = d_m - D_m = e_m - E_m = (N_{\max} - N_{\min})/2 = -S_m$$

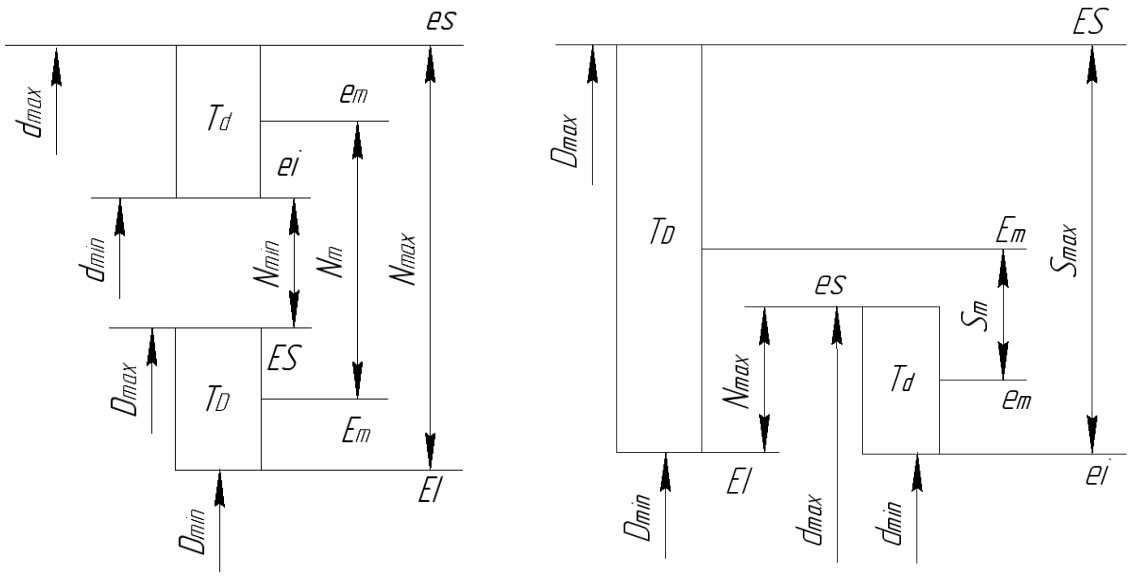
$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d$$



а) б)

Рисунок 11 – Вид поля допуска:
а) посадки с зазором; б) скользящей посадки

Схематичное расположение полей допусков при взаимодействии с натягом приведено на рисунке 12.



а) б)

Рисунок 12 – Вид поля допуска:
а) при посадке с натягом; б) при переходной посадке

1.3 Принципы построения допусков и посадок. Квалитеты точности, ряды основных отклонений. Выбор экономически целесообразной точности

Чтобы обеспечивать взаимозаменяемость, в приборостроительной отрасли необходимо иметь обязательные для всех предприятий нашей страны стандарты, описывающие соответствующие правила назначения допусков и посадок.

Единая система допусков и посадок (ЕСДП) – система, которая содержит массив допусков и посадок, сформированных на основании теоретических и практических изысканий, рекомендуемых к применению.

Единая система допусков и посадок регламентируется следующими основными Межгосударственными стандартами [3]:

– ГОСТ 25346-89 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений»;

– ГОСТ 25346-2013 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки»;

– ГОСТ 25347-82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки»;

– ГОСТ 25347-2013 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов»;

– ГОСТ 25348-82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм»;

– ГОСТ 25349-88 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков деталей из пластмасс».

Сформулированы принципы допусков и посадок, которые описаны в разделах 1.3.1-1.3.4.

1.3.1. Первый принцип (Квалитеты)

Квалитет – это совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности обработки деталей или их составных частей для всех номинальных размеров.

Стандартами установлено 20 квалитетов (уровней точности), обозначаемых в порядке ее снижения: 01, 0, 1, 2, 3, …, 17, 18.

Также в приборостроительном диапазоне размеры от 0 до 500 мм разделены на соответствующие интервалы (всего 13).

Для того, чтобы определить протяженность поля допуска (разницу между верхним и нижним отклонением поля допуска размера), необходимо в соответствующей таблице стандарта ГОСТ 25346-89 сопоставить диапазон

размера рассматриваемой детали и необходимого уровня точности. Пересечение строки и столбца есть искомая протяженность поля допуска.

Выбор квалитета зависит от точности объекта производства, которая является следствием его функционального назначения, характера посадки, способствующей требуемой работе изделия в процессе эксплуатации, а также стоимости (экономической целесообразности).

С уменьшением величины допуска относительная себестоимость изготовления изделий возрастает по гиперболе (рисунок 13).

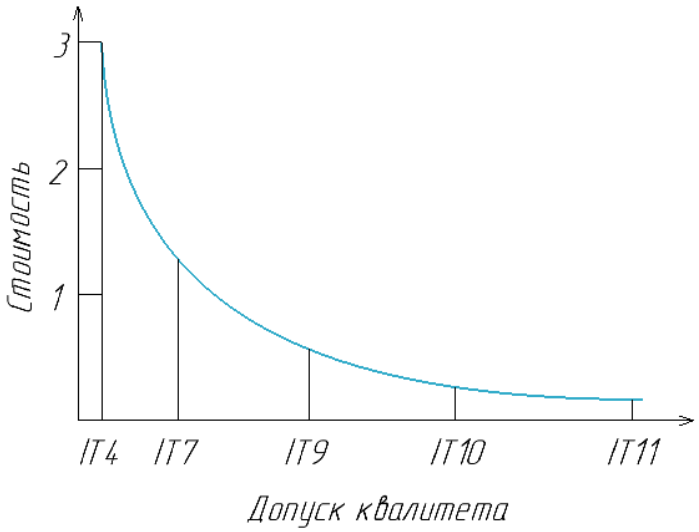


Рисунок 13 – График зависимости стоимости от допуска

1.3.2. Второй принцип (Основное отклонение)

После того, как определена протяженность поля допуска детали, необходимо определить его положение относительно линии номинального размера, а именно необходимо определить основное отклонение. Данное положение поля допуска задается расстоянием от линии номинального размера до непосредственно поля допуска и определяет ближайшее отклонение поля допуска относительно линии номинального размера. В соответствии со стандартами различают 28 основных отклонений вала и 28 основных отклонений отверстия (таблица 1) [4].

Таблица 1 – Обозначение основных отклонений вала/отверстия

ВАЛЫ			
Верхнее отклонение *es* (–)	±	Нижнее отклонение *ei* (+)	
a b c cd d e ef f fg g h	js	j k m n	p r s t u v x y z za zb zc
Посадки с зазором	Переходные посадки		Посадки с натягом
A B C CD D E EF F FG G H	JS	J K M N	P R S T U V X Y Z ZA ZB ZC
Нижнее отклонение *EI* (+)		Верхнее отклонение *ES* (-)	
ОТВЕРСТИЯ			

На рисунке 14 указаны все 56 возможных основных отклонений для деталей типа вал и детали типа отверстие.

а)

б)

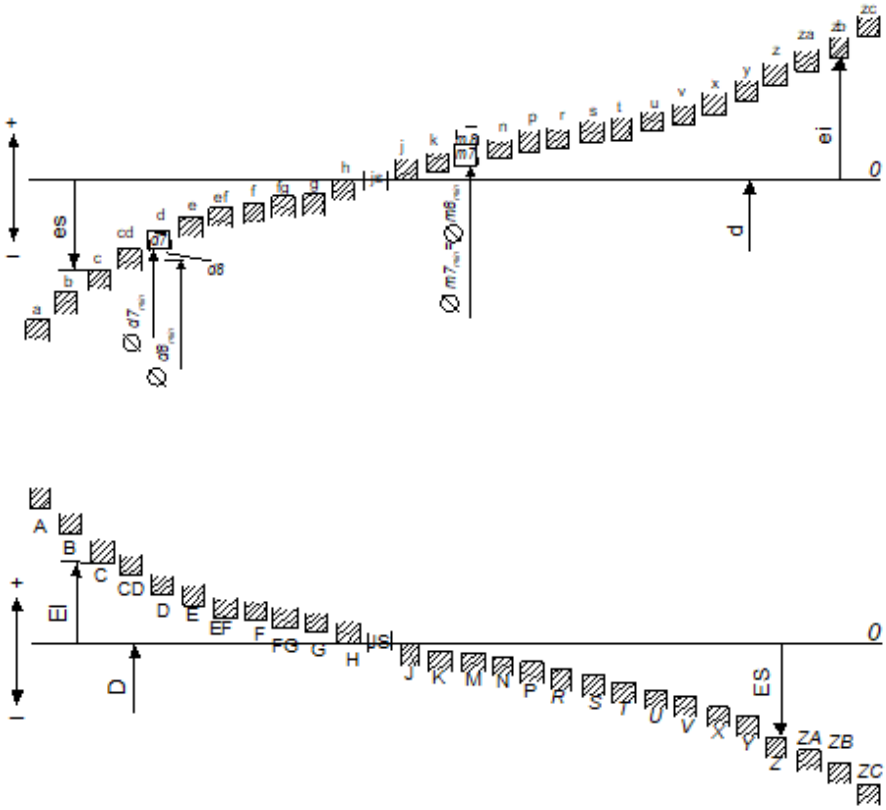


Рисунок 14 – Распределение основных отклонений:
а) для детали типа вал; б) для детали типа отверстие

Из рисунка 14 видно, что вторая (дальняя от линии номинального размера) граница полей допусков не определена, так как поля допусков одного основного отклонения могут иметь разную протяженность, определяемую квалитетом (см. раздел 1.3.1).

Также рисунок 14 иллюстрирует, что вал *c* и отверстие *C* не имеют основного отклонения, а середина отклонения вала-отверстия *js / JS* совпадает с линией номинального размера 00, что говорит о возможности получения посадки как с зазором, так и с натягом.

Для получения разного вида посадок необходимо иметь некоторые допуски, размещенные относительно нулевой линии (различные поля допусков). Для определения поля допуска необходимо знать величину допуска (определяется квалитетом) и одно из предельных отклонений (определяется в ЕСДП основным отклонением).

При этом отметим, что посадка – это сочетание двух полей допусков. При взаимодействии 28 вариаций отверстий и 28 валов получаем 784 вариации посадок,

однако практика показывает, что многие их них просто дублируют друг друга. Поэтому существуют рекомендуемые ЕСДП посадки, где рекомендуется лишь шестьдесят восемь взаимодействий, причем из них лишь двадцать семь – к первоочередному применению.

Поля допусков, которые могут быть получены на основе стандарта ГОСТ 25346-89, но не являются рекомендуемыми по ГОСТ 25347-82, разделяются на специальные и дополнительные. Их применение возможно только в обоснованных технически и экономически случаях, либо если они предусмотрены стандартами для конкретных видов изделий, материалов и прочего.

1.3.3 Третий принцип (Ряды посадок)

Для формирования соединения требуется определить базовый элемент, допуск которого станет базой для выбора допуска сопрягаемого элемента, обеспечивающего требуемый характер взаимодействия — зазор или натяг. Выделяют три типа посадок: в системе вала (за базу берется вал), в системе отверстия (за базу берется отверстие), а также внесистемные посадки (ведущий элемент отсутствует). Также известны посадки, образованные сочетанием двух неосновных деталей (комбинированные).

Основное отверстие (*H*) – отверстие, которое имеет основное отклонение, равное нулю.

Пример посадки в системе отверстия приведен на рисунке 15. Отверстие, выполненное по квалитету *H7*, одновременно взаимодействует с валами различных квалитетов, образуя с каждым из них *S/N*. Рассмотрим взаимодействие отверстия *H7* с валом *g6*. Такое соединение обеспечит инженеру натяг. Так как в данном сочетании при всех вариациях размер отверстия будет больше размера вала, то такое соединение будет не просто с зазором, а с гарантированным зазором.

Напротив, при взаимодействии этого же отверстия с валом, выполненным по p6, его размер всегда будет меньше – гарантированный натяг.

Взаимодействия отверстия *H7* с валами *m6* и *js6* образуют переходные посадки, здесь *S* или *N* могут появляться с зависимости от перебора размеров из назначенных полей допусков элементов.

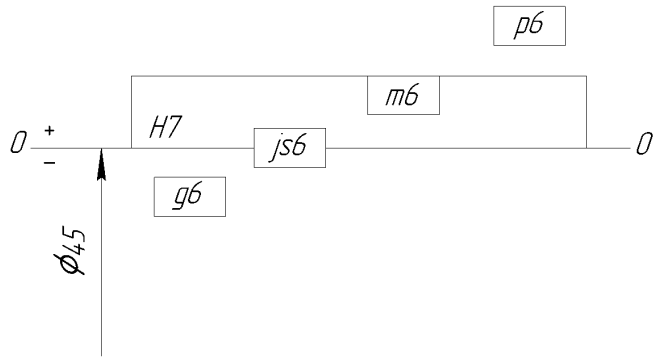


Рисунок 15 – Схема взаимодействия основного отверстия с различными валами

Основной вал (h) – вал, который имеет основное отклонение равное нулю.

Пример посадки в системе основного вала приведен на рисунке 16. Аналогично рисунку 15 рассматривается взаимодействие вала одного квалитета с различными отверстиями с целью обеспечения того или итого характера взаимодействия.

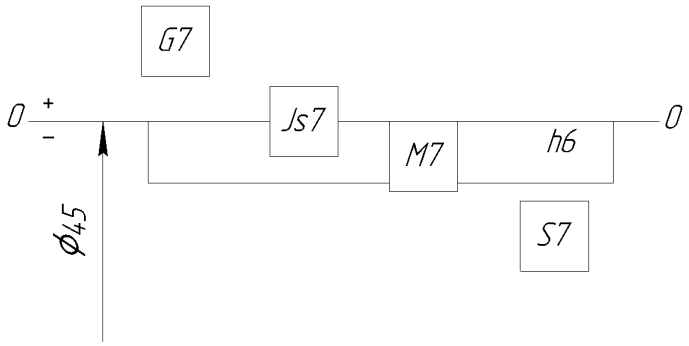


Рисунок 16 – Схема взаимодействия основного вала
с различными отверстиями

В системе допусков и посадок для размеров приборостроительного диапазона к первоочередному применению рекомендовано тридцать семь взаимодействий при использовании основного отверстия и вала. Выбор системы посадок определяется экономическими, конструктивными и технологическими требованиями к конкретному изделию, детали.

