

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Кузбасский государственный технический университет  
имени Т. Ф. Горбачева»

О. Н. Дегтярева

А. А. Баканов

## **НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

Учебное пособие

Кемерово 2017

УДК 621.753(075.8)

Рецензенты:

Клепцов А. А. – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технологии машиностроения

Мирошин И. В. – кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения

Дегтярева, О. Н. Нормирование точности и технические измерения: учебное пособие / О. Н. Дегтярева, А. А. Баканов ; КузГТУ. – Кемерово, 2017. – 200 с.

ISBN 978-5-906888-69-3

В учебном пособии рассматривается материал по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения», предназначенный для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», профиля «Технология машиностроения».

ISBN 978-5-906888-69-3

УДК 621.753(075.8)

© КузГТУ, 2017

© Дегтярева О. Н.,

Баканов А. А., 2017

## Предисловие

Данное учебное пособие разработано с учетом современных требований, нормативно-технических документов в области нормирования точности и технических измерений. В пособии изложен максимальный объем сведений по темам согласно учебной программе.

Одной из основных задач нормирования точности является обеспечение точности в машиностроении, взаимозаменяемости и совместимости элементов соединений, а также соединений в целом.

В пособии рассматриваются вопросы построения системы допусков и посадок (ЕСДП), виды и способы решения размерных цепей, нормирования типовых соединений используемых в машиностроении: гладких цилиндрических; резьбовых; подшипниковых; шлицевых; шпоночных; зубчатых. Помимо этого рассматриваются вопросы нормирования точности формы и расположения поверхностей, шероховатости поверхности, угловых размеров и конических соединений. Вопросам нормирования точности для каждого конкретного соединения отводится отдельный раздел.

Любое соединение или отдельные его элементы требуется контролировать как в процессе изготовления, так и на выходе готовой продукции. Для этого применяются средства измерения универсальные и специальные. В пособии приводится информация о средствах измерения, их конструкции, способах и методах использования для контроля параметров деталей и соединений. Приводятся варианты наиболее целесообразного применения средств измерения для контроля конкретных видов соединений.

## **РАЗДЕЛ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО НОРМИРОВАНИЮ ТРЕБОВАНИЙ К ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ**

### **1.1. Точность и виды точности в машиностроении**

Точность в технике – это степень приближения значения параметра изделия, процесса и т.д. к его заданному значению.

Требования к точности могут относиться к точности механической обработки или к другому виду обработки деталей, к точности механизмов и машин, к точности систем автоматизированного управления, к точности измерений и т.д.

Кроме термина «точность» часто используют термин «погрешность», поэтому необходимо дать некоторые пояснения по различию этих терминов и разграничению области их применения. Когда применяют термин «точность», то обычно имеют в виду качественный показатель, характеризующий отличие этого показателя от заданного значения.

Термин «погрешность» применяют для количественной оценки точности. Погрешность – разность между приближенным значением некоторой величины и её точным значением. Это определение относится к абсолютной погрешности, которая обычно нормируется для характеристики точности в машиностроении.

В машиностроении чаще всего нормируют требования к точности элементов детали и, только иногда, механизма в целом. Требования к точности элементов детали должны быть разными в зависимости от их функционального назначения. Изготовить абсолютно точно элемент детали невозможно. Чем точнее требуется изготовление, тем дороже обходится эта продукция.

Для элементов деталей в машиностроении можно и нужно нормировать точность по нескольким параметрам (показателям), которые определяют функциональные или эксплуатационные свойства и устанавливают связь этих параметров с причинами появления неточностей. Таких параметров, которые характеризуют геометрическую точность элементов деталей, четыре.

**1. Точность размера.** Размер каждого элемента детали должен находиться в определенных пределах и может отличаться от заданного значения не более чем на установленную величину.

Нормирование точности размера заключается в указании возможных отклонений от заданного значения.

**2. Точность формы поверхности.** Элементы детали должны иметь заданную номинальную (идеальную) геометрическую форму (плоскость, цилиндр, конус, сферу и т.д.). В этом случае требования к точности формы определяют допустимые искажения по сравнению с идеально правильной формой. Допустимые искажения формы должны находиться в заданных пределах.

Нормирование точности формы заключается в указании допустимых значений такого отличия от идеальной формы, а иногда нормируется и допустимый вид искажения формы.

