



Уральский
федеральный
университет

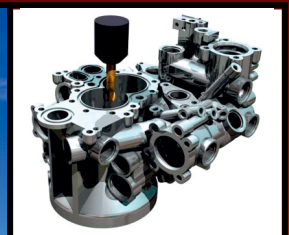
имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

Институт
материаловедения
и металлургии

Н. К. КАЗАНЦЕВА

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ

Учебное пособие



Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Н. К. Казанцева

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом УрФУ
для студентов, обучающихся по направлению подготовки
221700 — Стандартизация и метрология

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2015

УДК 62-18(075.8)
ББК 34.416/417я43
К14

Рецензенты:
кафедра «Технология металлов» Уральского государственного лесотехнического университета (зав. кафедрой — д-р техн. наук, проф. *Б. А. Потехин*);
канд. техн. наук, ст. науч. сотр. УрО РАН *Т. А. Трунина*
Научный редактор — канд. техн. наук, проф. *В. В. Шимов*

Казанцева, Н. К.
К14 **Взаимозаменяемость и нормирование точности: учебное пособие /**
Н. К. Казанцева. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2015. — 176 с.
ISBN 978-5-7996-1448-5

Излагаются основные сведения по вопросам взаимозаменяемости и нормирования точности для гладких цилиндрических поверхностей, подшипников качения, зубчатых колес и передач. Пособие содержит теоретические и справочные материалы.

Библиогр.: 13 назв. Табл. 69. Рис. 48. Прил. 3.

УДК 62-18(075.8)
ББК 34.416/417я43

Учебное издание

Казанцева Надежда Константиновна

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ

Подписано в печать 22.04.2015. Формат 60×84 1/16. Плоская печать.
Усл. печ. л. 10,23. Уч.-изд. л. 10,5. Тираж 110 экз. Заказ № 120.

Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8 (343) 350-56-64, 350-90-13
Факс: 8 (343) 358-93-06
E-mail: press-urfu@mail.ru

ISBN 978-5-7996-1448-5 © Уральский федеральный университет, 2015

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие предназначено для обеспечения студентов теоретическими и справочными материалами в процессе практических занятий, а также для выполнения домашних и контрольных работ, предусмотренных учебной программой дисциплины «Взаимозаменяемость и нормирование точности».

Пособие содержит теоретический и актуальный справочный материал по следующим темам:

- взаимозаменяемость гладких цилиндрических поверхностей;
- нормирование точности для подшипников качения;
- размерные цепи;
- определение допусков для зубчатых колес и передач.

В пособии представлены извлечения из нормативных документов, действующих на территории Российской Федерации, индивидуальные задания по различным темам, а также примеры выполнения этих заданий.

ВВЕДЕНИЕ

В каждом цивилизованном обществе повышение качества вновь выпускаемой продукции — главная задача производства.

Качество продукции — это совокупность свойств и показателей, определяющих пригодность изделий для удовлетворения определенных потребностей в соответствии с назначением изделия. Качество продукции зависит от технического уровня производства и связанных с ним отраслей и определяется большим числом факторов.

Для оценки качества машин, агрегатов и другой продукции необходима четкая система показателей и методов их определения.

Качество как сложное свойство по своей сущности определяется совокупностью простых свойств объекта. Наиболее универсальной градацией таких свойств является градация свойств продукции по следующим требованиям: назначения, безопасности, надежности, экологичности, эргономичности, ресурсосбережения, технологичности, эстетичности, экономичности. И соответственно для каждого вида требований реально установить количественные характеристики одного или нескольких свойств — показателей качества продукции.

В настоящее время используют следующие группы показателей качества любых видов продукции:

- показатели назначения характеризуют полезный эффект от использования продукции и обуславливают диапазон ее применимости (например, объем двигателя или расход топлива на 100 км пробега у автомобиля);

- показатели надежности характеризуют способность продукции к сохранению работоспособности при соблюдении определенных условий эксплуатации и технического обслуживания, выражают свойства безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости (например, вероятность безотказной работы или срок службы изделия);

- показатели технологичности связаны с совершенством конструктивно-технологических решений продукции, обуславливаю-

щих высокую производительность труда при изготовлении, ремонте и техническом обслуживании. К основным показателям технологичности можно отнести трудоемкость изготовления и технологическую себестоимость;

- эргономические показатели характеризуют приспособленность продукции к антропометрическим, физиологическим, психофизическим и психологическим свойствам потребителя, проявляющимся в системе «человек—изделие—окружающая среда» (например, показатель соответствия технического средства размерам тела человека или показатель соответствия технического средства возможностям органов зрения человека и др.);

- эстетические показатели связаны со способностью изделия к выражению красоты в предметно-чувственной форме и отражают свойства гармоничности, оригинальности, информационной выразительности, совершенство внешнего вида (например, показатель четкости выполнения фирменных знаков, указателей, упаковки или показатель тщательности покрытий и отделки);

- показатели стандартизации характеризуют соответствие продукции стандартам (например, насыщенность стандартизованными унифицированными составными частями, коэффициент применимости по типоразмерам или коэффициент повторяемости);

- патентно-правовые показатели характеризуют наличие новых решений, степень защиты авторскими свидетельствами и патентами, возможность реализации технического средства за рубежом (например, показатель патентной чистоты или показатель патентной защиты);

- экономические показатели отражают затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию продукции (например, себестоимость продукции, цена продукции или приведенные затраты на единицу продукции);

- показатели безопасности характеризуют особенности продукции, связанные с обеспечением безопасных условий ее применения (например, вероятность возникновения аварийной ситуации или время срабатывания защитных устройств);

- показатели транспортабельности характеризуют приспособленность продукции к перемещению в пространстве с помощью различных видов транспорта. К показателям транспортабельности относятся, в частности, допустимая температура и допустимая влажность при транспортировании.

Гарантией достижения качества продукции, а в конечном итоге гарантией успешного использования любой продукции по назначению

является обоснованное назначение точности размеров деталей, узлов и агрегатов, образующих готовую продукцию. Заданная точность на все составляющие узлы и детали сложного технического объекта обеспечивает взаимозаменяемость отдельных узлов и деталей, гарантирует техническое обслуживание объекта и в конечном итоге долговременную и безотказную эксплуатацию объекта, другими словами — обеспечивает «качество объекта».



1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Точность и взаимозаменяемость

Точность — это степень соответствия изготовленных изделий заранее установленным параметрам, задаваемым чертежом, техническими условиями и стандартами. Точность определяет такие показатели качества, как показатели назначения, показатели надежности, показатели технологичности и др. Нормирование точности изготовления обеспечивает взаимозаменяемость деталей узлов и агрегатов.

Взаимозаменяемость — свойство деталей и сборочных единиц изделий, независимо изготовленных с заданной точностью, обеспечивать возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) сопрягаемых деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц — в изделия при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла, агрегата и конструкции в целом. Указанные свойства изделий возникают в результате осуществления научно-технических мероприятий, объединяемых понятием «принцип взаимозаменяемости».

Принцип взаимозаменяемости — это комплекс научно-технических исходных положений, выполнение которых при конструировании, производстве и эксплуатации обеспечивает взаимозаменяемость деталей, сборочных единиц и изделий (рис. 1.1).

Различают полную, неполную, внешнюю и внутреннюю взаимозаменяемость.

Полная взаимозаменяемость обеспечивается при выполнении геометрических, электрических и других параметров деталей с точностью, позволяющей производить сборку любых сопрягаемых деталей и составных частей без какой бы то ни было дополнительной их обработки, подбора и регулирования и получать изделие требуемого качества.

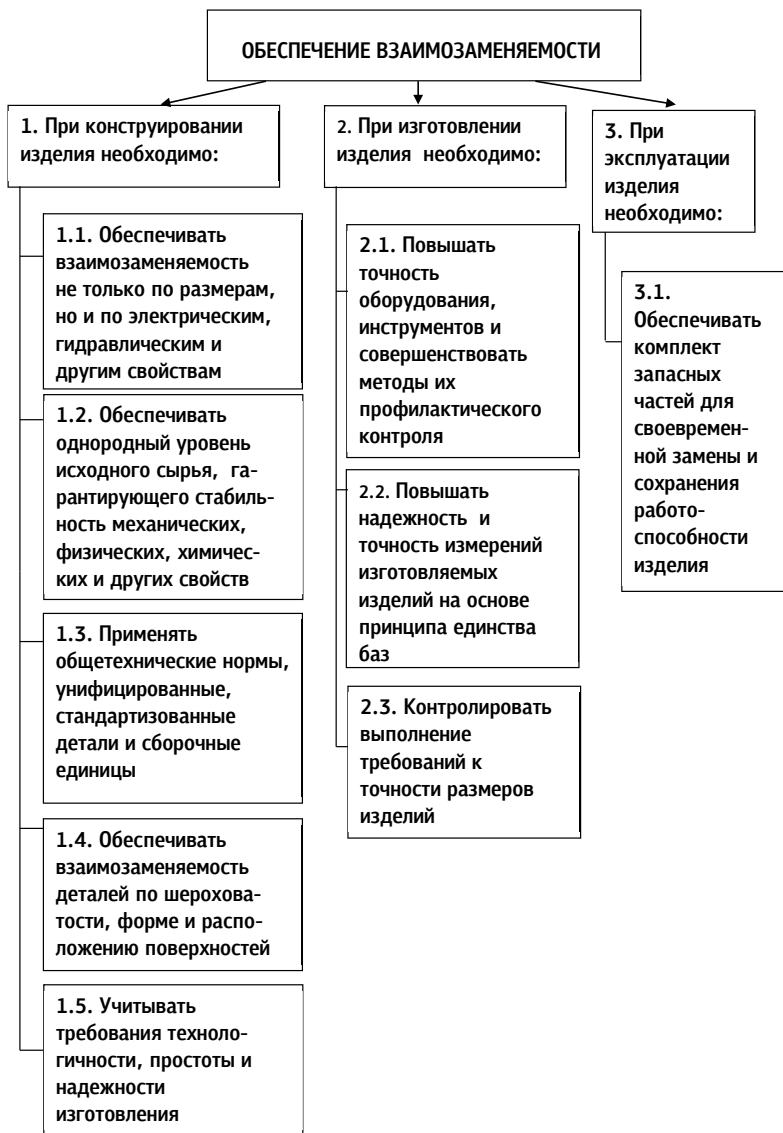


Рис. 1.1. Комплекс научно-технических положений для обеспечения взаимозаменяемости

Достоинства полной взаимозаменяемости:

- упрощение процесса сборки (сборка сводится к простому соединению деталей рабочими преимущественно невысокой квалификации);
- возможность точно нормировать процесс сборки во времени и применять поточный метод сборки;
- создание условий для автоматизации процесса сборки;
- упрощение ремонта изделий.

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей, изготовленных с допусками не выше 6-го качества и состоящих из небольшого количества деталей.

Неполная взаимозаменяемость может осуществляться по отдельным геометрическим или другим параметрам, при этом допускается групповой подбор деталей (селективная сборка), применение компенсаторов, регулировка положений элементов, пригонка и другие дополнительные операции.

Внешняя взаимозаменяемость — это взаимозаменяемость покупных изделий и сборочных единиц по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей. Например, в подшипниках качения внешнюю взаимозаменяемость обеспечивают по диаметрам наружного и внутреннего колец подшипника.

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, составляющие отдельные узлы, или на составные части, входящие в изделие. Например, в подшипниках качения внутренней взаимозаменяемостью обладают тела качения, которые используются для разных типоразмеров подшипников.

В Российской Федерации в настоящее время действуют Основные нормы взаимозаменяемости (ОНВ), которые базируются на стандартах и рекомендациях Международной организации по стандартизации (International Standard Organisation – ISO).

ОНВ включают системы допусков и посадок на гладкие цилиндрические поверхности, резьбы, зубчатые передачи, угловые и конусные детали, шлицевые, шпоночные и другие соединения.

При конструировании определяются линейные и угловые размеры детали, характеризующие ее величину, форму, жесткость и технологичность изготовления. На чертеже должны быть представлены все размеры, необходимые для изготовления детали и ее контроля.

1.2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

ГОСТ 25346–2013 (ISO 286–1:2010) «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки». Настоящий стандарт модифицирован по отношению к международному стандарту ISO 286–1:2010 и вступает в силу 1 июля 2015 г. ГОСТ 25346–2013 устанавливает систему допусков ИСО на линейные размеры следующих геометрических элементов: цилиндр и две параллельные противоположные плоскости.

Размер — это числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. п.) в выбранных единицах измерения. По назначению различают размеры, определяющие величину или форму детали, сборочные, присоединительные, габаритные, технологические и др.

Номинальный размер (*nominal size*) (для отверстия номинальный размер обозначается D , для вала — d) — размер геометрического элемента идеальной формы, определенной чертежом. В соответствии с ГОСТ 31254–2004 геометрический элемент — точка, линия или поверхность. Номинальный размер получен на основе кинематических, динамических либо прочностных расчетов или же выбран из конструктивных, эксплуатационных и других соображений.

Номинальный размер соединения — это размер общий для деталей, составляющих соединение.

Для сокращения номинальных типоразмеров заготовок, деталей и для облегчения типизации технологического процесса полученные в результате расчета номинальные размеры должны округляться в соответствии с ГОСТ 6636–69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры».

Действительный размер (*actual size* — D_a, d_a) — это размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Предельные размеры (*limits of size*) — предельно допустимые размеры размерного элемента.

Верхний предельный размер (*upper of size*: ULS — D_{\max}, d_{\max}) — наибольший допустимый размер размерного элемента.

Нижний предельный размер (*lower limit of size*: LLS — D_{\min}, d_{\min}) — наименьший допустимый размер размерного элемента.

Разность между верхним и нижним предельными размерами называется допуском размера (*tolerance* — T_D, T_d).

$$T_D = D_{\max} - D_{\min}; \quad (1.1)$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min}. \quad (1.2)$$

Допуск является мерой точности размера. Допуск всегда положителен и отличен от нуля. Чем меньше допуск, тем выше требуемая точность детали, тем меньше допускается колебание действительных размеров деталей. И наоборот, низкая точность характеризуется большим допуском и большим колебанием действительных размеров детали. Допуск размера непосредственно влияет на трудоемкость изготовления и себестоимость этого изделия. Чем больше допуск, тем проще и дешевле изготовление детали, однако тем более трудоемким становится процесс сборки и эксплуатации, и наоборот. Очевидно, что от величины допуска в значительной степени зависит выбор оборудования и средств контроля.

Пределы допуска (*tolerance limits*) — установленные значения, определяющие верхнюю и нижнюю границы допустимых значений.

Отклонение (*deviation*) — разность между действительным и соответствующим номинальным размерами:

$$E_r = D_r - D \text{ и } e_r = d_r - d.$$

Предельное отклонение (*limit deviation*) — верхнее предельное отклонение или нижнее предельное отклонение от номинального размера. Предельные отклонения могут принимать любые значения: положительные, отрицательные или равные нулю.

Верхнее отклонение (*upper limit deviation* — ES, es) — алгебраическая разность между верхним предельным и номинальным размером:

$$ES = D_{\max} - D \text{ и } es = d_{\max} - d.$$

Нижнее предельное отклонение (*lower limit deviation* — EI, ei) — алгебраическая разность между нижним предельным и номинальным размером:

$$EI = D_{\min} - D \text{ и } ei = d_{\min} - d.$$

Нулевая линия — линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Вверх от нулевой линии откладываются положительные отклонения, а вниз — отрицательные (рис. 1.2).

Интервал допуска (*tolerance interval*) — совокупность значений размера между пределами допуска.

Данный термин вводится впервые и заменяет прежний термин «поле допуска».

При графическом изображении интервал допуска заключен между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии (рис. 1.2).

По номинальному размеру и отклонениям можно определить соответствующие предельные размеры:

$$D_{\max} = D + ES ; \quad (1.3)$$

$$D_{\min} = D + EI ; \quad (1.4)$$

$$d_{\max} = d + es ; \quad (1.5)$$

$$d_{\min} = d + ei . \quad (1.6)$$

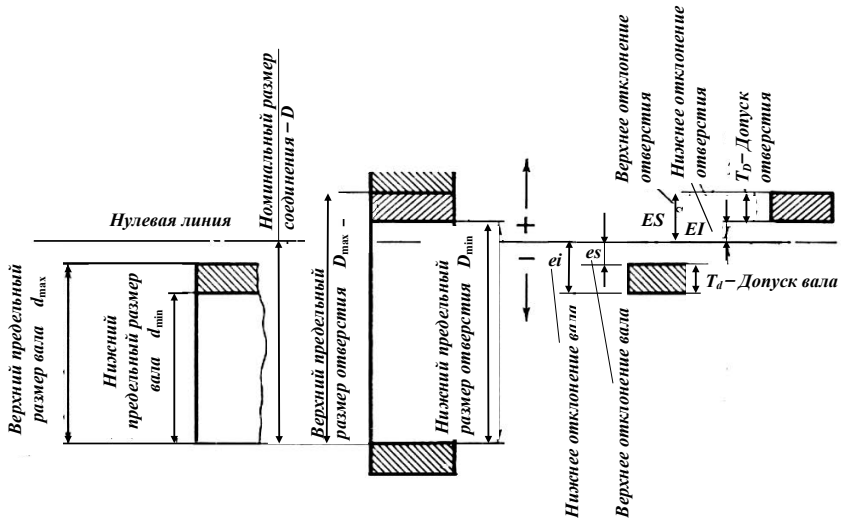


Рис. 1.2. Предельные размеры, предельные отклонения и допуски отверстия и вала

1.3. СОЕДИНЕНИЯ И ПОСАДКИ

Соединение — две или несколько подвижно или неподвижно сопрягаемых деталей. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют сопрягаемыми. Остальные поверхности называют несопрягаемыми или свободными.

По форме различают следующие сопрягаемые поверхности:

- гладкие цилиндрические;
- гладкие конические;
- плоские (шпоночные);
- резьбовые;
- зубчатые цилиндрические;
- зубчатые конические;
- сферические.

По степени свободы взаимного перемещения сопрягаемых поверхностей различают соединения:

- неподвижные неразъемные (сварка, клепка, натяг);
- неподвижные разъемные (соединения, в которых перемещение одной детали относительно другой осуществляется только при регулировке или разборке узла);
- подвижные (в которых одна деталь перемещается относительно другой в определенных направлениях).

В зависимости от эксплуатационных требований сборку соединений осуществляют с различными посадками.

Посадка — характер соединения двух деталей (вала и отверстия), определяемый разностью их размеров до сборки. Тип посадки определяется величиной и взаимным расположением полей допусков сопрягаемых поверхностей отверстия и вала.

Вал (охватываемая поверхность) — термин, условно принимаемый для обозначений наружных элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

Отверстие (охватываемая поверхность) — термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала различают три группы посадок:

- посадки с зазором;
- посадки с натягом;
- переходные посадки.

Зазор (*clearance*) — разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала:

$$S = D - d \quad D > d.$$

Посадка с зазором (*clearance fit*) — посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т. е. нижний предельный размер отверстия больше или равен верхнему предельному размеру вала. Посадка с зазором характеризуется максимальным и минимальным зазорами:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; \quad (1.7)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es. \quad (1.8)$$

При графическом изображении посадки с зазором интервал допуска отверстия расположен над полем допуска вала (рис. 1.3).

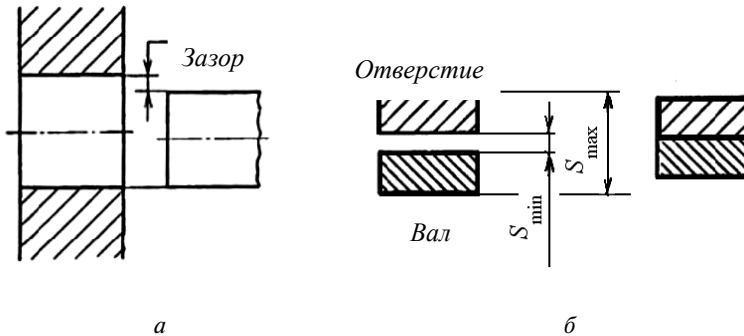


Рис. 1.3. Посадка с зазором: *a* — общий вид соединения;
б — схема расположения интервалов допусков

Натяг (*interference*) — разность между размерами вала и отверстия до сборки, когда размер вала больше размера отверстия:

$$N = d - D \quad d > D.$$

Посадка с натягом (*interference fit*) — посадка, при которой в соединении отверстия и вала всегда образуется натяг, т. е. верхний предельный размер отверстия меньше нижнего предельного размера вала или равен ему. Посадка с натягом характеризуется максимальным и минимальным натягами:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI; \quad (1.9)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES. \quad (1.10)$$

При графическом изображении посадки с натягом интервал допуска отверстия расположен ниже поля допуска вала (рис. 1.4).

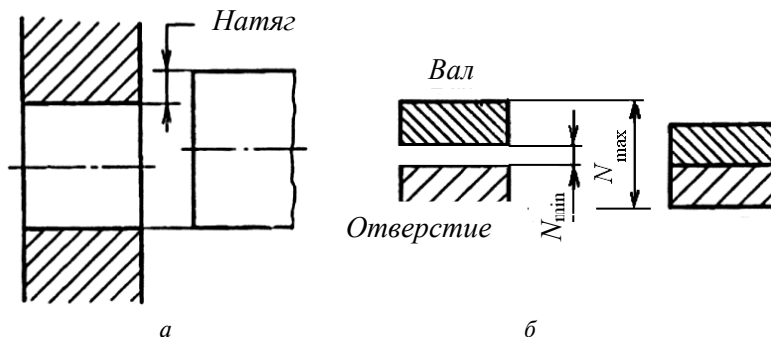


Рис. 1.4. Посадка с натягом: *a* — общий вид;
б — схема расположения интервалов допусков

Переходная посадка (*transition fit*) — посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении. Переходная посадка характеризуется максимальным зазором и максимальным натягом (см. формулы (1.7) и (1.9)). При графическом изображении переходной посадки интервалы допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично (рис. 1.5).

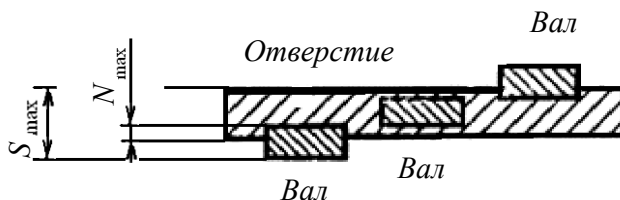


Рис. 1.5. Схема расположения интервалов допусков переходных посадок

Все типы посадок также характеризуются диапазоном посадки.

Диапазон посадки (*span of a fit*) — арифметическая сумма допусков размеров двух размерных элементов, образующих посадку:

$$TS(NS) = T_d + T_a .$$

Диапазон посадки с зазором и с натягом можно определить следующим образом:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} ; TN = N_{\max} - N_{\min} .$$

В переходных посадках диапазон посадки — сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора:

$$TSN = S_{\max} + N_{\max} .$$



2. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

2.1. ПОНЯТИЕ КАЛИТЕТА

Точность любой детали определяется точностью размеров, шероховатостью поверхностей, точностью формы поверхностей, точностью расположения и волнистостью поверхностей.

Для обеспечения точности размеров в России действует система допусков и посадок.

Система посадок ИСО (*ISO fit system*) — система посадок, образующих при соединении валов и отверстий допуски на линейные, размеры которых установлены в соответствии с системой допусков ИСО на линейные размеры. Система предназначена для того, чтобы выбрать для практики необходимое и достаточное количество вариантов допусков и посадок типовых соединений гладких цилиндрических поверхностей. Такая система повышает качество изделий, облегчает их конструирование, взаимозаменяемость и создает возможность стандартизации режущих инструментов.

Различают две равноценные системы образования посадок — систему вала и систему отверстия.

Посадка в системе отверстия (*hole-basis fit system*) — посадка, в которой основное отклонение (нижнее предельное отклонение) отверстия равно нулю.

Основное отверстие (*basis hole*) — отверстие, выбранное за базовое для посадок в системе отверстия.

Требуемые зазоры и натяги для посадок в системе отверстия образуются сочетанием валов, имеющих различные классы допусков с основным отверстием (рис. 2.1, а).

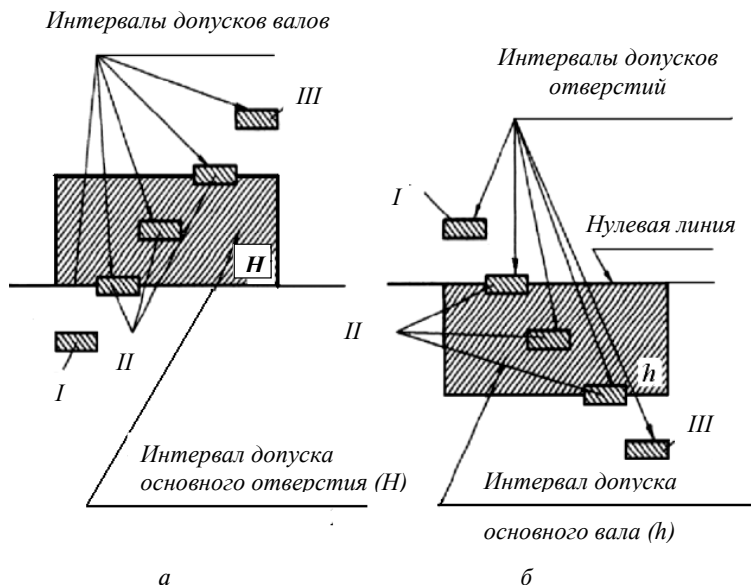


Рис. 2.1. Схема расположения интервалов допусков посадок в системе вала и в системе отверстия: *а* — система отверстия; *б* — система вала; I — интервалы допусков посадок с зазором; II — интервалы допусков переходных посадок; III — интервалы допусков посадок с натягом

Посадка в системе вала (*shaft-basis fit system*) — посадка, в которой основное отклонение (верхнее предельное отклонение) вала равно нулю.

Основной вал (*basis shaft*) — вал, выбранный за базовый для посадок в системе вала. В системе допусков ИСО на линейные размеры основным является вал, верхнее предельное отклонение которого равно нулю.

Требуемые зазоры и натяги для посадок в системе вала образуются сочетанием отверстий, имеющих различные классы допусков, с основным валом (рис. 2.1, *б*).

Для нормирования требуемых уровней точности установлены качества изготовления деталей и изделий.

Квалитет (*standard tolerance grade*) — группа допусков на линейные размеры, характеризующихся общим обозначением. Каждый конкретный квалитет соответствует одному уровню точности для любых номинальных размеров.

Число квалитетов определяется потребностью промышленности, функциональными и технологическими факторами. Квалитет определяет величину допуска на изготовление, а следовательно, и соответствующие методы и средства обработки деталей.

ГОСТ 25346–2013 устанавливает 20 квалитетов, которые обозначаются арабскими цифрами (рис. 2.2).

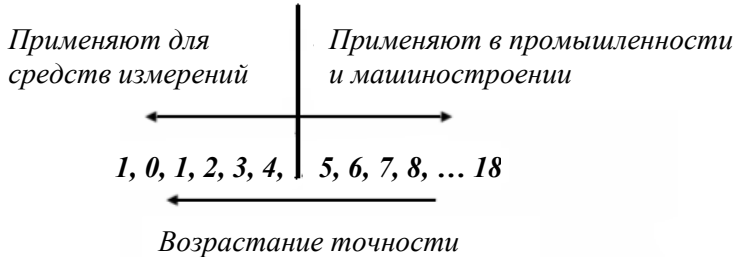


Рис. 2.2. Применяемые квалитеты

Допуски по квалитетам обозначаются сочетанием прописных букв ИТ (International Tolerance) с порядковым номером квалитета, например: *IT12*, *IT6*.

Величина допуска в пределах одного квалитета зависит только от величины номинального размера и рассчитывается для квалитетов 5–18 по формуле

$$T = a \cdot i, \quad (2.1)$$

где a — число единиц допуска, определяемое квалитетом;

i — единица допуска, являющаяся функцией номинального размера.

Для размеров до 500 мм единица допуска определяется по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D,$$

где D — среднее геометрическое границ интервала, куда попадает номинальный размер соединения.

Для размеров свыше 500 до 10000 мм:

$$i = 0,004 \cdot D + 2,1.$$

Для квалитетов точнее 5-го допуски определяются по другим формулам:

$$IT01 = 0,3 + 0,008 \cdot D;$$

$$IT0 = 0,5 + 0,012 \cdot D;$$

$$IT1 = 0,8 + 0,020 \cdot D;$$

$$IT3 = \sqrt{IT1 \cdot IT5};$$

$$IT2 = \sqrt{IT1 \cdot IT3};$$

$$IT4 = \sqrt{IT3 \cdot IT5}.$$

Число единиц допуска от качества к качеству изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем $\approx 1,6$. В табл. 2.1 приведены значения числа единиц допуска a для квалитетов 5–18.

Таблица 2.1

Значение числа единиц допуска a для квалитетов 5–18

Квалитет	Число единиц допуска a
5	7
6	10
7	16
8	25
9	40
10	64
11	100
12	160
13	250
14	400
15	640
16	1000
17	1600
18	2500

Стандарты, определяющие общие положения, численные значения и рекомендуемые посадки для гладких цилиндрических поверхностей, приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Стандарты, описывающие систему допусков и посадок на линейные размеры

Обозначение документа	Название документа	Диапазон охватываемых размеров, мм
ГОСТ 25346–2013	Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки	0–3150
ГОСТ 25347–2013	Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов	0–3150
ГОСТ 25348–82	Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСПД. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм	3150–10000

Характеристикой расположения поля допуска является знак и числовое значение основного отклонения — того из двух предельных отклонений размера (верхнего или нижнего), который находится ближе к нулевой линии (рис. 2.3).

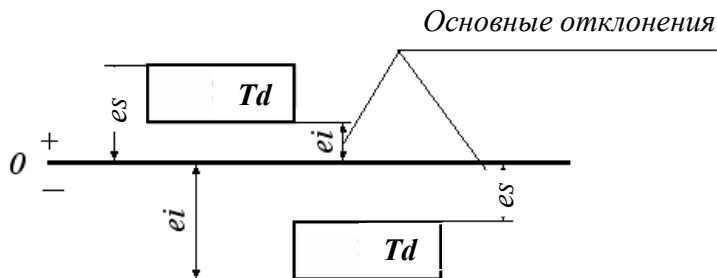


Рис. 2.3. Примеры основных отклонений вала

Для всех полей допусков, расположенных выше нулевой линии, основное отклонение — нижнее, а для всех полей допусков, расположенных ниже нулевой линии, — верхнее.

2.2. СИСТЕМА ДОПУСКОВ НА ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ

Для обеспечения равных возможностей образования полей допусков валов и отверстий в системе допусков предусмотрены одинаковые наборы основных отклонений валов и отверстий, схематически представленные на рис. 2.4.

Каждому из основных отклонений соответствует определенный уровень относительно нулевой линии, от которой должен начинаться интервал допуска. На приведенной схеме показаны только начала интервалов допусков, т. к. окончание интервала допуска зависит от конкретного номинального размера и качества.

Каждое расположение основного отклонения обозначается латинской буквой, буквенные обозначения приняты в алфавитном порядке.

Класс допуска обозначается сочетанием буквы (букв) основного отклонения и порядкового номера качества, например: *g6*, *t5*, *H7*, *H11*.

Обозначение поля допуска указывается после номинального размера элемента: $\varnothing 40g6$, $\varnothing 100H7$.

Посадка обозначается дробью, в числителе которой указывается обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе — обозначение поля допуска вала, например: $\frac{H7}{g6}$. Обозначение посадки указывается после номинального размера посадки, например: $\varnothing 40 \frac{H7}{g6}$.