Наиболее часто встречаются случаи, когда допуск отверстия на один-два квалитета больше, чем допуск вала. Это следствие того, что обработка точного отверстия – более сложный процесс, чем обработка вала. В связи с этим, экономически целесообразно применять систему посадок с меньшим количеством отверстий, именно поэтому система отверстий является преимущественно распространенной.

Однако система вала тоже имеет место, например, в тех случаях, когда на одном и том же валу устанавливается несколько деталей с разными посадками.

1.3.4 Четвертый принцип (Температурная поправка)

Четвертый принцип обусловливает применимость трех предыдущих принципов ЕСДП к деталям, находящимся при постоянной окружающей температуре + 20°С.

1.4 Единые принципы нормирования точности: размеров, формы, расположения поверхностей, шероховатости

1.4.1. Размерные цепи

В предыдущих разделах речь шла в основном о взаимодействии двух размеров деталей (взаимодействии вала и отверстия), однако деталь или сборочная единица порой имеет определенное количество элементов, размеры которых должны быть увязаны между собой для обеспечения эксплуатационных свойств этой самой детали или сборочной единицы. Другими словами, при некоторой последовательной обработке детали ее действительные размеры всегда взаимосвязаны. Размеры (номинальные и предельные) каждого из элементов детали должны устанавливаться расчетным методом, с учетом размеров соседних элементов. Такой прием называют расчетом размерных цепей.

Рассмотрим рисунок 17, где имеем деталь типа вал. Для получения такой детали мастером берется заготовка (пруток), с помощью отрезного инструмента получается искомая длина детали размером A_3, далее с использованием токарного оборудования подбирается нужный диаметр инструмента, производится проточка заготовки на глубину размера A_2, затем заготовка переворачивается, меняется инструмент другого диаметра и выполняется проточка на глубину размера A_1. Деталь готова. При этом все эти операции образуют взаимосвязанную цепочку размером, в том числе и размер A_Δ, который получается в результате применения описанных операций сам собой. Такой размер будем называть замыкающим звеном. Такой размер не выполняется инструментом напрямую, а получается в результате выполнения других размеров детали. И к этому звену существуют свои требования.

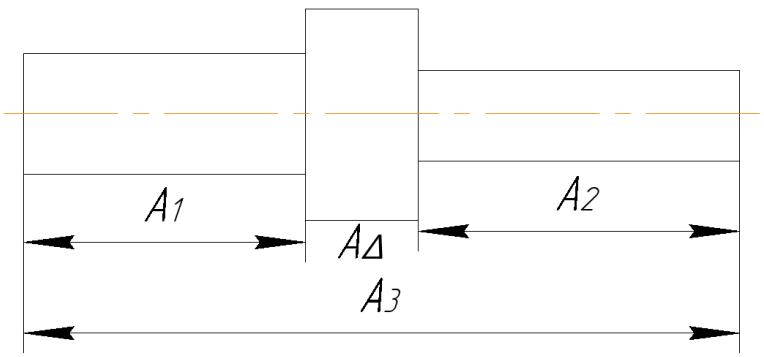


Рисунок 17 – Пример размерной цепи

Размерная цепь – группа назначенных размеров в детали, вместе образующих замкнутый контур.

Размерная цепь состоит из звеньев, одно из которых является замыкающим. Цель составления размерной цепи – определение допуска этого замыкающего звена.

Все звенья размерной цепи, кроме замыкающего, подразделяются на увеличивающие и уменьшающие [5]. Вернемся к рисунку 17: представим, что нам нужно увеличить размер A_2. Его мы можем увеличить, уменьшив при этом размер A_Δ (важным здесь выступает правило, что все размеры остальных звенев размерной цепи должны оставаться неизменными). В таком случае звено A_2 будем называть уменьшающим. Аналогичная ситуация со звеном A_1. При этом при увеличении размера звена A_3 (при условии, что размеры A_1 и A_2 остаются постоянными) увеличится и размер A_Δ. В таком случае звено A_3 – увеличивающее.

Также в детали могут быть так называемые компенсирующие звенья – звенья размерной цепи, изменением значения которых достигается требуемая точность замыкающего звена [5].

Размерные цепи подразделяются на несколько видов: подетальные (рисунок 17) и сборочные (рисунок 18).

Расчёт размерных цепей применим для:

– выявления геометрической и кинематической зависимости размеров деталей;

– установления номинальных значений, допусков и отклонений размеров деталей, корректного их указания в конструкторских документах;

– оптимизации конструкции изделий, особенно сложносоставных;

– подбора экономически целесообразного метода взаимозаменяемости элементов.

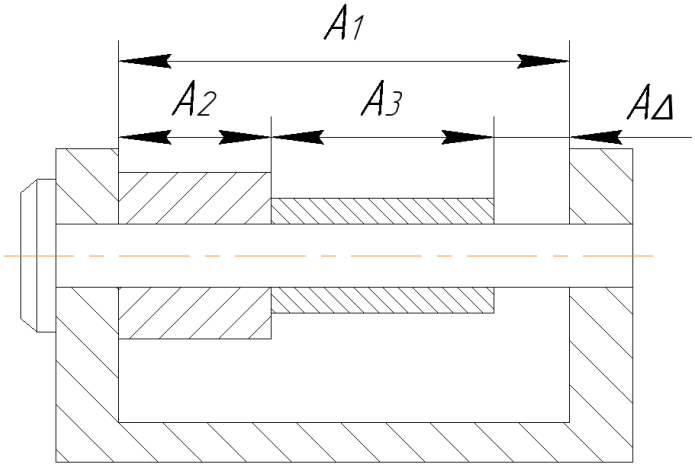


Рисунок 18 – Пример сборочной размерной цепи

1.4.2. Формы и расположение поверхностей

Помимо размеров, эксплуатационные характеристики детали также определяет форма и расположение поверхностей, ведь действительные (реальные) поверхности детали, как и размеры, могут отличаться от номинальных. Причинами отклонений могут служить погрешности, возникающие при изготовлении детали, качество ее обработки и многое другое. В данной области действуют следующие стандарты: ГОСТ 2.308 – 2011, ГОСТ 24642 – 81, ГОСТ 24643 – 81, которые

определяют термины номинальной, действительной поверхности, нормируемого участка, прилегающей поверхности и профиля.

Аналогично размеру номинальная поверхность указывается на чертеже, действительная оценивается на реальном изделии. Для оценки формы и определения ее допуска (предельного отклонения формы детали) используют заданную поверхность (базу, относительно которой определяется отклонение формы или расположения). Допуск также может быть задан не на всей поверхности, а на определенном участке. Такой участок называют нормируемым.

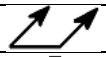
К нормируемому участку могут применять требования формы или требования к расположению элементов детали или сборочной единицы.

Прилегающая поверхность – поверхность, имеющая форму номинальной поверхности, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение [6].

В конструкторских документах допуски формы определяются с использованием символьного обозначения (таблица 2).

Таблица 2 – Символы, используемые для допуска формы и расположения

Вид допуска	Знак
ФОРМЫ	
Прямолинейности	
Плоскостности	
Круглости	
Цилиндричности	
Профиля продольного сечения	
РАСПОЛОЖЕНИЯ	
Параллельности	
Перпендикулярности	
Наклона	
Соосности	
Симметричности	
Позиционный	
Пересечения осей	
ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ	
Радиального биения Торцевого биения Биения в заданном направлении	

Полного радиального / торцевого биения	
Формы заданного профиля	
Формы заданной поверхности	

Для деталей плоских поверхностей характерны отклонения от плоскостности и прямолинейности (наибольшая разница между реальной и номинальной поверхностями) [6].

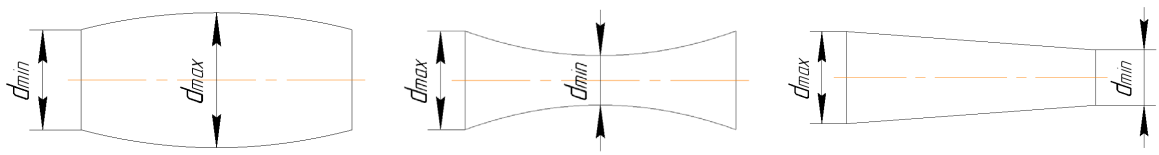
Различают комплексные (для всех видов отклонений формы поверхности) и частные (для конкретной геометрической формы) требования к форме поверхности. Например, для цилиндрических поверхностей к комплексным отклонениям относят:

– отклонение от круглости (наибольшее расстояние от реальной поверхности до прилегающей окружности);

– отклонение от цилиндричности (наибольшее расстояние от реальной поверхности до прилегающего цилиндра);

– отклонение профиля продольного сечения (наибольшее расстояние от реальной поверхности вдоль оси цилиндра до края приближенного профиля) [6].

Отклонение профиля продольного сечения отражает нарушение прямолинейности и параллельности образующих деталь линий. Реальным примером отклонения профиля продольного сечения детали может быть утолщение или утонение «идеального» цилиндра посередине детали или по ее краям. На рисунке 19 а приведено утолщение в области центра цилиндрической детали, в результате образуется дефект – бочкообразность. На рисунке 19 б приведен дефект – утонение в области центра цилиндрической детали, в результате образуется дефект – седлообразность. На рисунке 19 в предствлен дефект – конусообразность.



а) б) в)

Рисунок 19 – Виды дефектов профиля продольного сечения:
а) утолщение; б) утонение; в) конусообразность

Различают отклонения от параллельности плоскостей, отклонение от перпендикулярности оси или плоскостей, отклонение от соосности, отклонение от симметричности, отклонение от пересечения осей, позиционное отклонение, отклонение формы от заданного профиля [6]. Пример отклонения цилиндричности: отношения реальной и прилегающей поверхности, а также обозначения отклонения цилиндричности приведены на рисунке 20.

Пример отклонения плоскостности, отношения реальной и прилегающей плоскости, а также обозначения отклонения плоскостности приведены на рисунке 21.

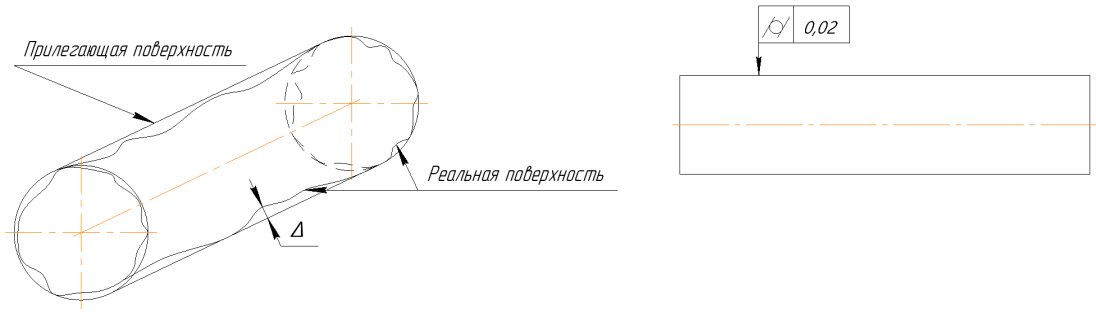


Рисунок 20 – Пример отклонения цилиндричности детали

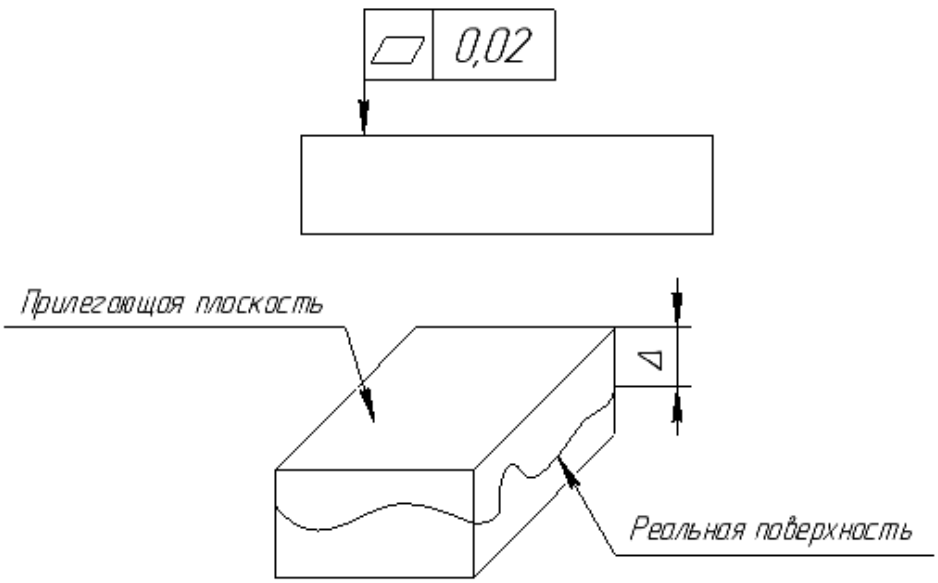


Рисунок 21 – Пример отклонения плоскостности детали

В конструкторских документах возможные сочетания поверхностей определяются с использованием символьных обозначения, которые приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Обозначения допусков поверхностей

ДОПУСКИ РАСПОЛОЖЕНИЯ	
«Плоскость– плоскость»	
Наименование допуска	Обозначение
Параллельности	
Перпендикулярности	
Наклона	
Симметричности	
«Плоскость – цилиндр»	
Допуск параллельности	
Перпендикулярности	
Наклона	
Симметричности	
Позиционный допуск	
«Цилиндр – цилиндр»	
Параллельности	
Перпендикулярности	
Наклона	
Соосности	
Пересечения осей	
Позиционный допуск	

Допуски, отмеченные в таблице 2 и 3, определяются от назначенной поверхности или плоскости – базы, элемента детали, по отношению к которому задаются допуски и назначаются отклонения.