**3. Точность относительного расположения элементов деталей.** Любая деталь представляет собой совокупность поверхностей (элементов) определенной формы. Каждый элемент должен быть расположен относительно других в заданном положении. Выполнить это абсолютно точно невозможно, поэтому необходимо определить степень возможных отклонений.

При нормировании этих параметров следует указать пределы, внутри которых могут располагаться поверхности детали для должного выполнения возложенных на них функций.

**4. Точность по шероховатости поверхности.** При любом виде обработки поверхности детали будут иметь следы обработки – неровности, которые окажут влияние на функциональные свойства поверхностей, особенно в сопряжениях.

Нормировать точность для шероховатости поверхности – это значит установить допускаемые значения микронеровностей на рассматриваемых поверхностях.

## **1.2. Причины погрешностей геометрических параметров элементов деталей**

Существует много причин, по которым невозможно изготовить элементы деталей абсолютно точно. Рассмотрим основные причины, которые имеют место при изготовлении деталей в машиностроении.

**1. Состояние оборудования и его точность.** Обрабатывающий станок в большинстве случаев почти полностью переносит свою неточность на обрабатываемую деталь. Например, шаг нарезаемой резьбы почти полностью копируется с шага винта токарного станка и т.д.

**2. Качество и состояние технологической оснастки.** Технологическая оснастка является вспомогательным оборудованием, которое используется для изготовления деталей. Например, если в кондукторе для сверления отверстий в детали неправильно расположены направляющие втулки, то эти погрешности перейдут на деталь.

**3. Режимы обработки.** Для каждой поверхности детали существуют оптимальные режимы обработки, учитывающие характеристики обрабатываемых и режущих материалов, условия обработки и требования к точности геометрических параметров деталей. Несоблюдение заданных режимов обработки могут привести к появлению погрешностей.

**4. Неоднородность материала заготовок и неодинаковость припуска на обработку.** По этим причинам происходит непредсказуемый износ инструмента. Разные припуски у однотипных деталей приводят к разному разогреву каждой из них. Размеры после остывания детали отличаются от размеров, полученных сразу после обработки. Неоднородность заготовок по твердости приводит к появлению вибраций в процессе резания, а это, в свою очередь приводит к появлению поверхностных неровностей.

**5. Температурные условия.** Нормальными условиями измерения принято считать температуру 20°C. Отклонение температуры, особенно в процессе изготовления или измерений, отражается как на размере детали, так и на искажении формы и расположения её поверхностей.

**6. Упругие деформации детали, станка, инструмента.** При обработке деталей на станках имеют место статические и динамические нагрузки на все элементы системы станок – приспособление – инструмент – деталь. Эти нагрузки образованы усилиями крепления детали на станке и усилиями в процессе резания, которые вызывают упругие деформации во всех элементах технологической системы, в том числе и детали. Искажается

форма детали после снятия усилия прижима детали к плоскости станка при обработке.

**7. Квалификация и субъективные ошибки рабочего.** Немаловажное значение для точности элементов обрабатываемых деталей имеют опыт работы и квалификация людей. Это зависит от индивидуальных особенностей каждого человека и определяет субъективные причины появления погрешностей обработки.

Приведенные выше причины показывают принципиальную невозможность изготовления деталей совершенно одинаковых и без погрешностей. Поэтому приходится решать вопрос о допустимом отклонении каждого из геометрических параметров элементов деталей для того, чтобы детали и узлы из них могли обеспечивать свое функциональное назначение. Таким образом, необходимо нормировать требования к точности.

### **1.3. Взаимозаменяемость. Виды взаимозаменяемости**

Технически невозможно и экономически нецелесообразно добиваться абсолютной точности изготовления элементов детали и устанавливать высокие требования к точности во всех случаях.

Существует еще один момент, по которому для промышленности необходимо нормировать требования к точности по всем указанным ранее геометрическим параметрам. Это связано с необходимостью обеспечения принципа взаимозаменяемости.

**Взаимозаменяемостью** называется принцип нормирования требований к размерам элементов деталей, узлов, механизмов, используемых при конструировании, благодаря которому предоставляется возможность изготавливать их независимо и собирать или заменять без дополнительной обработки при соблюдении технических требований к изделию.