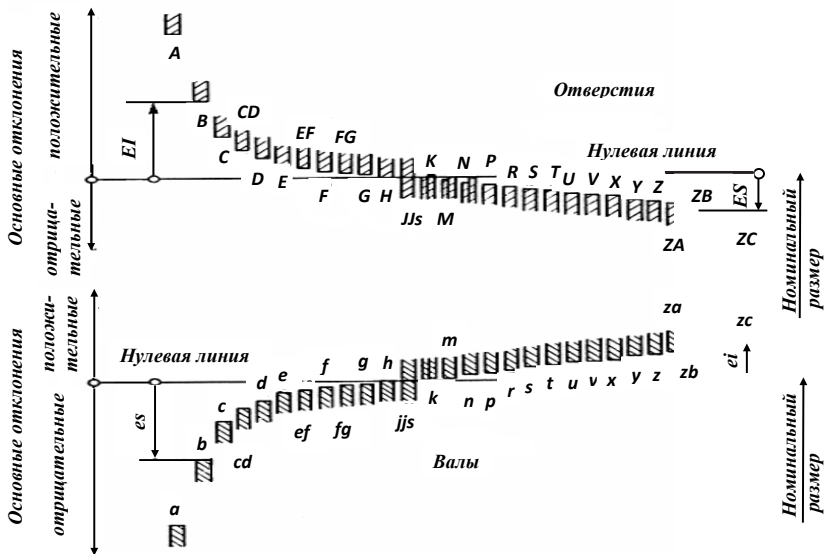


Рис. 2.4. Единая система допусков посадок (ГОСТ 25346–89)

Основные отклонения, обозначаемые буквами *A* до *H* (*a* до *h*), соответствуют посадкам с гарантированным зазором, например: $\text{Ø } 40 \frac{H7}{g6}$ — посадка с зазором в системе отверстия или $\text{Ø } 40 \frac{A7}{h6}$ — посадка с зазором в системе вала.

Буквами *Js* (*js*) обозначается симметричное расположение поля допуска относительно нулевой линии. Буквами *Js*, *J*, *K*, *M*, *N* (*js*, *j*, *k*, *m*, *n*) обозначаются переходные посадки: $\text{Ø } 40 \frac{K7}{h6}$ — переходная посадка в системе вала или $\text{Ø } 40 \frac{H6}{m5}$ — переходная посадка в системе отверстия.

Основные отклонения, обозначаемые буквами с *P*, *R* и до *Z* (*p*, *r*... *z*), соответствуют посадкам с гарантированным натягом, например: $\text{Ø } 40 \frac{H7}{s6}$ — посадка с натягом в системе отверстия или $\text{Ø } 40 \frac{R7}{h6}$ — посадка с натягом в системе вала.

Основные отклонения отверстий, как правило, равны по числовому значению и противоположны по знаку основным отклонениям валов, обозначаемых той же буквой.

Примеры обозначения предельных отклонений валов, отверстий и соединений приведены на рис. 2.5.

Посадки, как правило, должны назначаться в системе отверстия или системе вала. Применение системы отверстия предпочтительнее. Систему вала следует применять только в тех случаях, когда это оправдано конструктивными или экономическими условиями.

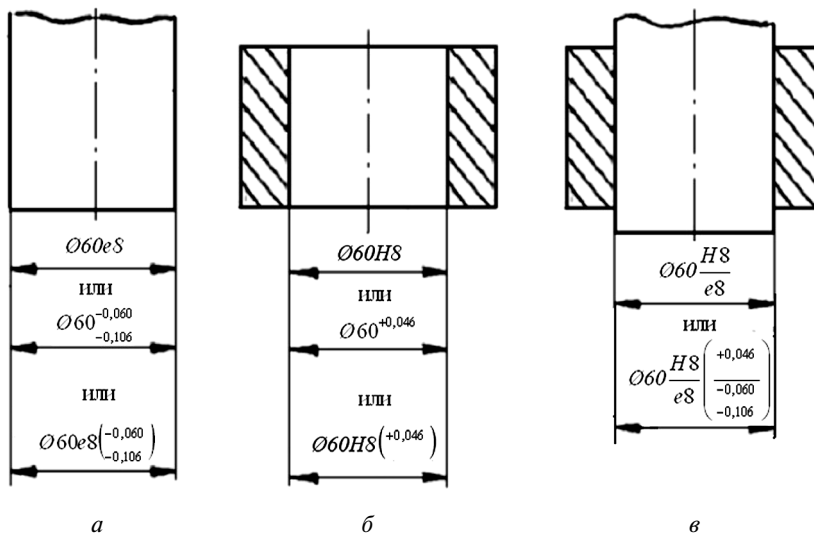


Рис. 2.5. Примеры обозначения посадочных размеров и предельных отклонений:

a — для валов; *б* — для отверстий; *в* — для соединений

Кроме рекомендуемых посадок допускается применение других посадок, образованных разрешенными полями допусков валов и отверстий в соответствии с ГОСТ 25347–2013, так называемых комбинированных посадок (посадок, которые не относятся ни к системе вала, ни к системе отверстия, например: $\frac{F8}{p6}$).

Допуски и отклонения, установленные стандартами, относятся к деталям, размеры которых определены при нормальной температуре, во всех странах принятой равной $+20\text{ °C}$ (ГОСТ 9249–59). Это

температура рабочих помещений машиностроительных и приборостроительных заводов. При этом необходимо, чтобы температуры детали и измерительного средства были одинаковы, иначе в процессе измерения возникает погрешность.

Иногда погрешность измерения из-за отклонения t и разности коэффициентов линейного расширения материалов детали и измерительного средства может быть учтена (приблизительно) поправкой:

$$\Delta l \approx l \cdot (\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2),$$

где l — измеряемая величина;

α_1, α_2 — коэффициенты линейного расширения материалов детали и измерительного средства;

$$\Delta t_1 = t_1 - 20 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = t_2 - 20 \text{ }^\circ\text{C};$$

t_1 — температура детали;

t_2 — температура измерительного средства.

2.3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 1

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА ПОСАДКИ»



Задача № 1

Определить предельные отклонения, размеры и допуски, зазоры или натяги для заданных посадок гладких цилиндрических поверхностей.

Выполнить схему расположения полей допусков заданных посадок с указанием максимальных и минимальных зазоров или натягов, эскиз узла и эскизы деталей с указанием предельных размеров.

Дать краткую характеристику заданной посадки.

Исходные данные приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Исходные данные для решения задачи № 1

Вариант	Номинальный диаметр сопряжения, мм	Заданные сопряжения деталей		
		1	2	3
1	2	3	4	5
1	10	A11/h11	JS5/h4	P7/h6
2	18	B11/h11	JS6/h5	H6/h5
3	16	C11/h11	JS7/h6	R7/h6
4	20	D8/h6	JS8/h7	S7/h6
5	40	G6/h7	H5/k4	T7/h6
6	60	D8/h8	H6/k5	U8/h7
7	100	D9/h8	H7/k6	H6/p5
8	150	D10/h10	H8/k7	H7/p6
9	200	D11/h11	K5/h4	H6/r5
10	260	E8/h6	K7/h6	H7/r6
11	350	E8/h7	M6/h5	H6/s5
12	12	E9/h8	M8/h7	H7/s6
13	28	F7/h5	H7/m6	H7/s7
14	50	F7/h6	H6/m5	H8/s7

Продолжение табл. 2.3

1	2	3	4	5
15	80	F8/h6	H7/n6	H7/t6
16	110	F9/h9	H6/n5	H7/u7
17	140	G5/h4	H8/n7	H8/u8
18	180	G6/h5	N5/h4	H8/x8
19	250	G7/h6	N6/h5	H8/z8
20	320	H5/h4	N7/h6	H7/s6
21	290	H6/h5	M7/h6	H7/s7
22	10	H7/h6	M5/h4	H8/s7
23	15	H11/a11	H5/js4	Y8/z8
24	160	H12/b12	H8/n7	H6/s5
25	10	H5/h4	H8/k7	H8/s7
26	13	H8/d8	H6/k5	N8/h7
27	15	C11/h11	K6/h5	T7/h6
28	22	D8/h7	H7/m6	U8/h7
29	32	D9/h9	H8/m7	R7/h6
30	43	F9/h9	Js8/h7	H7/t6
31	55	A11/h11	H5/n6	H8/z8
32	70	H5/h4	JS8/h7	H6/h5
33	95	H8/d8	K8/h7	P7/h6
34	110	B11/h11	H5/k4	H8/x8
35	125	G7/h6	M8/h7	R7/h6
36	145	H5/h4	H6/k5	S7/h6
37	164	H6/h5	H8/m7	H8/s7
38	190	H7/h6	H7/k6	H7/t6
39	210	C11/h11	H6/r5	P6/h5
40	235	H9/e9	H8/k7	H8/u8
41	260	H5/g4	K5/h4	P7/h6
42	285	H8/f8	N8/h7	H7/s7
43	320	D8/h6	K7/h6	H6/s5
44	380	H10/d10	M6/h5	T7/h6
45	420	H6/h7	M8/h7	U8/h7

Окончание табл. 2.3

1	2	3	4	5
46	450	E9/h9	H7/m6	H6/p5
47	135	D8/h8	K6/h5	H7/p6
48	205	F7/h5	M5/h4	H6/r5
49	270	D9/h8	H6/m5	H7/r6
50	385	H7/c8	H7/n6	H6/s5

2.4. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 1

Исходные данные: $\varnothing 30 \frac{H9}{f9}$.

Последовательность решения задачи

1. Определим предельные отклонения, размеры и допуски для гладких цилиндрических поверхностей.

Предельные отклонения в соответствии с ГОСТ 25347–2013 (см. табл. 2.4 и 2.5):

отверстия $\varnothing 30 H9$

$ES = +52$ мкм

$EI = 0$

вала $\varnothing 30 f9$

$es = -20$ мкм

$ei = -72$ мкм.

Предельные размеры (см. формулы (1.3–1.6)):

отверстия

$$D_{\max} = D + ES;$$

$$D_{\min} = D + EI;$$

$$D_{\max} = 30 + 0,052 = 30,052 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = 30 + 0 = 30 \text{ мм};$$

вала

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

$$d_{\min} = d + ei;$$

$$d_{\max} = 30 + (-0,020) = 29,980 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = 30 + (-0,072) = 29,928 \text{ мм}.$$

Допуски (см. формулы (1.1) и (1.2)):

отверстия

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = D + ES - (D + EI) = ES - EI = 52 - 0 = 52 \text{ мкм};$$

вала

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = d + es - (d + ei) = es - ei = (-20) - (-72) = 52 \text{ мкм};$$

зазора (см. формулы (1.7) и (1.8))

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = D + ES - (d + ei) = Es - ei = 52 - (-72) = 124 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = D + EI - (d + es) = EI - es = 0 - (-20) = 20 \text{ мкм}.$$

Таблица 2.4

Поля допусков валов (качества 4 и 5)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	g4	h4	js4	k4	h5	k5	m5	n5	p5	r5	s5
	Предельные отклонения, мкм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 10 до 14	-6	0	+2,5	+6	0	+9	+15	+20	+26	+31	+36
Св. 14 до 18	-11	-5	-2,5	+1	-8	+1	+7	+12	+18	+23	+28
Св. 18 до 24	-7	0	+3,0	+8	0	+11	+17	+24	+31	+37	+44
Св. 24 до 30	-13	-6	-3,0	+2	-9	+2	+8	+15	+22	+28	+35
Св. 30 до 40	-9	0	+3,5	+9	0	+13	+20	+28	+37	+45	+54
Св. 40 до 50	-16	-7	-3,5	+2	-11	+2	+9	+17	+26	+34	+43
Св. 50 до 65	-10	0	+4,0	+10	0	+15	+24	+33	+45	+54	+66
Св. 65 до 80	-18	-8	-4,0	+2	-13	+2	+11	+20	+32	+41	+53
Св. 80 до 100	-12	0	+5,0	+13	0	+18	+28	+38	+52	+56	+72
Св. 100 до 120	-22	-10	-5,0	+3	-15	+3	+13	+23	+37	+43	+59
Св. 120 до 140										+66	+86
Св. 140 до 160	-14	0	+6,0	+15	0	+21	+33	+45	+61	+51	+71
Св. 160 до 180	-26	-12	-6,0	+3	-18	+3	+15	+27	+43	+69	+94
										+54	+79
										+81	+110
										+63	+92
										+83	+118
										+65	+100
										+86	+126
										+68	+108

Окончание табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 180 до 200										+97 +77	+142 +122
Св. 200 до 225	-15 -29	0 -14	+7,0 -7,0	18 +4	0 -20	+24 +4	+37 +17	+51 +31	+70 +50	+100 +80	+150 +130
Св. 225 до 250										+104 +84	+160 +140
Св. 250 до 280	-17 -33	0 -16	+8,0 -8,0	+20 +4	0 -23	+27 +4	+43 +20	+57 +34	+79 +56	+117 +94	+181 +158
Св. 280 до 315										+121 +98	+193 +170
Св. 315 до 355	-18 -36	0 -18	+9,0 -9,0	+22 +4	0 -25	+29 +4	+46 +21	+62 +37	+87 +62	+133 +108	+215 +190
Св. 355 до 400										+139 +114	+233 +208
Св. 400 до 450	-20 -40	0 -20	+10 -10	+25 +5	0 -27	+32 +5	+50 +23	+67 +40	+95 +68	+153 +126	+259 +232
Св. 450 до 500										+159 +132	+279 +252

Таблица 2.5

Поля допусков валов (кавалитеты 6 и 7)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.
Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	h6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	h7	k7
	Предельные отклонения, мкм									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Св. 10 до 14	0	+12	+18	+23	+29	+34	+39	-	0	+19
Св. 14 до 18	-11	+1	+7	+12	+18	+23	+28		-18	+1
Св. 18 до 24	0	+15	+21	+28	+35	+41	+48	-	0	+23
Св. 24 до 30	-13	+2	+8	+15	+22	+28	+35		+54 +41	-21

Окончание табл. 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Св. 30 до 40	0	+18	+25	+33	+42	+50	+59	+64 +48	0	+27
Св. 40 до 50	-16	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+70 +54	-25	+2
Св. 50 до 65	0	+21	+30	+39	+51	+60 +41	+72 +53	+85 +66	0	+32
Св. 65 до 80	-19	+2	+11	+20	+32	+62 +43	+78 +59	+94 +75	-30	+2
Св. 80 до 100	0	+25	+35	+45	+59	+73 +51	+93 +71	+113 +91	0	+38
Св. 100 до 120	-22	+3	+13	+23	+37	+76 +54	+101 +79	+126 +104	-35	+3
Св. 120 до 140						+88 +63	+117 +92	+147 +122		
Св. 140 до 160	0 -25	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+90 +65	+125 +100	+159 +132	0 -40	+43 +3
Св. 160 до 180						+93 +68	+133 +108	+171 +146		
Св. 180 до 200						+106 +77	+151 +122	+195 +166		
Св. 200 до 225	0 -29	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+109 +80	+159 +130	+209 +180	0 -46	+50 +4
Св. 225 до 250						+113 +84	+169 +140	+225 +196		
Св. 250 до 280	0	+36	+52	+66	+88	+126 +94	+190 +158	+250 +218	0	+56
Св. 280 до 315	-32	+4	+30	+34	+56	+130 +98	+202 +170	+272 +240	-52	+4
Св. 315 до 355	0	+40	+57	+73	+98	+144 +108	+226 +190	+304 +268	0	+61
Св. 355 до 400	-36	+4	+21	+37	+62	+150 +114	+244 +208	+330 +294	-57	+4
Св. 400 до 450	0	+45	+63	+80	+108	+166 +126	+272 +232	+370 +330	0	+68
Св. 450 до 500	-40	+5	+23	+40	+68	+172 +132	+292 +252	+400 +360	-63	+5

Таблица 2.6

Поля допусков валов (кавалитеты 7 и 8)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.
Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	m7	n7	s7	u7	c8	d8	f8	h8		
	Предельные отклонения, мкм									
1	2	3	4	5	6	7	8	9		
Св. 10 до 14	+25	+30	+45	+51	−95	−50	−16	0		
Св. 14 до 18	+7	+12	+28	+33	−122	−77	−43	−27		
Св. 18 до 24	+29 +8	+36 +15	+56 +35	+62 +41	−110 −143	−65 −98	−20 −53	0 −33		
Св. 24 до 30			+69 +48							
Св. 30 до 40	+34 +9	+42 +17	+68 +43	+85 +60	−120 −159	−80 −119	−25 −64	0 −39		
Св. 40 до 50			+95 +70						−120 −169	
Св. 50 до 65	+41 +11	+50 +20	+83 +53	+117 +87	−140 −186	−100 −146	−30 −76	0 −46		
Св. 65 до 80			+89 +59						+132 +102	−150 −196
Св. 80 до 100	+48 +13	+58 +23	+106 +71	+159 +124	−170 −224	−120 −174	−36 −90	0 −54		
Св. 100 до 120			+114 +79						+179 +144	−180 −234
Св. 120 до 140	+55 +15	+67 +27	+132 +92	+210 +170	−200 −263	−145 −208	−43 −106	0 −63		
Св. 140 до 160			+140 +100						+230 +190	−210 273
Св. 160 до 180			+143 +108						+250 +210	−230 −293

Окончание табл. 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св. 180 до 200	+63 +17	+77 +31	+168 +122	+282 +236	-240 -312	-170 -242	-50 -122	0 -72
Св. 200 до 225			+176 +130	+304 +258	-260 -332			
Св. 225 до 250			+186 140	+330 +284	-280 -352			
Св. 250 до 280	+72 +20	+86 +34	+210 +158	+367 +315	-300 -381	-190 -271	-56 -137	0 -81
Св. 280 до 315			+222 +170	+402 +350	-330 -411			
Св. 315 до 355	+78 +21	+94 +37	+247 +190	+447 +390	-360 -449	-210 -299	-62 -151	0 -89
Св. 355 до 400			+265 +208	+492 +435	-400 -489			
Св. 400 до 450	+86 +23	+103 +40	+295 +332	+553 +490	-440 -537	-230 -327	-68 -165	0 -97
Св. 450 до 500			+315 +252	+603 +540	-480 -577			

Таблица 2.7

Поля допусков валов (квалитеты 8 и 9)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	u8	x8	z8	d9	e9	f9	9h
	Предельные отклонения, мкм						
1	2	3	4	5	6	7	8
Св. 10 до 14	+60 +33	+67 +40	+77 +50	-50 -93	-32 -75	-16 -59	0 -43
Св. 14 до 18		+72 +45	+87 +60				
Св. 18 до 24	+74 +41	+87 +54	+106 +73	-65 -117	-40 -92	-20 -72	0 -52
Св. 24 до 30			+81 +48				

Окончание табл. 2.7

1	2	3	4	5	6	7	8
Св. 30 до 40	+99	+119	+151	-80	-50	-25	0
	+60	+80	+112				
Св. 40 до 50	+109	+136	+175	-142	-112	-87	-62
	+70	+97	+136				
Св. 50 до 65	+133	+168	+218	-100	-60	-30	0
	+87	+122	+172				
Св. 65 до 80	+148	+192	+256	-174	-134	-104	-74
	+102	+146	+210				
Св. 80 до 100	+178	+232	+312	-120	-72	-36	0
	+124	+178	+258				
Св. 100 до 120	+198	+262	+364	-207	-159	-123	-87
	+144	+210	+310				
Св. 120 до 140	+233	+311	+428	-145	-85	-43	0
	+170	+248	+365				
Св. 140 до 160	+253	+343	+478	-245	-185	-143	-100
	+190	+280	+415				
Св. 160 до 180	+273	+373	+528	-170	-100	-50	0
	+210	+310	+465				
Св. 180 до 200	+308	+422	+592	-285	-215	-165	-115
	+236	+350	+520				
Св. 200 до 225	+330	+457	+647	-190	-110	-56	0
	+258	+385	+575				
Св. 225 до 250	+356	+497	+712	-320	-240	-186	-130
	+284	+425	+640				
Св. 250 до 280	+396	+556	+791	-210	-125	-62	0
	+315	+475	+710				
Св. 280 до 315	+431	+606	+871	-350	-265	-202	-140
	+350	+525	+790				
Св. 315 до 355	+479	+679	+989	-230	-135	-68	0
	+390	+590	+900				
Св. 355 до 400	+524	+749	+1089	-385	-290	-223	-155
	+435	+660	+1000				
Св. 400 до 450	+587	+837	+1197	-230	-135	-68	0
	+490	+740	+1100				
Св. 450 до 500	+637	+917	+1347	-385	-290	-223	-155
	+540	+820	+1250				

Таблица 2.8

Поля допусков валов (кавалитеты 10, 11 и 12)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	d10	h10	a11	h11	b12	h12
	Предельные отклонения, мкм					
1	2	3	4	5	6	7
Св. 10 до 14	–50	0	–290	0	–150	0
Св. 14 до 18	–120	–70	–400	–110	–330	–180
Св. 18 до 24	–65	0	–300	0	–160	0
Св. 24 до 30	–149	–84	–430	–130	–370	–210
Св. 30 до 40	–80	0	–310 –470	0	–170 –420	0
Св. 40 до 50	–180	–100	–320 –480	–160	–180 –430	–250
Св. 50 до 65	–100	0	–340 –530	0	–190 –490	0
Св. 65 до 80	–220	–120	–360 –550	–190	–200 –500	–300
Св. 80 до 100	–120	0	–380 –600	0	–220 –570	0–350
Св. 100 до 120	–260	–140	–410 –630	–220	–240 –590	
Св. 120 до 140	–145 –305	0 –160	–460 –710	0 –250	–260 –660	0 –400
Св. 140 до 160			–520 –770		–280 –680	
Св. 160 до 180			–580 –830		–310 –710	
Св. 180 до 200	–170 –335	0 –185	–660 –950	0 –290	–340 –800	0 –460
Св. 200 до 225			–740 –1030		–380 –840	
Св. 225 до 250			–820 –1110		–420 –880	

Окончание табл. 2.8

1	2	3	4	5	6	7
Св. 250 до 280	-190 -400	0 -210	-920 -1240	0 320	-480 -1000	0 -520
Св. 280 до 315			-1050 -1370		-540 -1060	
Св. 315 до 355	-210 -440	0 -230	-1200 -1560	0 -360	-600 -1170	0 -570
Св. 355 до 400			-1350 -1710		-680 -1250	
Св. 400 до 450	-230 -480	0 -250	-1500 -1900	0 -400	-760 -1390	0 -630
Св. 450 до 500			-1650 -2050		-840 -1470	

Таблица 2.9

Поля допусков отверстий (квалитеты 5 и 6)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения
(извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	G5	H5	Js5	K5	M5	N5	G6	H6
	Предельные отклонения, мкм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св.10 до 14	+14	+8	+4,0	+2	-4	-9	+17	+11
Св. 14 до 18	+6	0	-4,0	-6	-12	-17	+6	0
Св. 18 до 24	+16	+9	+4,5	+1	-5	-12	+20	+13
Св. 24 до 30	+7	0	-4,5	-8	-14	-21	+7	0
Св. 30 до 40	+20	+11	+5,5	+2	-5	-13	+25	+16
Св. 40 до 50	+9	0	-5,5	-9	-16	-24	+9	0

Окончание табл. 2.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св. 50 до 65	+23	+13	+6,5	+3	-6	-15	+29	+19
Св. 65 до 80	+10	0	-6,5	-10	-19	-28	+10	0
Св. 80 до 100	+27	+15	+7,5	+2	-8	-18	+34	+22
Св. 100 до 120	+12	0	-7,5	-13	-23	-33	+12	0
Св. 120 до 140								
Св. 140 до 160	+32 +14	+18 0	+9,0 -9,0	+3 -15	-9 -27	-21 -39	+39 +14	+25 0
Св. 160 до 180								
Св. 180 до 200								
Св. 200 до 225	+35 +15	+20 0	+10,0 -10,0	+2 -18	-11 -31	-25 -45	+44 +15	+29 0
Св. 225 до 250								
Св. 250 до 280	+40	+23	+11,5	+3	-13	-27	+49	+32
Св. 280 до 315	+17	0	-11,5	-20	-36	-50	+17	0
Св. 315 до 355	+43	+25	+12,5	+3	-14	-30	+54	+36
Св. 355 до 400	+18	0	-12,5	-22	-39	-55	+18	0
Св. 400 до 450	+47	+27	+13,5	+2	-16	-33	+60	+40
Св. 450 до 500	+20	0	-13,5	-25	-43	-60	+20	0

Окончание табл. 2.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св. 180 до 200	+14,5 -14,5	+5 -24	-8 -37	-22 -51	-41 -70	+96 +50	+61 +15	+46 0
Св. 200 до 225								
Св. 225 до 250								
Св. 250 до 280	+16,0	+5	-9	-25	-47	+108	+69	+52
Св. 280 до 315	-16,0	-27	-41	-57	-79	+56	+17	0
Св. 315 до 355	+18,0	+7	-10	-26	-51	+119	+75	+57
Св. 355 до 400	-18,0	-29	-46	-62	-87	+62	+18	0
Св. 400 до 450	+20,0	+8	-10	-27	-55	+131	+83	+63
Св. 450 до 500	-20,0	-32	-50	-67	-95	+68	+20	0

Таблица 2.11

Поля допусков отверстий (качества 7 и 8)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	Js7	K7	N7	P7	R7	S7	T7	D8
	Предельные отклонения, мкм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св. 10 до 14	+9	+6	-5	-11	-16	-21	-	+77
Св. 14 до 18	-9	-12	-23	-29	-34	-39		+50
Св. 18 до 24	+10	+6	-7	-14	-20	-27	-	+98
Св. 24 до 30	-10	-15	-28	-35	-41	-48		-33 -54

Окончание табл. 2.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св. 30 до 40	+12	+7	-8	-17	-25	-34	-39 -64	+119 +80
Св. 40 до 50	-12	-18	33	-42	-50	-59	-45 -70	
Св. 50 до 65	+15	+9	-9	-21	-30 -60	-42 -72	-55 -85	+146 +100
Св. 65 до 80	-15	-21	-39	-51	-32 -62	-48 -78	-64 -94	
Св. 80 до 100	+17	+10	-10	-24	-38 -73	-58 -93	-78 -113	+174 +120
Св. 100 до 120	-17	-25	-45	-59	-41 -76	-66 -101	-91 -126	
Св. 120 до 140	+20 -20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	-48 -88	-77 -117	-107 -147	+208 +145
Св. 140 до 160					-50 -90	-85 -125	-119 -159	
Св. 160 до 180					-53 -93	-93 -133	-131 -171	
Св. 180 до 200	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	-60 -106	-105 -151	-149 -195	+242 +170
Св. 200 до 225					-63 -109	-113 -159	-163 -209	
Св. 225 до 250					-67 -113	-123 -169	-179 -225	
Св. 250 до 280	+26	+16	-14	-36	-74 -126	-138 -190	-198 -250	+271 +190
Св. 280 до 315	-26	-36	-66	-88	-78 -130	-150 -202	-220 -272	
Св. 315 до 355	+28	+17	-16	-41	-87 -144	-169 -226	-247 -304	+299 +210
Св. 355 до 400	-28	-40	-73	-98	-93 -150	-187 -244	-273 -330	
Св. 400 до 450	+31	+18	-17	-45	-103 -166	-209 -272	-307 -370	+327 +230
Св. 450 до 500	-31	-45	-80	-108	-109 -172	-229 -292	-337 -400	

Таблица 2.12

Поля допусков отверстий (качество 8)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения
(извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	E8	F8	H8	Js8	K8	M8	N8	U8
	Предельные отклонения, мкм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св. 10 до 14	+59	+43	+27	+13	+8	+2	-3	-33
Св. 14 до 18	+32	+16	0	-13	-19	-25	-30	-60
Св. 18 до 24	+75	+53	+33	+16	+10	+4	-3	-41 -74
Св. 24 до 30	+40	+20	0	-16	-23	-29	-36	-48 -81
Св. 30 до 40	+89	+64	+39	+19	+12	+5	-3	-60 -99
Св. 40 до 50	+50	+25	0	-19	-27	-34	-42	-70 -109
Св. 50 до 65	+106	+76	+46	+23	+14	+5	-4	-87 -133
Св. 65 до 80	+60	+30	0	-23	-32	-41	-50	-102 -148
Св. 80 до 100	+126	+90	+54	+27	+16	+6	-4	-124 -178
Св. 100 до 120	+72	+36	0	-27	-38	-48	-58	-14 -198
Св. 120 до 140								-170 -233
Св. 140 до 160	+148	+106	+63	+31	+20	+8	-4	-190 -253
Св. 160 до 180	+85	+43	0	-31	-43	-55	-67	-210 -273

Окончание табл. 2.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Св. 180 до 200								-236 -308
Св. 200 до 225	+172 +100	+122 +50	+72 0	+36 -36	+22 -50	+9 -63	-5 -77	-258 -330
Св. 225 до 250								-284 -356
Св. 250 до 280	+191 +110	+137 +56	+81 0	+40 -40	+25 -56	+9 -72	-5 -86	-315 -396
Св. 280 до 315								-350 -431
Св. 315 до 355	+214 +125	+151 +62	+89 0	+44 -44	+28 -61	+11 -78	-5 -94	-390 -479
Св. 355 до 400								-436 -524
Св. 400 до 450	+232 +135	+165 +68	+97 0	+48 -48	+29 -68	+11 -86	-6 -103	-490 -587
Св. 450 до 500								-540 -637

Таблица 2.13

Поля допусков отверстий (качества 9 и 10)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения (извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	D9	E9	F9	H9	D10	H10
	Предельные отклонения, мкм					
1	2	3	4	5	6	7
Св. 10 до 14	+93	+75	+59	+43	+120	+70
Св. 14 до 18	+50	+32	+16	0	+50	0
Св. 18 до 24	+117	+92	+72	+52	+149	+84
Св. 24 до 30	+65	+40	+20	0	+65	0

Окончание табл. 2.13

1	2	3	4	5	6	7
Св.30 до 40	+142	+112	+87	+62	+180	+100
Св. 40 до 50	+80	+50	+25	0	+80	0
Св.50 до 65	+174	+134	+104	+74	+220	+120
Св. 65 до 80	+100	+60	+30	0	+100	0
Св. 80 до 100	+207	+159	+123	+87	+260	+140
Св. 100 до 120	+120	+72	+36	0	+120	0
Св. 120 до 140						
Св. 140 до 160	+245	+185	+143	+100	+305	+160
Св. 160 до 180	+145	+85	+43	0	+145	0
Св. 180 до 200						
Св. 200 до 225	+285	+215	+165	+115	+355	+185
Св. 225 до 250	+170	+100	+50	0	+170	0
Св. 250 до 280	+320	+240	+186	+130	+400	+210
Св. 280 до 315	+190	+110	+56	0	+190	0
Св. 315 до 355	+350	+265	+202	+140	+440	+230
Св. 355 до 400	+210	+125	+62	0	+210	0
Св. 400 до 450	+385	+290	+223	+155	+480	+250
Св. 450 до 500	+230	+135	+68	0	+230	0

Таблица 2.14

Поля допусков отверстий (качества 11 и 12)
при номинальных размерах от 10 до 500 мм.

Предельные отклонения
(извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Интервал размеров, мм	A11	B11	C11	D11	H11	H12
	Предельные отклонения, мкм					
1	2	3	4	5	6	7
Св. 10 до 14	+400	+260	+205	+160	+110	+180
Св. 14 до 18	+290	+150	+95	+50	0	0
Св. 18 до 24	+430	+290	+240	+195	+130	+210
Св. 24 до 30	+300	+160	+110	+65	0	0
Св. 30 до 40	+470 +310	+330 +170	+280 +120	+240	+160	+260
Св. 40 до 50	+480 +320	+340 +180	+290 +130	+80	0	0
Св. 50 до 65	+530 +340	+380 +190	+330 +140	+290	+190	+300
Св. 65 до 80	+550 +360	+390 +200	+340 +150	+100	0	0
Св. 80 до 100	+600 +360	+440 +220	+390 +170	+340	+220	+350
Св. 100 до 120	+630 +410	+460 +240	+400 +180	+120	0	0
Св. 120 до 140	+710 +460	+510 +260	+450 +200			
Св. 140 до 160	+770 +520	+530 +280	+460 +210	+395 +145	+250 0	+400 0
Св. 160 до 180	+830 +580	+560 +310	+480 +230			

Окончание табл. 2.14

1	2	3	4	5	6	7
Св. 180 до 200	+950 +660	+630 +340	+530 +240	+460 +170	+290 0	+460 0
Св. 200 до 225	+1030 +740	+670 +380	+550 +260			
Св. 225 до 250	+1110 +820	+710 +420	+570 +280			
Св. 250 до 280	+1240 +920	+800 +480	+620 +300	+510 +190	+320 0	+520 0
Св. 280 до 315	+1370 +1050	+860 +540	+650 +330			
Св. 315 до 355	+1560 +1200	+960 +600	+720 +360	+570 +210	+360 0	+570 0
Св. 355 до 400	+1710 +1350	+1040 +680	+760 +400			
Св. 400 до 450	+1900 +1500	+1160 +760	+840 +440	+630 +230	+400 0	+630 0
Св. 450 до 500	+2050 +1650	+1240 +840	+880 +480			

2. Выполним схему расположения интервалов допусков заданных посадок с указанием максимальных и минимальных зазоров и натягов, эскиз узла и эскизы деталей с указанием предельных размеров.