При указании на чертежах и в других конструкторских документах отмеченные выше отклонения и допуски рекомендуется указывать, используя диаметральные выражения.

Отклонения, вызванные проявлением как отклонений формы, так и расположения, называются суммарными.

Допуски для всех поверхностей делятся на два вида: зависимые и независимые. Первые используются при необходимости обеспечения в соединении зазора, вторые используются при более точных характерах соединений.

1.4.3. Шероховатость

В процессе изготовления и обработки деталей на их поверхностях также могут быть образованы несущественные отклонения от профиля – неровности поверхности. Однако, в отличие от отклонений формы, такие неровности даже в своих максимальных значениях на несколько порядков меньше. Такие отклонения принято называть шероховатостями [7].

Шероховатость поверхности – совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины.

Базовая длина (l) – длина базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности.

Базовая линия – линия заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля и служащая для оценки геометрических параметров поверхности.

Шероховатость поверхности может быть определена неровностями профиля на определенном участке поверхности детали (рисунок 22).

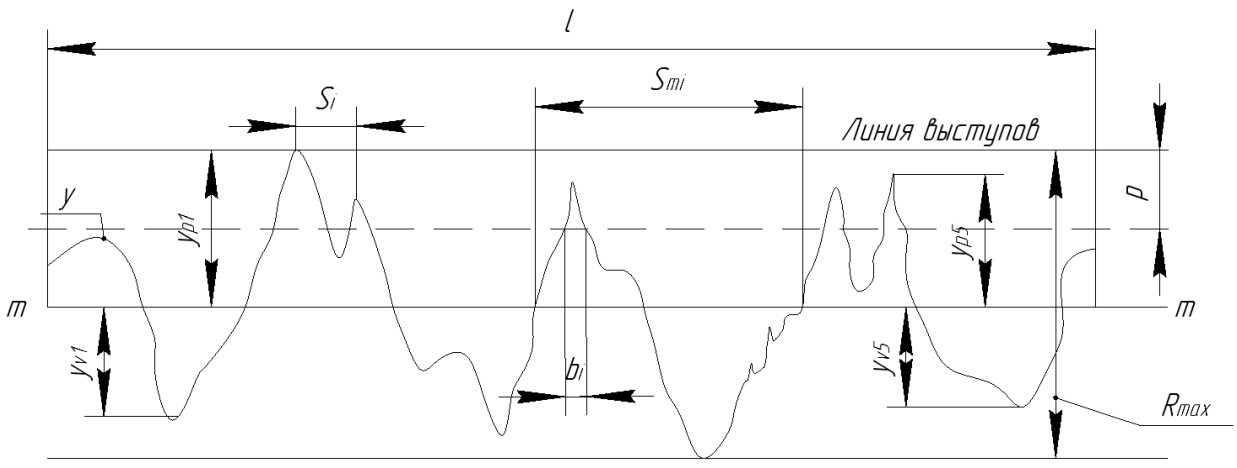


Рисунок 22 – Схема профиля сечения

На рисунке 22 отмечены следующие обозначения:

l – база;

S_i – средний шаг местных выступов профиля (среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины);

S_{mi} – средний шаг неровностей профиля (среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины);

y – отклонение профиля (расстояние между любой точкой профиля и средней линией);

y_{v1}, y_{v5} – глубина наибольшей впадины профиля;

y_{p1}, y_{p5} – высота наибольшего выступа профиля;

p – уровень сечения профиля;

b_i – опорная длина профиля;

R_{max} – наибольшая высота профиля (расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины);

m – средняя линия профиля – базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально.

Используются следующие межгосударственные стандарты: ГОСТ 25142-82, ГОСТ 2789-73, ГОСТ 2.309-73, согласно которым используют следующие обозначения для указания шероховатости на чертежах [2]:

– среднее арифметическое отклонение профиля (*Ra*) – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины (обозначения – в соответствии с рисунком 22, параметр может принимать значения 0,008…100 мкм);

$$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |y(x)|dx$$

– высота неровностей профиля по десяти точкам (*Rz*) – сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины
(обозначения – в соответствии с рисунком 22, параметр может принимать значения 0,0025…1600 мкм);

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^{5}|y_{pi}| + \sum_{i=1}^{5}|y_{vi}|}{5}$$

– наибольшая высота неровностей профиля (*Rmax*) - расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины (может принимать значения 0,0025…1600 мкм);

– средний шаг неровностей профиля (*Sm*) – среднее значение шагов местных выступов профиля в пределах базовой длины;

$$S_m = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_{m_i}$$

– средний шаг местных выступов профиля (*S*) – среднее значение шагов местных выступов профиля;

$$S = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} s_i$$

– относительная опорная длина профиля (t_p) – отношение опорной длины профиля к базовой длине (обозначения – в соответствии с рисунком 22);

$$t_p = \left(\frac{1}{l}\sum_{i=1}^{n} b_i\right)100\%$$

– способ обработки поверхности – для указания способа обработки используют следующие обозначения на чертеже:



– путем снятия слоя материала;



– без снятия слоя материала;

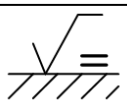
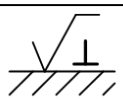
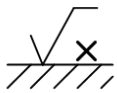
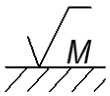
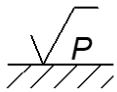


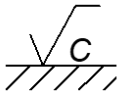
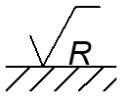
– вид обработки не указывается;

– вид направления неровностей.

Вид направления неровностей и их обозначения на чертеже представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Вид направления неровностей

Направление параллельное длинной стороне	
Направление перпендикулярное длинной стороне	
Перекрещивающиеся бороздки	
Произвольно расположенные неровности поверхности	
Неровности пунктирно-точечного вида	

Кругообразно расположенные неровности поверхности	
Радиально расположенные неровности	

Шероховатость на чертежах может быть указана для всех поверхностей (позиция 1 рисунка 23) или же для определенной поверхности (позиция 2 рисунка 23). Общая схема указания шероховатости на чертеже приведена на рисунке 24.

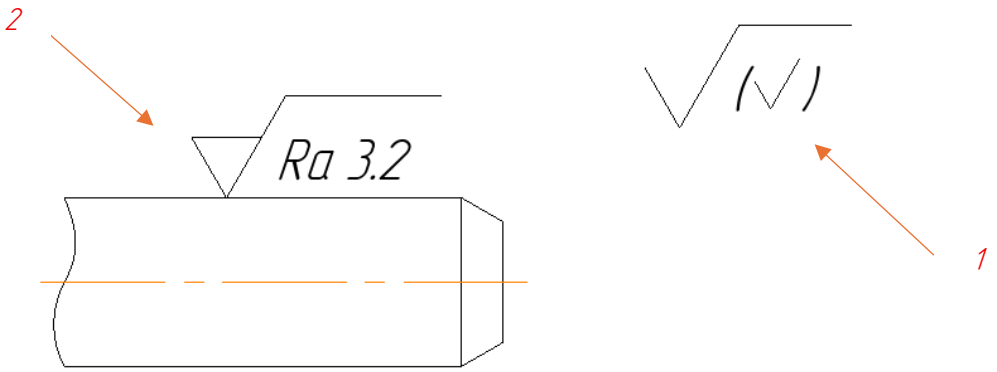


Рисунок 23 – Пример общей и частной шероховатости

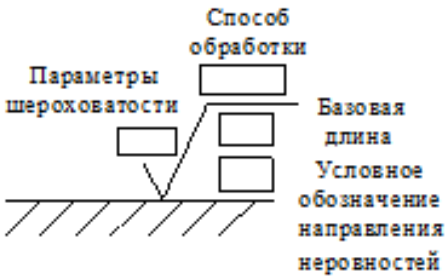


Рисунок 24 – Схема указания параметров шероховатости

Параметры *Ra* и *Rz* соотносятся между собой следующим образом:

Ra=0,25Rz, при Rz≥8 мкм;
Ra=0,2Rz, при Rz<8 мкм.

Шероховатость поверхности изделий напрямую влияет на их эксплуатационные показатели и качество работы.

В подвижных соединениях высокое давление на вершинах неровностей поверхности провоцирует выдавливание смазки, смятие, сколы и их разрушение, что приводит к увеличению зазора. Из этого следует, чем меньше будет разница начальной шероховатости поверхности от оптимальной, тем меньше будет износ детали.

В неподвижных соединениях дефекты вершин неровностей ведут к ослаблению прочности соединения из-за уменьшения натяга.

Острые впадины неровностей являются местом с максимальными концентрациями напряжений, что приводит к быстрому возникновению и распространению трещин и, как следствие, к снижению усталостной прочности детали.

Шероховатость также влияет на стойкость к коррозии, так как во впадинах неровностей скапливаются различные жидкости, например вода и кислоты.

Кроме влияния на важные эксплуатационные характеристики, шероховатость имеет значение при получении эстетичного внешнего вида изделия, если это требуется.

Контроль шероховатости может быть реализован следующим образом:

– сравнение с образцами, данный метод позволяет оценить шероховатость поверхности с Ra в диапазоне от 50 до 0,4 мкм;

– бесконтактный метод на оптических приборах, для реализации данного метода используют двойные микроскопы (*Rz*=1,6–80 мкм), микроинтерферометры (*Rz*=0,1–0,8 мкм), растровые измерительные микроскопы, рефлектометры, использующие отражательную способность поверхности;

– контактный метод на щуповых приборах, для данного метода используют профилометры и профилографы (устройства, вычерчивающие увеличенный профиль поверхности).

1.5 Вопросы для самоконтроля

1. В чем заключается различие между полной и неполной взаимозаменяемостью?

2. Укажите размер, который нельзя назвать номинальным. *Ответы:*1) полученный в результате расчета детали; 2) полученный в результате измерения детали; 3) указанный на чертеже детали; 4) выбранный из конструктивных соображений.

3. Что называется допуском размера? И как допуск соотносится с точностью детали?

4. Определите нижнее отклонение, мкм, вала ∅ 6 мм, если допуск вала 32 мкм, и наибольший предельный размер 5,96 мм.

5. Чему равен наибольший предельный размер отверстия номинального диаметра 9 мм с нижним отклонением – 0,02 мм, с назначенным допуском в 21 мкм?

6. Укажите правильное обозначение отклонений на чертеже: 1) $5^{-0,2}_{-0,13}$, 2) $5^{-0,13}_{-0,2}$, 3) $5^{-0,20}_{-0,13}$, 4) $5^{-0,13}_{-0,20}$, 5) $5^{-0,200}_{-0,130}$, 1) $5^{-0,130}_{-0,200}$.

7. Чем руководствуется инженер при назначении квалитета размера детали?

8. Какая система – отверстий или валов – наиболее распространена и по какой причине?

9. Какие могут быть причины отклонения расположения поверхности?

10. Что такое среднее арифметическое отклонение профиля и как оно соотносится с высотой неровностей профиля по десяти точкам?

Ответы на вопросы: 2 – 2; 4 – -72мкм; 5 – 9,001мм; 6 – 4.

2. Методология конструирования с учетом требований точности

2.1 Анализ и расчет размерных цепей

Основные понятия и виды размерных цепей были освещены в разделе 1.4.1.

Расчет размерных цепей и их анализ активно используются при конструировании различных изделий, контроле размеров деталей и узлов и прочего.

Ниже приведен алгоритм, который требуется выполнить для расчета размерной цепи.

Необходимо:

1. Оценить рассматриваемую деталь или сборку на предмет классификации звеньев – различают составляющие и замыкающее.

2. Назначить предельные размеры замыкающего звена.

3. Из состава составляющих звеньев определить увеличивающие и уменьшающие, далее составить схему с учетом следующего: сверху располагаются звенья увеличивающие, внизу – уменьшающие, а также замыкающее звено. При этом над каждым звеном проставляются стрелки, над увеличивающими направлением слева направо, над уменьшающими – наоборот. Пример полученной схемы размерной цепи приведен на рисунке 25. Определение увеличивающих и уменьшающих звеньев описано в разделе 1.4.1.

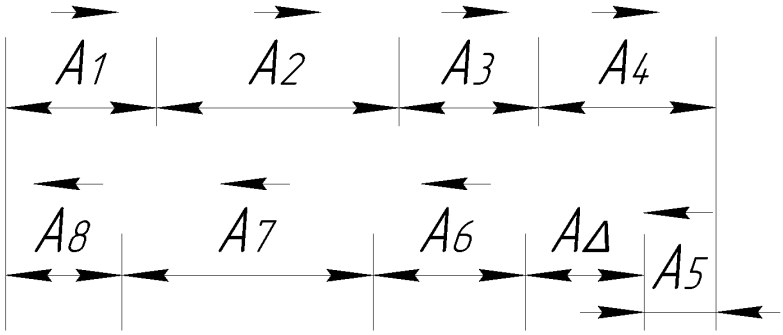


Рисунок 25 – Схема размерной цепи

4. Определить номинальные размеры по чертежу.

5. По схеме (рисунок 25) составить основное уравнение размерной цепи следующего вида (приведено уравнение для восьми составляющих звеньев и замыкающего звена):

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 = A_5 + A_\Delta + A_6 + A_7 + A_8$$

6. Провести расчёт замыкающего звена при любом количестве составляющих звеньев согласно зависимости между k увеличивающих звеньев и m всех звеньев (включая замыкающее):

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{k} \overrightarrow{A_j} - \sum_{k+1}^{m-1} \overleftarrow{A_j}$$

7. Определить возможные предельные отклонения звеньев. Типовые звенья определяются в первую очередь, остальные – назначаются конструктором с учетом всех факторов.

8. Определить параметры замыкающего звена:

$$E_S A_\Delta = A_{\Delta\max} - A_\Delta;$$

$$E_i A_\Delta = A_{\Delta\min} - A_\Delta.$$

$$T_\Delta = A_{\Delta\max} - A_{\Delta\min};$$

$$T_\Delta = E_S A_\Delta - E_i A_\Delta$$

9. С учетом возможностей производства выбрать метод достижения требуемой точности замыкающего звена.