Можно выделить несколько видов взаимозаменяемости по разным классификационным признакам.

**1. Полная и неполная (ограниченная) взаимозаменяемость.** Полностью взаимозаменяемыми называют детали и узлы, которые устанавливают при сборке без дополнительной операции по обработке, без регулировок и без подбора, только закрепляют, если это требуется.

Неполная (ограниченная) взаимозаменяемость имеет место, когда при сборке может потребоваться установка детали или узла только с определенными размерами, требуется дополнительная обработка одного из элементов детали.

**2. Размерная (геометрическая) и параметрическая взаимозаменяемость.** Параметрическая взаимозаменяемость чаще всего распространяется на устройства, в которых эксплуатационные свойства характеризуются оптическими, электрическими и другими немеханическими физическими параметрами.

**3. Внешняя и внутренняя взаимозаменяемость.** Эти понятия относятся не к деталям, а к узлам и к изделию в целом. Внешняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость по выходным данным узла: его присоединительным размерам и эксплуатационным параметрам. Вышедший из строя подшипник качения может быть заменен другим такого же типоразмера.

Внутренняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость деталей, входящих в узел, или узлов, входящих в изделие. При замене тел качения в подшипнике следует использовать тела качения только определенного размера, согласованного с размерами дорожек качения внутреннего и наружного колец подшипника. Соотношения размеров этих элементов определяют точность вращения – основной параметр подшипника качения.

Взаимозаменяемость нельзя свести только к способу облегчения сборки независимо изготовленных деталей и узлов, взаимозаменяемость – это идеология современного производства, охватывающая все вопросы производства, включая проектирование, изготовление и эксплуатацию изделий с учетом требований экономики. Основное назначение взаимозаменяемости заключается в обеспечении производства изделий необходимого качества с минимальными затратами. Перечислим достоинства взаимозаменяемого производства.

**1. Упрощается процесс проектирования.** Многие конструкторские решения стандартизованы, необходимо лишь выбрать нужные из соответствующих нормативных документов.

**2. Обеспечивается широкая специализация и кооперирование.** Унификация требований к деталям и узлам позволяет изготавливать их на базе специализированных цехов и заводов, которые могут быть расположены в разных городах и странах.



3. *Удешевляется производство.* Это достигается за счет специализации. Производство настраивают на изготовление одних и тех же деталей или узлов. Возникает возможность создать специальное оборудование, обладающее высокой производительностью. Чем больше серийность выпуска, тем дешевле стоимость одного изделия.

4. *Обеспечивается организация поточного производства.* При взаимозаменяемом производстве сравнительно легко организовать сборку изделий на конвейере, при этом можно нормировать время сборочных операций, которые будут заключаться лишь в закреплении деталей и узлов. Дополнительной обработки или подгонки не потребуется.

5. *Упрощается процесс сборки.* Сборка взаимозаменяемых деталей заключается в их присоединении друг к другу. Такая операция может быть легко автоматизирована и при этом возможно использование труда малоквалифицированных операторов.

6. *Упрощается ремонт.* Если продукция создана с соблюдением принципа взаимозаменяемости, то это предусматривает возможность использования запасных деталей. Тогда ремонт будет заключаться в простой замене детали или узла, что приводит к уменьшению времени простоя машины и к увеличению надежности и экономичности её эксплуатации.

#### 1.4. Виды документов по нормированию точности

Основным документом по нормированию требований к точности является стандарт. Этот документ относится к нормативной документации.

**Нормативный документ** – это документ, содержащий правила, общие принципы, характеристики, касающиеся определенных видов деятельности или их результатов, и доступные широкому кругу потребителей.

Нормирование требований к точности является лишь одной составляющей тех требований, которые указывают в стандартах. Основной целью создания стандартов является установление единых требований с международными, национальными и региональными документами, касающихся вопросов качества продук-

ции, совместимости объектов стандартизации, взаимозаменяемости и достижения других требований.

Стандарты помогают решать наиболее часто возникающие задачи, которые не распространяются на конкретные конструкторские решения, а относятся к решению повседневных задач, в частности, к вопросам нормирования точности. Совокупность или система стандартов призвана поддерживать в активном состоянии единый технический язык, унифицированные ряды основных технических характеристик продукции, типоразмерные ряды и типовые конструкции изделий общемашиностроительного применения, систему классификации технико-экономической информации, справочные сведения о свойствах материалов и др.