Схема расположения интервалов допусков заданной посадки $\text{Ø}30 \frac{H9}{f9}$ представлена на рис. 2.6.

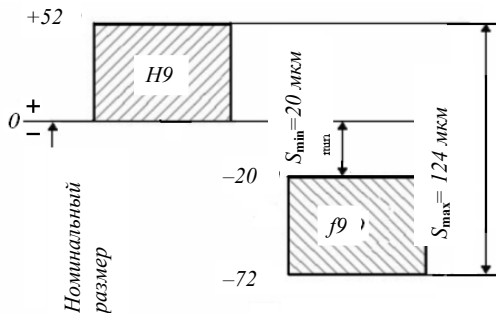


Рис. 2.6. Схема расположения интервалов допусков

Эскиз узла и посадочных поверхностей деталей представлен на рис. 2.7.

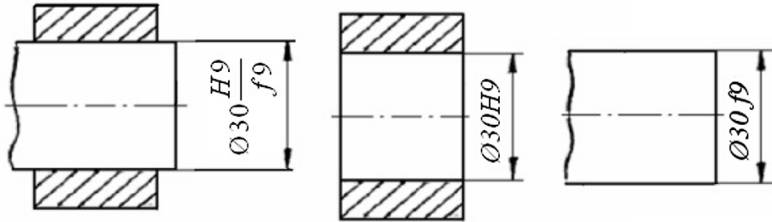


Рис. 2.7. Эскиз узла и посадочных поверхностей деталей



3. ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

3.1. МЕТОДЫ ВЫБОРА ПОСАДОК

При конструировании машин и механизмов очень важно выбрать обоснованные допуски сопрягаемых размеров, так как это во многом определяет, с одной стороны, качество и долговечность работы соединения, а с другой — стоимость изготовления деталей и возможную производительность такого производства.

Известны три метода выбора допусков и посадок:

- метод прецедентов (аналогов) — при конструировании изделия или узла используют посадку из ранее разработанных конструкций подобного типа при условии, что имеются сведения о положительных результатах работы таких конструкций;
- метод подобия — применяются справочные рекомендации, разработанные в соответствии с классификацией конструкций;
- расчетный метод — выбор посадок на основе предварительных расчетов. Это наиболее обоснованный и наиболее трудоемкий метод.

3.2. РАСЧЕТ ПОСАДОК С НАТЯГОМ

Посадки с натягом предназначены для получения неподвижных соединений без дополнительного крепления деталей. Иногда для повышения надежности соединения используются шпонки или штифты.

Неподвижность деталей при этих посадках достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие действия деформаций. При прочих равных условиях возникающие напряжения пропорциональны натягу. В большинстве случаев посадки с натягом вызывают упругие деформации контактных по-

верхностей. Однако в ряде посадок с натягом, особенно при относительно больших натягах или в соединении деталей, изготовленных из легких сплавов, возникают упруго-пластические деформации или пластические деформации.

При расчетном методе наиболее полно учитываются все факторы, определяющие качество соединения. При одном и том же натяге прочность соединения зависит от материала и размеров деталей, шероховатости сопрягаемых соединений, способа соединения, и только на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений в соединении возможно обеспечить прочность соединения.

Рассмотрим общий случай расчета посадок с натягом, когда соединение состоит из полого вала и втулки (рис. 3.1).

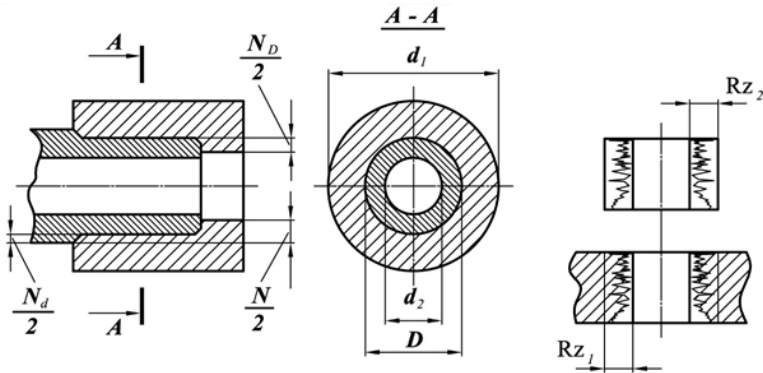


Рис. 3.1. Эскизы к расчету посадок с натягом

Теоретическим началом рассмотрения соединений с натягом считается задача Ламé, названная по имени французского учёного, работавшего в 20-х годах XIX века в Петербургской академии наук.

Из задачи Ламе определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах известны следующие зависимости:

$$\frac{N_D}{D} = p \cdot \frac{C_1}{E_1}; \quad \frac{N_d}{D} = p \cdot \frac{C_2}{E_2}.$$

Сложив почленно эти два равенства и произведя простое преобразование, получаем

$$N = p \cdot D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.1)$$

где N — расчетный натяг в соединении;

p — давление на поверхности контакта вала и втулки;

D — номинальный диаметр сопрягаемых деталей;

E_1 и E_2 — модули упругости материала соединяемых втулки и вала соответственно;

C_1 и C_2 — коэффициенты жесткости соединяемых втулки и вала соответственно.

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_1}\right)^2} + \mu_1, \quad (3.2)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D}\right)^2} - \mu_2, \quad (3.3)$$

Здесь D , d_1 и d_2 — диаметры, указанные на рис. 3.1;

μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона для материала втулки и вала соответственно.

Расчет посадок с натягом выполняется с целью обеспечить прочность соединения, т. е. отсутствие смещений сопрягаемых деталей под действием внешней нагрузки и обеспечение целостности формы деталей.

Исходя из первого условия определяется минимальный допустимый натяг $[N_{\min}]$, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия определяется максимальный допустимый натяг $[N_{\max}]$.

Порядок расчета посадок с натягом

1. Определим требуемое минимальное удельное давление $[p_{\min}]$ на контактных поверхностях, способное передать заданную нагрузку.

1.1. При действии осевой нагрузки

$$P_{oc} = \pi \cdot D \cdot l \cdot [p_{\min}] \cdot f,$$

где l — длина сопряжения;

f — коэффициент трения.

Требуемое минимальное удельное давление составит

$$[p_{\min}] = \frac{P_{oc}}{\pi \cdot D \cdot l \cdot f}.$$

1.2. При действии крутящего момента

$$M = \pi \cdot D \cdot l \cdot [p_{\min}] \cdot f \cdot \frac{D}{2}.$$

Требуемое минимальное удельное давление составит

$$[p_{\min}] = \frac{2 \cdot M}{\pi \cdot D^2 \cdot l \cdot f}. \quad (3.4)$$

1.3. При одновременном действии осевого усилия и крутящего момента расчет ведется по равнодействующей:

$$T = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot M}{D}\right)^2 + P_{oc}^2}.$$

В этом случае требуемое минимальное удельное давление определяется по формуле

$$[p_{\min}] = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot M}{D}\right)^2 + P_{oc}^2}}{\pi \cdot D \cdot l \cdot f}.$$

2. Определим необходимую величину минимального расчетного натяга (см. формулу (3.1)):

$$N_{\min} = [p_{\min}] \cdot D \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_2}\right).$$

3. Определим минимальный допустимый натяг:

$$[N_{\min}] = N_{\min} + 1,2(Rz_1 + Rz_2),$$

где Rz_1 , Rz_2 — шероховатость поверхности втулки и вала соответственно.

4. По величине $[N_{\min}]$, используя ГОСТ 25347–82, выберем посадку по критерию:

$$N_{\min \text{ табл}} \geq [N_{\min}].$$

5. Проверим выбранную посадку по условию прочности. Для этого необходимо определить максимальное удельное давление, возникающее при максимальном натяге посадки, а затем определить напряжения на поверхностях втулки и вала:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max \text{ табл}} - 1,2 \cdot (Rz_1 + Rz_2)}{D \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}; \quad (3.5)$$

$$\sigma_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_1} \right)^2} \cdot [p_{\max}]; \quad (3.6)$$

$$\sigma_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D} \right)^2} \cdot [p_{\max}]; \quad (3.7)$$

где σ_1 и σ_2 — напряжения, возникающие на сопрягаемых поверхностях втулки и вала.

6. Провести проверку на прочность выбранной посадки:

$$\sigma_1 \leq [\sigma_T] \cap \sigma_2 \leq [\sigma_T], \quad (3.8)$$

где $[\sigma_T]$ — предел текучести материалов втулки и вала.

3.3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ЗАДАЧИ № 2 «РАСЧЕТ ПОСАДОК С НАТЯГОМ»



Расчетным методом выбрать посадку с натягом для конкретных условий эксплуатации соединения с учетом крутящего момента, размеров сопрягаемых деталей и физико-механических свойств материалов. Исходные данные приведены в табл. 3.1

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета посадок с натягом

Вариант	Номинальный диаметр сопряжения D , мм	Наружный диаметр втулки d_1 , мм	Длина сопряжения l , мм	Передаваемый крутящий момент M , Н/м, отверстия Rz_1 , мкм	Шероховатость поверхности	
					отверстия Rz_1 , мкм	вала Rz_2 , мкм
1	2	3	4	5	6	7
1	60	250	70	245	10,0	10,0
2	75	125	80	2000	3,0	3,2
3	75	125	80	180	6,3	3,2
4	80	130	90	2100	3,2	3,2
5	80	130	90	3500	6,3	6,3
6	80	130	90	190	6,3	6,3
7	90	130	90	2800	6,3	6,3
8	90	150	100	4300	10,0	10,0
9	90	150	100	9000	10,0	10,0
10	90	150	100	4500	6,3	6,3
11	35	60	50	400	3,2	3,2
12	35	60	50	210	3,2	3,2
13	35	60	50	290	3,2	3,2
14	35	60	50	170	6,3	3,2
15	35	60	50	750	10,0	10,0

Продолжение табл. 3.1

1	2	3	4	5	6	7
16	60	95	70	1100	3,2	3,2
17	60	95	70	630	3,2	3,2
18	60	95	70	1300	6,3	3,2
19	60	150	70	2700	10,0	10,0
20	45	75	60	500	3,2	3,2
21	45	75	60	140	1,6	0,8
22	60	95	70	120	6,3	3,2
23	75	125	80	1030	3,2	3,2
24	75	125	80	2250	6,3	3,2
25	75	125	80	120	1,8	0,8
26	75	125	80	2400	6,3	6,3
27	75	125	80	290	3,2	3,2
28	75	125	80	4500	10,0	10,0
29	75	125	80	1200	14,0	10,0
30	80	130	90	1270	3,2	3,2
31	80	130	90	190	6,3	6,3
32	80	130	90	160	1,6	0,8
33	80	130	90	2800	6,3	6,3
34	80	130	90	360	3,2	3,2
35	80	130	90	5000	10,0	10,0
36	80	130	90	1400	10,0	10,0
37	80	130	90	280	6,3	6,3
38	90	150	100	4300	10,0	10,0
39	35	85	50	95	1,6	0,8
40	35	60	50	58	6,3	3,2
41	35	60	50	38	3,2	3,2
42	45	75	60	310	3,2	3,2
43	45	75	60	570	6,3	3,2
44	45	75	60	410	6,3	6,3
45	45	75	60	25	1,6	0,8
46	45	200	60	1400	10,0	10,0

Отключение табл. 3.1

1	2	3	4	5	6	7
47	45	75	60	280	6,3	6,3
48	45	75	60	55	3,2	3,2
49	60	96	70	120	6,3	3,2
50	60	96	70	80	1,6	1,6

Дополнительные данные для всех вариантов

Материал втулки и вала — сталь 50.

Коэффициент трения $f = 0,1$.

Модуль упругости материала втулки и вала $E_1 = E_2 = 2,1 \times 10^5$ МПа.

Предел текучести материала $[\sigma_T] = 370$ МПа.

Коэффициент Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

Вал не имеет отверстия, $d_2 = 0$.

3.4. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 2

Исходные данные:

$D = 50$ мм; $d_1 = 100$ мм; $d_2 = 0$ мм; $l = 50$ мм; $M = 500$ Н/м;

$Rz_1 = 6,3$ мкм; $Rz_2 = 10$ мкм;

$f = 0,1$; $E_1 = E_2 = 2,1 \times 10^5$ МПа; $[\sigma_T] = 370$ МПа;

$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

Последовательность решения задачи

1. Определим требуемое минимальное удельное давление на контактных поверхностях, способное передать заданную нагрузку по заданному значению крутящего момента M (см. формулу (3.4)):

$$[p_{\min}] = \frac{2 \cdot M}{\pi \cdot D^2 l \cdot f} = \frac{2 \cdot 500}{3,14 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (50 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,1} = 25,4 \text{ МПа.}$$

2. Определим необходимую величину минимального расчетного натяга (см. формулу (3.1)):

$$N_{\min} = p_{\min} \cdot D \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 25,4 \cdot (50 \cdot 10^{-3}) \cdot \left(\frac{1,97 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right) =$$

$$= 16 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 16 \text{ мкм};$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_1} \right)^2} + \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{50}{100} \right)^2}{1 - \left(\frac{50}{100} \right)^2} + 0,3 = 1,97;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D} \right)^2} - \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{0}{50} \right)^2}{1 - \left(\frac{0}{50} \right)^2} - 0,3 = 0,7.$$

3. Определим минимальный допустимый натяг:

$$[N_{\min}] = N_{\min} + 1,2(R_{z_1} + R_{z_2}) = 16 + 1,2(6,3 + 10) \cong 36 \text{ мкм}.$$

4. Выбираем величину $[N_{\min}]$, используя ГОСТ 25347–2013, по критерию:

$$N_{\min \text{ табл}} \geq [N_{\min}].$$

В табл. 3.2 приведены рекомендуемые посадки с натягом в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм.

Выбор посадок осуществляют методом простого перебора посадок по нашему критерию, причем в первую очередь проверяются предпочтительные посадки, которые указаны в рамках (см. табл. 3.2). Предпочтительные посадки используют практически в 90 % случаев назначения посадок с натягом.

Рассмотрим посадку $\text{Ø}50 \frac{H7}{p6}$. Предельные отклонения отверстия

и вала указаны в ГОСТ 25347–2013. Извлечения из данного документа приведены в табл. 2.4 и 2.5.

Отверстие $\text{Ø}50H7$, $ES = +25$ мкм, $EI = 0$.

Вал $\text{Ø}50p6$, $es = +42$ мкм, $ei = +26$ мкм.

Таблица 3.2

Рекомендуемые посадки с натягом в системе отверстия
при номинальных размерах от 1 до 500 мм
(извлечения из ГОСТ 25347–2013)

Поле допуска основного отверстия	Основные отклонения валов							
	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>z</i>
	Посадки							
<i>H6</i>	$\frac{H6}{p5}$							
<i>H7</i>	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u6}$		$\frac{H7}{x6}$	
<i>H8</i>			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u7}$			

$$N_{\min \text{ табл}} = d_{\min} - D_{\max} = d + ei - (D + ES) = \\ = ei - ES = 26 - 25 = 1 \text{ мкм.}$$

Данная посадка не подходит, т. к. неравенство $N_{\min \text{ табл}} \geq [N_{\min}]$ не выполняется: $1 \geq 36$.

Рассмотрим посадку $\varnothing 50 \frac{H7}{s6}$:

отверстие $\varnothing 50H7$, $ES = +25$ мкм, $EI = 0$;

вал $\varnothing 50s6$, $es = +59$ мкм, $ei = +43$ мкм.

$$N_{\min \text{ табл}} = d_{\min} - D_{\max} = d + ei - (D + ES) = \\ ei - ES = 43 - 25 = 18 \text{ мкм.}$$

Данная посадка не подходит, т. к. неравенство $N_{\min \text{ табл}} \geq [N_{\min}]$ не выполняется: $18 \geq 36$.

Все предпочтительные посадки не подходят для передачи заданного крутящего момента. Далее рассмотрим рекомендуемые посадки,

причем чем правее посадка находится в табл. 3.2, тем больше ее минимальный натяг.

Рассмотрим посадку $\varnothing 50 \frac{H7}{u7}$:

отверстие $\varnothing 50H7$, $ES = +25$ мкм, $EI = 0$;

вал $\varnothing 50s7$, $es = +95$ мкм, $ei = +70$ мкм.

$$\begin{aligned} N_{\min \text{ табл}} &= d_{\min} - D_{\max} = d + ei - (D + ES) = \\ &= ei - ES = 70 - 25 = 45 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Данная посадка подходит, т. к. неравенство $N_{\min \text{ табл}} \geq [N_{\min}]$ выполняется: $45 \geq 36$.

На рис. 3.2 представлена схема расположения интервалов допусков для посадки $\varnothing 50 \frac{H7}{u7}$.

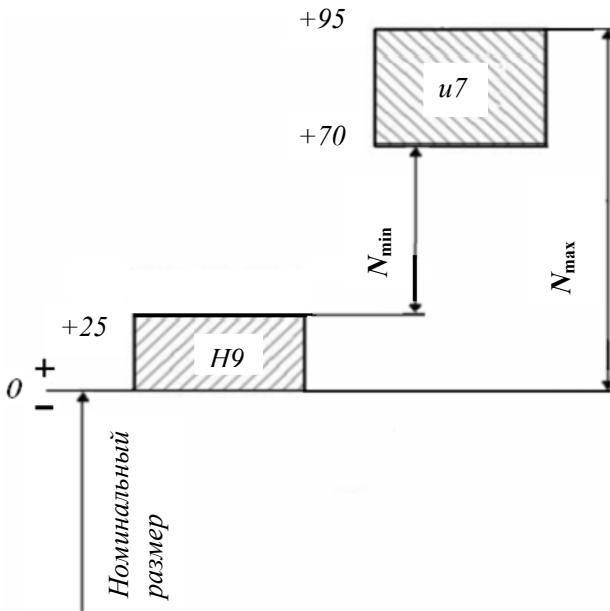


Рис. 3.2. Схема расположения интервалов допусков для посадки $\varnothing 50 \frac{H7}{u7}$

5. Проверим выбранную посадку по условию прочности. Для этого определим максимальное удельное давление, возникающее при максимальном натяге посадки, а затем определим напряжения на поверхностях втулки и вала (см. формулы (3.5)–(3.7)).

$$p_{\max} = \frac{N_{\max \text{ табл}} - 1,2 \cdot (Rz_1 + Rz_2)}{D \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} =$$

$$= \frac{90 - 1,2 \cdot (6,3 + 10)}{(50 \cdot 10^3) \cdot \left(\frac{1,97 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 104 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_1} \right)^2} \cdot p_{\max} = \frac{1 + \left(\frac{50}{100} \right)^2}{1 - \left(\frac{50}{100} \right)^2} \cdot 104 = 173 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D} \right)^2} \cdot p_{\max} = \frac{1 + \left(\frac{0}{50} \right)^2}{1 - \left(\frac{0}{50} \right)^2} \cdot 104 = 104 \text{ МПа}.$$

6. Проведем проверку на прочность выбранной посадки (см. формулу (3.8)):

$$\sigma_1 \leq [\sigma_T] \cap \sigma_2 \leq [\sigma_T],$$

где $[\sigma_T]$ — предел текучести материалов втулки и вала.

$$173 \leq 370 \cap 104 \leq 370.$$

Данная посадка удовлетворяет условиям прочности.



4. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники качения — распространенные стандартные сборочные единицы, обладающие полной внешней взаимозаменяемостью и неполной внутренней взаимозаменяемостью (рис. 4.1).

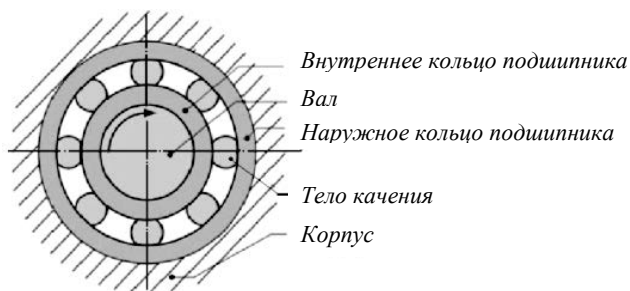


Рис. 4.1. Общий вид подшипника качения

ГОСТ 25256–82 устанавливает применяемые в науке и технике термины и определения основных понятий в области допусков на подшипники качения, их детали и отдельные элементы, которые обязательны для применения в документации всех видов, научно-технической, учебной и справочной литературе.

Полная взаимозаменяемость подшипника качения осуществляется по присоединительным размерам (рис. 4.2):

- d — диаметр внутреннего кольца подшипника;
- D — диаметр наружного кольца подшипника;
- B — ширина кольца подшипника.

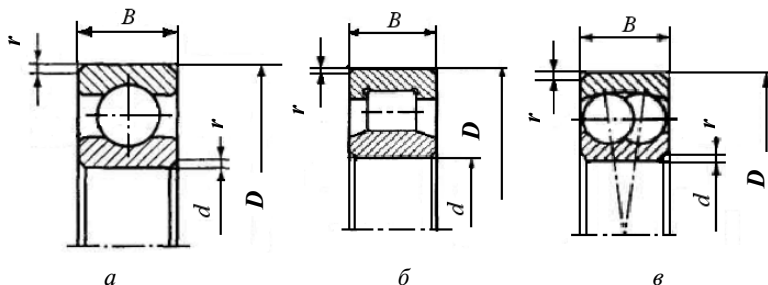


Рис. 4.2. Присоединительные размеры подшипника:

a — подшипник шариковый радиальный; *б* — подшипник роликовый радиальный; *в* — подшипник радиальный сферический двухрядный

ГОСТ 520—2011 устанавливает общие технические требования на подшипники качения: допуски на основные размеры (за исключением размеров фасок), точность вращения подшипников, правила приемки, методы контроля, маркировку, упаковку, транспортирование, хранение, указания по применению и эксплуатации, гарантии изготовителя.

Качество подшипников качения определяется:

- точностью присоединительных размеров: d , D , B ;
- точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипника;
- точностью формы и размеров тел качения, их шероховатостью в одном подшипнике;
- точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биением дорожек качения и торцов колец.

ГОСТ 520—2011 в зависимости от допустимых предельных отклонений размеров и допусков формы, взаимного положения поверхностей подшипников, точности вращения устанавливает классы точности для различных видов подшипников, указанные в порядке повышения точности:

- нормальный, 6, 5, 4, Т, 2 — для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;
- нормальный, 6X, 6, 5, 4, 2 — для роликовых конических подшипников;
- нормальный, 6, 5, 4, 2 — для упорных и упорно-радиальных подшипников.

Соответствие классов точности шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников классам точности подшипников других стран приведено в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Соответствие классов точности шариковых и роликовых радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников (извлечения из ГОСТ 520–2011)

Класс точности по стандарту				
ГОСТ 520–11	ISO 492	DIN 620 (Германия)	АФВМА Стандарт 20 (США)	JISBB1514 (Япония)
Нормальный	Нормальный	P0	ABEC–1 RBEC–1	0
6	6	P6	ABEC–3 RBEC–3	6
5	5	P5	ABEC–5 RBEC–5	5
4	4	P4	ABEC–7	4
T	–	–	–	–
2	2	P2	ABEC–9	2

В подшипнике качения оба кольца применяют в качестве основных деталей системы допусков. Поле допуска внутреннего диаметра отверстия и наружного диаметра подшипника расположено вниз от нулевой линии. Основное отклонение для подшипников качения обозначается буквами L , l (обозначение происходит от немецкого слова *derLager* — подшипник).

В сочетании буквы L или l с цифрой класса точности подшипника получают обозначение для полей допусков присоединительных размеров наружного и внутреннего колец подшипника (рис. 4.3).

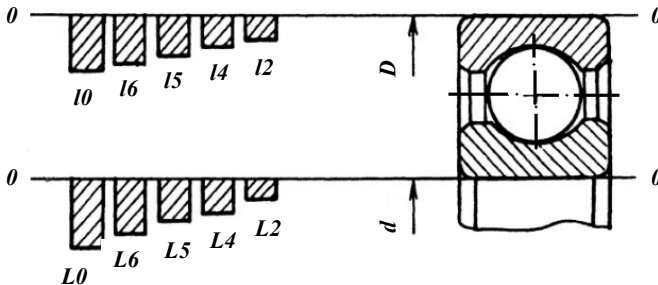


Рис. 4.3. Схема расположения полей допусков наружного и внутреннего колец подшипника качения

В большинстве узлов машин применяют подшипники «нормального» класса точности, которые обозначаются $L0$ или $l0$. Подшипники более высокого класса точности применяют при больших частотах вращения.

Численные значения предельных отклонений размеров колец подшипников приведены в ГОСТ 3325–85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки». Эскиз узла соединения с подшипником качения представлен на рис. 4.4.

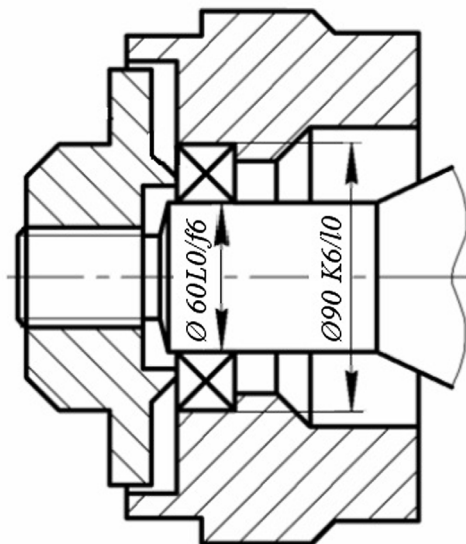


Рис. 4.4. Эскиз узла с подшипником качения

4.2. ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Посадку для подшипника качения выбирают в зависимости:

- от типа и размера подшипника;
- от режима работы (условий его эксплуатации, величины и характера действующих на него нагрузок);
- от вида нагружения колец.

Различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

Местное нагружение кольца — такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса.

На рис. 4.5 представлены случаи местного нагружения колец подшипника: кольцо не вращается относительно действующей на нее нагрузки.

Кольца подшипника, подвергающиеся местному нагружению, устанавливают с гарантированным зазором или по переходной посадке с минимальным натягом, чтобы кольцо в процессе работы имело возможность иногда проворачиваться и происходило перераспредел

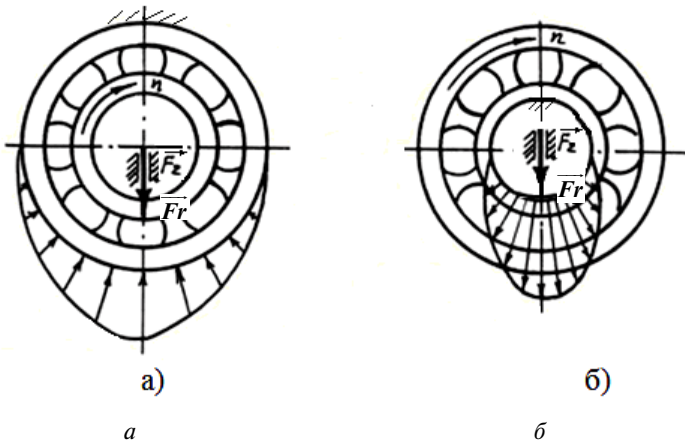


Рис. 4.5. Случаи местного нагружения колец подшипника:

а — местное нагружение наружного кольца; *б* — местное нагружение внутреннего кольца; \vec{F}_r — радиальная нагрузка, действующая на подшипник; n — частота вращения подшипника

Циркуляционное нагружение кольца — такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей дорожке качения, а следовательно, и по всей посадочной поверхности вала или корпуса.

На рис. 4.6 представлены случаи циркуляционного нагружения колец, показана эпюра нормальных напряжений на посадочной поверхности корпуса, перемещающаяся по мере вращения нагрузки \vec{F}_r с частотой вращения n .

Циркуляционный вид нагружения возникает, например, когда кольцо вращается относительно постоянной по направлению радиальной нагрузки, а также когда нагрузка вращается относительно неподвижного или подвижного кольца.

Кольцо, испытывающее циркуляционное нагружение, устанавливается с натягом, чтобы оно не проворачивалось в процессе работы. Нагрузка попеременно воздействует по всей сопрягаемой поверхности, что приводит к равномерному износу.

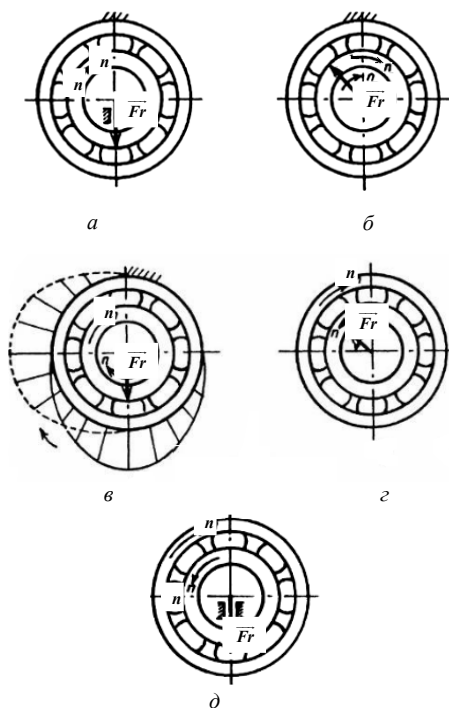


Рис. 4.6. Случаи циркуляционного нагружения колец:
a, б — циркуляционное нагружение внутреннего кольца;
в, г — циркуляционное нагружение наружного кольца;
д — циркуляционное нагружение обоих колец подшипника

Колебательное нагружение кольца — такой вид нагружения, при котором подвижное кольцо подшипника подвергается одновременному воздействию радиальных нагрузок: постоянной по направлению \vec{F}_r и вращающейся \vec{F}_c , меньшей или равной \vec{F}_r . Их равнодействующая совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно направления \vec{F}_r . Равнодействующая периодически воспринимается последовательно через тела качения зоной нагружения кольца и передается соответствующим ограниченным участкам посадочной поверхности.

Примеры колебательного нагружения колец подшипника представлены на рис. 4.7.

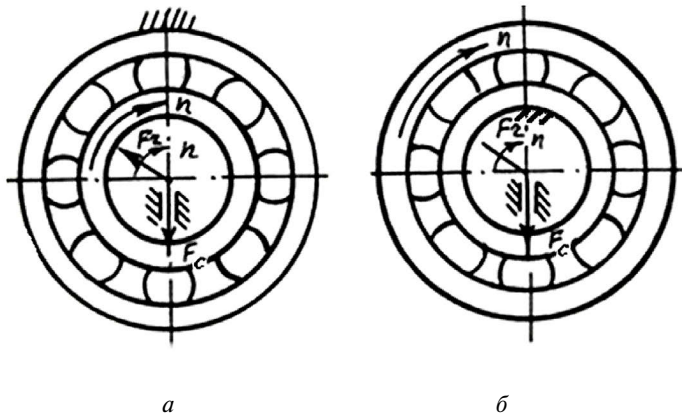


Рис. 4.7. Примеры колебательного нагружения колец:

a — колебательное нагружение наружного кольца и циркуляционное нагружение внутреннего кольца; *б* — колебательное нагружение внутреннего кольца и циркуляционное нагружение наружного кольца

Колебательное нагружение возникает, например, на неподвижном наружном кольце, когда на него воздействует через вал постоянная нагрузка \vec{F}_r , а внутреннее кольцо вращается совместно с приложенной к нему нагрузкой \vec{F}_c , причем $|\vec{F}_r| \geq |\vec{F}_c|$.

Система условных обозначений шариковых и роликовых подшипников установлена ГОСТ 3189–89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений». Порядок расположения знаков основного условного обозначения подшипников приведен на рис. 4.8.