2.2 Методы расчета размерных цепей

2.2.1. Метод максимума-минимума

Существует ряд способов вычисления размерных цепей, среди которых выделяется метод максимума-минимума, известный также как способ полной взаимозаменяемости. Этот метод позволяет достичь требуемой точности замыкающего звена без дополнительной доработки составных частей детали. Однако его минус заключается в чрезмерно строгих допусках, что ведет к удорожанию производства.

Используя уравнение расчета размерной цепи (см. раздел 2.1), получаем:

$$A_{\Delta\max} = \sum_{j=1}^{k} \overrightarrow{A_{j\max}} - \sum_{k+1}^{m-1} \overleftarrow{A_{j\min}}$$

$$A_{\Delta\min} = \sum_{j=1}^{k} \overrightarrow{A_{j\min}} - \sum_{k+1}^{m-1} \overleftarrow{A_{j\max}}$$

Тогда, используя взаимосвязь допуска каждого из размеров детали, получаем, получаем:

$$T_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} T_j$$

Определяем параметры замыкающего звена:

$$E_S A_\Delta = \sum_{j=1}^{k} E_S \overrightarrow{A_J} - \sum_{k+1}^{m-1} E_i \overleftarrow{A_J}$$

$$E_i A_\Delta = \sum_{j=1}^{k} E_i \overrightarrow{A_J} - \sum_{k+1}^{m-1} E_S \overleftarrow{A_J}$$

$$E_m A_\Delta = \sum_{j=1}^{k} E_m \overrightarrow{A_j} - \sum_{k+1}^{m-1} E_m \overleftarrow{A_j}$$

$$E_s A_\Delta = E_m A_\Delta + 0{,}5T_\Delta;\ E_s A_j = E_m A_j + 0{,}5T_j$$

$$E_i A_\Delta = E_m A_\Delta - 0{,}5T_\Delta;\ E_i A_j = E_m A_j - 0{,}5T_j$$

При обратном расчете определяется номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Существует также несколько способов определения допуска, одним из которых является способ равных допусков. При этом способе на все составляющие звенья назначается предварительная одинаковая средняя величина допуска $T_{ср}$.

$$T_{\text{ср}} = T_1 = T_2 = \ldots = T_{\text{m-1}} = \frac{T_\Delta}{m-1}$$

После этого для всех или некоторых звеньев в зависимости от размера, технологических требований и прочих факторов вычисленный средний допуск варьируют, контролируя выполнение равенства.

Данный способ применим в том случае, когда номинальные размеры звеньев входят в один интервал размеров, а значит, могут быть выполнены с одинаковой точностью.

Вторым способом является способ назначения допусков одного квалитета, с помощью которого определяется среднее значение числа единиц допуска $k_{ср}$

Допуск замыкающего звена определяется по формуле:

$$T_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} T_j$$

Учитывая, что допуск размера звеньев равен $T_j = k_{ср} i_j$, получаем:

$$T_\Delta = k \sum_{j=1}^{m-1} i_j$$

Откуда:

$$k = \frac{T_\Delta}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j}$$

Значение коэффициента k характеризуют точность, которую необходимо обеспечить для получения остальных звеньев, при этом k рассчитывается и округляется с учетом ГОСТ 6636-69.

Учитывая все описанное выше, определяется следующий порядок расчета методом минимума-максимума (полной взаимозаменяемости):

1. Вычислить среднее значение числа единиц допуска $k_{ср}$.

2. Установить квалитет допусков составляющих звеньев.

Округлить $k_{ср}$ до стандартного значения по ГОСТ 25346-89 (для легковыполнимых размеров – по более точному квалитету, для трудновыполнимых – по более грубому).

3. Выбрать одно звено, как компенсирующее.

Это нужно для согласования размеров составляющего и замыкающих звеньев.

4. Назначить допуски на все составляющие звенья

5. Назначить предельные отклонения на размеры всех составляющих звеньев за исключением компенсирующего.

6. Определить предельные отклонения компенсирующего звена.

7. Подобрать стандартное поле допуска компенсирующего звена.

Используя таблицы ЕСДП, подобрать наиболее близкое по предельным значениям отклонений стандартного поля допуска компенсирующего звена.

8. Проверить правильность расчета.

2.2.2. Вероятностный метод (метод неполной взаимозаменяемости)

Данный метод определяется гипотезой о случайном характере сочетания действительных размеров звеньев размерной цепи. Тогда обеспечивается возможность расчета допусков без существенных запасов. С использованием данного метода на расчет размерной цепи затрачивается меньше времени, однако существует вероятность, что у некоторой части деталей замыкающее звено может выйти за пределы допустимых значений. При этом допущение брака позволяет упростить и сделать дешевле процесс обработки деталей за счет увеличения допусков составляющих звеньев.

Тогда:

$$T_{\Delta} = t\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 T_j^2}$$

где t – коэффициент, оценивающий вероятность выхода значений замыкающего звена за пределы поля допуска;

λ_j – коэффициент, описывающий распределение погрешности размера звена.

Коэффициент λ_j находится в промежутке от 1/9 до 1/3, в зависимости от закона распределения. Определение коэффициента t определяется исходя из принятого процента брака (таблица 5).

Таблица 5 – Ряд значений коэффициента t

P, %	32.00	10.00	4.50	1.00	0.27	0.10	0.01
t	1.00	1.65	2.00	2.57	3.00	3.29	3.89

Учитывая уравнение допуска размера звеньев, получим:

$$T_{\Delta} = tk\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 i_j^2}$$

Откуда:

$$k = \frac{T_{\Delta}}{t\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 i_j^2}}$$

При решении прямой задачи распределение допуска замыкающего звена между составляющими выполняется так же, как и при расчете методом максимума-минимума.

Учитывая описанное выше, определяется следующий порядок расчета методом минимума-максимума (полной взаимозаменяемости):

1. Установить закон распределения размеров каждого звена и выбрать соответствующее значение коэффициента λ_j^2.

2. Установить допустимый процент риска и выбрать соответствующее значение коэффициента t.

3. Рассчитать среднее значение числа единиц допуска k.

4. Установить квалитет допусков на составляющие звенья.

5. Выбрать одно звено как компенсирующее.

6. Назначить допуски на составляющие звенья в соответствии с ЕСДП.

7. Оценить корректность назначения допусков, при необходимости их скорректировать.

8. Назначить предельные отклонения звеньев, кроме компенсирующего.

9. Оценить среднее отклонение компенсирующего звена по уравнению зависимости между средними отклонениями размеров замыкающего и составляющих звеньев.

10. Определить предельные отклонения компенсирующего звена.

11. Подобрать ближайшее стандартное поле допуска компенсирующего звена по ЕСДП.

12. Проверить правильность расчета.

2.2.3. Другие методы решения размерных цепей

В случаях, когда выполнение допусков на размеры, посчитанные методом максимума-минимума или вероятностным методом, является нецелесообразным с экономической, технической или других точек зрения, используют другие методы расчета.

2.2.3.1. Метод пригонки

Данный метод предполагает расчет минимально необходимого припуска на пригонку, который позволяет компенсировать превышение предельных размеров замыкающего звена, обеспечивая требуемую точность путем снятия определенного слоя материала с компенсатора. Точность замыкающего звена обеспечивается изменением размера компенсирующего элемента. Допуски на размеры составляющих элементов устанавливаются исходя из экономически обоснованных квалитетов.

Данный метод подходит для мелкосерийного и индивидуального изготовления.

2.2.3.2. Метод регулирования

С использованием метода достигается необходимая точность замыкающего звена путем установки подходящего компенсатора без механической обработки поверхности. Компенсаторы подразделяются на подвижные и неподвижные. Подвижные компенсаторы представляют собой элементы конструкции, перемещение которых позволяет обеспечить заданный размер замыкающего звена.

Роль неподвижного компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, шайбы, регулируемого упора, каких-либо сменных деталей и прочего. Данный метод применим для точного расчета большого количества звеньев.

2.2.3.3. Метод селективной сборки

Данный метод заключается в предварительной сортировке (селекции) деталей назначенные группы. Расчёты сводятся к определению групповых допусков деталей, числа групп, на которые должны быть рассортированы сопрягаемые детали, а также предельных групповых размеров.

Такой метод нашел широкое применение в производстве подшипников качения, а также при сборке резьбовых шпилек.

2.3 Вопросы для самоконтроля

1. Какое звено размерной цепи называют увеличивающим?
2. Какое звено размерной цепи называют уменьшающим?
3. Какие достоинства и недостатки у метода максимума-минимума?
4. С какой целью допускается брак некоторой части деталей при расчете размерных цепей вероятностным методом?
5. В чем суть метода пригонки и в каких случаях его используют?
6. В чем суть метода регулирования и в каких случаях его используют?
7. В чем суть метода селективной сборки и в каких случаях его используют?

3. Точность типовых соединений деталей приборов

3.1 Резьбовые соединения

3.1.1 Общие положения

В первую очередь разберемся, что же такое резьбовое соединение. Резьбой называют поверхность, образованную при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности с образованием винтового выступа соответствующего профиля, ограниченного винтовыми и цилиндрическими или коническими поверхностями.

Резьбовые соединения являются самыми распространенными соединениями и в приборостроении, и в других областях. Пример резьбового соединения приведен на рисунке 26.



Рисунок 26 – Схема резьбы с разрезом

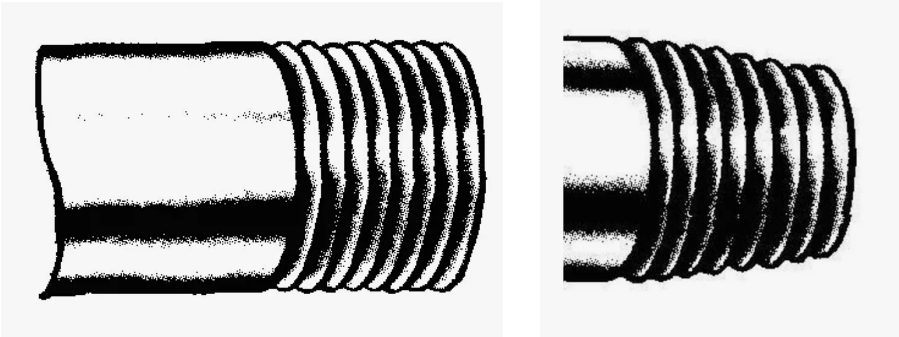
По своему эксплуатационному назначению различают крепежное резьбовое соединение общего назначения и специальное резьбовое соединение с узкой областью применения [2].

Классификация резьбовых соединений приведена в таблице 6.

Таблица 6 – Классификация резьбовых соединений

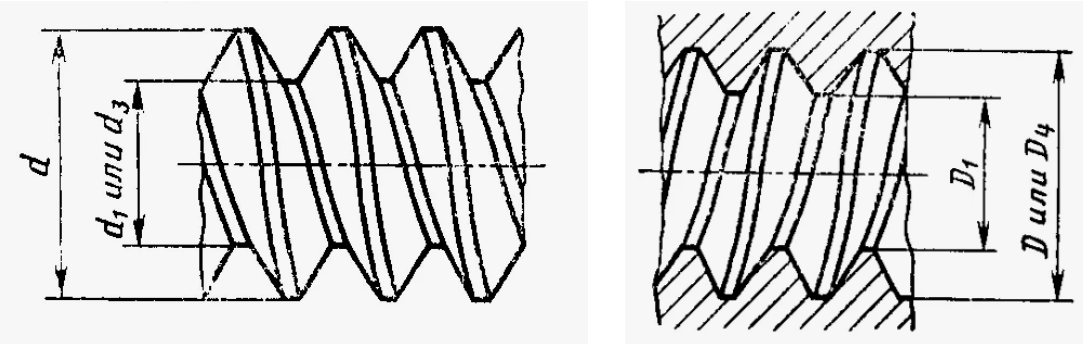
Классификация	Варианты резьбовых соединений	Иллюстрация
По назначению	- крепежные -крепежно-уплотнительные - ходовые - специальные	-
По форме профиля	- треугольные - трапецеидальные - прямоугольные - круглые - упорные	Рисунок 29

По числу заходов	- однозаходные - многозаходные	Рисунок 31
По форме винтовой поверхности	- цилиндрические - конические	Рисунок 27
По направлению винтовой линии	- правые - левые	Рисунок 30
По расположению резьбы на поверхности	- наружные - внутренние	Рисунок 28



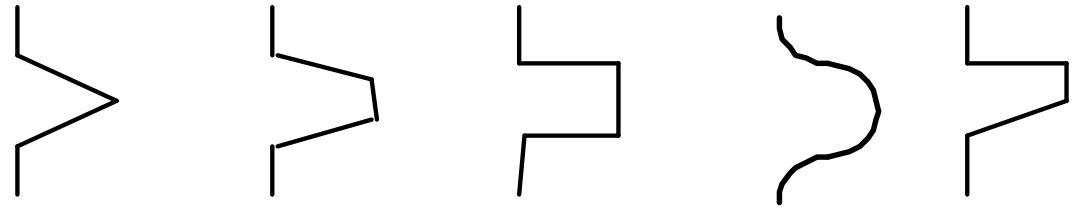
а) б)

Рисунок 27 – Пример различия резьбы по форме винтовой поверхности: а) цилиндрическая; б) коническая