Стандарт, как документ, вводит определенные ограничения в производственную деятельность. При этом надо понимать, что использование стандарта значительно облегчает выполнение многих этапов производственной деятельности.

В Российской Федерации нормативные документы по стандартизации в зависимости от уровня утверждения и области действия подразделяются на следующие категории:

**1. Межгосударственный стандарт (ГОСТ)** – стандарт, принятый всеми государствами, прежде всего, теми, которые ранее входили в состав СССР и присоединились к соглашению о проведении согласованной политике в области стандартизации, метрологии и сертификации, и применяют это непосредственно. Этот вид стандартов относится к региональным стандартам, принятым региональной международной организацией по стандартизации.

**2. Государственный стандарт Российской Федерации (ГОСТ Р)** – национальный стандарт, утвержденный национальным органом по стандартизации. Область действия таких стандартов должна соответствовать принятыми международными стандартами.

**3. Отраслевой стандарт (ОСТ)** – стандарт, утвержденный министерством (ведомством) Российской Федерации. Разрабатывают, когда на объекты стандартизации отсутствуют ГОСТы или необходимо установить требования более высокие, чем установлены в существующих стандартах. Применяют на предприятиях данного министерства (ведомства).

**4. Стандарты предприятий (СТП)** – стандарт, утвержденный предприятием и применяемый только на данном предприятии. Действия стандартов находятся в рамках действия отраслевых стандартов.

**5. Стандарты научно-технических и инженерных обществ (СТО)** – разрабатывают для динамического отражения и внедрения в практику результатов фундаментальных и прикладных исследований, полученных в определенных областях знаний и сферах профессиональных интересов. Положения СТО не должны противоречить обязательным требованиям соответствующих ГОСТ и ОСТ.

**6. Технические условия (ТУ)** – нормативный документ на конкретную продукцию, утвержденный предприятием разработчиком, как правило, по согласованию с заказчиком. Положения ТУ не должны противоречить требованиям вышеупомянутых видов нормативной документации.

## РАЗДЕЛ 2. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ

### 2.1. Основные понятия в области нормирования точности

Геометрические параметры деталей количественно оцениваются посредством размеров. Размер – это числовое значение линейной величины (диаметра, длины, высоты и т.п.). Размеры подразделяют на размеры номинальные, действительные и предельные.

**Номинальный размер ( $D, d$ )** – это размер определенный исходя из функционального назначения детали, проставляемый на чертеже и служащий началом отсчета отклонений.

Номинальный размер определяется конструктором в результате расчета на прочность, жесткость, износостойкость или с учетом различных конструктивных, технологических и эксплуатационных соображений. Номинальные размеры могут быть как целыми, так и дробными числами. Однако конструктор не должен любой размер, полученный при расчете, принимать за номинальный размер и проставлять на чертеже. Для целей унификации и стандартизации установлены ряды номинальных размеров (ряды предпочтительных чисел). Такой подход дает возможность сократить количество типоразмеров деталей и узлов, количество режущего инструмента и другой технологической и измерительной оснастки.

Ряды предпочтительных чисел представляют собой члены геометрической прогрессии со знаменателями  $\phi$ . Эти ряды условно названы  $R5$ ;  $R10$ ;  $R20$ ;  $R40$ ;  $R80$ . Знаменатели прогрессии равны соответственно:  $\sqrt[5]{10} = 1,6$ ;  $\sqrt[10]{10} = 1,25$ ;  $\sqrt[20]{10} = 1,12$ ;  $\sqrt[40]{10} = 1,06$ ;  $\sqrt[80]{10} = 1,03$ . Номинальные значения линейных размеров берут из указанных рядов предпочтительных чисел с некоторым округлением. Например, по  $R5$  (знаменатель 1,6) принимают значения из ряда 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400 и т.д. Значения предыдущего ряда предпочтительнее последующего.

**Предельные размеры** ( $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$ ,  $d_{\max}$ ,  $d_{\min}$ ) – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться (или которым может быть равен) действительный размер.