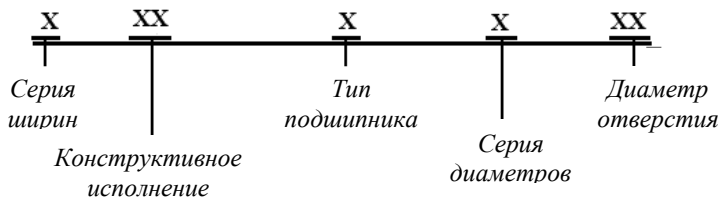


Рис. 4.8. Схема условного обозначения подшипника

Кольца с циркуляционным видом нагружения должны иметь неподвижную посадку, которая назначается в зависимости от величины интенсивности нагрузки на посадочной поверхности кольца. Интенсивность нагрузки P_R определяется следующим образом:

$$P_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (4.1)$$

где F_r — радиальная нагрузка на подшипник, кН;

b — рабочая ширина посадочного места, м, $b = B - 2 \cdot r$;

r — радиус закругления (см. рис. 4.2);

k_1 — динамический коэффициент посадки (при легком и нормальном режиме работы, $k_1 = 1,0$; при тяжелом режиме работы $k_1 = 1,8$);

k_2 — коэффициент, учитывающий ослабление натяга (при полом вале или тонкостенном корпусе $k_2 > 1$, при сплошном вале и толстостенном корпусе $k_2 = 1$);

k_3 — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки F_r в многорядных подшипниках (для радиальных и радиально-упорных однорядных подшипников $k_3 = 1$).

«Перевернутое» расположение поля допуска у внутреннего кольца подшипника (см. рис. 4.3) позволяет использовать для неподвижного соединения подшипника с валом обычные переходные посадки js, k, m, n , получая при этом в соединении гарантированный натяг.

4.3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 3 «ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ»



Используя метод аналогов, при заданных условиях работы выбрать посадку для определенного механизма, где использованы подшипники качения.

Исходные данные приведены в табл. 4.2.

4.4. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 3

Исходные данные:

узел, где установлен подшипник качения — ролики ленточных транспортеров;

обозначение подшипника — 212;

радиальная нагрузка — 280 Н;

режим работы — нормальный;

рекомендуемый класс точности подшипника — 6.

Последовательность решения задачи

1. Определим основные размеры подшипника по заданному обозначению.

Таблица 4.2

Исходные данные для задачи № 3
«Выбор посадок для подшипников качения»

Вариант	Обозначение подшипника	Радиальная нагрузка, Н	Режим работы	Узел, где установлен подшипник качения	Рекомендуемый класс точности подшипника
1	2	3	4	5	6
1	205	1330	Легкий	Гидромотор	5
2	206	1370	Легкий	Соковыжималка	5,4
3	207	420	Легкий	Кофемолка	5,4
4	208	470	Легкий	Миксер	5,4

Продолжение табл. 4.2

1	2	3	4	5	6
5	209	520	Легкий	Быстроходный электродвигатель	5,4
6	210	1560	Легкий	Электромасорубка	5
7	305	1470	Нормальный	Шпиндель металлорежущего станка	0,6
8	306	550	Нормальный	Ролики ленточных транспортеров	0,6
9	307	1610	Нормальный	Ролики конвейеров	0,6
10	308	2270	Нормальный	Блоки грузоподъемных машин	0,6
11	309	2620	Нормальный	Колеса вагононеток	0,6
12	310	2000	Нормальный	Валки прокатных станов	0,6
13	311	1600	Нормальный	Ролики ролгангов	0,6
14	312	4400	Нормальный	Крюковые обоймицы кранов	0,6
15	405	3200	Тяжелый	Ролики ролгангов	0,6
16	406	3600	Тяжелый	Валики станов для прокатки труб	0,6
17	407	5300	Тяжелый	Манипулятор прокатного стана	0,6

Продолжение табл. 4.2

1	2	3	4	5	6
18	408	6000	Тяжелый	Электро-двигатель мощностью свыше 100 кВт	0,6
19	409	5500	Тяжелый	Колеса автомобилей	0,6
20	410	3200	Тяжелый	Барабаны гусеничных машин	0,6,5
21	411	8300	Тяжелый	Опорно-поворотные устройства кранов	0,6
22	412	9500	Тяжелый	Редуктор железнодорожный	0,6
23	209	600	Легкий	Быстроходный электродвигатель	5
24	210	1560	Легкий	Ролики ленточных транспортеров	6
25	305	1470	Нормальный	Шпиндель металло-режущего станка	0
26	415	3000	Тяжелый	Валки мелкосортных прокатных станов	0,6
27	416	4200	Тяжелый	Валки станов для прокатки труб	0,6
28	205	470	Легкий	Кофемолка	5,4

Продолжение табл. 4.2

1	2	3	4	5	6
29	305	640	Нормальный	Электромашина	5,4
30	306	1880	Тяжелый	Коленчатый вал электродвигателя	0,6
31	307	2700	Нормальный	Сельскохозяйственный комбайн	0,6,5
32	308	1000	Нормальный	Вентилятор	0,6,5
33	309	4100	Нормальный	Редуктор	0,6,5
34	310	8800	Нормальный	Коробка передач автомобиля	0,6,5
35	311	2500	Нормальный	Коробка скоростей станков	0,6,5
36	312	8000	Нормальный	Газотурбинный двигатель	0,6,5
37	206	450	Легкий	Центробежный насос	0,6,5
38	207	1500	Легкий	Центрифуга	0,6,5
39	208	2600	Легкий	Бытовая мясорубка	0,6,5
40	209	800	Легкий	Фен	0,6,5
41	210	400	Легкий	Кухонный комбайн	0,6,5
42	211	1900	Легкий	Молотилка	0,6
43	212	1200	Легкий	Электродвигатель	0,6,5
44	213	950	Легкий	Кофемолка	0,6,5
45	214	1500	Легкий	Миксер	0,6,5
46	405	3000	Тяжелый	Турбина	0,6,5
47	406	1500	Тяжелый	Шаровая дробилка	0,6

Окончание табл. 4.2

1	2	3	4	5	6
48	211	640	Легкий	Ролики подвесных дорог	0,6
49	212	2880	Легкий	Барабан самописца	0,6
50	214	2200	Легкий	Внутришлифовальный шпиндель	5,4

Основные размеры подшипника приведены в ГОСТ 8338–75 «Подшипники шариковые радиальные. Основные размеры».

В табл. 4.3 приведены извлечения из ГОСТ 8338–75, а на рис. 4.9 — обозначения основных размеров подшипника.

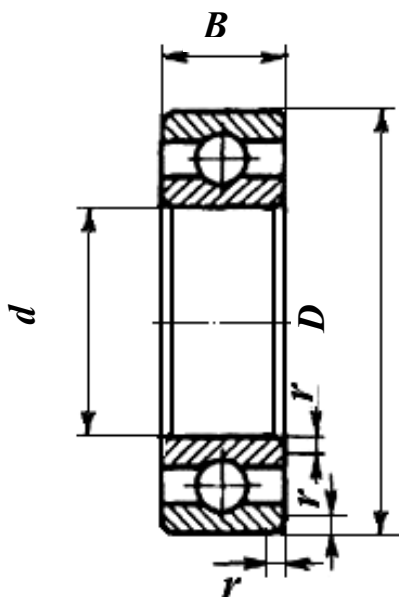


Рис. 4.9. Основные размеры подшипника шарикового радиального однорядного

Для нашего подшипника 212 в соответствии с ГОСТ 8338–75 основные размеры следующие:

$$d = 60 \text{ мм}, D = 110 \text{ мм}, B = 22 \text{ мм}, r = 2,5 \text{ мм}.$$

2. Определим вид нагружения колец подшипников.

В нашей задаче рассматривается узел — ролики ленточных транспортеров, следовательно, наружное кольцо вращается, а внутреннее — неподвижно.

При радиальной нагрузке кольцо подшипника может испытывать местное или циркуляционное нагружение.

Таблица 4.3

Подшипники шариковые радиальные однорядные.

Основные размеры
(извлечения из ГОСТ 8338–75)

Обозначение подшипника	Основные размеры, мм				Масса, кг
	d	D	B	r	
1	2	3	4	5	6
205	25	52	15	1,5	0,129
206	30	62	16	1,5	0,200
207	35	72	17	2,0	0,284
208	40	80	18	2,0	0,349
209	45	85	19	2,0	0,404
210	50	90	20	2,0	0,460
211	55	100	21	2,5	0,597
212	60	110	22	2,5	0,771
213	65	120	23	2,5	0,997
214	70	125	24	2,5	1,072
305	25	62	17	2,0	0,230
306	30	72	19	2,0	0,331
307	35	80	21	2,5	0,447
308	40	90	23	2,5	0,625
309	45	100	25	2,5	0,828
310	50	110	27	3,0	1,062

Окончание табл. 4.3

1	2	3	4	5	6
311	55	120	29	3,0	1,375
312	60	130	31	3,5	1,717
405	25	80	21	2,5	0,530
406	30	90	23	2,5	0,725
407	35	100	25	2,5	0,954
408	40	110	27	3,0	1,227
409	45	120	29	3,0	1,540
410	50	130	31	3,5	1,89
411	55	140	33	3,5	2,290
412	60	150	35	3,5	2,760
415	75	190	45	4,0	5,74
416	80	200	48	4,0	6,72

Для роликов ленточных транспортеров картина следующая:

наружное кольцо подшипника вращается при воздействии радиальной нагрузки, равной 2800 Н, следовательно, оно испытывает циркуляционное нагружение; внутреннее кольцо подшипника неподвижно при воздействии радиальной нагрузки, равной 2800 Н, следовательно, оно испытывает местное нагружение.

3. Определим рекомендуемые посадки для наружного и внутреннего колец подшипника.

Рекомендуемые посадки приведены в ГОСТ 3325–85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки».

В табл. 4.4 и 4.5 приведены извлечения из ГОСТ 3325–85 — рекомендуемые посадки на вал и в корпус для шариковых подшипников.

Используя данные, приведенные в таблицах, выбираем рекомендуемые посадки для роликов ленточных транспортеров.

3.1. Посадка в корпус: наружное кольцо $\varnothing 110 \frac{K7}{16}$ — циркуляционное нагружение, режим работы легкий.

3.2. Посадка на вал: внутренне кольцо $\text{Ø}60 \frac{L6}{g6}$ — местное нагружение, режим работы нормальный.

4. Уточним величину максимальной радиальной нагрузки для выбранной посадки.

В табл. 4.6 приведены допустимые значения интенсивности нагрузки. Для роликов ленточных транспортеров для наружного кольца $\text{Ø}110$ и поля допуска корпуса К7 допустимое значение интенсивности нагрузки составляет $P_R = 800 \text{ кН/м}$.

Таблица 4.4

Рекомендуемые посадки для радиальных шариковых подшипников на вал
(извлечения из ГОСТ 3325–85)

Условия, определяющие выбор посадки		Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы		
1	2	3	4
Местное	Легкий или нормальный	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров и подвесных дорог для небольших грузов, барабаны самописцев, опоры волновых передач	$L0/g6$; $L6/g6$
Местное	Нормальный или тяжелый	Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток, самолетов и т. п. Валки мелкосортных прокатных станов	$L0/g6$; $L6/g6$; $L0/f7$; $L6/f7$; $L0/h6$; $L6/h6$
		Блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов, валки станов для прокатки труб. Крюковые обоймицы кранов	$L0/h6$; $L6/h6$

Окончание табл. 4.4

1	2	3	4
Циркуляционное	Легкий или нормальный	Гидромоторы и малогабаритные электромашины, приборы. Внутришлифовальные шпиндели, электрошпиндели, турбохолодильники	<i>L5/js5; L4/js5; L2/js4; L5/h5; L4/h5; L2/h4; L2/js3; L2/h3</i>
		Сельскохозяйственные машины, центрифуги, турбокомпрессоры, газотурбинные двигатели, центробежные насосы, вентиляторы, электромоторы, редукторы, коробки скоростей станков, коробки передач автомобилей и тракторов	Для $d \leq 40$ мм: <i>L0/k6; L6/k6; L5/js5; L4/js5; L2/js4; L0/js6; L6/js6</i> Для $d \leq 100$ мм: <i>L5/k6; L4/k5; L2/k4; L0/k6; L6/k6; L0/js6; L6/js6;</i> Для $d \leq 250$ мм: <i>L0/m6; L6/m6</i>
Циркуляционное	Нормальный или тяжелый	Электродвигатели мощностью до 100 кВт, турбины, кривошипно-шатунные механизмы, шпиндели металлорежущих станков, крупные редукторы. Редукторы вспомогательного оборудования прокатных станов	Для $d \leq 100$ мм: <i>L5/k5; L4/k5; L2/k4; L0/k6; L6/k6; L0/js6; L6/js6</i> Для $d > 100$ мм: <i>L5/m5; L4/m5; L2/m4; L6/m6; L0/m6</i>
Циркуляционное	Тяжелая и ударная нагрузка	Железнодорожные и трамвайные буксы, буксы тяжелонагруженных металлургических транспортных устройств. Некоторые узлы сельхозмашин	<i>h8, h9</i>
Циркуляционное	Нормальный	Трансмиссионные и контприводные валы и узлы, сельскохозяйственные машины	<i>h10, h9</i>

Таблица 4.5

**Рекомендуемые посадки в корпус для радиальных
шариковых подшипников
(извлечения из ГОСТ 3325–85)**

Условия, определяющие выбор посадки		Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы		
1	2	3	4
Циркуляцион- ное	Тяжелый при тонкостенном корпусе	Колеса автомобилей, тракторов, башенных кранов, ведущие барабаны гусеничных машин	<i>P7/16; P7/16; P6/15</i>
	Нормальный	Ролики ленточных транспортеров, барабанов комбайна, валики станов для прокатки труб	<i>Js7/10; Js7/16; K7/10; K7/16</i>
	Нормальный или тяжелый	Передние колеса автомобилей и тягачей. Ролики рольгангов, коленчатые валы, ходовые колеса мостовых и козловых кранов. Опоры и блоки крюковых обоймиц и полиспастов. Опорно-поворотные устройства кранов	<i>N7/10; N7/16 M7/10; M7/16</i>
Местное	Нормальный	Электродвигатели, центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, шпиндели быстроходных металлорежущих станков, турбохолодильники	<i>Js6/15; Js6/14; Js7/10; Js7/16</i>
	Нормальный или тяжелый	Шпиндели тяжелых металлорежущих станков	<i>M6/15; M6/14; K6/15; K6/14;</i>

Окончание табл. 4.5

1	2	3	4
Местное	Нормальный или тяжелый	Узлы общего машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы, тяговые электродвигатели, сельскохозяйственные машины	<i>H7/10; H7/16; J7/10; J7/16</i>
Местное	Легкий или нормальный	Быстроходные электродвигатели, оборудование бытовой техники	<i>H7/10; H7/16; H6/15; H6/14; H5/12; Js7/10</i>
		Трансмиссионные валы, молотилки, машины бумажной промышленности	<i>Js7/10; Js7/16; H7/10; H7/16</i>

Таблица 4.6

Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R на посадочных поверхностях валов и корпусов для циркуляционно-нагруженного кольца

Номинальный размер отверстия внутреннего кольца d , мм	Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R , кН/м			
	Поля допусков для валов			
	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>
Св. 18 до 80	До 300	300–1350	1350–1600	1600–3000
Св. 80 до 180	До 550	550–2000	2000–2500	2500–4000
Св. 180 до 360	До 700	700–3000	3000–3500	3500–6000
Св. 360 до 630	До 900	900–3400	3400–4500	4500–8000
Номинальный размер наружной поверхности наружного кольца D , мм	Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R , кН/м			
	Поля допусков для корпусов			
	<i>K7</i>	<i>M7</i>	<i>N7</i>	<i>P7</i>
Св. 50 до 180	До 800	800–1000	1000–1300	1300–2500
Св. 180 до 360	До 1000	1000–1500	1500–2000	2000–3300
Св. 360 до 630	До 1200	1200–2000	2000–2600	2600–4000
Св. 630 до 1600	До 1600	1600–2500	2500–3500	3500–5500

Определим интенсивность нагрузки для нашего случая (см. формулу (4.1)):

$$P_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{2800 \cdot 10^{-3}}{(22 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 165 \text{ кН/м},$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, 2800 Н или $2800 \cdot 10^{-3}$ кН;
 b – рабочая ширина посадочного места, $B - 2 \cdot r = (22 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^{-3}$ м;
 k_1 – динамический коэффициент посадки при нормальном режиме работы, $k_1 = 1,0$;
 k_2 – коэффициент, учитывающий ослабление натяга при вале и толстостенном корпусе, $k_2 = 1$;
 k_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки F_r в многорядных подшипниках (для радиальных однорядных подшипников $k_3 = 1$).

Выбранная посадка $\text{Ø}110 \frac{K7}{I6}$ по интенсивности нагрузки на по-

садочную поверхность обеспечит заданную радиальную нагрузку $F_r = 2800$ Н, т. к. $165 \leq 800$, где 800 кН – максимальное допустимое значение интенсивности нагрузки для поля допуска корпуса К7.

5. Определим численные значения предельных отклонений сопрягаемых деталей при посадке на вал $\text{Ø}60 \frac{L6}{g6}$ и при посадке в корпус $\text{Ø}110 \frac{K7}{I6}$. Построим схемы полей допусков для данных посадок.

Численные значения предельных отклонений сопрягаемых деталей находим, используя ГОСТ 3325–85. Извлечения из данного документа приведены в табл. 4.7–4.12.

Таблица 4.7
 Численные значения предельных отклонений при посадке подшипника на вал.
 Класс точности нормальный (извлечения из ГОСТ 3325—85)

Интервалы номинальных размеров диаметров d , мм	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм		Предельные отклонения вала, мкм, для полей допусков														
	верхнее	нижнее	$lб$	$тб$		$кб$		$jsб$		jb		hb		gb		fb	
				верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 6 до 10	0	- 8	+19	+10	+6	+1	+4,5	-4,5	+7	-2	0	-9	-5	-14	-13	-22	
Св. 10 до 18	0	- 8	+23	+12	+7	+1	+5,5	-5,5	+8	-3	0	-11	-6	-17	-16	-27	
Св. 18 до 30	0	- 10	+28	+15	+8	+2	+6,5	-6,5	+9	-4	0	-13	-7	-20	-20	-33	
Св. 30 до 50	0	- 12	+33	+17	+9	+2	+8	-8	+11	-5	0	-16	-9	-25	-25	-41	
Св. 50 до 80	0	- 15	+39	+20	+11	+2	+9,5	-9,5	+12	-7	0	-19	-10	-29	-30	-49	
Св. 80 до 120	0	- 20	+45	+23	+13	+3	+11	-11	+13	-9	0	-22	-12	-34	-36	-58	
Св. 120 до 180	0	- 25	+52	+27	+15	+3	+12,5	-12,5	+14	-11	0	-25	-14	-39	-43	-68	
Св. 180 до 250	0	- 30	+60	+31	+17	+4	+14,5	-14,5	+16	-13	0	-29	-15	-44	-50	-79	
Св. 250 до 315	0	- 35	+66	+34	+20	+4	+16	-16	+16	-16	0	-32	-17	-49	-56	-88	

Таблица 4.8

Численные значения предельных отклонений при посадке подшипника в корпус.
Класс точности нормальный (извлечения из ГОСТ 3325—85)

Интервалы номинальных размеров диаметров D , мм	Предельные отклонения корпуса, мкм, для полей допусков																	
	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм		P7		N7		M7		K7		Js7		J7		H7		G7	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 10 до 18	0	-8	-11	-29	-5	-23	0	-18	+6	-12	+9	-9	+10	-8	+18	0	+24	+6
Св. 18 до 30	0	-9	-14	-35	-7	-28	0	-21	+6	-15	+10	-10	+12	-9	+21	0	+28	+7
Св. 30 до 50	0	-11	-17	-42	-8	-33	0	-25	+7	-18	+12	-12	+14	-11	+25	0	+34	+9
Св. 50 до 80	0	-13	-21	-51	-9	-39	0	-30	+9	-21	+15	-15	+18	-12	+30	0	+40	+10
Св. 80 до 120	0	-15	-24	-59	-10	-45	0	-35	+10	25	+17	-17	+22	-13	+35	0	+47	+12
Св. 120 до 150	0	-18	-28	-68	-12	-52	0	-40	+12	-28	+20	-20	+26	-14	+40	0	+54	+14
Св. 150 до 180	0	-25	-28	-68	-12	-52	0	-40	+12	-28	+20	-20	+26	-14	+40	0	+54	+14
Св. 180 до 250	0	-30	-33	-79	-14	-60	0	-46	+13	-33	+23	-23	+30	-16	+46	0	+61	+15
Св. 250 до 315	0	-35	-36	-88	-14	-66	0	-52	+16	-46	+26	-26	+36	-16	+52	0	+69	+17

Таблица 4.9
Численные значения предельных отклонений при посадке подшипника на вал.
Класс точности 6 (извлечения из ГОСТ 3325–85)

Интервалы номинальных размеров диаметров d , мм	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм		Предельные отклонения вала, мкм, для полей допусков														
			nb		mb		kb		jb		hb		gb		fb		
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	
Св. 6 до 10	0	-7	+19	+10	+15	+6	+10	+1	+4,5	-4,5	-2	0	-9	-5	-14	-13	-22
Св. 10 до 18	0	-7	+23	+12	+18	+7	+12	+1	+5,5	-5,5	-3	0	-11	-6	-17	-16	-27
Св. 18 до 30	0	-8	+28	+15	+21	+8	+15	+2	+6,5	-6,5	-4	0	-13	-7	-20	-20	-33
Св. 30 до 50	0	-10	+33	+17	+25	+9	+18	+2	+8	-8	-5	0	-16	-9	-25	-25	-41
Св. 50 до 80	0	-12	+39	+20	+30	+11	+21	+2	+9,5	-9,5	-7	0	-19	-10	-29	-30	-49
Св. 80 до 120	0	-15	+45	+23	+35	+13	+25	+3	+11	-11	-9	0	-22	-12	-34	-36	-58
Св. 120 до 180	0	-18	+52	+27	+40	+15	+28	+3	+12,5	-12,5	-11	0	-25	-14	-39	-43	-68
Св. 180 до 250	0	-22	+60	+31	+46	+17	+33	+4	+14,5	-14,5	-13	0	-29	-15	-44	-50	-79
Св. 250 до 315	0	-25	+66	+34	+52	+20	+36	+4	+16	-16	-16	0	-32	-17	-49	-56	-88

Таблица 4.10
 Численные значения предельных отклонений при посадке подшипников в корпус.
 Класс точности 6 (извлечения из ГОСТ 3325—85)

Интервалы номинальных размеров диаметров D , мм	Предельные отклонения корпуса, мкм, для полей допусков																	
	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм		P7		N7		M7		K7		Js7		J7		H7		G7	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 10 до 18	0	-7	-11	-29	-5	-23	0	-18	+6	-12	+9	-9	+10	-8	+18	0	+24	+6
Св. 18 до 30	0	-8	-14	-35	-7	-28	0	-21	+6	-15	+10	-10	+12	-9	+21	0	+28	+7
Св. 30 до 50	0	-9	-17	-42	-8	-33	0	-25	+7	-18	+12	-12	+14	-11	+25	0	+34	+9
Св. 50 до 80	0	-11	-21	-51	-9	-39	0	-30	+9	-21	+15	-15	+18	-12	+30	0	+40	+10
Св. 80 до 120	0	-13	-24	-59	-10	-45	0	-35	+10	25	+17	-17	+22	-13	+35	0	+47	+12
Св. 120 до 150	0	-15	-28	-68	-12	-52	0	-40	+12	-28	+20	-20	+26	-14	+40	0	+54	+14
Св. 150 до 180	0	-18	-28	-68	-12	-52	0	-40	+12	-28	+20	-20	+26	-14	+40	0	+54	+14
Св. 180 до 250	0	-20	-33	-79	-14	-60	0	-46	+13	-33	+23	-23	+30	-16	+46	0	+61	+15
Св. 250 до 315	0	-25	-36	-88	-14	-66	0	-52	+16	-46	+26	-26	+36	-16	+52	0	+69	+17

Таблица 4.11
Численные значения предельных отклонений при посадке подшипника на вал.
Класс точности 5 (извлечения из ГОСТ 3325–85)

Интервалы номинальных размеров диаметров d , мм	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм		Предельные отклонения вала, мкм, для полей допусков													
			$n5$		$m5$		$k5$		$js5$		$j5$		$h5$		$g5$	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 6 до 10	0	-5	+16	+10	+12	+6	+7	+1	+3	-3	+4	-2	0	-6	-5	-11
Св. 10 до 18	0	-5	+20	+12	+15	+7	+9	+1	+4	-4	+5	-3	0	-8	-6	-14
Св. 18 до 30	0	-6	+24	+15	+17	+8	+11	+2	+4,5	-4,5	+5	-4	0	-9	-7	-16
Св. 30 до 50	0	-8	+28	+17	+20	+9	+13	+2	+5,5	-5,5	+6	-5	0	-11	-9	-20
Св. 50 до 80	0	-9	+33	+20	+24	+11	+15	+2	+6,5	-6,5	+6	-7	0	-13	-10	-23
Св. 80 до 120	0	-10	+38	+23	+28	+13	+18	+3	+7,5	-7,5	+6	-9	0	-15	-12	-27
Св. 120 до 180	0	-13	+45	+27	+33	+15	+21	+3	+9	-9	+7	-11	0	-18	-14	-32
Св. 180 до 250	0	-15	+51	+31	+37	+17	+24	+4	+10	-10	+7	-13	0	-20	-15	-35
Св. 250 до 315	0	-18	+57	+34	+43	+20	+27	+4	+11,5	-11,5	+7	-16	0	-23	-17	-40

Таблица 4.12

Численные значения предельных отклонений при посадке подшипника в корпус.

Класс точности 5 (извлечения из ГОСТ 3325—85)

Интервалы номинальных размеров диаметров D , мм	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм		Предельные отклонения корпуса, мкм, для полей допусков													
	верхнее	нижнее	N6		M6		K6		Js6		J6		H6		G6	
			верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 10 до 18	0	-5	-9	-20	-4	-15	+2	-9	+5,5	-5,5	+6	-5	+11	0	+17	+6
Св. 18 до 30	0	-6	-11	-24	-4	-17	+2	-11	+6,5	-6,5	+8	-5	+13	0	+20	+7
Св. 30 до 50	0	-7	-12	-28	-4	-20	+3	-13	+8	-8	+10	-6	+16	0	+25	+9
Св. 50 до 80	0	-9	-14	-33	-5	-24	+4	-15	+9,5	-9,5	+13	-6	+19	0	+29	+10
Св. 80 до 120	0	-10	-16	-38	-6	-28	+4	-18	+11	-11	+16	-6	+22	0	+34	+12
Св.120 до 150	0	-11	-20	-45	-8	-33	+4	-21	+12,5	-12,5	+18	-7	+25	0	+39	+14
Св. 150 до 180	0	-13	-20	-45	-8	-33	+4	-21	+12,5	-12,5	+18	-7	+25	0	+39	+14
Св. 180 до 250	0	-15	-22	-51	-8	-37	+5	-24	+14,5	-14,5	+22	-7	+29	0	+44	+15
Св. 250 до 315	0	-18	-25	-57	-9	-41	+5	-27	+16	-16	+25	-7	+32	0	+49	+17

Посадка на вал $\varnothing 60 \frac{L6}{g6}$, класс точности 6 (табл. 4.9).

$\varnothing 60 g6$, $es = -10$ мкм, $ei = -29$ мкм.

$\varnothing 60 L6$, $ES = 0$, $EI = -12$ мкм.

На рис. 4.10 представлена схема расположения полей допусков при посадке подшипника на вал.

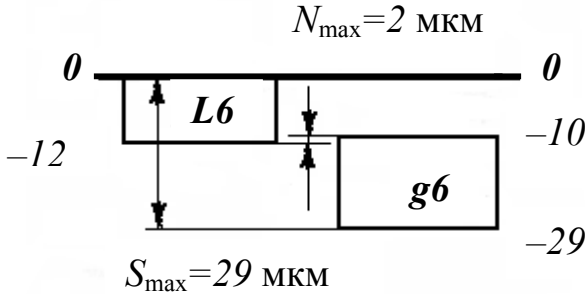


Рис. 4.10. Схема расположения полей допусков при посадке на вал $\varnothing 60 \frac{L6}{g6}$

Посадка $\frac{L6}{g6}$ — это переходная посадка с большей вероятностью зазора, в которой $S_{\max} = 29$ мкм и $N_{\max} = 2$ мкм.

Посадка в корпус $\varnothing 110 \frac{K7}{l6}$, класс точности 6 (табл. 4.10).

$\varnothing 110 K7$, $ES = +10$ мкм, $EI = -25$ мкм

$\varnothing 110 l6$, $es = 0$, $ei = -13$ мкм.

На рис. 4.11 представлена схема расположения полей допусков при посадке подшипника в корпус.

Выбранная посадка $\frac{K7}{l6}$ — это переходная посадка с равной вероятностью получения натяга и зазора, в которой $S_{\max} = 23$ мкм и $N_{\max} = 25$ мкм.

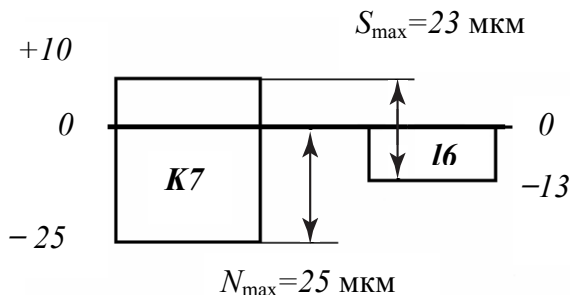


Рис. 4.11. Схема расположения интервалов допусков при посадке подшипника в корпус

6. Выполним эскизы сборочного узла с подшипниками качения и эскизы посадочных поверхностей вала и корпуса.

На рис. 4.12, *a* представлен эскиз посадки подшипника на вал, на рис. 4.12, *б* — эскиз посадки подшипника в корпус.

На рис. 4.12, *в* представлена посадочная поверхность вала. На рисунке указаны: допуск размера на посадочную поверхность вала — $g6$, допуски формы (отклонение от круглости — 5 мкм и отклонение профиля продольного сечения — 5 мкм), допуск на торцевое биение — 19 мкм, шероховатость поверхности — $Ra\ 2,5$. Численные значения этих допусков приведены в ГОСТ 3325–85, необходимые извлечения из которого представлены в табл. 4.13–4.15.

На рис. 4.12, *г* представлен эскиз посадочной поверхности корпуса, в который устанавливается подшипник качения. На эскизе указаны: допуск на посадочную поверхность отверстия — $K7$, допуски формы (отклонение от круглости — 9 мкм, отклонение профиля продольного сечения — 9 мкм), допуск на торцевое биение — 35 мкм и шероховатость поверхности — $Ra\ 1,25$. Численные значения этих допусков (извлечения из ГОСТ 3325–85) представлены в табл. 4.13, 4.15 и 4.16.