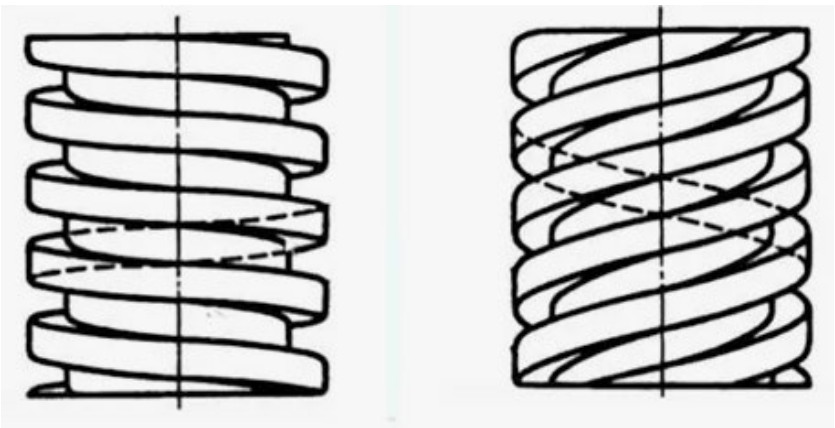
а) б)

Рисунок 28 – Пример различия резьбы по расположению резьбы на поверхности: а) наружная; б) внутренняя



а) б) в) г) д)

Рисунок 29 – Пример различия резьбы по форме профиля:
а) треугольная; б) трапецеидальная;
в) прямоугольная; г) круглая; д) упорная



а) б)

Рисунок 30 – Пример различия резьбы по направлению винтовой линии:
а) левая; б) правая

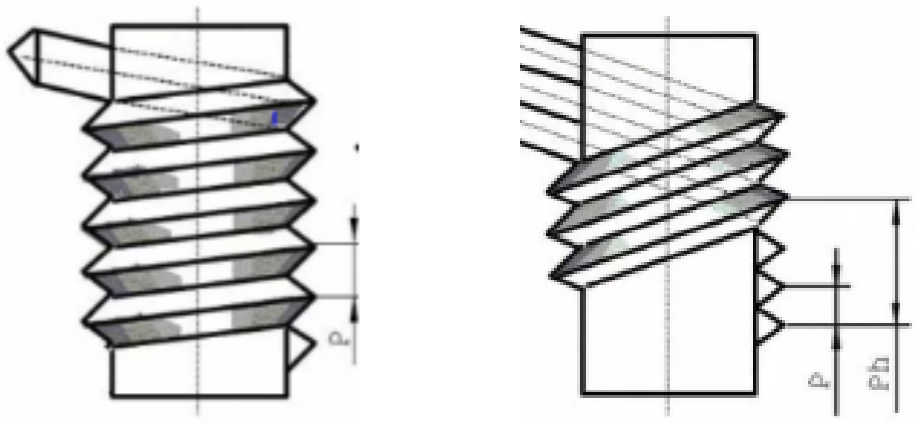


Рисунок 31 – Пример различия резьбы по числу заходов:
а) однозаходная; б) многозаходная

Обозначение резьб приведено в таблице 7.

Таблица 7 – Обозначение резьб

Обозначение	Расшифровка	Стандарт
	Вид резьбы:	
M	Метрическая	ГОСТ 9150-2002
G	Цилиндрическая	ГОСТ 6357-81
Tr	Трапецеидальная	ГОСТ 9484-81
S	Упорная	ГОСТ 10177-82
Rd	Круглая	ГОСТ 13536-68
R	Трубная коническая наружная	ГОСТ 6211-81
Rr	Внутренняя коническая	ГОСТ 6211-81
Rp	Внутренняя цилиндрическая	ГОСТ 6211-81
K	Коническая дюймовая	ГОСТ 6111-52

В зависимости от вида резьбы ее размер может быть определен в миллиметрах или дюймах. Также на чертежах может быть указан шаг, ход, поле допуска, класс точности, направление и номер стандарта [8].

Допуски на болты, винты, шпильки и гайки обще приборостроительного и машиностроительного применения с резьбой от М l до М48, а также на шурупы и самонарезающие винты регламентируются ГОСТ 1759.1-82.

Для резьбовых соединений характерны следующие термины.

Шаг резьбы P – расстояние между соседними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля резьбы, лежащих в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы.

Угол профиля резьбы α – угол между смежными боковыми стороны профиля резьбы в плоскости осевого сечения.

Наружный диаметр – диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг вершин (впадин) наружной (внутренней) резьбы.

Внутренний диаметр – диаметр воображаемого цилиндра, вписанного во впадины (вершины) наружной (внутренней) резьбы.

Средний диаметр – диаметр воображаемого, соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профильную поверхность резьбы в точках, где ширина выступа равна ширине канавки [9].

3.1.2 Система допусков и посадок метрической резьбы.

Метрическая цилиндрическая резьба является крепежной и может представлять из себя как резьбу с крупным шагом диаметром от 1 до 64 мм, так и резьбу с мелким шагом диаметром от 1 до 600 мм [10]. Если изделие имеет небольшую длину свинчивания, является тонкостенным или на него действуют

непостоянные нагрузки, то следует использовать резьбу с мелким шагом. При противоположных и/или прочих условиях необходимо применять резьбу с крупным шагом.

Основные параметры метрических резьб отражены в ГОСТ 9150-2002.

Основными параметрами крепежных цилиндрических метрических резьб являются: наружный, внутренний и средний диаметры резьбы болта и гайки (*d, d*$_1$, *d*$_2$ соответственно), шаг резьбы (*p*), угол профиля резьбы (α), которые приведены на рисунке 32.

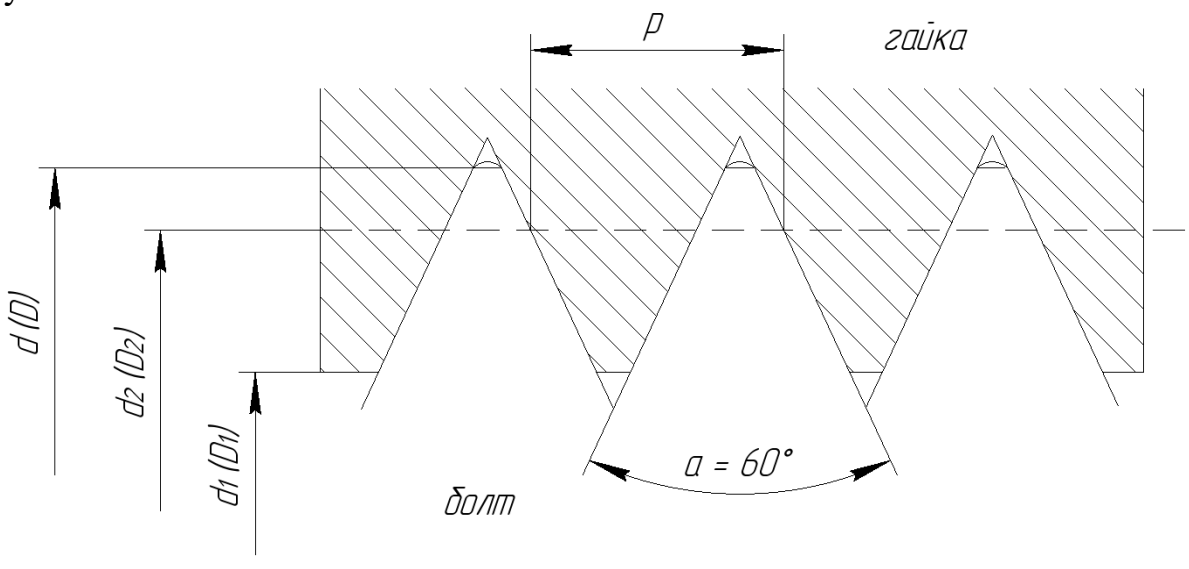


Рисунок 32 – Основные параметры резьб

Основными стандартами, контролирующими допуски и посадки метрических резьб, являются ГОСТ 16093-2004, ГОСТ 4608-81, ГОСТ 24834-81.

На всех чертежах отклонения размеров резьбовой детали откладываются по нормали к оси резьбы.

Главным определяющим характера соединения выступает средний диаметр резьбы. Так как отклонения шага, угла профиля резьбы и среднего диаметра непосредственно связаны между собой, их не нормируют отдельно, а устанавливают суммарный допуск только на последний [8].

Резьбовое соединение обязательно выполняют посадкой с зазором с целью исключения заклинивания резьбы.

Пример обозначения допуска резьбы на чертеже: *5H, 6G, 6e, 3p*. Расположения основных отклонений, рекомендованных стандартами, приведены на рисунке 33.

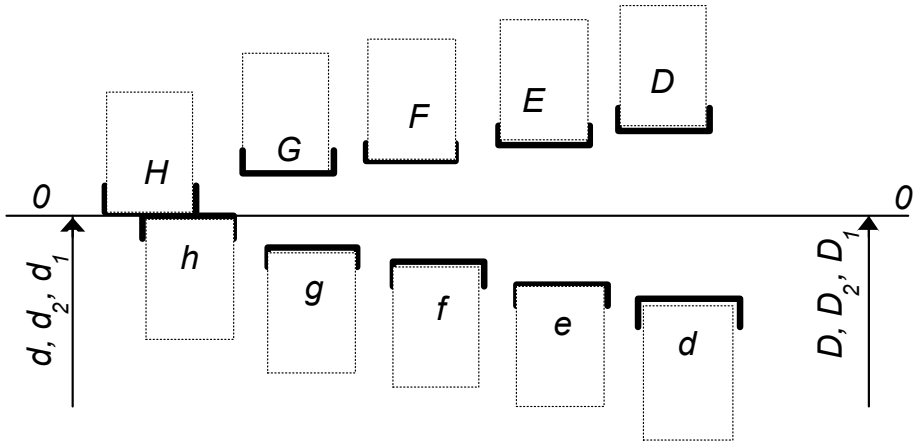


Рисунок 33 – Расположение основных отклонений

Примеры условного обозначения резьбы с указанием поля допуска:

– для внутренней левой резьбы с мелким шагом: *M10×1—6H— LH*

– для наружной резьбы с крупным шагом: *M10—6g* или *M10×1,5— 6g*

Отсутствие обозначения поля допуска резьбы означает, что назначен «средний» класс точности и, как следствие, следующие поля допусков:

для наружной резьбы:

– *6h* – для резьбы диаметром до 1,4 мм включительно;

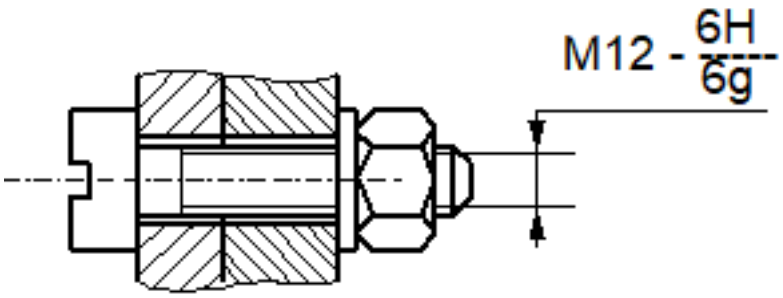
– *6g* – для резьбы диаметром 1,6 мм и более;

для внутренней резьбы:

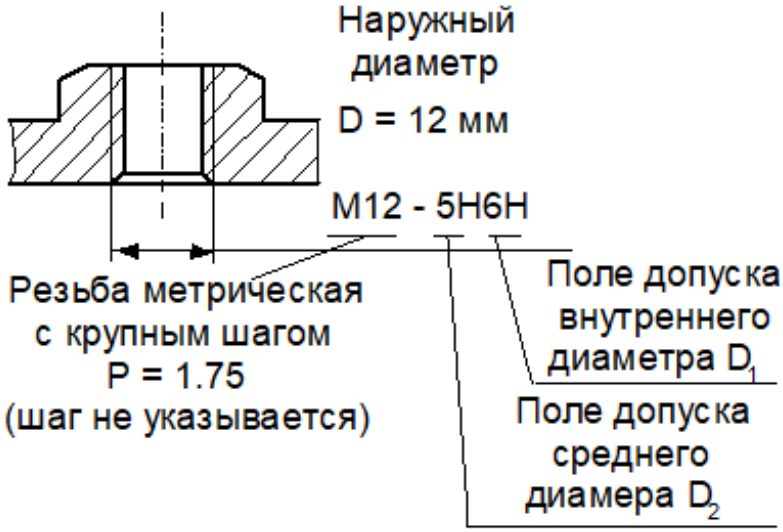
– *5H* – для резьбы диаметром до 1,4 мм включительно;

– *6H* – для резьбы диаметром 1,6 мм и более [10].

Пример обозначения посадки метрической резьбы приведен на рисунке 34.



а)



б)

Рисунок 34 – Примеры обозначение резьб на чертеже

Резьбовые соединения условно делятся на три группы по их назначению, которые приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Рекомендуемые допуска и посадки резьбовых соединений

Деталь	Класс точности	Поле допуска при длине свинчивания		
		S - короткая	N - нормальная	L - длинная
Наружная резьба (болт)	Точный	-	4h 4g	-
	Средний	5h6h 5g6g	6h 6g 6f 6e 6d	7g6g
	Грубый	-	8g	-
Внутренняя резьба (гайка)	Точный	4H	4H5H 5H	6H
	Средний	5H	6H 6G	7H
	Грубый	-	7H 7G	8H

Переходные посадки метрических резьб применяются преимущественно в случаях, где происходит соединение стальных шпилек с корпусными деталями механизмов, работа которых происходит при действии на них внешних воздействующих факторов, например вибраций и перепадов температур. Данная посадка реализуется по среднему диаметру, а по наружному и внутреннему диаметрам предполагаются зазоры по ГОСТ 24834-81.

Посадки с натягом метрических резьб применяются в случаях обеспечения прочного неподвижного соединения стальных шпилек с корпусами только за счет упругих деформаций материала без применения дополнительных элементов

заклинивания. Для получения гарантированного натяга нужно устанавливать по среднему диаметру допустимо минимальные допуски.

3.2 Шпоночные и шлицевые соединения

3.2.1 Шпоночные соединения

Чтобы передавать крутящий момент между валами, зубчатыми колесами, шкивами, маховиками, муфтами и другими деталями, применяются шпоночные соединения.