Предельные размеры на чертеже проставляют в виде номинального размера и предельных отклонений. Под отклонением следует понимать величину возможного или действительного отличия рассматриваемого размера от номинального размера. Поскольку размер может быть как больше, так и меньше номинального, при нормировании используют термины «верхнее» и «нижнее» отклонения.

**Верхнее предельное отклонение** ( $ES$ ,  $es$ ) – это алгебраическая разность между наибольшим предельным размером и номинальным размером.

$$ES(es) = D_{\max}(d_{\max}) - D(d). \quad (2.1)$$

**Нижнее предельное отклонение** ( $EI$ ,  $ei$ ) – это алгебраическая разность между наименьшим предельным размером и номинальным размером.

$$EI(ei) = D_{\min}(d_{\min}) - D(d). \quad (2.2)$$

Определение отклонений как алгебраической разности числовых величин означает, что они могут иметь знаки плюс «+» или минус «-». Если отклонение положительное, то размер больше номинального размера. Если отклонение отрицательное, то размер меньше номинального размера. Отклонение может быть равно нулю, если предельный размер совпадает с номинальным размером.

Во всех случаях на чертеже предельные отклонения указываются справа непосредственно после номинального размера: верхнее отклонение над нижним, причем числовые величины отклонений записываются более мелким шрифтом (исключение составляет симметричное двустороннее поле допуска, в этом случае числовая величина отклонения записывается тем же шрифтом, что и номинальный размер). Номинальный размер и отклонения проставляются на чертеже в миллиметрах (в целых

числах или дробных величинах, обозначаемых десятичной дробью). Перед величиной предельного отклонения указывается знак плюс или минус, если же одно из отклонений не проставлено, то это означает, что оно равно нулю.

Например, номинальный размер 10 мм с различными предельными отклонениями на чертеже будут обозначены:

$$\text{а) } 10_{-0,1}^{+0,2}; \text{ б) } 10^{+0,2}; \text{ в) } 10_{-0,1}; \text{ г) } 10_{\pm 0,2}; \text{ д) } 10_{+0,2}^{+0,4}; \text{ е) } 10_{-0,3}^{-0,1}.$$

Размер, полученный в результате обработки детали, обязательно будет отличаться от номинального размера.

**Действительный размер** – это размер, установленный с допустимой погрешностью в результате измерения. Следует отметить, что действительный размер находят в случаях, когда требуется определить соответствие размеров элементов детали установленным требованиям. Когда же такие требования не установлены и измерения проводят не с целью приемки продукции, то возможно использование термина измеренный размер.

**Допуск (T)** – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или предельными отклонениями.

$$TD(Td) = D_{\max}(d_{\max}) - D_{\min}(d_{\min}) = ES(es) - EI(ei). \quad (2.3)$$

Допуск всегда величина положительная и не равная нулю. Это интервал значений размеров, между которыми должен находиться размер годного элемента детали. Чем допуск больше, тем ниже требования к точности обработки детали, тем проще ее изготовление. И наоборот, уменьшение допуска означает большую точность, требуемую при изготовлении детали, и соответственно её удорожание. Поэтому назначение допуска должно быть тщательно обосновано. Во всех случаях, когда есть такая возможность, назначают большие допуски, так как это экономически выгодно для производства, но при обязательном условии полного сохранения функциональной годности выпускаемых изделий.

## 2.2. Графическое изображение размеров и отклонений

Все основные термины, приведенные в предыдущем подразделе, могут быть представлены графически для наглядного изображения размеров. Особенно это удобно, когда рассматривают допускаемые предельные размеры и взаимосвязь размеров соединяемых элементов деталей. Однако изобразить отклонения и допуски в одном масштабе с размерами детали практически невозможно. Поэтому вместо полного изображения отверстий и валов с предельными размерами, применяют схематичные изображения, только с указанием предельных отклонений. Такие схемы можно вычерчивать в принятом масштабе, они получаются более наглядными, простыми и компактными. При графическом изображении можно увидеть отклонения и предельные размеры, и при этом используют термины «поле допуска» и «нулевая линия».

**Поле допуска** – это поле ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами, определяющими допуск и его положение относительно номинального размера.

**Нулевая линия** – это линия, соответствующая номинальному размеру, от которой указывают отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок.