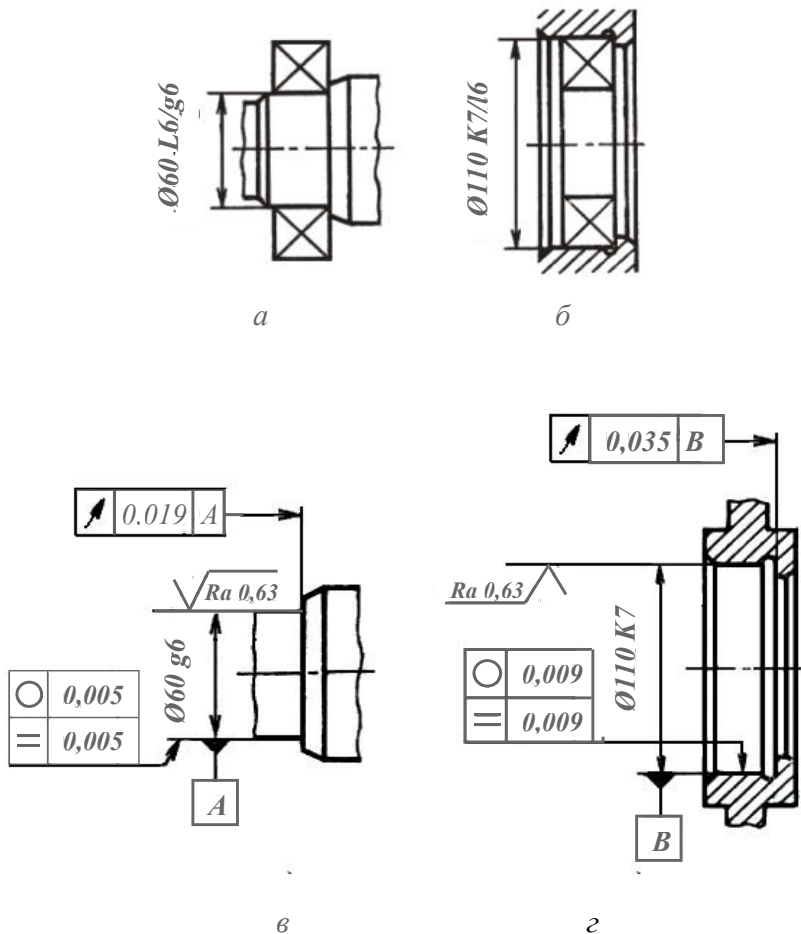


Рис. 4.12. Эскиз сборочного узла с подшипниками качения и посадочных поверхностей вала и отверстия: а — посадка подшипника на вал; б — посадка подшипника в корпус; в — посадочная поверхность вала; г — посадочная поверхность корпуса

Таблица 4.13

**Допуски формы посадочных поверхностей
(извлечения из ГОСТ 3325–85)**

Интервал размеров, мм	Допуски формы посадочных поверхностей, мкм, не более											
	валов (осей)						отверстий корпусов					
	допуск круглости			допуск профиля продольного сечения			допуск круглости			допуск профиля продольного сечения		
	Классы точности подшипников											
	нормальный	6	5 и 4	нормальный	6	5 и 4	нормальный	6	5 и 4	нормальный	6	5 и 4
	Св. 6 до 10	2,5	2,5	1,0	2,5	2,5	1,0	4,0	4,0	1,5	4,0	4,0
Св. 10 до 18	3,0	3,0	1,3	3,0	3,0	1,3	4,5	4,5	2,0	4,5	4,5	2,0
Св. 18 до 30	3,5	3,5	1,5	3,5	3,5	1,5	5,0	5,0	2,0	5,0	5,0	2,0
Св. 30 до 50	4,0	4,0	2,0	4,0	4,0	2,0	6,0	6,0	2,5	6,0	6,0	2,5
Св. 50 до 80	5,0	5,0	2,0	5,0	5,0	2,0	7,5	7,5	3,0	7,5	7,5	3,0
Св. 80 до 120	6,0	6,0	2,5	6,0	6,0	2,5	9,0	9,0	3,5	9,0	9,0	3,5
Св. 120 до 180	6,0	6,0	3,0	6,0	6,0	3,0	10,0	10,0	4,0	10,0	10,0	4,0
Св. 180 до 250	7,0	7,0	3,5	7,0	7,0	3,5	11,5	11,5	5,0	11,5	11,5	5,0

Таблица 4.14

**Допуски торцевого биения опорных торцовых
поверхностей заплечиков валов
(извлечения из ГОСТ 3325–85)**

Интервал размеров, мм	Допуски торцевого биения заплечиков валов, мкм, не более			
	Классы точности подшипников			
	нормальный	6	5	4
Св. 6 до 10	15	9	4	2,5
Св. 10 до 18	18	11	5	3,0
Св. 18 до 30	21	13	6	4,0
Св. 30 до 50	25	16	7	4,0
Св. 50 до 80	30	19	8	5,0
Св. 80 до 120	35	22	10	6,0
Св. 120 до 180	35	22	10	6,0

Таблица 4.15

**Допуски торцевого биения опорных торцовых поверхностей
заплечиков отверстий корпусов
(извлечения из ГОСТ 3325–85)**

Интервал размеров, мм	Допуски торцевого биения заплечиков валов, мкм, не более			
	Классы точности подшипников			
	нормальный	6	5	4
Св. 10 до 18	27	18	8	5
Св. 18 до 30	33	21	9	6
Св. 30 до 50	39	25	11	7
Св. 50 до 80	46	30	13	8
Св. 80 до 120	54	35	15	10
Св. 120 до 180	63	40	18	12
Св. 180 до 250	72	46	20	14
Св. 250 до 315	81	52	23	16
Св. 315 до 400	89	57	25	20

Таблица 4.16

**Шероховатость посадочных и опорных поверхностей
(извлечения из ГОСТ 3325–85)**

Посадочная поверхность	Классы точности подшипников по ГОСТ 520–2011	Параметр шероховатости, мкм, не более, для номинальных диаметров подшипников	
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм
		<i>Ra</i>	
Валов	Нормальный 6, 5 4 2	1,25	2,50
		0,63	1,25
		0,32	0,63
		0,16	0,32
Отверстий корпусов	Нормальный 6, 5 и 4 2	1,25	2,50
		0,63	1,25
		0,32	0,63
Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	Нормальный 6, 5 и 4 2	2,50	2,50
		1,25	2,50
		0,63	0,63



5. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

5.1. ПРИМЕНЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубчатая передача состоит из пары находящихся в зацеплении зубчатых колес или зубчатого колеса и рейки. В первом случае она служит для передачи вращательного движения от одного вала к другому, во втором — для превращения вращательного движения в поступательное.

Различают несколько видов зубчатых передач: цилиндрические, конические и зубчато-винтовые.

Цилиндрические зубчатые передачи — это передачи с параллельным расположением осей. Существует несколько разновидностей цилиндрических зубчатых передач: прямозубые внешнего и внутреннего зацепления, косозубые, шевронные и реечные (рис. 5.1).

Конические зубчатые передачи — передачи при пересекающихся осях. Разновидности: прямозубые и с круговым зубом (рис. 5.2).

Зубчато-винтовые передачи — это передачи с перекрещивающимися осями. Здесь различают винтовые и червячные передачи (рис. 5.3).

Зубчатые передачи широко применяют как в машинах, так и в приборах. По эксплуатационному назначению их можно разделить на четыре основные группы: отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

К отсчетным относятся зубчатые передачи измерительных приборов, делительных механизмов металлорежущих станков и делительных машин и т. п. В большинстве случаев колеса этих передач имеют малый модуль и работают при малых нагрузках и скоростях. Основ-

ным эксплуатационным показателем отсчетных передач является высокая кинематическая точность, т. е. точная согласованность углов поворота ведущего и ведомого колеса зубчатой передачи.

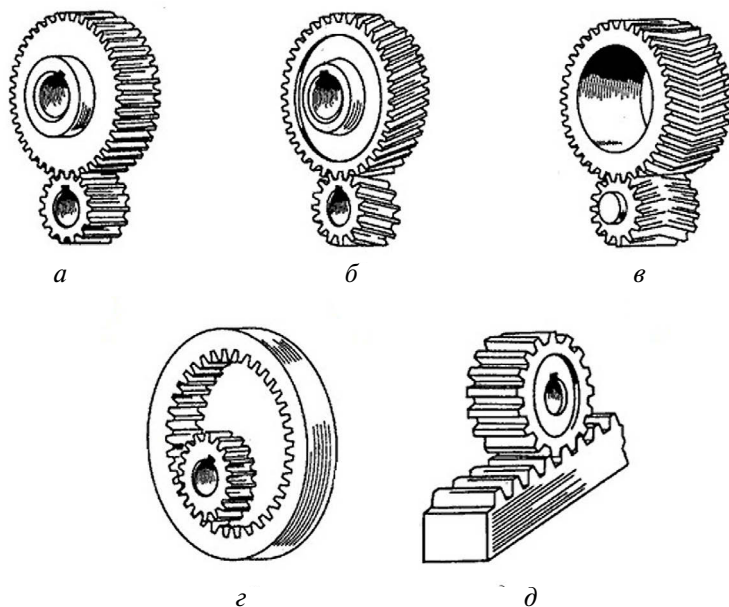


Рис. 5.1. Цилиндрические зубчатые передачи:

a — прямозубая внешнего зацепления; *б* — косозубая внешнего зацепления; *в* — шевронная внешнего зацепления; *г* — прямозубая внутреннего зацепления; *д* — реечная

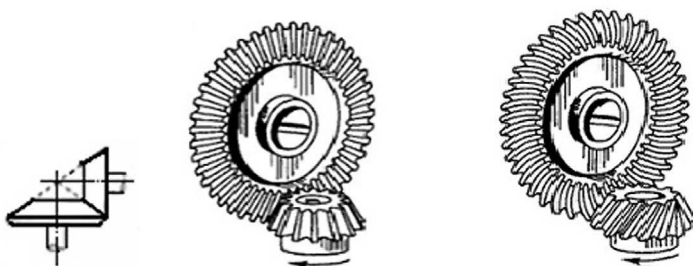


Рис. 5.2. Конические зубчатые передачи

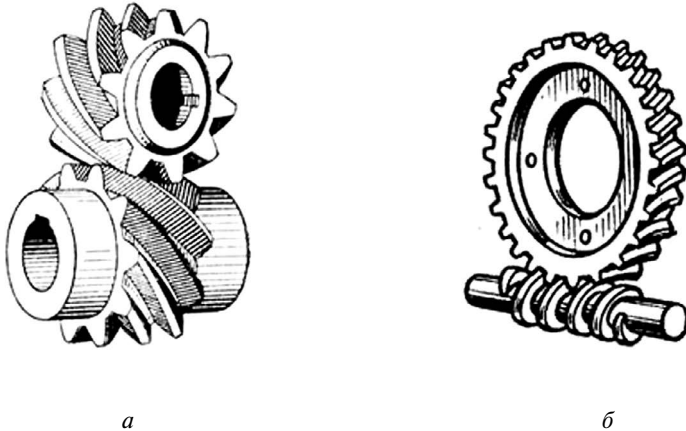


Рис. 5.3. Зубчато-винтовые передачи:
a — винтовая зубчатая передача; *б* — червячная зубчатая передача

Скоростными являются, например, зубчатые передачи турбинных редукторов, в которых окружная скорость достигает 60 м/с при сравнительно большой мощности. Основной эксплуатационный показатель таких передач — это плавность работы, т. е. отсутствие циклических погрешностей, многократно повторяющихся за оборот колеса. Отсутствие циклических погрешностей характеризуется плавностью работы. С ростом скорости вращения требования к плавности работы повышаются. Передача должна работать бесшумно и без вибраций, что может быть достигнуто при минимальных погрешностях формы и взаимного расположения зубьев. Колеса таких передач обычно имеют модули средней величины.

К силовым относятся зубчатые передачи, которые передают значительные крутящие моменты и работают при малом числе оборотов, например зубчатые передачи подъемно-транспортных механизмов, шестеренных клетей прокатных станов. Колеса для таких передач изготавливаются с большим модулем. Основное требование к силовым передачам — обеспечение наибольшего пятна контакта зубьев.

К передачам общего назначения относятся зубчатые передачи машин и приборов, к которым не предъявляются повышенные требования кинематической точности, плавности работы или контакта зубьев.

Элементы прямозубого цилиндрического зубчатого колеса (рис. 5.4):

d — делительный диаметр;

b — ширина зубчатого венца;

d_a — диаметр вершин;

d_f — диаметр впадин;

P — окружной шаг зацепления — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге concentрической окружности зубчатого колеса;

h — высота зуба — расстояние между окружностями вершин и впадин;

h_a — высота головки зуба — расстояние между окружностями делительной и вершин зубьев;

h_f — высота ножки зуба — расстояние между окружностями делительной и впадин.

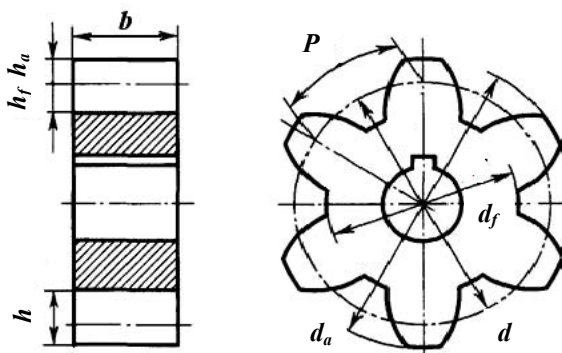


Рис. 5.4. Основные элементы цилиндрического прямозубого зубчатого колеса

Модуль m представляет собой длину, приходящуюся по делительному диаметру на один зуб колеса. Для этого нужно произвольную окружность колеса, например d , разделить на z частей, каждая из которых называется окружным шагом P . Другими словами, модулем зацепления называется линейная величина, в π раз меньшая окружного шага, или отношение шага по любой concentрической окружности зубчатого колеса к π :

$$m = \frac{P}{\pi} = \frac{d}{z}.$$

5.2. СИСТЕМА ДОПУСКОВ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

Очевидно, что требования точности к зубчатым передачам определяются служебным назначением этих передач. Для цилиндрических зубчатых колес и передач требования по точности изготовления устанавливает ГОСТ 1643–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски».

При назначении допусков на зубчатые колеса и передачи преследуются цели:

- обеспечение кинематической точности, т. е. согласованности углов поворотов ведущего и ведомого колеса передачи;
- обеспечение плавности работы, т. е. ограничение циклических погрешностей, многократно повторяющихся при вращении колеса;
- обеспечение контакта зубьев, т. е. такого прилегания зубьев по длине и высоте, при котором нагрузка от одного зуба к другому передается по контактными линиям, максимально используется вся активная поверхность зуба;
- обеспечение бокового зазора для устранения заклинивания зубьев при работе.

В зависимости от условий эксплуатации к зубчатым колесам предъявляются различные требования, как по величине, так и по характеру допускаемых погрешностей. Так, кинематическая точность является основным требованием для делительных и отсчетных передач. Плавность работы — основное требование для высокоскоростных передач. Полнота контакта имеет наибольшее значение для тяжело нагруженных тихоходных передач. Величина бокового зазора и колебание этой величины наиболее важны для реверсивных, отсчетных, съемных и других передач.

ГОСТ 1643–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» устанавливает двенадцать степеней точности зубчатых колес и передач, которые обозначаются арабскими цифрами:

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12



Убывание точности

В настоящее время допуски для степени точности 1 и 2 не установлены.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются:

- нормы кинематической точности;
- нормы плавности работы;
- нормы контакта зубьев.

Допускается комбинирование разных степеней точности у одного зубчатого колеса для норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев. При комбинировании норм разных степеней точности необходимо соблюдать следующие ограничения: нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также на одну степень грубее норм плавности:

Для обоснованного назначения степени точности зубчатых колес используют один из уже известных нам методов:

- расчетный (аналитический);
- метод прецедентов (опытный);
- метод аналогов (метод подобия).

В табл. 5.1 представлены обобщенные рекомендации по назначению степеней точности для различных машин и агрегатов.

Таблица 5.1

Обобщенные данные по выбору
степени точности зубчатых колес

Область применения	Степень точности
Измерительные колеса	3–5
Редукторы турбин	3–6
Авиационные двигатели	4–7
Металлорежущие станки	4–8
Железнодорожный подвижной состав	6–7
Легковые автомобили	5–8
Грузовые автомобили	6–9
Тракторы	6–10
Редукторы общего назначения	6–9
Шестерни прокатных станов	6–10
Крановые механизмы	7–10
Сельскохозяйственные машины	8–12

Помимо степени точности, для зубчатых колес и передач ГОСТ 1643—81 устанавливаются различные виды сопряжений зубьев в передаче. За основу деления по видам сопряжения принят гарантированный боковой зазор $\gamma_{n\min}$ (рис. 5.5).

В зависимости от величины $\gamma_{n\min}$ установлено 6 видов сопряжений (рис. 5.6):

- A* — с увеличенным боковым зазором;
- B* — с нормальным боковым зазором;
- C* — с уменьшенным боковым зазором;
- D* — с малым боковым зазором;
- E* — с весьма малым боковым зазором;
- H* — с нулевым боковым зазором.

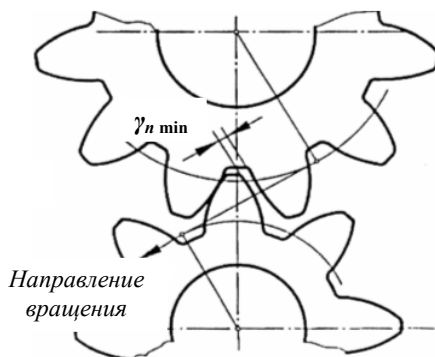


Рис. 5.5. Минимальный гарантированный боковой зазор

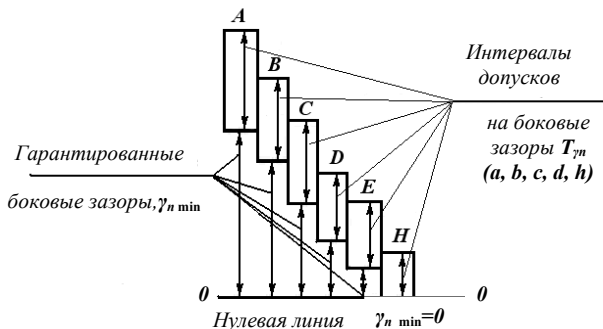



Рис. 5.6. Виды сопряжений зубчатых колес

ГОСТ 1643–81 установлено восемь видов допусков на боковой зазор T_{γ_n} :

h, d, c, b, a, x, y, z

 Увеличение допуска

При отсутствии специальных требований соответствие между видом сопряжения и видом допуска приведено в табл. 5.2.


Таблица 5.2

Рекомендуемое соответствие различных характеристик
точности зубчатых колес

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Вид допуска	Класс отклонений межосевых расстояний
<i>A</i>	3–12	<i>a</i>	VI
<i>B</i>	3–11	<i>b</i>	V
<i>C</i>	3–9	<i>c</i>	IV
<i>D</i>	3–8	<i>d</i>	III
<i>E</i>	3–7	<i>h</i>	II
<i>H</i>	3–7	<i>h</i>	II

Рекомендуемое соответствие классов точности и видов сопряжений приведено в табл. 5.2, однако это соответствие допустимо изменять или можно использовать дополнительные увеличенные виды допусков на боковой зазор: z, y, x .

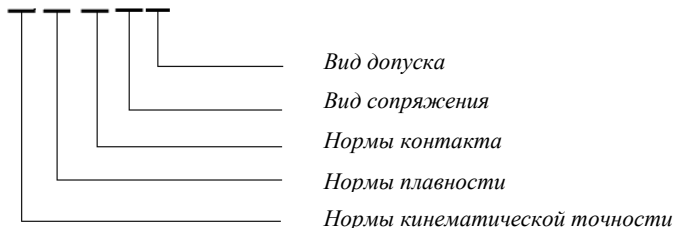
Наряду с видами сопряжения и допусками на виды сопряжения для цилиндрических зубчатых передач установлено шесть классов отклонений межосевых расстояний:

VI, V, IV, III, II, I

 Увеличение точности

Таким образом, точность при изготовлении зубчатых колес и передач задается степенью точности по различным нормам точности, требования к боковому зазору — видом сопряжения, а требования по межосевому расстоянию — классом отклонений межосевых расстояний.

Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи:

8 7 6 Ba ГОСТ 1643–81



При единой степени точности по всем видам норм точности условное обозначение выглядит следующим образом:

7 – С ГОСТ 1643–81.

В этом случае рекомендуемый вид допуска — *c*, класс отклонений межосевых расстояний — IV (см. табл. 5.2).

5.3. ПЕРЕЧЕНЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Для обеспечения кинематической точности предусмотрены следующие показатели, ограничивающие кинематическую погрешность передачи и кинематическую погрешность колеса:

F'_{io} — кинематическая погрешность передачи;

F'_i — кинематическая погрешность колеса;

F_p — накопленная погрешность шага по зубчатому колесу;

F_{pk} — накопленная погрешность *k* шагов;

F_{Vw} — колебание длины общей нормали;

F_r — радиальное биение зубчатого венца;

F_C — погрешность обката;

F''_i — колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса.

Плавность работы передачи определяется параметрами, погрешности которых многократно (циклически) проявляются за оборот зубчатого колеса. К нормам плавности относятся следующие показатели:

f_{zk} — циклическая погрешность зубчатого колеса;

f_{zko} — циклическая погрешность зубчатой передачи;

f_{pb} — отклонение шага зацепления;

f_{pt} — отклонение шага;

f'_i — местная кинематическая погрешность;

- f_f — погрешность профиля зуба;
 f_f'' — колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе;
 f_{ZZO} — циклическая погрешность зубчатой частоты в передачах.

Для повышения износостойкости и долговечности зубчатых передач необходимо, чтобы полнота контакта сопряжений боковых поверхностей зубьев колес была наибольшей. При неполном и неравномерном прилегании зубьев уменьшается несущая площадь поверхности их контакта, неравномерно распределяются контактные напряжения и смазочный материал, что приводит к интенсивному изнашиванию зубьев. Для обеспечения полноты контакта нормируются следующие показатели:

пятно — суммарное пятно контакта;

F_{Pcn} — отклонение осевых шагов по нормали;

F_k — погрешность формы и расположения контактных линий;

F_β — погрешность направления зуба;

f_x — отклонение от параллельности осей;

f_y — перекося осей;

f_a — отклонение межосевого расстояния.

Для устранения возможного заклинивания при нагреве передачи, обеспечения условий протекания смазочного материала зубчатые передачи должны иметь боковой зазор γ_n (см. рис. 5.5).

Показатели, определяющие гарантированный боковой зазор в зубчатой передаче:

— E_{Hs} и E_{Hi} — верхнее и нижнее отклонения смещения исходного контура, T_H — допуск на смещение исходного контура;

— E_{Wms} и E_{Wmi} — верхнее и нижнее отклонения средней длины общей нормали, T_{Wm} — допуск на среднюю длину общей нормали;

— E_{Cs} и E_{Ci} — верхнее и нижнее отклонения толщины зуба, T_C — допуск на толщину зуба;

— $E_{a's}$ и $E_{a'i}$ — верхнее и нижнее отклонения измерительного межосевого расстояния.

Боковой зазор, необходимый для компенсации температурных деформаций и размещения смазки, определяют по формуле

$$\gamma_{n \min} = V + a_w (\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2) \cdot 2 \cdot \sin \alpha ,$$

где V — толщина смазочного слоя;

a_w — межосевое расстояние;

α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материалов колес и корпуса;

Δt_1 и Δt_2 — отклонения температуры колеса и корпуса от нормальной: $\Delta t_1 = t_1 - 20^\circ\text{C}$, $\Delta t_2 = t_2 - 20^\circ\text{C}$;

α — угол профиля исходного контура зубьев.

5.4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ЗАДАЧИ № 4

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКОВ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС»



Задача № 4

Установить степень точности, вид сопряжения и показатели для контроля точности зубчатого колеса, используемого для заданного механизма. Определить допуски и предельные отклонения для показателей контроля цилиндрических зубчатых колес.

Выполнить чертеж зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 2.403–75.

Исходные данные по вариантам приведены в табл. 5.3.

Исходные данные, общие для всех вариантов:

α_1 — коэффициент линейного расширения материала зубчатого колеса (легированная сталь), $\alpha_1 = 11,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{град}}$;

α_2 — коэффициент линейного расширения материала корпуса (чугун), $\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{град}}$;

температура зубчатого колеса $t_1 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура корпуса $t_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 5.3

Исходные данные для задачи № 4
«Определение допусков для зубчатых колес»

Номер варианта	Характеристика зубчатого колеса				Назначение узла с зубчатой передачей	Окружная скорость колеса, м/мин	Повышенные требования к нормам точности
	Модуль m , мм	Число зубьев колес		Ширина венца B , мм			
		z_1	z_2				
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2,5	40	80	30	Коробка скоростей токарного станка	10	Нормы плавности
2	3	20	40	20	Коробка подач сверлильного станка	3	Нормы кинематической точности

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8
3	10	40	80	120	Редуктор привода вентиляционной системы	10	Нормы плавности
4	1,5	45	90	15	Коробка подач токарного станка	8	Нормы кинематической точности
5	8	65	130	100	Привод сушильного цилиндра	8	Нормы плавности
6	2	40	80	30	Редуктор привода подъемно-транспортного механизма	5	Нормы контакта
7	4	40	80	30	Коробка скоростей фрезерного станка	10	Нормы плавности
8	4	20	40	30	Коробка скоростей фрезерного станка	12	Нормы плавности
9	4	50	100	30	Коробка скоростей фрезерного станка	5	Нормы плавности
10	4	20	40	30	Редуктор общего назначения	6	Нет особых требований
11	4	20	40	40	Коробка подач токарного станка	1	Нормы кинематической точности
12	3	40	80	60	Коробка подач токарного станка	1	Нормы кинематической точности

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8
13	3	30	60	80	Коробка подачи токарного станка	2,6	Нормы кинематической точности
14	4	40	80	80	Коробка скоростей токарного станка	6	Нормы плавности
15	4	50	100	30	Коробка скоростей легкового автомобиля	15	Нормы плавности
16	5	160	320	130	Привод подъемно-транспортного механизма	1	Нормы контакта
17	8	40	80	60	Редуктор привода прессового оборудования	1	Нормы контакта
18	2,5	30	60	70	Привод прокатного стана	3	Нормы контакта
19	3	40	80	40	Коробка скоростей грузового автомобиля	7	Нормы плавности
20	12	80	160	100	Крановый механизм	1	Нормы контакта
21	5	50	100	80	Редуктор для товарного железнодорожного подвижного состава	5	Нормы плавности и нормы контакта
22	4	35	70	40	Коробка подачи токарного станка	1	Нормы кинематической точности
23	6	40	80	60	Редуктор привода прокатного стана	2	Нормы контакта

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8
24	2,5	80	160	30	Коробка подачи сверлильного станка	12	Нормы кинематической точности
25	5	50	100	60	Редуктор привода сушильных цилиндров	10	Нормы плавности
26	3	40	80	30	Коробка подачи токарного станка	2	Нормы кинематической точности
27	2	80	160	40	Коробка подачи фрезерного станка	2	Нормы кинематической точности
28	3	40	80	30	Коробка подачи токарного станка	2	Нормы кинематической точности
29	3	10	20	40	Коробка скоростей токарного станка	12	Нормы плавности
30	3	80	160	40	Коробка скоростей сверлильного станка	8	Нормы плавности
31	3	32	64	20	Коробка скоростей сверлильного станка	12	Нормы плавности
32	1,5	100	200	25	Коробка скоростей сверлильного станка	10	Нормы плавности
33	2	60	120	35	Коробка скоростей сверлильного станка	8	Нормы плавности

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8
34	2	80	160	40	Коробка подач фрезерного станка	4	Нормы кинема- тической точности
35	5	30	60	50	Редуктор привода сушильных цилиндров	2	Нормы контакта
36	18	30	60	100	Редуктор	6	Нормы плавности
37	3	40	80	30	Кинемати- ческая цепь прецизионно- го механизма	3	Нормы кинема- тической точности
38	2,5	30	60	70	Редуктор привода сгустителя	1,5	Нормы контакта
39	3	50	100	40	Редуктор паровой турбины	2,5	Нормы контакта
40	5	50	100	40	Коробка скоростей токарного станка	15	Нормы плавности
41	3	80	160	60	Редуктор каландра	4	Нормы контакта
42	10	25	50	160	Привод подъемного крана	0,5	Нормы плавности
43	2	90	180	30	Коробка передач сверлильного станка	12	Нормы плавности
44	3	40	80	40	Редуктор привода бум- машины	5	Нормы контакта
45	5	50	100	80	Редуктор при- вода транс- портёра	1	Нормы контакта

Окончание табл. 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8
46	12	80	160	100	Редуктор привода грузоподъемного механизма	1	Нормы контакта
47	2	40	80	30	Коробка скоростей токарного станка	10	Нормы плавности
48	8	65	130	100	Привод прокатного стана	6	Нормы контакта
49	5	30	60	50	Редуктор привода прессового оборудования	2	Нормы контакта
50	3	50	100	30	Коробка скоростей токарного станка	10	Нормы плавности

5.5. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 4

Исходные данные:

модуль, $m = 2$ мм;

число зубьев, $z_1 = 40$; $z_2 = 80$;

ширина зубчатого венца, $B = 30$ мм;

редуктор общего назначения;

окружная скорость, $v = 6$ м/мин;

угол наклона зубьев, $\beta = 19^\circ$;

температура зубчатого венца, $t_1 = 70^\circ\text{C}$;

температура корпуса, $t_2 = 50^\circ\text{C}$.

Последовательность решения задачи

1. Определим основные параметры зубчатого колеса и зубчатой передачи:

– делительный диаметр зубчатого колеса

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 40 = 80 \text{ мм};$$

- межосевое расстояние зубчатой передачи

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(40 + 80) \cdot 2}{2 \cdot \cos 19^\circ} = 126,9 \text{ мм};$$

- величина масляного слоя

$$V = (10 - 30) \cdot m = 15 \cdot 2 = 30 \text{ мкм.}$$

2. Определим точность зубчатого колеса по назначению механизма.

Известно три способа нормирования точности зубчатых колес:

- расчетный;
- опытный;
- табличный.

В нашем случае воспользуемся именно табличным методом (см. табл. 5.1).

При выборе степени точности надо помнить, что степень точности содержит три вида норм: нормы кинематической точности, нормы плавности и нормы контакта. Степень точности по всем трем нормам может быть одинаковой или нет. При комбинировании различных норм точности нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также на одну степень грубее норм плавности. Для редуктора общего назначения наибольшее значение имеют нормы контакта. С учетом вышесказанного назначаем степень точности: 8–7–6 (8 — степень точности по нормам кинематической точности; 7 — степень точности по нормам плавности; 6 — степень точности по нормам контакта).

3. Определим величину минимального бокового зазора зубчатой передачи:

$$\begin{aligned} \gamma_{n \min} &= V + a_w (\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2) \cdot 2 \cdot \sin \alpha = \\ &= 30 + 126,9 \cdot 10^3 [11,5 \cdot 10^{-6} \cdot (70 - 20) - 10,5 \cdot 10^{-6} (50 - 20)] \times \\ &\times 2 \cdot \sin 20^\circ = 52 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

4. Определим вид сопряжения зубчатого колеса.

Рекомендации по выбору вида сопряжения приведены в ГОСТ 1643–81. Используя стандартные нормы бокового зазора $[\gamma_{n \min}]$ (табл. 5.4), определим вид сопряжения зубчатой передачи по критерию

$$\gamma_{n \min} \leq [\gamma_{n \min}].$$

Таблица 5.4

Величина гарантированного бокового зазора $\gamma_{n \min}$ для различных видов сопряжений (извлечения из ГОСТ 1643–81)

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Межосевое расстояние a_w , мм										
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000	Св. 1000 до 1250
		МКМ										
<i>H</i>	II	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>E</i>	II	30	35	40	46	52	57	63	70	80	90	105
<i>D</i>	III	46	54	68	72	81	89	97	110	125	140	165
<i>C</i>	IV	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260
<i>B</i>	V	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	420
<i>A</i>	VI	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560	660

В нашем случае при межосевом расстоянии $a = 126,9$ мм вид сопряжения *D*, т. к. $52 \leq 68$.

5. Назначим комплекс контроля зубчатого колеса и определим численные значения показателей контроля.

Для полной оценки геометрических параметров зубчатых колес необходимо обеспечить их контроль по всем нормам точности (показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и по боковому зазору в передаче). С этой целью разработаны и регламентированы стандартом так называемые контрольные комплексы показателей, обеспечивающие проверку соответствия зубчатого колеса всем установленным нормам. Примеры контрольных комплексов приведены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Комплексы контроля зубчатых колес

Виды норм	Показатели, нормируемые в комплексе контроля зубчатых колес*						
	1	2	3	4	5	6	7
Нормы кинематической точности	F_i'	F_β и F_{pk}^{**}	F_r F_{Vw}	F_r F_C^{***}	F_i'' F_{Vw}	F_i'' F_C^{***}	F_r
Нормы плавности	f_i'' или f_{zk}	f_{pb} и f_f или f_{pb} и f_{pl}		f_i''		f_{pb}	
Нормы контакта	Суммарное пятно контакта или F_β , или F_k						
Нормы бокового зазора	E_{HS} и T_H E_{Wms} и T_{Wm} E_{CS} и T_C				$E_{a's}$ и $E_{a'i}$		E_{HS} и T_H E_{Wms} и T_{Wm} E_{CS} и T_C
<p>* Рекомендации по выбору комплексов: — комплексы контроля 1–4 предназначены для зубчатых колес 3–8-й степеней точности; — комплексы контроля 5–6 предназначены для зубчатых колес 5–12-й степеней точности; — комплекс контроля 7 предназначен для зубчатых колес 9–12-й степеней точности.</p> <p>** F_{pk} — для 3–6-й степеней точности.</p> <p>*** F_C для 5–8-й степеней точности.</p>							

Выбор методов и комплексов контроля по всем нормам точности и виду сопряжений зависит от точности колес, их размеров, условий производства, назначения передачи, наличия средств измерения на предприятии и других факторов.