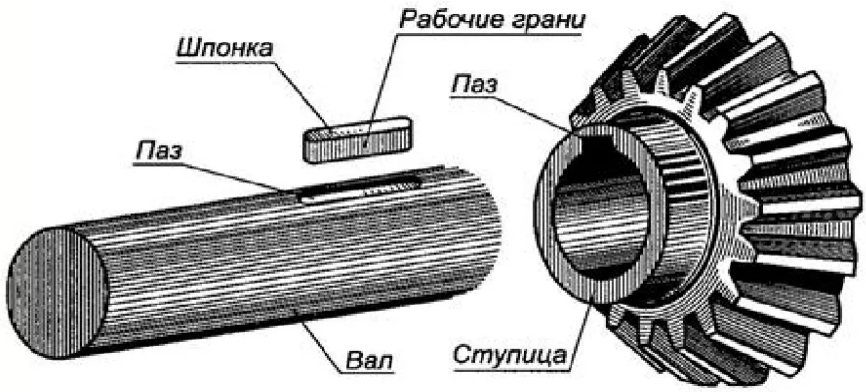
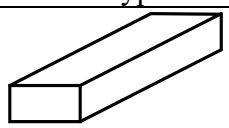
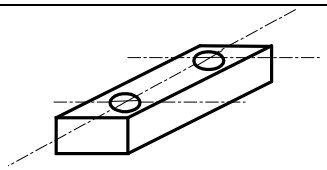
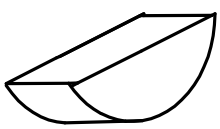


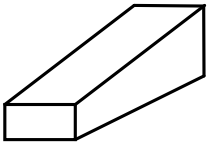
Рисунок 35 – Пример шпоночного соединения

С использованием шпоночных соединений можно обеспечить простую сборку узла или изделия при меньших требованиях к точности деталей.

Основные виды шпоночных соединений приведены в таблице 9.

Таблица 9 – Основные типы шпонок

Наименование	Фигура	Применение	Стандарт
Шпонка призматическая со скругленными или плоскими торцами		Для ненапряженного соединения вала с деталью, сидящей на нем	ГОСТ 23360-78
Шпонка призматическая направляющая с креплением на валу		Для деталей, перемещающихся вдоль вала	ГОСТ 8790-79
Шпонка сегментная		Для ненапряженного соединения вала с деталью, сидящей на нем	ГОСТ 24071-97

Наименование	Фигура	Применение	Стандарт
Шпонка клиновая врезная со скругленными или плоскими торцами		Для напряженного соединения вала с деталью, сидящей на нем	ГОСТ 24068-80

Нормирование размеров может быть по:

– ширине шпонки (*b*). Это основной нормируемый параметр. Посадка осуществляется одновременно по пазу вала и пазу втулки;

– высоте (*h*). Как правило, это посадка с зазором, нормируется только допуск высоты самой шпонки;

– длине (*L*). Посадка с зазором, чтобы избежать осевого защемления.

Наибольшее применение получила шпонка призматическая со скругленными или плоскими торцами

В таблице 10 приведены вырезки стандартных размеров шпоночных соединений из ГОСТ 23360-78.

Таблица 10 – Размеры шпоночных соединений

Диаметр вала, d, мм	Номинальный размер шпонки, b*h, мм	Глубина паза на валу, мм	Глубина паза на втулке, мм
6-8	2*2	1.2	1.0
8-10	3*3	2.0	1.4
10-12	4*4	2.5	1.8
12-17	5*5	3.0	2.3
17-22	6*6	3.5	2.8
22-30	7*7	4.0	3.3
22-30	8*7	4.0	3.3
30-38	10*8	5.0	3.3
38-44	12*8	5.0	3.3
44-50	14*9	5.5	3.8
50-58	16*10	6.0	4.3
58-65	18*11	7.0	4.4

В таблице 11 приведены рекомендуемые поля допусков для шпонок.

Таблица 11 – Рекомендуемые поля допусков для шпонок

Элемент соединения	Поле допусков размера b при соединении		
	свободном	нормальном	плотном
Ширина шпонки	h9	h9	H9
Ширина паза на валу	H9	N9	h9
Ширина паза на втулке	D10	Js9	h9

Примеры полей допусков шпонок:

– поле допуска *H9* – для пазов валов в свободных соединениях, обеспечивает гарантированный зазор со шпонкой. Используется при затруднённой сборке, когда требуется возможность свободного перемещения деталей, а также в соединениях с небольшими нагрузками и низкими требованиями к точности центрирования;

– поле допуска *N9* – для нормальных соединений, создаёт переходную посадку со шпонкой. Обеспечивает оптимальное сочетание надёжности фиксации и относительной простоты сборки;

– поле допуска *P9* – для плотных соединений, обеспечивает переходную посадку с возможными натягом (важно, чтобы натяг был небольшим). Такие соединения применяются при больших нагрузках и когда требуется исключить любое перемещение шпонки в процессе эксплуатации;

– поле допуска *Js9* – симметричное относительно номинального размера, применяется для пазов втулок в нормальных соединениях. Симметричность поля обеспечивает одинаковую вероятность получения как зазоров, так и натягов при сборке, что способствует лучшему центрированию деталей;

– поле допуска *D10* – используется для паза втулки, выбор конкретного поля зависит от требуемого характера посадки.

При выборе посадки для шпоночного соединения необходимо учитывать материалы сопрягаемых деталей. Если втулка изготовлена из мягкого материала, например, алюминиевого сплава или пластмассы, тогда рекомендуется применение более свободных посадок во избежание деформации материала при сборке. Для высокопрочных материалов, наоборот, можно применять более плотные посадки.

Шпонка призматическая направляющая с креплением на валу применяется при больших диаметрах вала (от 22 мм). Стандартом ГОСТ 8790-79 устанавливаются поля допусков на размер *b*.

Для грубых соединений, с возможностью осевого смещения соединяемых деталей, применяются клиновые шпонки.

Использование сегментных шпонок в соединениях допускается только для неподвижных деталей. Непосредственно соединения могут быть нормальными и плотными, а поля допусков на них совпадают с призматическими шпонками.

В производстве размеры и правильность расположения шпонок контролируются с помощью специальных калибров:

– ширина пазов вала и втулки контролируется предельными пластинами;

– глубина паза втулки контролируется предельными пластинами или пробками со ступенчатой шпонкой

– глубина паза вала контролируется плоскими калибрами или кольцами со стержнем

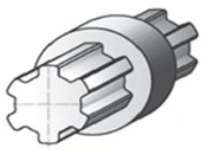
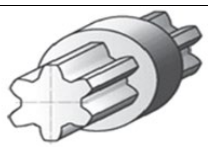
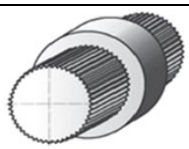
– симметричность пазов относительно оси контролируется комплексными калибрами: втулок – пробкой со шпонкой, валов – накладной призмой со стержнем.

3.2.2 Шлицевые соединения

Основной недостаток шпоночных соединений – невозможность работы при больших крутящих моментах. Это обусловлено возможностью деформации или разрушения шпонки, смещения пазов и образования концентрации напряжений. В условиях высоких нагрузок более эффективными являются шлицевые соединения. Они обеспечивают передачу больших моментов, высокую соосность вала и втулки, а также равномерное распределение давления по всей высоте профиля шлица.

Шлицевые соединения представляют собой соединения, у которых вал является одним целым с несколькими шпонками, равномерно размещенными по его окружности. Основные виды шлицевых соединений приведены в таблице 12.

Таблица 12 – Виды шлицевых соединений

Наименование профиля	Фигура	Применение	Стандарт
Прямобочные		Для ненапряженного соединения вала с деталью, сидящей на нем	ГОСТ 1139-80
Эвольвентные		Для передачи больших крутящих моментов	ГОСТ 6033-80
Треугольные		Для тонкостенных втулок	Отраслевые стандарты

Наибольшую применяемость получили соединения с прямобочным профилем.

Основные параметры:

– число зубьев z;
– наружный D и внутренний d диаметры;
– ширина шлица b (зуба или паза) при четном числе зубьев.

Стандартом ГОСТ 1139-80 устанавливаются три вида серии в зависимости от передаваемого крутящего момента: легкая, средняя и тяжелая.

Точность, достигаемая в шлицевых соединениях, напрямую зависит от того, насколько точно соблюдается необходимая соосность между центрирующими поверхностями вала и втулки. В зависимости от эксплуатационных требований и технологических нюансов изготовления центрирование может выполняться по одному из трех основных конструктивных элементов:

– по наружному диаметру D

Этот вариант чаще всего используется для неподвижных и подвижных узлов, которые работают на небольших крутящих моментах. Он оптимален в ситуациях, где критически важными является соблюдение требуемой соосности элементов соединения и отсутствие термической закалки втулки. Технологическая простота и низкая себестоимость обработки делают этот способ массовым и удобным в производстве.

– по внутреннему диаметру d

В данном случае метод применяется преимущественно в подвижных конструкциях, когда вал прошел термообработку и обладает высокой твердостью, что делает шлифовку его наружной поверхности технически сложной. В таких случаях обработка ведется по внутреннему диаметру. Также данный метод применим в случае, если ступица оснащена некалиброванными шлицами.

– по боковым сторонам шлицев b.

Данный метод применяется при тяжелых условиях работы: передаче значительных крутящих моментов, действии знакопеременных нагрузок или частых реверсивных движениях. За счет контакта по боковым поверхностям удается добиться равномерного распределения усилия между всеми шлицами. Однако у метода есть недостаток – невозможность обеспечения точного совпадения осей вала и втулки. Именно потеря соосности, несмотря на экономичность и простоту реализации, ограничивает широкую применимость на практике.

При разных способах центрирования посадочными поверхностями будут D и b, или d и b, или только b.

В приложении к стандарту приведено более 90 рекомендуемых посадок для различных способов центрирования

Обозначение шлицевых соединений, втулок и валов должно содержать букву обозначения поверхности центрирования, число зубьев и номинальные размеры d, D и b с обозначениями посадок / полей допусков после соответствующих размеров.

Пример обозначения шлицевого соединения: число зубьев $z = 10$, внутренний диаметр d = 46 мм, наружный диаметр D = 56 мм, ширина шлица b = 7 мм, центрирование по внутреннему диаметру d. Посадка по центрирующему диаметру H7/e8, а по размеру b – D9/f8 [11]. Обозначение указанного шлицевого соединения имеет следующий вид:

d – 10 x 46H7/e8 x 56H12/a11 x 7D9/f8.

Контроль элементов шлицевых соединений осуществляется с помощью поэлементных непроходных и комплексных проходных калибров.

Поэлементные непроходные калибры проверяют параметры *d, D* и *b* на то, чтобы их значения не выходили за предел минимума материала.

Комплексные калибры используются для проверки взаимного расположения поверхностей шлицевых деталей, их форма повторяет сопрягаемые детали (втулка проверяется калибром-пробкой, вал – калибром-кольцом).

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем являются более технологичными при изготовлении, обладают большей прочностью и способны передавать большие крутящие моменты вместе с тем обеспечивая лучшее центрирование.

3.3 Подшипники качения

Подшипники качения (или же просто подшипники), наряду с резьбовыми соединениями, являются одними из самых распространенных к применению в различных отраслях промышленности. Являясь некоторой опорой для подвижных элементов соединения, подшипники могут нести существенные нагрузки, в том числе динамического характера, снижая при этом нагрузку на само соединение.

Подшипники качения регламентируются собственным стандартом ГОСТ 520-2011.

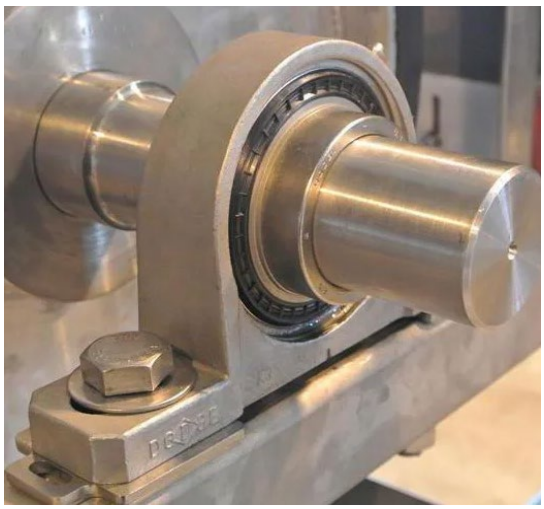


Рисунок 36 – Пример соединения вала с отверстием
с использованием подшипника

Виды подшипников качения:

- Шариковые подшипники качения:
  - шариковые радиальные (рисунок 37, а);
  - шариковые радиальные самоустанавливающиеся (сферические);
  - шариковые радиально-упорные (рисунок 37, б);
  - шариковые упорные;
  - шариковые радиальные для корпусных узлов.
- Роликовые подшипники качения с цилиндрическими роликами:
  - роликовые радиальные (рисунок 37, в);
  - роликовые упорные.
- Роликовые подшипники качения с коническими роликами:
  - роликовые радиально-упорные (конические) (рисунок 37, г);
  - роликовые упорные (конические).
- Роликовые подшипники качения со сферическими роликами:
  - роликовые радиальные самоустанавливающиеся (сферические) (рисунок 37, д);
  - роликовые упорные самоустанавливающиеся (сферические).
- Роликовые подшипники качения с игольчатыми роликами:
  - игольчатые радиальные (рисунок 37, е);
  - игольчатые упорные;
  - игольчатые комбинированные.
- Другие подшипники качения:
  - роликовые радиальные тороидальные подшипники;
  - роликовые радиальные подшипники с витыми роликами;
  - шариковые и роликовые опорные ролики;
  - комбинированные подшипники;
  - опорно-поворотные устройства [8].



а) б) в)



г) д) е)

Рисунок 37 – Виды подшипников: а) шариковый радиальный; б) шариковый радиально-упорный; в) роликовый радиально-упорный с цилиндрическими подшипниками; г) роликовый радиально-упорный (конический); д) роликовый радиальный самоустанавливающийся (сферический); е) игольчатый радиальный

Присоединительным размером в подшипниках качения являются диаметр *d* отверстия внутреннего кольца (диаметр отверстия подшипника) и диаметр *D* наружного кольца (наружный диаметр подшипника).

По присоединительным поверхностям подшипники обладают полной внешней взаимозаменяемостью и неполной между кольцами и телами качения.

В зависимости от допустимых предельных отклонений размеров и допусков формы, взаимного положения поверхностей подшипников, точности вращения установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

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

– 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников;

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

– грубый, 8, 7.

На рисунке 38 приведен пример обозначения соединения деталей с использованием подшипника на чертеже. Независимо от класса точности верхнее отклонение для наружного и внутреннего колец подшипника равно нулю, в противоположное назначается с отрицательным знаком. Аналогично гладким цилиндрическим соединениям обозначение для отверстий производится с использованием заглавной буквы (*L*), для валов – с использованием прописных (*l*)

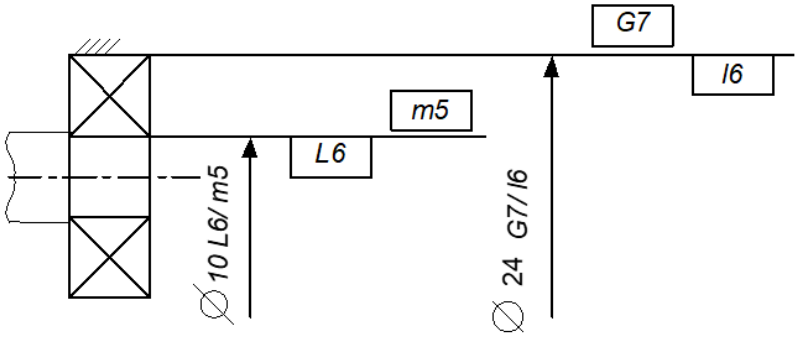


Рисунок 38 – Пример обозначения подшипника на чертеже

Классы точности определяют допуски размеров, формы и взаимного расположения элементов деталей подшипника и посадочных поверхностей, а также допустимые значения точностных параметров [8].

Характер взаимодействия колец подшипника определяется нагрузкой на всю конструкцию. Возможные виды нагрузки приведены на рисунке 39.

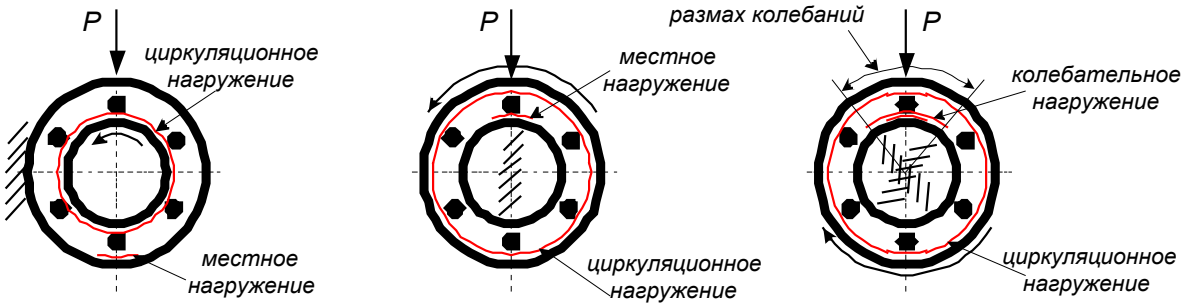


Рисунок 39 – Виды нагружения подшипников

При циркуляционном нагружении подшипник воспринимает нагрузку равномерно всей окружностью. При этом кольцо подшипника рекомендуется жестко фиксировать для избежания прокручивания. С этой целью назначаются посадки с гарантированным натягом.

При местном нагружении подшипник принимает нагрузку определенным участком. Кольцо не вращается относительно вектора нагрузки [3]. Оно либо неподвижно, либо вращается вместе с нагрузкой. Кольцо должно иметь возможность периодически проворачиваться. Для этого выбирают посадки с небольшим зазором. Это позволяет менять зону контакта, делая износ более равномерным и увеличивая ресурс подшипника. Иначе на дорожке качения быстро появится выработка (раковина).

При колебательном нагружении на подшипник действует и колебательное и циркуляционное нагружение. Это промежуточный случай, требующий переходных посадок, которые обеспечивают плотное, но не неподвижное соединение.

В зависимости от рабочей температуры, интенсивности нагружения подшипников, степени защиты от внешних воздействующих факторов,

продолжительности непрерывной работы и прочих условий различают три режима работы: легкий, нормальный и тяжелый. При тяжелом режиме работы применяют подшипники по посадкам с большим натягом.

Рекомендуемые посадки подшипников качения приведены в таблице 13 и на рисунке 40.

Таблица 13 – Рекомендуемые посадки для подшипников

Вид кольца	Вид нагружения	Рекомендуемые посадки
Внутреннее кольцо	Циркуляционное	$\frac{L0}{n6}, \frac{L0}{m6}, \boxed{\frac{L0}{k6}}, \boxed{\frac{L0}{js6}}, \frac{L6}{n6}, \frac{L6}{m6}, \frac{L6}{k6}, \frac{L6}{js6}$
	Местное	$\frac{L0}{js6}, \frac{L0}{k6}, \frac{L0}{g6}, \frac{L0}{f6}, \frac{L6}{js6}, \frac{L6}{k6}, \frac{L6}{g6}, \frac{L6}{f6}$
	Колебательное	$\frac{L0}{js6}, \frac{L6}{js6}$
Наружное кольцо, посадка в корпус	Циркуляционное	$\frac{N7}{l0}, \frac{M7}{l0}, \frac{K7}{l0}, \frac{P7}{l0}, \frac{N7}{l6}, \frac{M7}{l6}, \frac{K7}{l6}, \frac{P7}{l6}$
	Местное	$\boxed{\frac{H7}{l0}}, \boxed{\frac{H7}{l6}}$
	Колебательное	$\frac{Js7}{l0}, \frac{Js7}{l6}$

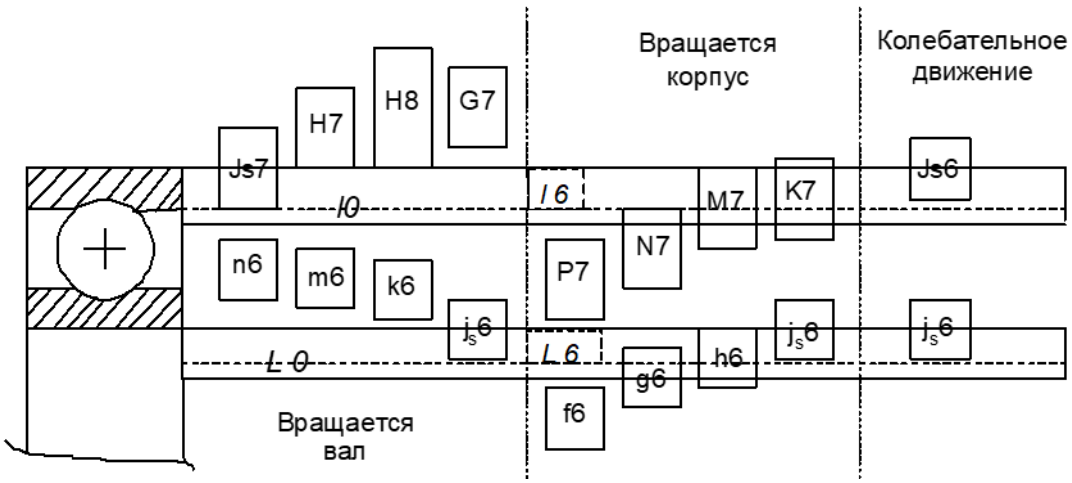


Рисунок 40 – Рекомендуемые посадки подшипников

В итоге алгоритм выбора посадок будет выглядеть следующим образом:

1. Определение условий работы и стандартов. Провести анализ наличия вибраций, частоты вращения кольца, температурного режима и прочих факторов.

2. Определение вида нагружения каждого кольца. Это самый важный шаг, так как он диктует принципиальный тип посадки (с зазором или с натягом). Необходимо проанализировать, вращается ли кольцо относительно вектора действующей на него радиальной нагрузки.

3. Выбор класса точности подшипника и квалитета сопрягаемых деталей. Класс точности подшипника выбирается исходя из требований к точности вращения и условиям работы механизма. Чем выше класс, тем меньше биения и выше допустимая скорость.

4. Выбор полей допусков для вала и корпуса. На этом этапе, зная вид нагружения и класс точности, по таблицам стандарта (ГОСТ 3325-85) назначаются конкретные поля допусков.

5. Проверка и корректировка по радиальному зазору. Необходимо убедиться, что выбранная посадка не приведет к недопустимому уменьшению радиального зазора в подшипнике после установки. Натяг от посадки сжимает внутреннее кольцо (или расширяет наружное), что уменьшает зазор между телами качения и дорожками. Если зазор станет нулевым или отрицательным (натяг в самом подшипнике), это вызовет перегрев и/или заклинивание.

3.4 Зубчатые передачи

Зубчатая передача – это механизм для преобразования движения, передачи крутящего момента и усилия от одного вала к другому с помощью зубчатых колёс.

Главное преимущество зубчатых передач перед ременными или цепными – это строгое постоянство передаточного отношения, а как следствие, отсутствие проскальзывания, высокая надежность, компактность и способность передавать большие мощности. К недостаткам относятся высокие требования к точности изготовления и шум при работе.

Существует множество видов зубчатых передач, которые классифицируются по различным признакам. В приборостроении и машиностроении самыми распространенными являются следующие виды:

3.4.1 Цилиндрические зубчатые передачи

Колеса имеют форму цилиндра и работают на параллельных валах. В зависимости от формы зуба на цилиндрической поверхности они подразделяются на:

- прямозубые: зубья расположены параллельно оси колеса;
- косозубые: зубья расположены под углом к оси;
- шевронные: форма зуба – V-образная.

3.4.2 Конические зубчатые передачи

Колеса имеют форму цилиндра и работают на параллельных валах. В зависимости от формы зуба на цилиндрической поверхности они подразделяются на:

– прямозубые конические: зубья расположены параллельно оси колеса;
– круговые (спиральные) конические: зубья расположены под углом к оси;
– шевронные: форма зуба – V-образная.

3.4.3 Червячные передачи

Состоят из винта (червяка) и червячного колеса. Оси валов скрещиваются, обычно под прямым углом

3.4.4 Реечные передачи

Состоят из винта (червяка) и червячного колеса. Оси валов скрещиваются, обычно под прямым углом.

Основные параметры цилиндрического зубчатого колеса:

– m – модуль зацепления (мм);
– z – число зубьев;
– d – диаметр делительной окружности (воображаемая окружность, по которой происходит качение колес без скольжения). Рассчитывается по формуле:

$$d = mz;$$

– p – шаг зубьев (расстояние между соседними одноименными точками профиля зубьев по делительной окружности):

$$p = \pi m;$$

– h – высота зуба;
– d_a – диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2m;$$

– d_p – диаметр впадин зубьев:

$$d_p = d - 2{,}5m.$$

В зависимости от назначения зубчатых передач к ним назначаются разные требования эксплуатации.

3.4.5 Отсчетные передачи

Это наиболее точная группа механизмов. Их задача – не передать усилие, а точно согласовать положение звеньев. Применяются в измерительных приборах, делительных головках станков, механизмах приборов управления, счетно-решающих устройствах, приводах подач станков с ЧПУ. Главное требование – кинематическая точность. Это означает, что ведомый вал должен поворачиваться строго на расчетный угол при каждом обороте ведущего. Как правило, эти передачи имеют малые модули зубьев, работают при незначительных нагрузках и малых скоростях вращения.

3.4.6 Скоростные передачи

Скоростные передачи работают на высоких оборотах и передают значительную мощность. Их главные недостатки – шум, вибрация и нагрев. Главное требование – плавность работы, это означает отсутствие циклических погрешностей, возникающих при каждом входе зубьев в зацепление. Передачи применяются в редукторах паровых и газовых турбин (в том числе судовых),

коробках передач двигателей турбовинтовых самолетов, высокооборотных приводов центрифуг и компрессоров [7]. Работают на высоких частотах вращения при значительных нагрузках, имеют средние и большие модули зубьев.

3.4.7 Силовые передачи

Данные передачи работают на низких оборотах, но передают большие крутящие моменты. Их задача – выдержать нагрузку и не сломаться. Главное требование – полнота контакта зубьев. Под нагрузкой зубья должны прилегать друг к другу по всей длине и высоте (иметь максимальное пятно контакта). Это необходимо для того, чтобы снизить удельное давление и предотвратить выкрашивание или поломку зубьев. Применяются в шестеренных клетях прокатных станов, приводах экскаваторов, шаровых мельницах, подъемно-транспортных механизмах, тяжелых редукторах.

Во всех зубчатых передачах обязательным требованием является наличие гарантированного бокового зазора между профилями зубьев, не участвующих в передаче нагрузки. Это необходимо для компенсации теплового расширения материалов, обеспечения нормальных условий эксплуатации и предотвращения заклинивания передачи.

В первой части таблицы, после основных данных о колесе, указываются степени точности по четырем нормам: кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и величине бокового зазора.

Стандартами определено двенадцать степеней точности зубчатых колес и передач (в порядке убывания точности: 1, 2, …, 12) [8].

Каждая из групп норм задается отдельно и может комбинироваться с другими с учетом ограничений, приведенных в стандартах. Числовые значения соответствующих параметров регламентируется.

3.4.8 Нормы кинематической точности

Нормы кинематической точности регулируют полную погрешность угла поворота зубчатого колеса за один оборот. Простыми словами, если ведущее колесо повернулось строго на 360°, ведомое должно повернуться на строго расчетное число зубьев. Нормы кинематической точности следят за тем, чтобы отклонение от этого расчетного угла было минимальным.

Основные показатели:

– накопленная погрешность шага – самая большая разность между теоретическим и действительным положением зуба за оборот;

– радиальное биение зубчатого венца – показывает, насколько «уходит» центр колеса относительно оси вращения из-за эксцентриситета;

– колебание меры по общей нормали – изменение расстояния между противоположными боковыми поверхностями зубьев.