Каждый из контрольных комплексов устанавливает показатели, необходимые для контроля зубчатого колеса по всем назначенным нормам точности, причем все стандартные комплексы равноправны.

Учитывая рекомендации, приведенные в табл. 5.5, для нашего варианта целесообразно выбрать комплекс 3.

Все показатели этого комплекса приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Численные значения показателей контроля зубчатого колеса

Виды норм точности	Степень точности	Вид показателя	Обозначение показателя и численное значение	Номер таблицы
Нормы кинематической точности	8	Допуск на радиальное биение	$F_r = 45$ мкм	5.7
		Допуск на колебание длины общей нормали	$F_{Vw} = 28$ мкм	
Нормы плавности	7	Отклонение шага	$f_{pt} = \pm 16$ мкм	5.8
		Отклонение шага зацепления	$f_{pb} = \pm 15$ мкм	
Нормы контакта	6	Погрешность направления зуба	$F_{\beta} = 9$ мкм	5.9
Нормы бокового зазора	Вид сопряжения D	Дополнительное смещение исходного контура	$E_{Hs} = -50$ мкм $T_H = 90$ мкм $E_{Hi} = -140$ мкм	5.12 5.11
		Отклонение длины общей нормали	$E_{Wms} = (-35) + (-11) = -46$ мкм $T_{Wm} = 40$ мкм $E_{Wmi} = -86$ мкм	5.12 5.13 5.14
		Отклонение толщины зуба	$E_{Cs} = -35$ мкм $T_C = 70$ мкм $E_{Ci} = -105$ мкм	5.15 5.16

Численные значения показателей контроля зубчатого колеса по нормам кинематической точности, нормам плавкости, нормам контакта и нормам бокового зазора приведены в табл. 5.7–5.17.

Таблица 5.7

Нормы кинематической точности
(извлечения из ГОСТ 1643–81)

Степень точности	Обозначение	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм					
			До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1600	Св. 1600 до 2500	Св. 2500 до 4000
4	F_r	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10	10 11 13	15 16 18	18 20 22	20 22 25	22 25 28	– 28 32
	F_{Vw}	От 1 до 10	6	12	18	28	–	–
5	F_r	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	16 18 20 –	22 25 28 32	28 32 36 40	32 36 40 45	36 40 45 50	– 45 50 56
	F_{Vw}	От 1 до 10	10	18	28	45	–	–
6	F_r	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	25 28 32 –	36 40 45 50	45 50 56 63	50 56 63 71	56 63 71 80	– 71 80 90
	F_{Vw}	От 1 до 10	16	28	45	70	–	–
7	F_r	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	36 40 45 –	50 56 63 70	63 71 80 90	71 80 90 100	80 90 100 112	– 100 112 125
	F_{Vw}	От 1 до 10	22	40	60	100	–	–
8	F_r	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	45 50 56 –	63 71 80 90	80 90 100 112	90 100 112 125	100 112 125 140	– 125 140 160
	F_{Vw}	От 1 до 10	28	50	80	120	–	–

Таблица 5.8

Нормы плавности (извлечения из ГОСТ 1643–81)

Степень точности	Обозначение	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм					
			До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1600	Св. 1600 до 2500	Св. 2500 до 4000
			мкм					
4	f_{pb}	От 1 до 3,5	±3,8	±4,2	±4,8	±5,3	±5,6	–
		Св. 3,5 до 6,3	±4,8	±5,3	±5,3	±5,6	±6,7	±7,5
		Св. 6,3 до 10	±5,3	±5,6	±6,7	±6,7	±7,5	±8,5
4	f_{pt}	От 1 до 3,5	±4	±4,5	±5	±5,5	±6	–
		Св. 3,5 до 6,3	±5	±5,5	±5,5	±6	±7	±8
		Св. 6,3 до 10	±5,5	±6	±7	±7	±9	±9
4	f_f	От 1 до 3,5	4,8	5,3	6,5	8,0	11	–
		Св. 3,5 до 6,3	5,3	6,0	7,0	9,0	11,5	15
		Св. 6,3 до 10	6	6,5	7,5	9,5	12	16
5	f_{pb}	От 1 до 3,5	±5,6	±6,7	±7,5	±8,5	±9,5	–
		Св. 3,5 до 6,3	±7,5	±8,5	±8,5	±9,5	±10	±12
		Св. 6,3 до 10	±8,5	±9,5	±10	±10	±12	±13
5	f_{pt}	От 1 до 3,5	±6	±7	±8	±9	±10	–
		Св. 3,5 до 6,3	±8	±9	±9	±10	±11	±13
		Св. 6,3 до 10	±9	±10	±11	±11	±13	±14
5	f_f	От 1 до 3,5	6	7	9	11	16	–
		Св. 3,5 до 6,3	7	8	10	13	17	22
		Св. 6,3 до 10	8	9	11	14	18	24
6	f_{pb}	От 1 до 3,5	±9,5	±10	±12	±13	±15	–
		Св. 3,5 до 6,3	±12	±13	±13	±15	±17	±19
		Св. 6,3 до 10	±13	±15	±17	±17	±19	±21
6	f_{pt}	От 1 до 3,5	±10	±11	±13	±14	±16	–
		Св. 3,5 до 6,3	±13	±14	±14	±16	±18	±20
		Св. 6,3 до 10	±14	±16	±18	±18	±20	±22
6	f_f	От 1 до 3,5	–	±18	±20	±20	±22	±25
		Св. 3,5 до 6,3	–	±18	±20	±20	±22	±25
		Св. 6,3 до 10	–	±18	±20	±20	±22	±25

Окончание табл. 5.8

Степень точности	Обозначение	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм					
			До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1600	Св. 1600 до 2500	Св. 2500 до 4000
			МКМ					
6	f_f	От 1 до 3,5	8	9	12	17	24	—
		Св. 3,5 до 6,3	10	11	14	18	25	34
		Св. 6,3 до 10	12	13	16	20	28	36
		Св. 10 до 16	—	16	18	22	30	38
7	f_{pb}	От 1 до 3,5	±13	±15	±17	±19	±21	—
		Св. 3,5 до 6,3	±17	±19	±19	±21	±24	±26
		Св. 6,3 до 10	±19	±21	±24	±24	±26	±30
		Св. 10 до 16	—	±24	±26	±26	±30	±34
	f_{pt}	От 1 до 3,5	±14	±16	±18	±20	±22	—
		Св. 3,5 до 6,3	±18	±20	±20	±22	±25	±28
		Св. 6,3 до 10	±20	±22	±25	±25	±28	±32
		Св. 10 до 16	—	±25	±28	±28	±32	±36
	f_f	От 1 до 3,5	11	13	17	24	36	—
		Св. 3,5 до 6,3	14	16	20	28	38	53
		Св. 6,3 до 10	17	19	24	30	40	56
		Св. 10 до 16	—	22	26	33	45	60
8	f_{pb}	От 1 до 3,5	±19	±21	±24	±26	±30	—
		Св. 3,5 до 6,3	±24	±26	±26	±30	±34	±38
		Св. 6,3 до 10	±26	±30	±34	±34	±38	±42
		Св. 10 до 16	—	±34	±38	±38	±42	±48
	f_{pt}	От 1 до 3,5	±20	±22	±25	±28	±32	—
		Св. 3,5 до 6,3	±25	±28	±28	±32	±36	±40
		Св. 6,3 до 10	±28	±32	±36	±36	±40	±45
		Св. 10 до 16	—	±36	±40	±40	±45	±50
	f_f	От 1 до 3,5	14	18	25	36	50	—
		Св. 3,5 до 6,3	20	22	28	40	56	80
		Св. 6,3 до 10	22	28	36	45	63	90
		Св. 10 до 16	—	32	40	50	71	90

Таблица 5.9

Нормы контакта (извлечения из ГОСТ 1643–81)

Степень точности	Обозначение	Модуль m , мм	Ширина зубчатого венца, мм					
			До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630
4	F_k	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10	11 12 14	12 14 16	14 14 16	14 16 18	16 18 20	– 22 24
	F_β	От 1 до 10	5,5	8	10	12	14	18
5	F_k	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	14 16 20 –	16 18 20 25	16 20 22 25	18 20 22 28	20 25 25 30	– 28 30 36
	F_β	От 1 до 16	7	10	12	16	18	22
6	F_k	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	18 20 25 –	29 22 25 30	22 25 28 32	25 25 30 36	28 30 32 40	– 36 40 45
	F_β	От 1 до 16	9	12	16	20	25	28
7	F_k	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	22 25 30 –	25 28 30 40	28 30 36 40	30 32 40 45	32 36 45 50	– 45 50 56
	F_β	От 1 до 16	11	16	20	25	28	32
8	F_k	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3 Св. 6,3 до 10 Св. 10 до 16	36 40 45 –	40 45 50 60	40 50 56 63	45 50 60 71	50 56 63 80	– 71 80 90
	F_β	От 1 до 16	18	25	32	40	45	56

Таблица 5.10

**Суммарное пятно контакта
(извлечения из ГОСТ 1643–81)**

Степень точности	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %	
	по высоте зубьев, не более	по длине зубьев, не более
4	60	90
5	55	80
6	50	70
7	45	60
8	40	50

Таблица 5.11

**Нормы бокового зазора. Допуск на смещение исходного
контура T_H (извлечения из ГОСТ 1643–81)**

Вид сопряжения	Вид допуска	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм										
		Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
		МКМ										
H, E	h	35	40	40	45	55	60	70	80	110	120	160
D	d	40	45	55	60	70	80	90	100	140	160	200
C	c	55	60	70	80	90	100	120	140	180	200	250
B	b	70	70	80	90	100	120	140	180	200	250	300
A	a	80	90	100	110	140	160	180	200	250	300	350

Таблица 5.12

Нормы бокового зазора. Смещение исходного контура: показатель ($-E_{Hs}$) для зубчатого колеса с внешними зубьями (извлечения из ГОСТ 1643–81)

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d , мм									
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000
		мкм									
H	3–6 7	12 14	14 16	16 18	18 20	20 22	22 25	25 28	28 30	30 35	40 45
E	3–6 7	30 35	35 40	40 45	45 50	52 55	57 60	63 70	70 80	80 90	90 100
D	3–6 7 8	46 50 55	54 60 70	63 70 80	72 80 90	81 90 100	89 100 110	97 110 120	110 120 140	125 140 160	140 160 180
C	3–6 7 8	74 80 90	87 100 110	100 110 120	115 120 140	130 140 160	140 160 180	155 180 200	175 200 220	200 220 250	230 250 280
B	3–6 7 8	120 140 140	140 160 160	160 180 200	185 200 220	210 250 250	230 250 280	250 280 300	280 300 350	320 350 400	360 400 450
A	3–6 7 8	190 200 220	220 250 280	250 280 300	290 300 350	320 350 400	360 400 450	400 460 500	440 500 550	500 550 600	560 600 700

Таблица 5.13

Нормы бокового зазора. Отклонение длины общей нормали:
показатель ($-E_{Wms}$) для зубчатого колеса с внешними зубьями —
слагаемое I
(извлечения из ГОСТ 1643–81)

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d , мм									
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000
		МКМ									
H	3–6	8	10	11	12	14	16	18	20	22	25
	7	10	10	12	14	16	18	20	22	25	28
E	3–6	20	24	28	30	35	40	45	50	55	60
	7	25	30	30	35	40	45	50	55	60	70
D	3–6	30	35	40	50	55	60	70	70	90	100
	7	35	40	50	55	60	70	70	80	100	110
	8	40	50	50	60	70	70	80	90	110	120
C	3–6	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160
	7	55	70	70	80	100	110	120	140	140	160
	8	60	80	80	100	110	120	140	140	160	200
B	3–6	80	100	110	120	140	160	180	200	220	260
	7	100	110	120	140	180	180	200	200	250	280
	8	100	110	140	140	189	200	200	250	280	300
A	3–6	120	140	180	200	220	250	280	300	350	400
	7	140	180	200	200	250	280	300	350	359	400
	8	160	200	200	250	280	300	350	369	400	500

Таблица 5.14

Нормы бокового зазора.

Отклонение длины общей нормали: показатель ($-E_{Wms}$)
для зубчатого колеса с внешними зубьями — **слагаемое II**
(извлечения из ГОСТ 1643–81)

Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм										
Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
мкм										
3	3	4	5	7	9	11	14	18	22	25

Таблица 5.15

Нормы бокового зазора.

Допуск на смещение исходного контура T_{Wm}
(извлечения из ГОСТ 1643–81)

Вид сопряжения	Вид допуска	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм										
		Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
		мкм										
H, E	h	18	20	20	20	22	25	25	28	30	40	55
D	d	25	25	28	30	35	40	40	40	60	70	80
C	c	30	35	40	45	45	50	60	70	90	110	120
B	b	40	40	45	50	55	60	70	100	100	120	140
A	a	50	55	60	60	80	90	100	110	140	150	180

Таблица 5.16

Нормы бокового зазора.
Отклонение толщины зуба ($-E_{Cs}$) для зубчатого колеса
с внешними зубьями
(извлечения из ГОСТ 1643–81)

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d , мм									
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000
		МКМ									
<i>H</i>	3–6	9	10	12	14	16	18	18	20	22	30
	7	10	12	14	14	16	18	20	22	25	35
<i>E</i>	3–6	22	25	30	35	40	40	45	50	60	70
	7	25	30	35	35	40	45	50	60	70	70
<i>D</i>	3–6	35	40	45	55	60	60	70	80	90	100
	7	35	45	50	60	70	70	80	90	100	120
	8	40	50	60	70	70	80	90	100	120	140
<i>C</i>	3–6	55	60	70	80	90	100	110	120	140	160
	7	60	70	80	90	100	120	140	140	160	180
	8	70	80	90	100	120	140	140	160	180	200
<i>B</i>	3–6	90	100	120	140	160	160	180	200	220	250
	7	100	120	140	140	180	180	200	220	250	300
	8	100	120	140	160	180	200	220	250	300	350
<i>A</i>	3–6	140	160	180	200	250	250	250	300	350	400
	7	150	180	200	220	250	300	300	350	400	450
	8	160	200	220	250	300	300	350	400	450	500

Таблица 5.17

Нормы бокового зазора.
Допуск на толщину зуба T_C
(извлечения из ГОСТ 1643–81)

Вид сопряжения	Вид допуска	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм										
		Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
		мкм										
H, E	h	25	30	30	35	40	45	50	70	70	90	120
D	d	30	35	40	45	50	60	70	70	100	120	140
C	c	35	45	50	60	70	70	90	100	140	160	180
B	b	50	50	60	70	70	90	100	140	140	180	220
A	a	60	70	70	80	100	120	140	140	180	220	250

6. Определим предельные значения геометрических параметров при контроле точности изготовления зубчатых колес.

Существует несколько разных геометрических параметров, которыми можно выразить толщину зуба и, следовательно, боковой зазор в передаче:

- толщина зуба по хорде S_C ;
- длина общей нормали W ;
- смещение исходного контура E_H и др.

Отклонение каждого размера задаётся двумя величинами: наименьшим отклонением (соответствует верхнему пределу поля допуска) и наибольшим.

Для толщины зуба по хорде задаётся наименьшее отклонение толщины зуба E_C и допуск на толщину зуба T_C .

Для длины общей нормали задаётся наименьшее отклонение средней длины общей нормали E_{Wms} и допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm} . «Средняя» здесь означает, что при контроле оценивается среднее арифметическое значение нескольких измерений на разных зубьях колеса.

Для смещения исходного контура задаётся наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{Hs} и допуск на смещение исходного контура T_H .

Рассмотрим эти варианты более подробно.

Толщина по хорде

Измерение толщины зуба по хорде — самый распространённый на практике способ измерения. Сущность метода состоит в измерении длины хорды между левой и правой стороной зуба на заданной высоте (рис. 5.7, а). Разумеется, толщину зуба можно измерять в бесконечном количестве мест по высоте зуба, но на практике в большинстве случаев используют измерение толщины зуба по постоянной хорде h_c . Для измерения пользуются специальными приборами — штангензубомерами или индикаторными зубомерами (рис. 5.7, б).

Номинальные параметры толщины зуба определяются следующим образом:

$$S_c = 1,387 \cdot m = 1,397 \cdot 2 = 2,774 \text{ мм};$$

$$h_c = 0,748 \cdot m = 0,748 \cdot 2 = 1,5 \text{ мм}.$$

С учетом предельных отклонений на толщину зуба по постоянной хорде (см. табл. 5.6) получаем данные для контроля зубчатого колеса:

$$S_c = 2,774_{-0,105}^{-0,035} \text{ на высоте } h_c = 1,5 \text{ мм}.$$

Длина общей нормали (размер в обхвате)

Длина общей нормали — расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев цилиндрического зубчатого колеса по общей нормали к этим поверхностям (рис. 5.8).

Колебание длины общей нормали W контролируют приборами, имеющими две параллельные измерительные поверхности и устройство для измерения расстояния между ними. Измерить длину общей нормали абсолютным методом можно микрометрическим зубомером типа МЗ (рис. 5.9, а) или нормалеммером (рис. 5.9, б).

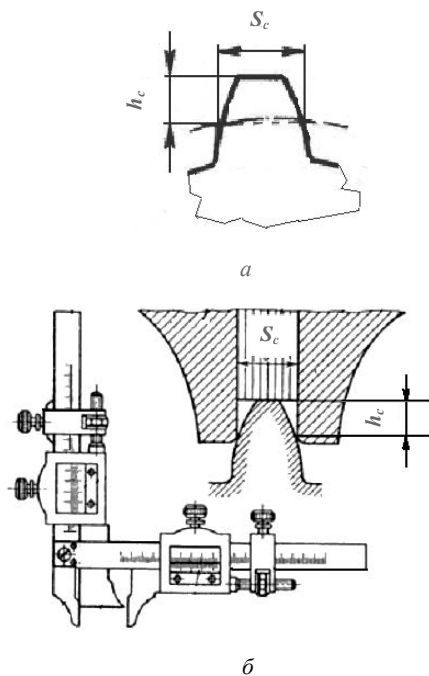


Рис. 5.7. Измерение толщины зуба зубчатого колеса по постоянной хорде:
a — контролируемые параметры толщины зуба;
б — измерение толщины зуба с помощью штангензубомера

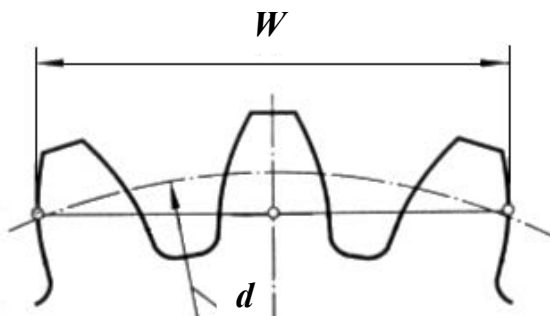


Рис. 5.8. Длина общей нормали зубчатого колеса

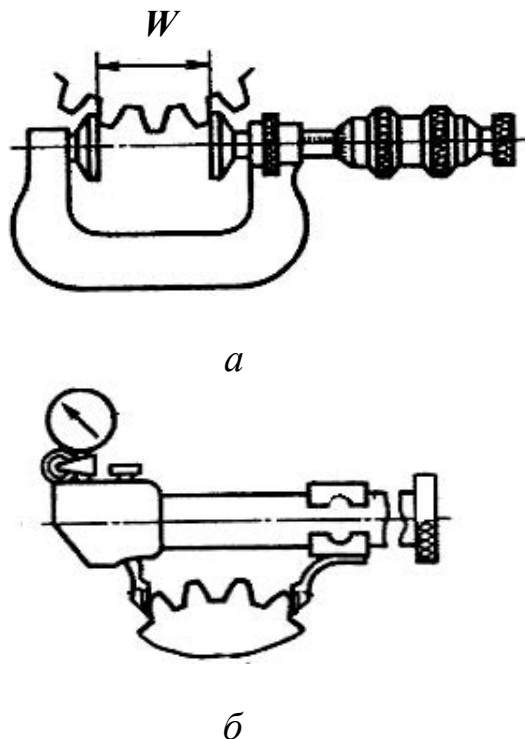


Рис. 5.9. Измерение длины общей нормали:
a — микрометрическим зубомером типа МЗ;
б — нормалемером типа БВ

Для прямозубых колес без смещения (коэффициент смещения $x = 0$):

$$W = m \cdot W',$$

где m — модуль;

W' — длина общей нормали цилиндрических прямозубых колес при $m = 1$ мм.

Значения W' в зависимости от числа зубьев колеса и числа зубьев, охватываемых при измерении, указаны в табл. 5.18.

Таблица 5.18

Значение длины общей нормали W' для прямозубых колес
при $m = 1$ мм, $\alpha = 20^\circ$ и $x = 0$

Число зубьев у колеса z	Число зубьев в длине общей нормали z_n	Длина общей нормали W'	Число зубьев у колеса z	Число зубьев в длине общей нормали z_n	Длина общей нормали W'
1	2	3	4	5	6
20	3	7,66043	43	5	13,88681
21	3	7,67443	44	5	13,90081
22	3	7,68844	45	5	13,91482
23	3	7,70244	46	6	16,88095
24	3	7,71645	47	6	16,89496
25	3	7,73045	48	6	16,90896
26	3	7,74446	49	6	16,92297
27	3	7,75846	50	6	16,93697
28	4	10,72460	51	6	16,95098
29	4	10,73860	52	6	16,96498
30	4	10,75261	53	6	16,97899
31	4	10,76661	54	6	16,99299
32	4	10,78062	55	7	19,95913
33	4	10,79462	56	7	19,97313
34	4	10,82264	57	7	19,98713
35	4	10,83664	58	7	20,00114
36	4	10,83863	59	7	20,01515
37	5	13,80278	60	7	20,02916
38	5	13,81678	61	7	20,04316
39	5	13,83079	62	7	20,05716
40	5	13,84479	63	7	20,07117
41	5	13,85880	64	8	23,03730
42	5	13,87280	65	8	23,05131

Окончание табл. 5.18

1	2	3	4	5	6
66	8	23,06531	84	10	29,22167
67	8	23,07932	85	10	29,23567
68	8	23,09333	86	10	29,24968
69	8	23,10733	87	10	29,26368
70	8	23,12134	88	10	29,27769
71	8	23,13534	89	10	29,29169
72	8	23,14935	90	10	29,30570
73	9	26,11548	91	11	32,27183
74	9	26,12949	92	11	32,28584
75	9	26,14349	93	11	32,29984
76	9	26,15750	94	11	32,31385
77	9	26,17150	95	11	32,32785
78	9	26,18551	96	11	32,34186
79	9	26,19951	97	11	32,35586
80	9	26,21352	98	11	32,36987
81	9	26,22752	99	11	32,38387
82	10	29,19366	100	12	35,35001
83	10	29,20766	101	12	35,36407

Длина общей нормали для косозубых колес

Первоначально определим условное число зубьев:

$$z_y = z \cdot k_\beta = 40 \cdot 1,1732 = 46,928,$$

где z — число зубьев у зубчатого колеса, $z = 40$;

k_β — угловой коэффициент, который зависит от угла наклона зубьев (табл. 5.19); при $\beta = 19^\circ$ $k_\beta = 1,1732$.

Затем определим длину общей нормали для условного числа зубьев $z_y = 46,928$.

Сначала определим длину общей нормали для целого числа зубьев — 46, по табл. 5.18 получаем $W'_1 = 16,88095$.

Затем определим значение длины общей нормали, приходящееся на дробные части условного числа зубьев z_y , по табл. 5.20.

Таблица 5.19

Угловой коэффициент для определения длины
общей нормали косозубых колес

Угол наклона зубьев β°	Коэффициент k_β	Угол наклона зубьев β°	Коэффициент k_β	Угол наклона зубьев β°	Коэффициент k_β
5	1,0110	13	1,0769	21	1,2161
6	1,0158	14	1,0899	22	1,2401
7	1,0216	15	1,1040	23	1,2658
8	1,0284	16	1,1193	24	1,2933
9	1,0361	17	1,1359	25	1,3228
10	1,0447	18	1,1539	26	1,3543
11	1,0544	19	1,1732	27	1,3880
12	1,0650	20	1,1938	28	1,4840

При $z_y = 0,92$ $W_1'' = 0,0129$.

При $z_y = 0,0080$ $W_1''' = 0,000112$.

Таким образом, длина общей нормали косозубого колеса составит

$$W = (W' + W'' + W''')m = (16,88095 + 0,0129 + 0,000112)2 = 33,787924 \text{ мм.}$$

С учетом предельных отклонений (см. табл. 5.6) длина общей нормали косозубого зубчатого колеса составляет

$$W = 33,788_{-0,086}^{-0,046}.$$

Таблица 5.20

Десятичные доли общей нормали, приходящиеся на дробные части условного числа зубьев $z_y, 10^{-4}$ мм

Десятые доли z_y	Сотые доли z_y									
	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,0	0	1	3	4	6	7	8	10	11	13
0,1	14	16	17	18	20	21	22	24	25	27
0,2	20	29	31	32	34	35	36	38	39	41

Окончание табл. 5.20

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,3	42	43	45	46	48	49	51	52	53	55
0,4	56	57	59	60	61	63	64	66	67	69
0,5	70	71	73	74	76	77	79	80	81	83
0,6	84	85	87	88	89	91	92	94	95	97
0,7	98	99	101	102	104	105	106	108	109	111
0,8	112	114	115	116	118	119	120	122	123	124
0,9	126	127	129	130	132	133	135	136	137	139

7. Выполним чертеж зубчатого колеса.

Чертежи зубчатых колес выполняются в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации по ГОСТ 2.403–73.

На изображении зубчатого колеса должны быть указаны основные параметры колеса с предельными отклонениями, шероховатость поверхностей и данные для контроля (рис. 5.10).

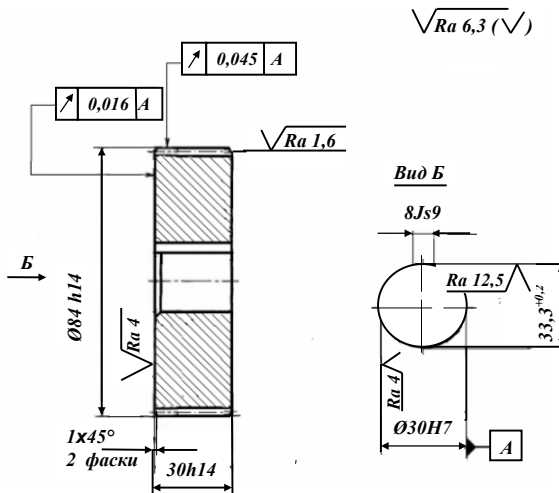


Рис. 5.10. Чертеж зубчатого колеса

Рекомендации по определению и назначению параметров точности зубчатого колеса

1. Диаметр вершин зубьев d_a . Для колес внешнего зацепления

$$d_a = d + 2 \cdot m,$$

где d – делительный диаметр зубчатых колес;

m – модуль.

2. Отклонение размера диаметра вершин d_a определяется точно-стью зубчатой передачи. Наиболее часто для данного размера назна-чают точность $h11$, $h12$, $h13$, $h14$.

3. Ширина зубчатого венца B . Отклонение размера B обычно на-значают по полю допуска $h11$, $h12$, $h13$, $h14$.

4. Размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления на кромках зубьев (фаски и радиусы допускается указывать в техни-ческих требованиях чертежа и задавать конструктивно).

5. Шероховатость поверхности зубьев (табл. 5.21).

Таблица 5.21

Рекомендуемые параметры шероховатости для зубчатого колеса

Поверхность	Значение параметра R_a , мкм, не более									
	Степень точности по нормам кинематической точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Профили зубьев	0,100; 0,20	0,20; 0,40	0,40	0,40	0,40; 0,80	1,6	3,2	6,3	6,3	
По диаметрам впадин	То же, что и для рабочих поверхностей по профилям зубьев									
По диаметрам выступов	3,2; 6,3; 12,5									

Обозначение шероховатости на чертежах устанавливает ГОСТ 2.309–73*. Изменения в обозначении шероховатости, внесенные в ГОСТ 2.309–73*, приведены в прил. 1.

6. На чертеже помимо радиального биения также указывается тор-цевое биение базового торца (табл. 5.22). Для нашего зубчатого коле-са, когда степень точности по нормам контакта составляет 6, шири-на зубчатого венца — 30 мм, делительный диаметр $d = 80$ мм, допуск торцевого биения составляет

$$20 \cdot \frac{80}{100} = 16 \text{ мкм.}$$

7. Отклонение размера отверстия зубчатого колеса выбирается в соответствии с рекомендуемой посадкой $H7$, $H8$, или $H9$.

8. Призматические шпонки дают возможность более точного цен-трирования сопрягаемых элементов (как в нашем случае — зубчатого колеса и вала). Шпонка — это деталь машины или механизма, пред-

ставляющая собой призматический или клинообразный брусок для соединения вала с надетой на него деталью. Общий вид призматической шпонки и эскиз шпоночного соединения приведены на рис. 5.11.

Таблица 5.22

Допуски на торцевое биение базового торца цилиндрических зубчатых колес

Степень точности по нормам контакта	Ширина зубчатого венца B , мм					
	До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630
	Значение допуска при $d = 100$ мм, мкм					
4	12	6	4	3	2,2	1,7
5	16	8	5,1	4	2,9	2,2
6	20	10	6,4	5	3,8	2,8
7	24	12	8	6	4,5	3,4
8	40	20	12,8	10	7,1	5,5
9	64	32	20	16	1	9
10	100	50	32	25	19,2	14

Допуск на торцевое биение определяют умножением значения, взятого из таблицы, на величину $d/100$.
 В нашем случае $d = 80$ мм,
 степень точности по нормам контакта — 6,
 ширина венца зубчатого колеса $B = 30$ мм.

Тогда торцевое биение такого зубчатого колеса: $20 \cdot \frac{80}{100} = 16$ мкм.

Размеры шпонки выбирают в зависимости от диаметра вала, используя ГОСТ 23360–78 (табл. 5.24).

9. Отклонения размеров шпоночных пазов выбираются в зависимости от типа соединения:

- для единичного серийного производства — $Js9$;
- для серийного и массового производства — $D10, Js9$;
- для направляющих — $D10$.

Предельные отклонения глубины паза на валу и во втулке приведены в табл. 5.23.

Для нашего диаметра отверстия $D = 30$ мм рекомендовано сечение шпонки 8×7 мм. Глубина паза во втулке $t_2 = 3,3$ мм. Предельные отклонения глубины паза — $3,3^{+0,2}$.

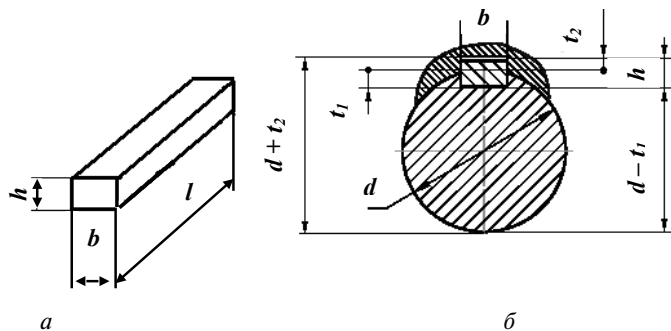


Рис. 5.11. Эскиз шпоночного соединения

a — общий вид шпонки:*b* — ширина шпонки; *h* — высота шпонки; *l* — длина шпонки;*б* — эскиз шпоночного соединения:*d* — диаметр вала, сопрягаемого с втулкой; t_1 — глубина паза на валу; t_2 — глубина паза во втулке

Таблица 5.23

Основные размеры соединений с призматическими шпонками
(извлечение из ГОСТ 23360–78)

Диаметр вала <i>D</i> , мм		Размеры шпонки, мм			Глубина паза для шпонки, мм	
		Сече- ние <i>b</i> × <i>h</i>	Длина <i>l</i>			
от	до		от	до	t_1 на валу	t_2 во втулке
10	12	4×4	8	45	2,5	1,8
12	17	5×5	10	56	3,0	2,3
17	22	6×6	14	70	3,5	2,8
22	30	8×7	18	90	4,0	3,3
30	38	10×8	22	110	5,0	3,3
38	44	12×8	28	140	5,0	3,3
44	50	14×9	36	160	5,5	3,8
50	58	16×10	45	180	6,0	4,3
58	65	18×11	50	200	7,0	4,4
65	75	20×12	56	220	7,5	4,9
75	85	22×14	63	250	9,0	5,4
85	95	25×14	70	280	9,0	5,4
95	110	28×16	80	320	10,0	6,4
110	130	32×18	90	360	11,0	7,4
130	150	36×20	100	400	12,0	8,4

Таблица 5.24

Предельные отклонения глубины паза на валу t_1 и во втулке t_2 соединения с призматическими шпонками

Отклонения	Высота шпонки h , мм		
	от 2 до 6	св. 6 до 18	св. 18 до 50
Верхнее	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,3
Нижнее	0	0	0

10. На чертеже зубчатого колеса обязательно помещается таблица параметров зубчатого колеса, состоящая из трех частей:

- основные данные (данные на изготовление);
- данные для контроля;
- справочные данные.

Размеры таблицы приведены в ГОСТ 2.403–73 (рис. 5.12).

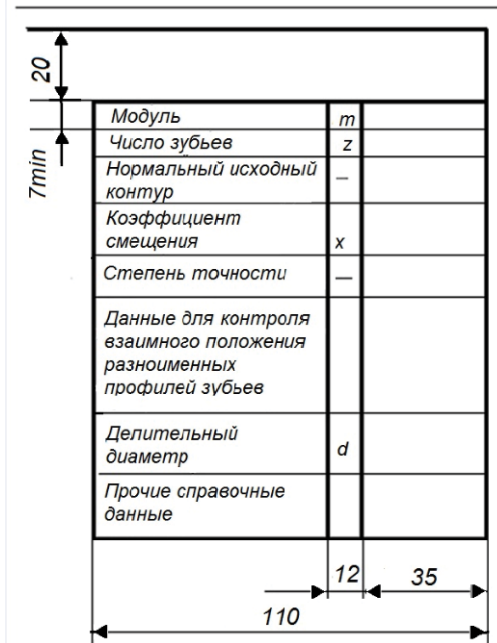


Рис. 5.12. Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже прямозубого цилиндрического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром

В первой части таблицы для колеса должно быть приведено следующее:

- модуль m ;
- число зубьев z ;
- нормальный исходный контур: для стандартного колеса ссылка на ГОСТ 13755–81, для нестандартного — ГОСТ 9587–81;
- коэффициент смещения x ;
- степень точности по ГОСТ 1643–81.

Во второй части таблицы приводятся размеры и отклонения для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

- толщина зуба по постоянной хорде S_c и высота до постоянной хорды h_c ;

- длина общей нормали W со своими предельными значениями.

В третьей части таблицы указываются:

- делительный диаметр d ;
- число зубьев сектора при необходимости и другие справочные параметры.

Пример заполнения таблицы на чертеже косозубого цилиндрического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром приведен на рис. 5.13.

Модуль	m	2
Число зубьев	z	
Угол наклона		40
Направление линии зуба	—	правое
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности	—	8-7-6-D
Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев	W	$33,788_{-0,086}^{-0,046}$
Делительный диаметр	d	80
Прочие справочные данные		

Рис. 5.13. Таблица на чертеже косозубого цилиндрического зубчатого колеса



6. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

6.1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Качество и трудоемкость изготовления машин и механизмов в значительной мере зависит от правильного назначения допусков на размеры деталей, входящих в различные сборочные соединения.

При конструировании механизмов, машин, приборов и других изделий, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений возникает необходимость в проведении размерного анализа. С помощью такого анализа достигается правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допуски. Подобные расчеты выполняются с использованием теории размерных цепей.

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей (рис. 6.1).

Размеры, образующие цепь, называют *звеньями*. В зависимости от расположения звеньев, области применения, места в изделии различают конструкторские, технологические и другие размерные цепи. Классификация размерных цепей приведена в табл. 6.1.

Каждая размерная цепь состоит из составляющих звеньев и одного замыкающего звена. Все звенья в размерной цепи обозначаются буквами латинского алфавита, например: *A, B, C, K, L ...*.

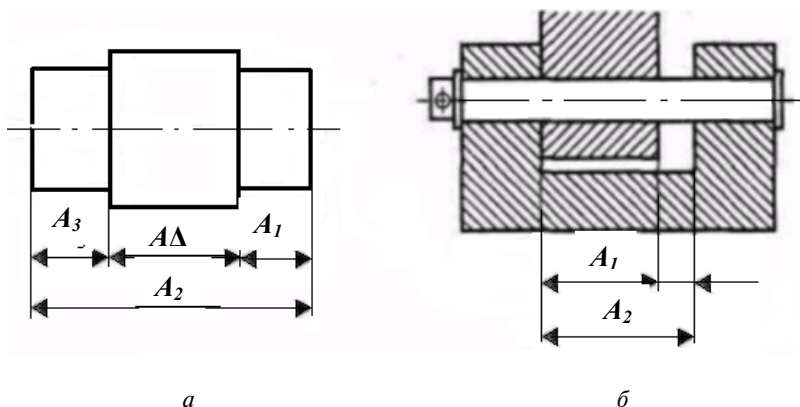


Рис. 6.1. Размеры, образующие размерную цепь:
 a — вал; b — узел конструкции

Замыкающим (исходным) называется звено, определяющее точность размеров и качество детали (изделия) в целом. При проектном расчете размерной цепи замыкающее звено представляет собой результат выполнения всех остальных звеньев в цепи. Это, как правило, самое малоточное звено в цепи. Замыкающее звено дополнительно обозначается буквой латинского алфавита со значком Δ , например A_Δ .

Составляющими называются все остальные звенья в цепи, с изменением которых изменяется и замыкающее звено.

Составляющие звенья размерной цепи разделяются на две группы: увеличивающие и уменьшающие.

Увеличивающие звенья — это такие звенья, с увеличением которых увеличивается и замыкающее звено; увеличивающее звено обозначается стрелкой \leftarrow .

Уменьшающие звенья — это такие звенья, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается; уменьшающее звено обозначается стрелкой \rightarrow .

Размерная цепь условно изображается в виде безмасштабной схемы, где проставляются стрелками увеличивающие и уменьшающие звенья. На рис. 6.2 представлены схемы размерных цепей вала и узла конструкции, представленных на рис. 6.1.

Таблица 6.1

Классификация размерных цепей

Классификационный признак	Название размерной цепи	Назначение, характеристика
Область применения	Конструкторская	Обеспечивает точность при конструировании изделия
	Технологическая	Обеспечивает точность при изготовлении изделий
	Измерительная	Обеспечивает измерения величин, характеризующих точность изделий
Место в изделии	Детальная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей одной детали
	Сборочная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей, входящих в сборочную единицу
Расположение звеньев	Линейная	Звенья цепи являются линейными размерами, которые расположены на параллельных прямых
	Угловая	Звенья цепи представляют собой угловые размеры, отклонения которых могут быть заданы в линейных величинах или в градусах
	Плоская	Звенья цепи расположены произвольно в одной или нескольких произвольных плоскостях
	Пространственная	Звенья цепи расположены произвольно в пространстве
Характер взаимных связей	Параллельно связанные	Размерные цепи (две или более), имеющие хотя бы одно общее звено
	Независимые	Размерные цепи, которые не имеют общих звеньев

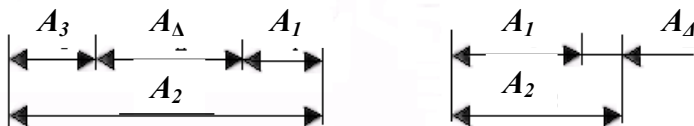


Рис. 6.2. Схемы размерных цепей вала и узла конструкции, представленных на рис. 6.1

Расчет размерных цепей и их анализ — обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости их изготовления. Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции и технологии. При этом различают две задачи: прямую и обратную.

Прямая задача. По заданному номинальному размеру и допуску замыкающего звена определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

Обратная задача. По установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Такая задача относится к поверочному расчету размерной цепи.

Решением обратной задачи проверяется правильность решения прямой задачи.

Расчет размерных цепей производится несколькими методами.

Метод $\max\&\min$, при котором учитываются только сочетания таких составляющих звеньев, когда все увеличивающие звенья имеют наибольшие предельные размеры, а уменьшающие звенья — наименьшие предельные размеры, или наоборот. Данный метод еще называют методом полной взаимозаменяемости. Применяется при расчете размерных цепей для единичного, индивидуального или мелкосерийного производства.

Теоретико-вероятностный метод, при котором учитываются законы распределения размеров деталей внутри партии и случайный характер их сочетания на сборке при серийном, крупносерийном или массовом производстве. Существенное преимущество этого метода расчета — в возможном расширении полей допусков составляющих звеньев.

6.2. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ МЕТОДОМ МАХ&MIN

Расчет размерных цепей начинают с выявления по чертежу общего вида изделия звеньев размерной цепи и составления схемы, на которых условно в виде отрезков любой длины изображаются звенья размерной цепи в последовательности их расположения. При этом даже если номинальный размер какого-либо звена равен нулю, все равно оно изображается на схеме в виде отрезка произвольной длины.

По схеме размерной цепи выявляется замыкающее звено и типы составляющих звеньев (увеличивающие или уменьшающие).

Далее составляются исходные уравнения, выражающие зависимость номинального размера, допуска и предельных отклонений составляющих звеньев.

Основное уравнение теории размерных цепей имеет вид

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{n+m} \xi_j \cdot A_j,$$

где n — число увеличивающих звеньев в размерной цепи;

m — число уменьшающих звеньев в размерной цепи;

j — номер составляющего звена;

ξ_j — передаточное отношение j -го звена, характеризует расположение составляющих звеньев размерной цепи по величине и направлению. Для линейных размерных цепей передаточное отношение составляет для увеличивающих звеньев «+1», а для уменьшающих — «-1».

Таким образом, основное уравнение для линейных размерных цепей выглядит следующим образом:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overline{A_j} - \sum_{i=1}^m \overline{A_i}. \quad (6.1)$$

Уравнение отклонений:

$$Es_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overline{Es_j} - \sum_{i=1}^m \overline{Ei_i}; \quad (6.2)$$

$$Ei_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overline{Ei_j} - \sum_{i=1}^m \overline{Es_i}. \quad (6.3)$$

Предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + E_{S_{\Delta}}; \quad (6.4)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + E_{i_{\Delta}}. \quad (6.5)$$

Допуск замыкающего звена:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+m} T_i, \quad (6.6)$$

где T_i — допуск i -го составляющего звена.

При способе одного качества принимают допущение, что все составляющие звенья выполнены с точностью одного качества и допуски этих звеньев принадлежат одному качеству и зависят только от номинального размера. Нам известно (см. формулу (2.1)):

$$T = a \cdot i,$$

где a — число единиц допуска, определяемое качеством;

i — множитель в формулах допусков, являющийся функцией номинального размера и служащий для определения числового значения допуска.

$$T_{\Delta} = a_{cp} \cdot \sum_{i=1}^{n+m} i_i;$$

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{n+m} i_i}. \quad (6.7)$$

При наличии стандартных звеньев в цепи

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+m-c} T_i + \sum_{j=1}^c T_j,$$

где c — число стандартных звеньев (звеньев с известными допусками) в размерной цепи.

В этом случае качество можно определить по величине

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta} - \sum_{i=1}^c T_i}{\sum_{j=1}^{n+m-c} i_j}. \quad (6.8)$$

По найденному значению a_{cp} определяется качество, а следовательно, и допуски всех составляющих звеньев. Далее остается найти только предельные отклонения.

Предельные отклонения составляющих звеньев зависят от внешне-го вида и характера звеньев.

Для звена типа h (вал): $ES_i = 0$; $Ei_i = -T_i$.

Для звена типа H (отверстие): $ES_i = T_i$; $Ei_i = 0$.

Для остальных звеньев:

$$ES_i = +\frac{T_i}{2}; Ei_i = -\frac{T_i}{2}.$$

6.3. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

При расчете размерных цепей теоретико-вероятностным методом основное уравнение для линейных размерных цепей, уравнение отклонений, предельные размеры замыкающего звена такие же, как при методе $\max\&\min$ (см. формулы (6.1)–(6.5)):

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overline{A_j} - \sum_{i=1}^m \overline{A_i};$$

$$ES_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overline{ES_j} - \sum_{i=1}^m \overline{Ei_i};$$

$$Ei_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overline{Ei_j} - \sum_{i=1}^m \overline{ES_i}.$$

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + ES_{\Delta};$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + Ei_{\Delta}.$$

Допуск замыкающего звена определяют путем квадратичного суммирования допусков составляющих звеньев с учетом закона распределения размеров составляющих звеньев:

$$T_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot T_i^2}, \quad (6.9)$$

где t — коэффициент риска, зависящий от процента риска, наличия бракованных деталей в партии;
 ξ_i — передаточное отношение i -го звена, характеризует расположение составляющих звеньев размерной цепи по величине и направлению. Для линейных размерных цепей передаточное отношение составляет для увеличивающих звеньев «+1», а для уменьшающих — «-1»;
 λ_i — коэффициент относительного рассеяния каждого из составляющих размеров, принимается в соответствии с выбранным законом рассеяния;
 T_i — допуск i -го звена.

В теории размерных цепей наиболее часто применяются следующие основные законы рассеяния размеров:

- нормальный закон (закон Гаусса);
- закон равномерного распределения;
- закон треугольного распределения (закон Симпсона).

Нормальный закон распределения (часто называемый *законом Гаусса*) играет исключительно важную роль в теории вероятностей и занимает среди других законов распределения особое положение. Это — наиболее часто встречающийся на практике закон распределения. Главная особенность, выделяющая нормальный закон среди других законов, состоит в том, что он является предельным законом, к которому приближаются другие законы распределения при весьма часто встречающихся типичных условиях. Нормальный закон распределения часто применяется в технических приложениях, характеризует рассеяние линейных и угловых размеров деталей при обработке их на настроенных станках и если на производстве соблюдаются определенные условия: стабильность работы оборудования, приспособлений, несущественный износ инструмента.

Нормальный закон распределения характеризуется плотностью вероятности вида

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}.$$

Кривая распределения по нормальному закону имеет симметричный холмообразный вид (рис. 6.3).

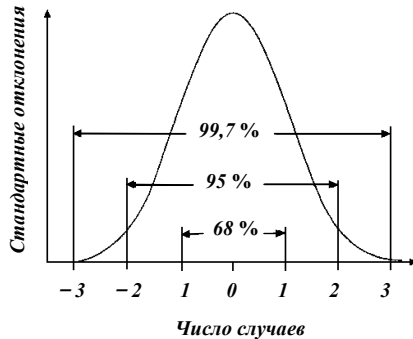


Рис. 6.3. Кривая распределения по нормальному закону

Закон равномерного распределения. Рассеяние размеров детали может быть приблизительно описано законом равной вероятности, если среди причин, вызывающих производственные погрешности, одна является резко доминирующей и равномерно изменяющейся во времени (например, влияние равномерного значительного износа инструмента или нагрева). Случайная величина x называется равномерно распределенной на отрезке $[a, b]$, если ее плотность распределения вероятностей имеет вид

$$f(x) = \begin{cases} \frac{1}{b-a} & x \in [a, b] \\ 0 & x \notin [a, b] \end{cases}.$$

График плотности распределения вероятностей равномерно распределенной случайной величины представлен на рис. 6.4.

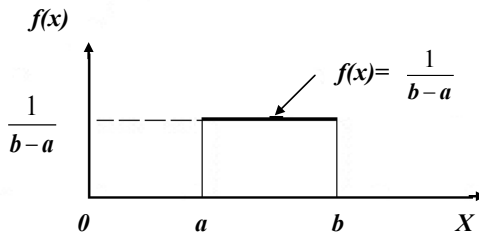


Рис. 6.4. График равномерной плотности распределения

Закон треугольного распределения (закон Симпсона). Такое рассеяние размеров может возникать при сочетании двух случайных независимых величин, распределение которых подчиняется закону равномерного распределения.

Плотность вероятности треугольного закона распределения имеет вид

$$f(x) = \frac{2}{b-a} \cdot \left[1 - \frac{|a+b-2x|}{b-a} \right] x \in [a, b];$$

$$f(x) = 0 x \notin [a, b].$$

График плотности вероятности закона треугольного распределения представлен на рис. 6.5.

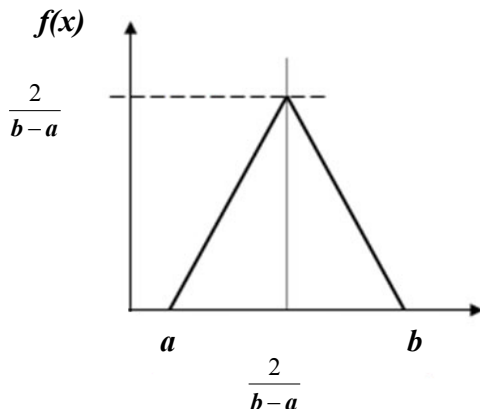


Рис. 6.5. График плотности вероятности закона треугольного распределения

В зависимости от выбранного закона рассеяния размеров коэффициент относительного рассеяния λ принимает следующие значения:

- для закона нормального распределения $\lambda^2 = \frac{1}{9}$;
- для закона равной вероятности $\lambda^2 = \frac{1}{3}$;
- для закона треугольного распределения $\lambda^2 = \frac{1}{6}$.

Для линейных размерных цепей допуск замыкающего звена выражается следующим образом (см. формулу (6.7)):

$$T_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \lambda_i^2 \cdot T_i^2}. \quad (6.10)$$

При способе одного квалитета число единиц допуска составляет

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \lambda_i^2 \cdot i^2}}. \quad (6.11)$$

При наличии в размерной цепи c звеньев, допуски на которые известны, число единиц допуска определяется следующим образом:

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{T_{\Delta}^2 - t^2 \cdot \sum_{j=1}^c \lambda_j^2 \cdot T_j^2}}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m-c} \lambda_i^2 \cdot i_i^2}}. \quad (6.12)$$

Предельные отклонения для составляющих звеньев определяются аналогично по методу *max&min*.

6.4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ЗАДАЧИ № 5 «РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ»



Определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев заданного конструктивного узла.

Исходные данные приведены в табл. 6.2, 6,3 и на рис. 6.6, 6.7.

Таблица 6.2

Исходные данные для вариантов 1–25 (эскиз узла на рис. 6.6)

Вариант задания	Размеры звеньев, мм							L_{Δ}
	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_5	L_6	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	–	5	45	39	93	40	15	$2,5\pm 0,5$
2	–	11	36	30	40	45	17	$0,2\pm 0,2$
3	–	9	32	26	22	34	16	$3\pm 0,2$
4	–	8	26	25	30	20	18	$4\pm 0,3$
5	–	10	35	28	40	50	18	$4\pm 0,4$
6	–	6	24	20	50	35	15	$2\pm 0,2$
7	–	5	30	25	25	45	15	$3,5\pm 0,3$
8	–	10	40	37	25	50	16	$3\pm 0,5$
9	–	6	40	35	20	30	18	2 ± 1
10	–	8	38	33	25	45	18	$3\pm 0,5$
11	–	7	35	31	28	30	15	$3\pm 0,5$
12	–	10	35	29	20	40	18	$2,5\pm 0,4$
13	–	10	30	27	25	45	15	$2\pm 0,3$
14	–	8	30	25	28	27	12	$3\pm 0,4$
15	–	6	28	23	22	35	14	$4\pm 0,5$
16	–	5	25	20	30	40	16	$2\pm 0,3$
17	–	6	30	26	40	35	15	$3\pm 0,2$
18	–	5	30	25	25	47	10	$3,5\pm 0,3$
19	–	8	28	24	30	40	18	$2\pm 0,2$
20	–	10	28	23	40	30	15	$2,5\pm 0,4$

Окончание табл. 6.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
21	—	5	25	21	40	30	14	$3 \pm 0,4$
22	—	12	40	37	30	45	15	$3 \pm 0,3$
23	—	10	35	29	40	50	18	$4,0 \pm 0,4$
24	—	4	35	32	28	40	16	$2 \pm 0,3$
25	—	5	25	36	20	50	15	$3 \pm 0,2$

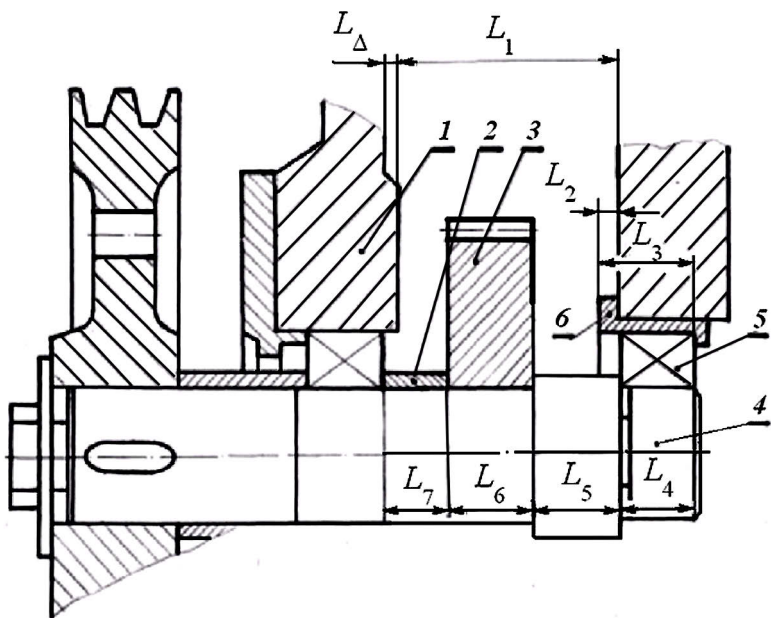


Рис. 6.6. Эскиз узла редуктора:

- 1 — корпус; 2, 6 — втулка;
 3 — зубчатое колесо; 4 — вал;
 5 — подшипник качения

Таблица 6.3

Исходные данные для вариантов 26–50
(эскиз узла на рис. 6.7)

Вариант задания	Размеры звеньев, мм							B_{Δ}
	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	$B_6 = B_8$	B_7	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
26	80	30	5	30	28	23	—	2,5±0,5
27	85	32	6	29	26	25	—	0,2±0,2
28	82	31	6	31	30	27	—	3,0±0,2
29	70	28	5	28	39	29	—	1,0±0,5
30	69	27	10	36	35	31	—	2,0±0,5
31	50	29	6	45	33	30	—	2,0±1,0
32	55	25	8	28	33	37	—	2,0±0,5
33	45	26	8	36	31	35	—	1,0±0,5
34	40	25	10	45	20	20	—	1,0±0,4
35	45	26	10	28	27	21	—	1,0±0,3
36	40	25	8	36	25	22	—	2,0±0,5
37	38	23	6	46	23	23	—	2,0±0,4
38	35	22	5	28	21	24	—	2,0±0,3
39	35	22	6	36	26	25	—	1,0±0,4
40	35	23	5	45	25	26	—	1,0±0,5
41	—	5	25	20	30	40	16	2±0,3
42	—	6	30	26	40	35	15	3±0,2
43	—	5	30	25	25	47	10	3,5±0,3
44	—	8	28	24	30	40	18	2±0,2
45	—	10	28	23	40	30	15	2,5±0,4
46	—	5	25	21	40	30	14	3±0,4
47	—	12	40	37	30	45	15	3±0,3
48	—	10	35	29	40	50	18	4,0±0,4
49	—	4	35	32	28	40	16	2±0,3
50	—	5	25	36	20	50	15	3±0,2

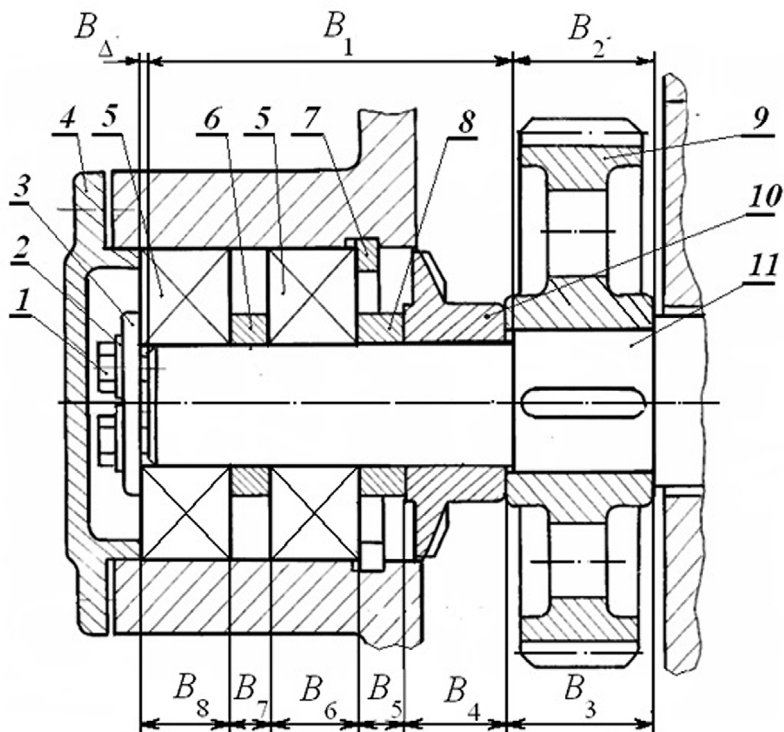


Рис. 6.7. Общий вид редуктора:

- 1 — болт; 2, 3 — шайба; 4 — крышка; 5 — подшипник качения;
 6, 8 — втулка; 7 — шайба; 9 — зубчатое колесо;
 10 — деталь; 11 — вал

6.5. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 5

Определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев конструктивного узла, приведенного на рис. 6.8.

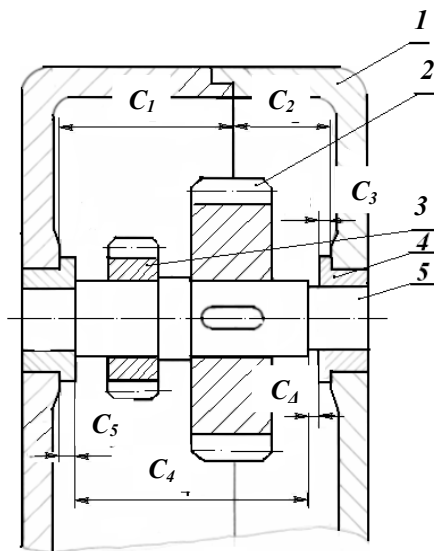


Рис. 6.8. Общий вид редуктора:

1 — корпус; 2, 3 — зубчатое колесо; 4 — подшипник скольжения; 5 — вал

Исходные данные

$C_{\Delta} = 1 \pm 0,2$ мм; $C_1 = 101$ мм; $C_2 = 50$ мм; $C_3 = 5$ мм; $C_5 = 5$ мм; $C_4 = ?$

6.5.1. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ МЕТОДОМ МАХ&МИН

1. Выявим по сборочному чертежу узла (см. рис. 6.8) сборочную размерную цепь и изобразим ее в виде схемы (рис. 6.9), затем определим характер составляющих звеньев (увеличивающие или уменьшающие). Рассматриваемая размерная цепь — конструкторская, сборочная, линейная (см. табл. 6.1).

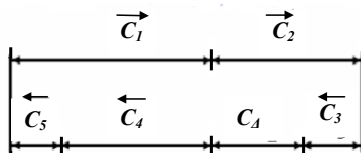


Рис. 6.9. Схема размерной цепи

2. Определим неизвестный номинальный размер составляющего звена C_4 , используя основное уравнение теории размерных цепей (см. формулу (6.1))

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overline{A_j} - \sum_{i=1}^m \overline{A_i},$$

где n — число увеличивающих звеньев в размерной цепи;

m — число уменьшающих звеньев в размерной цепи;

j — номер составляющего звена.

$$C_{\Delta} = C_1 + C_2 - (C_3 + C_4 + C_5);$$

$$C_4 = C_1 + C_2 - C_3 - C_5 - C_{\Delta};$$

$$C_4 = 101 + 50 - 5 - 1 - 5 = 140 \text{ мм}.$$

3. Определим неизвестные допуски составляющих звеньев.

При методе одного качества число единиц допуска a_{cp} определяется по формуле (6.7):

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{n+m} i_j}.$$

Для нашей размерной цепи:

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{i_1 + i_2 + i_3 + i_4 + i_5} = \frac{400}{2,17 + 1,31 + 0,73 + 2,62 + 0,73} = 52,9,$$

где i — единица допуска, которая определяется величиной номинального размера звена. Значения i в зависимости от величины номинального размера приведены в табл. 6.4.

По найденному значению $a_{cp} = 52,9$ определяем качество с помощью стандарта ГОСТ 25346–89 (табл. 6.5), и он составляет качество 10.

Зная качество и номинальный размер звена, можно определить допуски составляющих звеньев, используя ГОСТ 25346–89 (табл. 6.6).

Полученные значения допусков качества 10 для составляющих звеньев рассматриваемой размерной цепи приведены в табл. 6.7.

Для подтверждения правильности выбранного качества необходимо выполнить проверку (см. формулу (6.6)):

$$T_{\Delta} \geq \sum_{i=1}^{n+m} T_i;$$

$$T_{\Delta} \geq T_{C1} + T_{C2} + T_{C3} + T_{C4} + T_{C5};$$

$$400 \geq 140 + 100 + 48 + 160 + 48 = 496.$$

Данное неравенство не выполняется, следовательно, квалитет выбран неверно. Необходимо уменьшить допуски составляющих звеньев и выбрать более точный квалитет. Выбираем квалитет 9 и снова определяем допуски составляющих звеньев, затем проводим проверку. Величины допусков для 9-го квалитета также приведены в табл. 6.7.

Таблица 6.4

Значение единицы
интервала допуска i
для интервалов
номинальных размеров

Интервалы номинальных размеров, мм	Единица поля допуска, мкм
До 3	0,55
Св. 3 до 6	0,73
Св. 6 до 10	0,90
Св. 10 до 18	1,08
Св. 18 до 30	1,31
Св. 30 до 50	1,56
Св. 50 до 80	1,86
Св. 80 до 120	2,17
Св. 120 до 180	2,52
Св. 180 до 250	2,89
Св. 250 до 315	3,22
Св. 315 до 400	3,54

Таблица 6.5

Число единиц допуска a
для квалитетов с 5 до 17

Квалитет	Число единиц допуска a
5	7
6	10
7	16
8	25
9	40
10	64
11	100
12	160
13	250
14	400
15	640
16	1000
17	1600

Таблица 6.6

Значение допусков для различных значений
номинальных размеров
(извлечения из ГОСТ 25346–2013)

Номинальный размер, мм	Квалитет									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Значение допуска, мкм									
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
Св. 6 до 10	6	9	15	22	36	55	90	150	220	360
Св. 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
Св. 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
Св. 30 до 50	11	16	25	39	62	100	169	250	390	620
Св. 50 до 90	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
Св. 90 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
Св. 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
Св. 180 до 250	20	29	46	72	115	186	290	460	720	1150
Св. 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
Св. 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400

Таблица 6.7

Значения допусков составляющих звеньев для 10-го квалитета

Величина допуска	Номинальный размер составляющего звена, мм				
	$C_1 = 101$	$C_2 = 50$	$C_3 = 5$	$C_4 = 140$	$C_5 = 5$
Для квалитета 10, мкм	$T_1 = 140$	$T_2 = 100$	$T_3 = 48$	$T_4 = 160$	$T_5 = 48$
Для квалитета 9, мкм	$T_1 = 87$	$T_2 = 62$	$T_3 = 30$	$T_4 = 100$	$T_5 = 30$

$$400 \geq 87 + 62 + 30 + 100 + 30 = 309;$$

$$400 \geq 309.$$

Данное неравенство выполняется, следовательно, квалитет выбран правильно, допуски на размеры составляющих звеньев определены.

4. Определим неизвестные предельные отклонения составляющих звеньев.

Предельные отклонения зависят от внешнего вида и характера звена.

По характеру все звенья делят следующим образом:

- вал — охватываемая поверхность;
- отверстие — охватывающая поверхность;
- ни вал и ни отверстие.

Для звена типа «вал» предельные отклонения следующие: $e_s = 0$; $e_i = -T$.

Для звена типа «отверстие» предельные отклонения следующие: $E_S = T$; $E_I = 0$.