Кинематическую точность зубчатых колес разных степеней точности характеризуют комплексные показатели, приведенные в таблице 14.

Таблица 14 – Комплексные показатели зубчатых колес

Показатель точности	Название	Обозначение допуска	Применяется для степеней точности
F'_{i0r}	Наибольшая кинематическая погрешность передачи	F'_{i0}	3–8
F'_{ir}	Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса	F'_{i}	3–8
F_{pr}	Накопленная погрешность шага по зубчатому колесу	F_{p}	3–8
F_{pkr}	Накопленная погрешность на k шагах	F_{pk}	3–6
F_{rr}	Радиальное биение зубчатого венца	F_{r}	3–12
F_{vWr}	Колебание длины общей нормали	F_{vW}	3–8
F_{cl}	Погрешность обката	F_{c}	5–8
F''_{ir}	Колебание измерительного межосевого расстояния за 1 оборот колеса	F''_{i}	5–12

3.4.9 Нормы плавности работы

Данный параметр для зубчатых колес определяет их геометрические характеристики, которые при неправильном подборе могут приводить к циклическим ошибкам при движении зубчатого колеса в первую очередь, связанным с точностью изготовления профиля зуба.

Эти нормы регулируют циклические погрешности. Высокая плавность обеспечивает бесшумность и отсутствие вибраций на высоких скоростях.

Нормы плавности зубчатых колес разных степеней точности характеризуют показатели, приведенные в таблице 15.

Таблица 15 – Комплексные показатели, характеризующие плавность работы

Показатель точности	Название	Обозначение допуска	Применяется для степеней точности	Контролируемый объект
f'_{i0r}	Местная кинематическая погрешность в передаче	f'_{i0}	3–8 для передач с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$	Зубчатая передача
f_{zz0r}	Циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче	f_{zz0}	3–8 для передач с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$	Зубчатая передача с $m \geq 1$ мм

f_{zk0r}	Циклическая погрешность в передаче	f_{zk0r}	3–8 для передач с $\varepsilon_\beta \geq [\varepsilon_\beta]$	Зубчатая передача с m≥1 мм
f'_{ir}	Местная кинематическая погрешность	f'_i	3–8 для колес с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$	Зубчатое колесо
f_{zzr}	Циклическая погрешность зубцовой частоты колеса	f_{zz}	3–8 для колес с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$	Зубчатое колесо с m≥1 мм
f_{Pbr}	Отклонение шага зацепления	$\pm f_{Pb}$	3–8 для колес с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$ 9-12 для колес с любым ε_β	Зубчатое колесо с m≥1 мм
			3–12	Зубчатое колесо с m<1
f_{fr}	Погрешность профиля зуба	f_f	3–8 для колес с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$	Зубчатое колесо
f_{Ptr}	Отклонение шага (отклонение углового шага)	$\pm f_{Pt}$	3–6 для колес с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$ 7-12 для колес с любым εβ	Зубчатое колесо с m≥1 мм
			3–5 для колес с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$ 5-12 для колес с любым ε_β	Зубчатое колесо с m<1
f_{zkr}	Циклическая погрешность зубчатого колеса	f_{zk}	3–8 для колес с $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$	Зубчатое колесо с m≥1 мм
f''_{ir}	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f''_i	5–8 для колес с $\varepsilon_\beta \geq [\varepsilon_\beta]$	Зубчатое колесо с m≥1 мм

Местная кинематическая погрешность в передаче f'_{i0r} – это наибольшая разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес передачи [1].

Циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче f_{zz0r} – это циклическая погрешность передачи с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Циклическая погрешность в передаче f_{zk0r} – это удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности передачи.

Местная кинематическая погрешность f'_{ir} – это наибольшая разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота.

Циклическая погрешность зубцовой частоты колеса f_{zzr} – это циклическая погрешность зубчатого колеса при зацеплении с измерительным зубчатым колесом с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Отклонение шага зацепления f_{Pbr} – это разность между действительным и номинальным шагами зацепления. Действительный шаг зацепления – это кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев.

Погрешность профиля зуба f_{fr} – это расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными торцовыми профилями зуба, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль зуба зубчатого колеса.

Отклонение шага (отклонение углового шага) f_{Ptr} – это дискретное значение кинематической погрешности зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг [7].

Циклическая погрешность зубчатого колеса f_{zkr} – это удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса.

Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f''_{ir} – это разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым зубчатым колесом при повороте последнего на один угловой шаг.

Выбор комплекса контролируемых параметров по нормам плавности зависит от соотношения коэффициента осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = (b\sin\beta)/\pi m$ (b – ширина колеса; β – угол наклона зубьев, для прямозубых колес β=0).

Значения коэффициентов осевого перекрытия приведены в таблице 16.

Таблица 16 – Значения коэффициентов осевого перекрытия [ε_β]

Степень точности п нормам контакта	3; 4	5	6	7	8
[ε_β]	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0

3.4.10 Нормы контакта зубьев

Нормы контакта зубьев отражают полноту прилегания боковых поверхностей зубьев под нагрузкой. Чем больше пятно контакта, тем меньше нагрузка на единицу площади, тем выше долговечность передачи.

Показатели, характеризующие нормы контакта зубьев, представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Комплексные показатели, нормы контакта зубьев

Показатель точности	Название	Обозначение допуска	Применяется для степеней точности	Контролируемый объект
–	Суммарное пятно контакта	–	3–11	Зубчатая передача с m≥1 мм
			3–8	Зубчатая передача с m<1
–	Мгновенное пятно контакта	–	3–11	Зубчатая передача с m≥1 мм
f^*_{xr}	Непараллельность осей	f^*_x	3–12	Зубчатая передача
f^*_{yr}	Перекос осей	f^*_y	3–12	Зубчатая передача
$F_{\beta r}$	Погрешность направления зуба	F_β	3–12	Зубчатое колесо при $\varepsilon_\beta < [\varepsilon_\beta]$
F_{kr}	Погрешность формы и расположения	F_k	3–9	Зубчатое колесо с m≥1 мм

Суммарное пятно контакта – это участок на рабочей поверхности зуба (или другой сопряженной детали), который покрывается краской, притертостью или следами износа после вращения собранной передачи в условиях легкого торможения. Оно отображает результат приработки или фактического прилегания сопряженных поверхностей за полный цикл зацепления. Характеризует суммарную погрешность изготовления и сборки передачи.

Мгновенное пятно контакта – это участок фактического прилегания сопряженных поверхностей в данный конкретный момент времени (в фиксированном положении) без проворачивания вала. Показывает контакт под нагрузкой в одной точке зацепления. Отличается от суммарного пятна меньшими размерами и формой, зависящей от упругих деформаций и микрогеометрии поверхности в данный момент.

Непараллельность осей f^*_{xr} – это отклонение от параллельности осей вращения валов (например, в редукторе или при сверлении), определяемое в плоскости, проходящей через эти оси. Численно равна разности расстояний между осями на заданной длине (обычно на длине зуба или ширине детали). Измеряется в линейных величинах (мкм, мм) на метр длины.

Перекос осей f^*_{yr} – это отклонение от параллельности осей, измеренное в плоскости, перпендикулярной к общей плоскости осей (т.е. отклонение от соосности или скрещивание осей, когда оси номинально параллельны, но лежат в разных плоскостях) [6]. Часто определяется как угловая погрешность расположения осей (в угловых минутах или микронах на длине).

Погрешность направления зуба $F_{\beta r}$ – это отклонение реального направления зуба (линии зуба) от номинального (теоретического) на длине зуба или ширине

зубчатого венца. Для прямозубых колес это отклонение от параллельности образующей делительного цилиндра оси колеса; для косозубых — отклонение угла наклона зуба. Влияет на равномерность распределения нагрузки по длине зуба.

Погрешность формы и расположения F_{kr} – это отклонение реальной поверхности (или профиля) от номинальной геометрической формы (например, отклонение от круглости, цилиндричности, плоскостности, профиля продольного сечения) и отклонение реального расположения поверхности (или оси) относительно заданных баз (например, отклонение от параллельности, перпендикулярности, соосности, симметричности, позиционное отклонение) [4].

3.4.11 Влияние точности на шум и долговечность

Плавность работы является основным фактором, влияющим на степень шума.

Основной источник шума – это удары зубьев при входе в зацепление и ошибки шага. Если шаг зубьев разный, ведомый зуб "догоняет" ведущий не плавно, а с ударом. Чем выше скорость, тем сильнее будет удар. Погрешности профиля приводят к тому, что зубья не перекатываются, а проскальзывают с трением, вызывая скрежет и вибрацию.

Долговечность передачи напрямую зависит от точности ее исполнения.

Например, если пятно контакта недопустимо мало, нагрузка приходится не на всю длину зуба, а на его край (кромочный контакт). Это вызывает большие локальные нагрузки, а как следствие – сколы, разрушение зубьев и усталостное выкрашивание.

Также из-за ошибок шага и накопленной погрешности в зацеплении возникают дополнительные динамические силы, которые в разы превышают расчетную нагрузку. Это приводит к усталостному излому зубьев.

А при неправильном контакте и микроударах масляная пленка между зубьями разрывается. Возникает трение металла о металл, перегрев и ускоренный абразивный износ, а затем и заедание (сваривание и вырывание частиц металла).

3.5 Вопросы для самоконтроля

1. Какие есть виды резьб?
2. Какие параметры резьбы могут быть указаны на чертежах?
3. В каких случаях целесообразно использовать резьбу с мелким шагом, а в каких с крупным?
4. Для каких случаев применяются шпонки: а) призматические со скругленными или плоскими торцами; б) призматические с креплением на валу; в) сегментные; г) клиновые врезные со скругленными или плоскими торцами?
5. Как будет свинчиваться резьбовая пара (болт и гайка), если: а) d < D; б) d = D; в) d > D?

6. Как на производстве контролируются размеры и правильность расположения шпонок?

7. Что такое шлицевые соединения? Какие виды шлицевых соединений бывают?

8. Какие существуют классы точности подшипников, в каких ситуациях они применяются и какие параметры определяют?

9. Какое главное преимущество зубчатых передач и какие есть недостатки?

10. С какой целью в зубчатых передачах обязательно делается гарантированный боковой зазор между профилями зубьев, не участвующих в передаче нагрузки?

11. Как точность исполнения зубчатой передачи соотносится с ее долговечностью.

Список литературы

1. Краткий справочник металлиста / А. Е. Древаль [и др.]; под общей редакцией А. Е. Древаля, Е. А. Скороходова. – 4-е издание, переработанное и дополненное. – Москва: Машиностроение, 2005. – 960 с.: ил. – ISBN 5-217-03261-8.
2. Муханин, Л. Г. Основы взаимозаменяемости. Тесты и задачи: учебное пособие / Л. Г. Муханин, Ю. В. Федоров. – Санкт-Петербург: НИУ ИТМО, 2012. – 120 с.
3. Муслина, Г. Р. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник / Г. Р. Муслина, Ю. М. Правиков; под общей редакцией Л. В. Худобина. – Москва: КНОРУС, 2017. – 399 с. – ISBN 978-5-406-04153-6.
4. Акинин, Д. В. Подготовка машиностроительных чертежей: учебное пособие / Д. В. Акинин, К. В. Васильева. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021. – 118 с.
5. Зайцев, Г. Н. Нормирование точности геометрических параметров машин: учебное пособие для студентов высших учебных заведений / Г. Н. Зайцев, С. А. Любомудров, В. К. Федюкин; под редакцией В. К. Федюкина. – Москва: Академия, 2008. – 362 с. – (Высшее профессиональное образование. Машиностроение). – ISBN 978-5-7695-3749-3.
6. Червяков, В. М. Метрология, стандартизация и сертификация: конспект лекций для бакалавров дневного, заочного отделений, обучающихся по направлениям 15.03.01, 15.03.05, 20.03.01 / В. М. Червяков, А. О. Пилягина, П. А. Галкин. — Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, 2015. — 112 с. — ISBN 978-5-8265-1426-9. // Электронный ресурс — URL: https://profspo.ru/books/64114 (дата обращения: 15.02.2026).
7. Собачкин, В. В. Взаимозаменяемость, стандартизация в технологических процессах машиностроения : учебное пособие / В. В. Собачкин, А. В. Собачкин, В. И. Яковлев. – Барнаул: Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова, 2002. – 63 с.
8. Взаимозаменяемость и нормирование точности: курс лекций по дисциплине / Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная геодезическая академия», Кафедра специальных устройств и технологий. – Новосибирск: СГГА. 92 с. // Электронный ресурс: — URL: https://lib.sgugit.ru (дата обращения: 22.02.2026).
9. Слесарчук, В. А. Нормирование точности и технические измерения: учебное пособие / В. А. Слесарчук. – 2-е издание, исправленное. – Минск: РИПО, 2016. – 226 с. – ISBN 978-985-503-551-1. // Электронный ресурс: — URL: https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=463684 (дата обращения: 17.02.2026).

10. Аристов, А. И. Метрология, стандартизация, сертификация / А. И. Аристов, В. М. Приходько, И. Д. Сергеев. – Москва: Инфра-М, 2019. – 256 с. – ISBN 978-5-16-013964-7. // Электронный ресурс: — URL: https://www.ibooks.ru/bookshelf/360822/reading (дата обращения: 26.02.2026).

11. Мерзликина, Н. В. Взаимозаменяемость и нормирование точности: учебное пособие / Н. В. Мерзликина, В. С. Секацкий, В. А. Титов. – Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2011. – 192 с. – ISBN 978-5-7638-2051-5. // Электронный ресурс: — URL: https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=229148 (дата обращения: 10.02.2026).

Кинжагулов Игорь Юрьевич
Ильинский Александр Вячеславович
Колганов Олег Александрович
Малый Валерий Валерьевич
Перетрухина Дарья Дмитриевна

Основы конструирования деталей приборов с учетом требований взаимозаменяемости

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции
Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО
Зав. РИО Н.Ф. Гусарова
Подписано к печати
Заказ №
Тираж
Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49, литер А