Для остальных звеньев третьего типа предельные отклонения симметричны: $E_S = \frac{1}{2}T$; $E_I = -\frac{1}{2}T$.

С учетом изложенного предельные отклонения для размеров составляющих звеньев размерной цепи представлены в табл. 6.8.

Таблица 6.8

Предельные отклонения для размеров составляющих звеньев при решении прямой задачи методом $\max\&\min$

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Характер составляющего звена	Отверстие	Отверстие	Ни вал, ни отверстие	Ни вал, ни отверстие	Вал
Верхнее предельное отклонение E_S , мкм	87	62	–	+50	0
Нижнее предельное отклонение E_I , мкм	0	0	–	–50	–30
Координата середины поля допуска ΔT_{C_i} , мкм	43,5	31	–	0	–15

Для компенсации сделанных допущений при расчете размерных цепей вводят компенсирующее звено — самое простое по конструкции, размер которого изменить проще всего, в нашем случае — это составляющее звено C_3 — втулка.

В процессе расчета размерных цепей важно сохранить следующее равенство середин полей допусков:

$$\Delta TC_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta TC_i - \sum_{j=1}^m \Delta TC_j,$$

где ΔTC_{Δ} — координата середины поля допуска замыкающего звена;
 ΔTC_i — координата середины поля допуска i -го составляющего звена.

Для нашей размерной цепи:

$$\Delta TC_{\Delta} = \Delta TC_1 + \Delta TC_2 - (\Delta TC_3 + \Delta TC_4 + \Delta TC_5).$$

Решаем это уравнение относительно звена C_3 и находим середину поля допуска компенсирующего звена:

$$\Delta TC_3 = \Delta TC_1 + \Delta TC_2 - \Delta TC_4 - \Delta TC_5 - \Delta TC_{\Delta};$$

$$\Delta TC_3 = 43,5 + 31 - 0 - (-15) - 0 = 89,5 \text{ мкм.}$$

Затем находим предельные отклонения для звена C_3 :

$$ES_{C_3} = \Delta TC_3 + \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$ES_{C_3} = 89,5 + \frac{1}{2} \cdot 30 = 104,5 \text{ мкм};$$

$$EI_{C_3} = \Delta TC_3 - \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$EI_{C_3} = 89,5 - \frac{1}{2} \cdot 30 = 74,5 \text{ мкм.}$$

Конечный результат расчета размерной цепи методом *max&min* представлен в табл. 6.9.

Таблица 6.9

Номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев при решении прямой задачи методом $\max\&\min$

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Номинальный размер, мм	101	50	5	140	5
Допуск, мкм	87	62	30	100	30
Верхнее предельное отклонение ES , мкм	+87	+62	+104,5	+50	0
Нижнее предельное отклонение EI , мкм	0	0	+74,5	-50	-30
Итоговое значение	$101^{+0,087}$	$50^{+0,062}$	$5^{+0,105}_{+0,075}$	$140 \pm 0,050$	$5_{-0,030}$

6.5.2. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ

ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

При расчете размерных цепей методом $\max\&\min$ предполагалось, что в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное сочетание. Оба случая — наихудшие в смысле получения точности замыкающего звена, но они маловероятны, так как отклонения от размеров в основном группируются около середины поля допуска. На этом положении и основан теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей.

Применение теории вероятностей позволяет расширить допуски составляющих размеров и тем самым обеспечить изготовление деталей при практически ничтожном риске несоблюдения предельных значений замыкающего размера.

Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске замыкающего звена можно рассчитывать четырьмя способами: способом равных допусков, способом назначения допусков одного качества, способом пробных расчетов, способом равного влияния.

Рассмотрим решение прямой задачи теоретико-вероятностным методом и способом назначения допусков одного качества.

Основные этапы выполнения расчета теоретико-вероятностным методом и методом $\max\&\min$ аналогичны и заключаются в следующем:

- выявить по сборочному чертежу узла определенную размерную цепь, изобразить ее в виде схемы и определить характер составляющих звеньев;
- определить неизвестные номинальные размеры составляющих звеньев;
- определить неизвестные допуски составляющих звеньев;
- определить неизвестные предельные отклонения составляющих звеньев.

При решении прямой задачи теоретико-вероятностным методом *первые два этапа* абсолютно аналогичны этапам метода $\max\&\min$. Далее рассмотрим третий и четвертый этапы.

Этап 3. Определим неизвестные допуски составляющих звеньев.

Допуск замыкающего звена линейной размерной цепи при теоретико-вероятностном методе определяется по формуле (6.10):

$$T_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \lambda_i^2 \cdot T_i^2}.$$

Для рассматриваемой размерной цепи допуск замыкающего звена составляет

$$T_{\Delta} = t \sqrt{\lambda_1^2 \cdot T_1^2 + \lambda_2^2 \cdot T_2^2 + \lambda_3^2 \cdot T_3^2 + \lambda_4^2 \cdot T_4^2 + \lambda_5^2 \cdot T_5^2}.$$

Принимаем закон нормального распределения для рассеяния размеров всех пяти звеньев, следовательно, $\lambda^2 = \frac{1}{9}$.

При способе одного качества число единиц допуска определяем по формуле (6.11):

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{t \cdot \lambda \sqrt{i_1^2 + i_2^2 + i_3^2 + i_4^2 + i_5^2}},$$

где i_1, i_2, \dots, i_5 — число единиц допуска для каждого звена (определяются по табл. 6.4);

t — коэффициент, зависящий от процента риска, другими словами — от наличия бракованных деталей в партии; значение коэффициента t приведено в табл. 6.10.

Наиболее часто используемый вариант: $P = 0,27\% \rightarrow t = 3$.

Определим число единиц допуска a_{cp} :

$$a_{cp} = \frac{400}{3 \cdot \frac{1}{3} \sqrt{2,17^2 + 1,31^2 + 0,73^2 + 2,62^2 + 0,73^2}} = 105.$$

По найденному значению $a_{cp} = 105$ определяем квалитет с помощью стандарта ГОСТ 25346–89 (см. табл. 6.5). Он составляет квалитет 11.

Определим допуски составляющих звеньев (см. табл. 6.6). Допуски всех составляющих звеньев, соответствующие квалитету 11, представлены в табл. 6.11.

Таблица 6.10

Значение коэффициента риска t
при нормальном законе
распределения

Процент риска наличия бракованных деталей в партии P , %	Значение коэффициента t
0,01	3,89
0,05	3,48
0,10	3,29
0,27	3
0,5	2,81
1,0	2,57
2	2,32
3	2,17
5	1,96
10	1,65
32	1

Таблица 6.11

Значения допусков
составляющих звеньев
для квалитета 11

Номинальный размер составляющего звена, мм	Величина допуска, мкм
$C_1 = 101$	$T_1 = 220$
$C_2 = 50$	$T_2 = 160$
$C_3 = 5$	$T_3 = 75$
$C_4 = 140$	$T_4 = 250$
$C_5 = 5$	$T_5 = 75$

Выполним проверку (см. формулу (6.10)):

$$T_{\Delta} \geq t \cdot \lambda \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + T_3^2 + T_4^2 + T_5^2};$$

$$T_{\Delta} \geq 3 \cdot \frac{1}{3} \sqrt{220^2 + 160^2 + 75^2 + 250^2 + 75^2};$$

$$400 \geq 384.$$

Квалитет выбран правильно.

Этап 4. Определим неизвестные предельные отклонения составляющих звеньев.

Аналогично методу max&min определим предельные отклонения по характеру звеньев. Итог представлен в табл. 6.12.

Таблица 6.12

Предельные отклонения для размеров составляющих звеньев при решении прямой задачи теоретико-вероятностным методом

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Характер составляющего звена	Отверстие	Отверстие	Ни вал, ни отверстие	Ни вал, ни отверстие	Вал
Верхнее предельное отклонение ES , мкм	220	160	—	+125	0
Нижнее предельное отклонение EI , мкм	0	0	—	-125	-75
Координата середины поля допуска ΔT_{Ci} , мкм	+110	+80	—	0	-34,5

В качестве компенсирующего звена принимаем составляющее звено C_3 :

$$\Delta TC_3 = \Delta TC_1 + \Delta TC_2 - \Delta TC_4 - \Delta TC_5 - \Delta TC_{\Delta};$$

$$\Delta TC_3 = 110 + 80 - 0 - (-34,5) - 0 = 227,5 \text{ мкм.}$$

Затем находим предельные отклонения для звена C_3 :

$$ES_{C_3} = \Delta TC_3 + \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$ES_{C_3} = 227,5 + \frac{1}{2} \cdot 75 = 265 \text{ мкм};$$

$$EI_{C_3} = \Delta TC_3 - \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$EI_{C_3} = 227,5 - \frac{1}{2} \cdot 75 = 190 \text{ мкм.}$$

Конечный результат расчета размерной цепи теоретико-вероятностным методом представлен в табл. 6.13.

Таблица 6.13

Номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев при решении прямой задачи теоретико-вероятностным методом

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Номинальный размер, мм	101	50	5	140	5
Допуск, мкм	220	160	75	250	75
Верхнее предельное отклонение ES , мкм	+220	+160	+265	+125	0
Нижнее предельное отклонение EI , мкм	0	0	+190	-125	-75
Итоговое значение	$101^{+0,220}$	$50^{+0,160}$	$5^{+0,265}_{+0,190}$	$140 \pm 0,125$	$5_{-0,075}$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Димов Ю. В. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник для вузов / Ю. В. Димов. 3-е изд. СПб. : Питер, 2010. 464 с.
2. Белкин И. М. Допуски и посадки: учеб. пособие / И. М. Белкин. М. : Машиностроение, 1992. 528 с.
3. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебник для вузов / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. М. : Машиностроение, 1986. 352 с.
4. Дунаев П. Ф. Допуски и посадки. Обоснование выбора: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, Л. П. Варламов. М. : Высш. шк., 1984. 117 с.
5. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. Л. : Машиностроение, 1983. Ч. 1. 543 с.
6. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. Л. : Машиностроение, 1983. Ч. 2. 448 с.
7. Саранча Г. А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебник / Г. А. Саранча. М. : Издательство стандартов, 1982. 264 с.
8. Тищенко О. Ф. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебник / О. Ф. Тищенко, А. С. Валединский. М. : Машиностроение, 1977. 357 с.
9. Определение допусков для зубчатых передач: метод. указания / сост. Н. К. Казанцева. Екатеринбург : УГЛТА, 1994. 30 с.
10. Контроль точности зубчатых колес: метод. указания / сост. Н. К. Казанцева. Екатеринбург : УГЛТА, 1995. 16 с.
11. Выбор посадки в узлах с подшипниками качения: метод. указания / сост. Н. К. Казанцева. Екатеринбург : УГЛТА, 1995. 24 с.
12. Правила выполнения чертежей зубчатых колес : метод. указания / сост. Н. К. Казанцева. Екатеринбург : УГЛТУ, 2007. 16 с.
13. Расчет размерных цепей: метод. указания / сост. Н. К. Казанцева. Екатеринбург : УГЛТУ, 2008. 25 с.

ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ

Вал (shaft) — наружный размерный элемент (в т. ч. не являющийся цилиндрическим).

Верхнее предельное отклонение (upper limit deviation: Es, es) — алгебраическая разность между верхним предельным размером и номинальным размером.

Взаимозаменяемость — свойство деталей и сборочных единиц изделий, независимо изготовленных с заданной точностью, обеспечивать возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) сопрягаемых деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц — в изделия при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла, агрегата и конструкции в целом.

Диапазон посадки (span of a fit) — арифметическая сумма допусков размеров элементов, образующих посадку.

Длина общей нормали — расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев цилиндрического зубчатого колеса по общей нормали к этим поверхностям.

Допуск (tolerance) — разность между верхним и нижним предельными размерами (T_D, T_d).

Зазор — разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала.

Звено замыкающее (исходное) — звено, определяющее точность размеров и качество детали (изделия) в целом.

Звенья увеличивающие — звенья, с увеличением которых увеличивает и замыкающее звено; увеличивающее звено обозначается стрелкой.

Звенья уменьшающие — звенья, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается; уменьшающее звено обозначается стрелкой.

Интервал допуска (tolerance interval) — совокупность значений размера между пределами допуска, включая эти пределы.

Квалитет (standard tolerance grade) — группа допусков на линейные размеры, характеризующиеся общим обозначением.

Класс допуска (tolerance class) — сочетание основного отклонения и квалитета.

Метод max&min — метод расчета размерных цепей, при котором учитываются только сочетания таких составляющих звеньев, когда все увеличивающие звенья имеют наибольшие предельные размеры, а уменьшающие звенья — наименьшие предельные размеры, или наоборот.

Метод подобия — метод выбора посадок, при котором применяются справочные рекомендации, разработанные в соответствии с классификацией конструкций.

Метод прецедентов (аналогов) — метод выбора посадок, при котором при конструировании изделия или узла используют посадку из ранее разработанных конструкций подобного типа при условии, что имеются сведения о положительных результатах работы таких конструкций.

Модуль t представляет собой длину, приходящуюся по делительному диаметру на один зуб колеса.

Нагружение кольца колебательное — такой вид нагружения, при котором подвижное кольцо подшипника подвергается одновременно воздействию радиальных нагрузок: постоянной по направлению \overline{F}_r и вращающейся \overline{F}_c , меньшей или равной \overline{F}_r .

Нагружение кольца местное — такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса.

Нагружение кольца циркуляционное — такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей дорожке качения, а следовательно, и всей посадочной поверхности вала или корпуса.

Натяг (interference) — разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Нижнее предельное отклонение (lower limit deviation: EI, ei) — алгебраическая разность между нижним предельным размером и номинальным размером.

Нормальная температура — температура, которая во всех странах принята равной +20 °С (ГОСТ 9249–59).

Обратная задача при расчете размерных цепей — по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

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

Посадка в системе вала (shaft-basis fit system) — посадка, в которой основное отклонение вала равно нулю.

Посадка в системе отверстия (hole-basis fit system) — посадка, в которой основное отклонение равно нулю.

Посадка — характер соединения двух деталей (вала и отверстия), определяемый разностью их размеров до сборки.

Прямая задача при расчете размерной цепи — по заданному номинальному размеру и допуску замыкающего звена определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи.

Предельное отклонение (limit deviation) — верхнее предельное отклонение или нижнее предельное отклонение.

Предельные размеры (limits of size) — предельно допустимые размеры размерного элемента.

Размер — это числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. п.) в выбранных единицах измерения.

Размер номинальный (nominal size) — размер геометрического элемента идеальной формы, определяемой чертежом.

Размерная цепь — совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

Система посадок ИСО (ISO fit system) — система посадок, образующаяся при соединении валов и отверстий, допуски на линейные размеры которых установлены в соответствии с системой допусков ИСО на линейные размеры.

Теоретико-вероятностный метод — метод расчета размерных цепей, при котором учитываются законы распределения размеров деталей внутри партии и случайный характер их сочетания на сборке при серийном, крупносерийном или массовом производстве.

Точность — это степень соответствия изготовленных изделий заранее установленным параметрам, задаваемым чертежом, техническими условиями и стандартами.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОБОЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ

Обозначение параметров шероховатости на чертеже детали производится в соответствии с ГОСТ 2.309–73 ЕСКД «Обозначения шероховатости поверхностей (с Изменениями № 1, 2, 3)». Данный стандарт гармонизирован со стандартом ИСО 1302.

1. ОБОЗНАЧЕНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

1.1. Шероховатость поверхностей обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей изделия, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции.

1.2. Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рис. П.1.1.

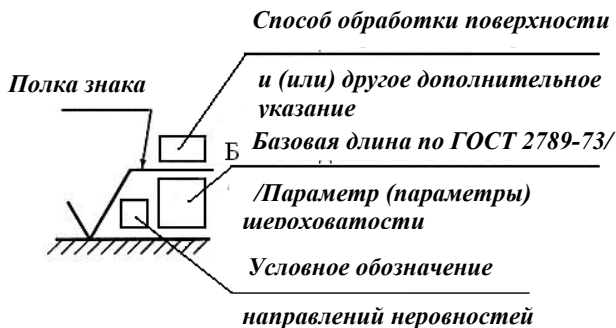


Рис. П.1.1. Структура обозначения шероховатости поверхности

1.3. В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рис. П.1.2.

Высота должна быть приблизительно равна применяемой на чертеже высоте цифр размерных чисел. Толщина линий знаков должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной основной линии, применяемой на чертеже.

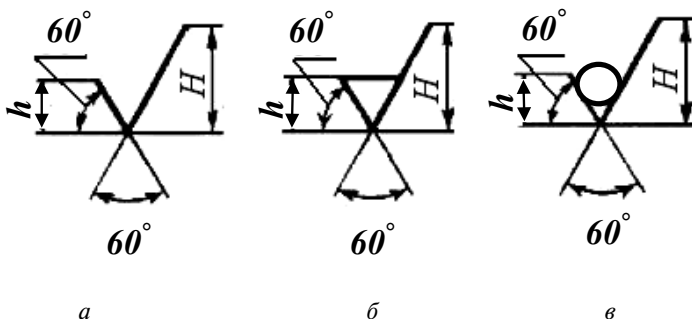


Рис. П.1.2. Варианты знака шероховатости

В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак, представленный на рис. П.1.2, а.

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак, изображенный на рис. П.1.2, б.

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак с указанием значения параметра шероховатости (рис. П.1.2, в).

1.4. Поверхности детали, изготовляемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, должны быть отмечены знаком без указания параметра шероховатости.

1.5. Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789–73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа, например: $Ra0,4$; $Rmax6,3$; $Sm0,63$; $t_{50} 70$; $S0,032$; $Rz50$.

1.5а. При указании наибольшего значения параметра шероховатости в обозначении приводят параметр шероховатости без предельных отклонений, например: $\sqrt{Ra0,4}$; $\sqrt{Rz50}$.

1.5б. При указании наименьшего значения параметра шероховатости после обозначения параметра следует указывать «min», например: $\sqrt{Ra3,2 \min}$; $\sqrt{Rz50 \min}$.

1.6. При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхности в обозначении шероховатости приводят пределы значений параметра, размещая их в две строки, например:

$$Ra_{0,4}^{0,8}; Rmax_{0,30}^{0,80} \text{ и др.}$$

В верхней строке приводят значение параметра, соответствующее более грубой шероховатости.

1.7. При указании номинального значения параметра шероховатости поверхности в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями по ГОСТ 2789–73, например:

$Ra1+20\%$; $Rz100_{-10\%}$; $Sm0,63^{+20\%}$; $t_{50}70 \pm 40\%$ и т. п.

1.8. При указании двух и более параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке (рис. П.1.3):

- параметр высоты неровностей профиля;
- параметр шага неровностей профиля;
- относительная опорная длина профиля.

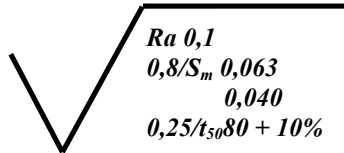


Рис. П.1.3. Обозначение шероховатости при двух и более параметрах



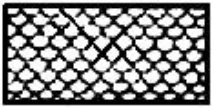



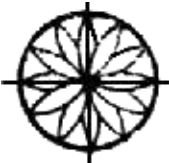

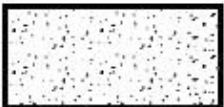

1.9. При нормировании требований к шероховатости поверхности параметрами Ra , Rz , $Rmax$ базовую длину в обозначении шероховатости не приводят, если она соответствует указанной в приложении 1 ГОСТ 2789–73 для выбранного значения параметра шероховатости.

1.10. Условные обозначения направления неровностей должны соответствовать приведенным в таблице. Условные обозначения направления неровностей приводят на чертеже при необходимости.

Возможные направления неровностей

Типы направления неровностей		Обозначение
Название	Схематическое изображение	
1	2	3
Параллельное		
Перпендикулярное		

Окончание табл.

Перекрещивающаяся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		
Точечное		

1.11. Вид обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в случаях, когда он является единственным, применимым для получения требуемого качества поверхности (рис. П.1.4).

Полировать
 $\sqrt{\text{MRa } 0,025}$

Рис. П.1.4. Знак шероховатости с указанием вида обработки

2. ПРАВИЛА НАНЕСЕНИЯ ОБОЗНАЧЕНИЙ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

2.1. Обозначения шероховатости поверхностей на изображении изделия располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок.

2.2. Допускается при недостатке места располагать обозначение шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, на рамке допуска формы, а также разрывать выносную линию (рис. П.1.5).

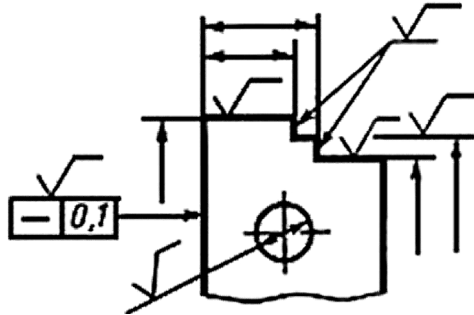


Рис. П.1.5. Варианты расположения знака шероховатости

2.3. Обозначения шероховатости поверхности, в которых знак имеет полку, располагают относительно основной надписи чертежа так, как показано на рис. П.1.6.

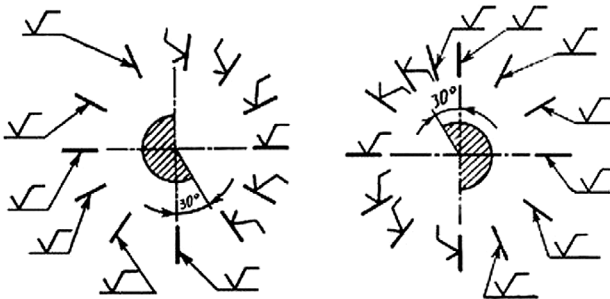


Рис. П.1.6. Обозначения шероховатости, в которых знак имеет полку

2.4. Обозначения шероховатости поверхности, в которых знак не имеет полки, располагают относительно основной надписи чертежа так, как показано на рис. П.1.7.

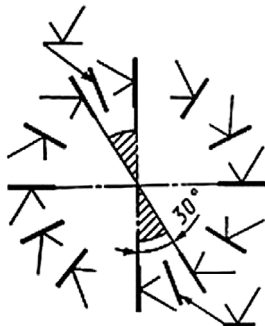


Рис. П.1.7. Обозначение шероховатости, в котором знак не имеет полки

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

НОРМАТИВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ ПО ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

1. ГОСТ 2.308–2011 «Единая система конструкторской документации. Указания допусков формы и расположения поверхностей».
2. ГОСТ 2.309–73 «Единая система конструкторской документации. Обозначения шероховатости поверхностей».
3. ГОСТ 2.311–68 «Единая система конструкторской документации. Изображение резьбы».
4. ГОСТ 2.320–82 «Единая система конструкторской документации. Правила нанесения размеров, допусков и посадок конусов».
5. ГОСТ 2.403–75 «Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес».
6. ГОСТ 2.406–76 «Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес».
7. ГОСТ 520–2011 «Подшипники качения. Общие технические условия».
8. ГОСТ 1139–80 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски».
9. ГОСТ 1643–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски».
10. ГОСТ 1758–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски».
11. ГОСТ 2789–73 «Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики».
12. ГОСТ 3189–89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений».
13. ГОСТ 3325–85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки».
14. ГОСТ 3675–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски».
15. ГОСТ 4608–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом».

16. ГОСТ 6033–80 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины».
17. ГОСТ 6211–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная коническая».
18. ГОСТ 6357–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная цилиндрическая».
19. ГОСТ 6449.3–82 «Изделия из древесины и древесных материалов. Допуски формы и расположения поверхностей».
20. ГОСТ 6636–69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры».
21. ГОСТ 7634–75 «Подшипники радиальные роликовые многорядные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры».
22. ГОСТ 8790–79 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки».
23. ГОСТ 8908–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов».
24. ГОСТ 9000–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая для диаметров менее 1 мм. Допуски».
25. ГОСТ 9150–2002 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль».
26. ГОСТ 9178–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические мелко модульные. Допуски».
27. ГОСТ 9249–59 «Нормальная температура».
28. ГОСТ 9368–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические мелко модульные. Допуски».
29. ГОСТ 9562–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная однозаходная. Допуски».
30. ГОСТ 9563–60 «Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули».
31. ГОСТ 9774–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические мелко модульные. Допуски».
32. ГОСТ 10242–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые реечные. Допуски».
33. ГОСТ 10748–79 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки».

34. ГОСТ 11708—82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба. Термины и определения».
35. ГОСТ 11709—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая для деталей из пластмасс».
36. ГОСТ 13506—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые реечные мелко модульные. Допуски».
37. ГОСТ 13754—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур».
38. ГОСТ 13755—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур».
39. ГОСТ 14140—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей».
40. ГОСТ 16093—2004 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором».
41. ГОСТ 16202—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Исходный контур».
42. ГОСТ 19177—82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная. Профиль и основные размеры».
43. ГОСТ 20184—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические мелко модульные. Исходный червяк и исходный производящий червяк».
44. ГОСТ 23360—78 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и пазов. Допуски и посадки».
45. ГОСТ 24068—80 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки».
46. ГОСТ 24069—97 «Основные нормы взаимозаменяемости. Тангенциальные шпонки и шпоночные пазы».
47. ГОСТ 24070—80 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с тангенциальными усиленными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки».
48. ГОСТ 24071—97 «Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы».
49. ГОСТ 24643—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения».
50. ГОСТ 24737—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная однозаходная. Основные размеры».
51. ГОСТ 24738—81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная однозаходная. Диаметры и шаги».

52. ГОСТ 24739–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная многозаходная».
53. ГОСТ 24834–81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки».
54. ГОСТ 25307–82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Система допусков и посадок для конических соединений».
55. ГОСТ 25096–82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная. Допуски».
56. ГОСТ 25142–82 «Шероховатость поверхности. Термины и определения».
57. ГОСТ 25229–82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая коническая».
58. ГОСТ 25256–2013 «Подшипники качения. Допуски. Термины и определения».
59. ГОСТ 25307–82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Система допусков и посадок для конических соединений».
60. ГОСТ 25346–2013 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки».
61. ГОСТ 25347–2013 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов».
62. ГОСТ 25348–82 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм».
63. ГОСТ 25349–88 «Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков деталей из пластмасс».
64. ГОСТ 26179–84 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски размеров свыше 10000 до 40000 мм».
65. ГОСТ 26338–84 «Соединения трубопроводов резьбовые. Допуски формы и расположения поверхностей».
66. ГОСТ 29175–91 «Основные нормы взаимозаменяемости. Шпонки призматические низкие и шпоночные пазы. Размеры и допуски».
67. ГОСТ 30892–2002 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая с профилем МJ. Профиль, диаметры и шаги, допуски».

68. ГОСТ 30893.1–2002 «Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками».

69. ГОСТ 30893.2–2002 «Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально».

70. ГОСТ 31254–2004 «Основные нормы взаимозаменяемости. Геометрические элементы. Общие термины и определения».

71. ГОСТ Р 50056–92 «Основные нормы взаимозаменяемости. Зависимые допуски формы, расположения и координирующих размеров. Основные положения по применению».

72. ГОСТ Р 50531–93 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур высоконапряженных передач».

73. ГОСТ Р 50536–93 «Основные нормы взаимозаменяемости. Шпонки клиновые низкие с головкой и без головки и шпоночные пазы. Размеры и допуски».

74. ГОСТ Р 53440–2009 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Нормальные конусности и углы конусов».

75. ГОСТ Р 53442–2009 «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения».

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Форма зубчатого колеса зависит от его габаритных размеров и от объема производства, его серийности.

На рис. П.3.1 приведены простейшие формы колес, изготавливаемых в единичном и мелкосерийном производстве.

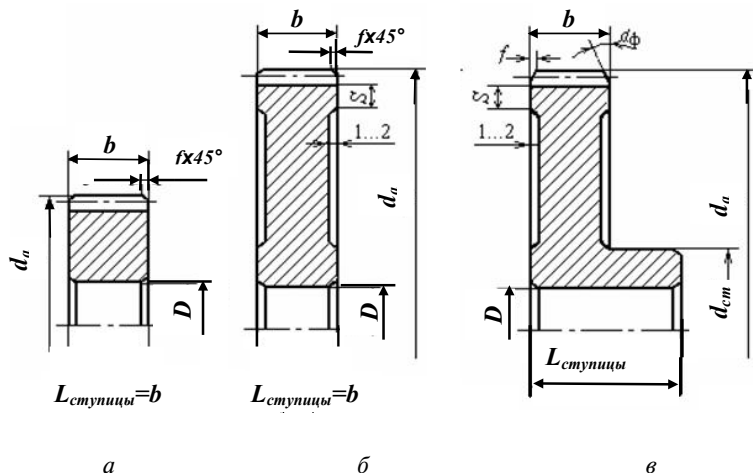


Рис. П.3.1. Простейшие формы зубчатых колес:

a — зубчатое колесо с $d_a < 80$ мм;

б — зубчатое колесо со ступицей, равной ширине зубчатого венца;

в — зубчатое колесо со ступицей, большей ширины зубчатого венца

Для того чтобы уменьшить объем точной обработки резанием, на дисках колес выполняют выточки. При диаметрах $d_a < 80$ мм эти выточки, как правило, не делают (рис. П.3.1, *a*).

Длину посадочного отверстия колеса — ступицы ($l_{ступицы}$) — желательно принимать равной или больше ширины b зубчатого венца колеса. Длину ступицы обычно принимают равной 1–1,2 посадочного отверстия зубчатого колеса D .

Выступающую часть ступицы располагают по направлению действия осевой силы в зацеплении. В одноступенчатых редукторах ко-

леса делают со ступицей, симметрично выступающей в обе стороны от диска колеса (рис. П.3.2).

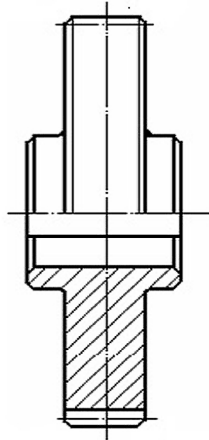


Рис. П.3.2. Зубчатое колесо с симметричной ступицей

Диаметр ступицы назначают в зависимости от материала колеса: для стали — $1,5-1,55D$; для чугуна — $1,55-1,6D$; для легких сплавов — $1,6-1,7D$.

Ширину S торцов зубчатого венца принимают

$$S = 2,2 \cdot m + 0,05 \cdot b,$$

где m — модуль зацепления, мм.

На торцах зубчатого венца выполняют фаски, обычно

$$f = 0,5 - 0,6m.$$

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	7
1.1. Точность и взаимозаменяемость	7
1.2. Основные понятия и определения	10
1.3. Соединения и посадки	13
2. ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТЬ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	16
2.1. Понятие качества	16
2.2. Система допусков на линейные размеры	21
2.3. Исходные данные для решения задачи № 1 «Определение типа посадки»	25
2.4. Пример решения задачи № 1	27
3. ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ	46
3.1. Методы выбора посадок	46
3.2. Расчет посадок с натягом	46
3.3. Исходные данные для задачи № 2 «Расчет посадок с натягом»	51
3.4. Пример решения задачи № 2	53
4. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	58
4.1. Общие сведения	58
4.2. Выбор посадок для подшипников качения	61
4.3. Исходные данные для решения задачи № 3 «Выбор посадок для подшипников качения»	66
4.4. Пример решения задачи № 3	66
5. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ.....	90
5.1. Применение зубчатых передач	90

5.2. СИСТЕМА ДОПУСКОВ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ	94
5.3. ПЕРЕЧЕНЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	98
5.4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ЗАДАЧИ № 4 «ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКОВ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС»	100
5.5. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 4	105
6. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ	132
6.1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ	132
6.2. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ МЕТОДОМ MAX&MIN	136
6.3. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ.....	138
6.4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ЗАДАЧИ № 5. «РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ»	143
6.5. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ № 5.....	146
6.5.1. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ МЕТОДОМ MAX&MIN	147
6.5.2. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ.....	153
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	158
ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ	159
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ	162
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. НОРМАТИВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ ПО ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ	168
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	173



КАЗАНЦЕВА НАДЕЖДА КОНСТАНТИНОВНА

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Метрология, стандартизация и сертификация» УрФУ.

Область научных интересов – техническое регулирование в современных условиях, вопросы стандартизации и подтверждение соответствия.