Обычно нулевая линия располагается горизонтально. Плюсовые отклонения от номинального размера откладывают вверх, а минусовые – вниз от нулевой линии. Графическое изображение поля допуска детали (вала)  $\varnothing 30_{-0,02}^{+0,01}$  приведено на рис. 2.1.

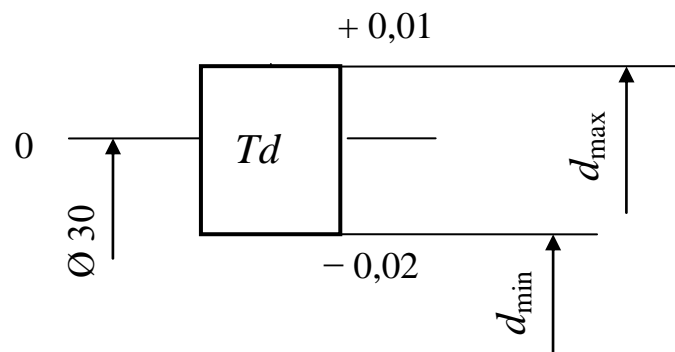


Рис. 2.1. Графическое изображение поля допуска вала

### 2.3. Понятия о соединениях (сопряжениях) и посадках

При создании механизмов машин возникает необходимость соединения двух или нескольких деталей друг с другом. Две или несколько деталей, подвижно или неподвижно соединенные друг с другом образуют соединение (сопряжение). Детали имеют сопрягаемые и несопрягаемые поверхности. Сопрягаемые – это поверхности, по которым детали соединяют в сборочные единицы (узлы). Несопрягаемые (свободные) – это конструктивно необходимые поверхности, не предназначенные для соединения с поверхностями других деталей.

В соединениях принято применять следующие термины.

**Отверстие** – термин, условно применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями.

**Вал** – термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями.

Термины «вал» и «отверстие» относятся не ко всей детали, а к её элементам и применяются не только к замкнутым поверхностям, но и к полуоткрытым. Соединение отверстий с валами образует сопряжение или, как часто называют, посадку. Можно дать более точное определение посадки.

**Посадка** – характер соединения деталей, определяемый значениями получающихся в ней зазоров и натягов.

В зависимости от возможности относительного перемещения сопрягаемых деталей относительно друг друга или степени сопротивления их взаимному смещению посадки разделяют на три вида.

**Посадка с зазором** – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении. В таких соединениях диаметр отверстия всегда больше, чем диаметр вала.

**Зазор ( $S$ )** – положительная разность между диаметром отверстия и вала до сборки ( $S = D - d$ ). Соединение с зазором и графическое изображение посадки приведено на рис. 2.2.



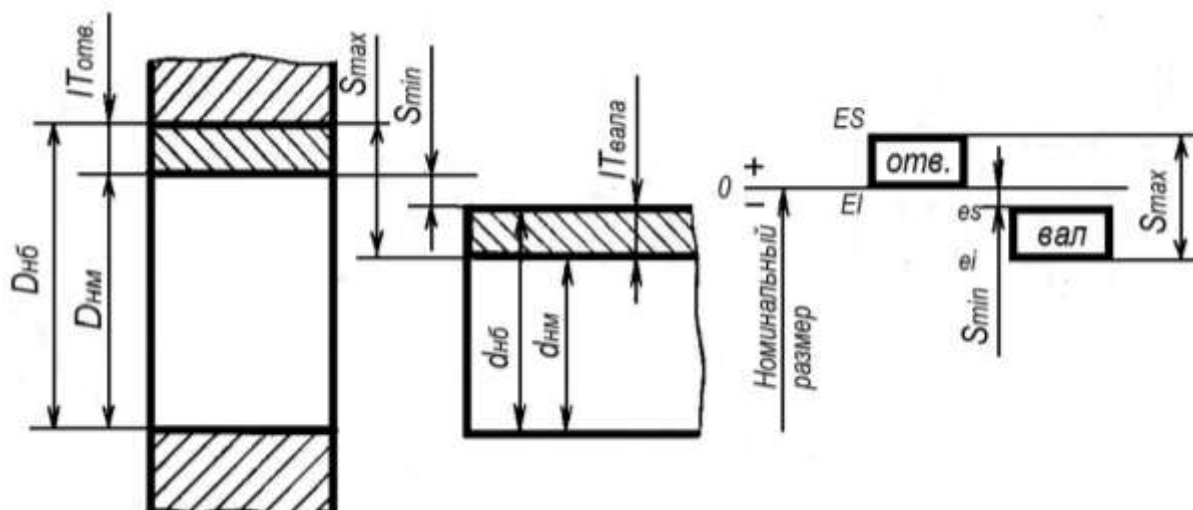


Рис. 2.2. Соединение с зазором  
и графическое изображение посадки

Посадки с зазором характеризуются:

– наибольшим зазором

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; \quad (2.4)$$

– наименьшим зазором:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \quad (2.5)$$

– средним зазором

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}; \quad (2.6)$$

– допуском зазора

$$TS = S_{\max} - S_{\min}. \quad (2.7)$$

**Посадка с натягом** – посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении. В таких соединениях диаметр вала всегда больше диаметра отверстия.

**Натяг (N)** – положительная разность между диаметром вала и отверстия до сборки ( $N = d - D$ ). Соединение с натягом и графическое изображение посадки с натягом приведено на рис. 2.3.

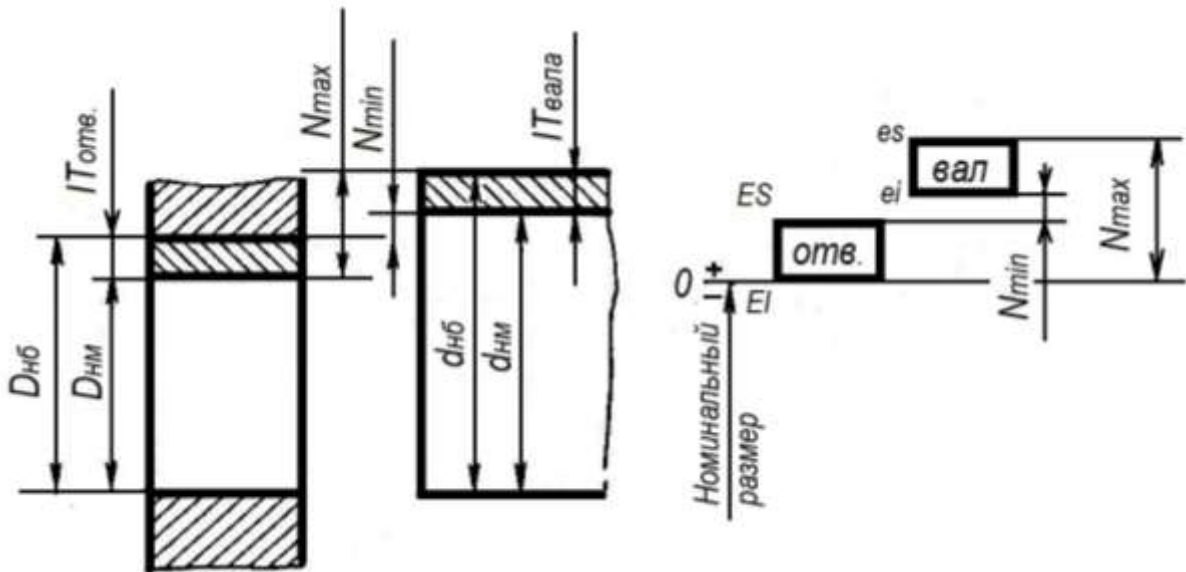


Рис. 2.3. Соединение с натягом  
и графическое изображение посадки

Посадки с натягом характеризуются:

– наибольшим натягом

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI; \quad (2.8)$$

– наименьшим натягом

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES; \quad (2.9)$$

– средним натягом

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}; \quad (2.10)$$

– допуском натяга

$$TN = N_{\max} - N_{\min}. \quad (2.11)$$

**Переходная посадка** – посадка, при которой возможно получить в соединении, как зазор, так и натяг в зависимости от действительных размеров отверстия и вала.

На графическом изображении таких посадок поля допусков вала и отверстия перекрываются частично или полностью. Таким образом, до изготовления нельзя точно сказать, что получится при сопряжении отверстия и вала – зазор или натяг. Соединение по переходной посадке и графическое изображение переходной посадки приведено на рис. 2.4.

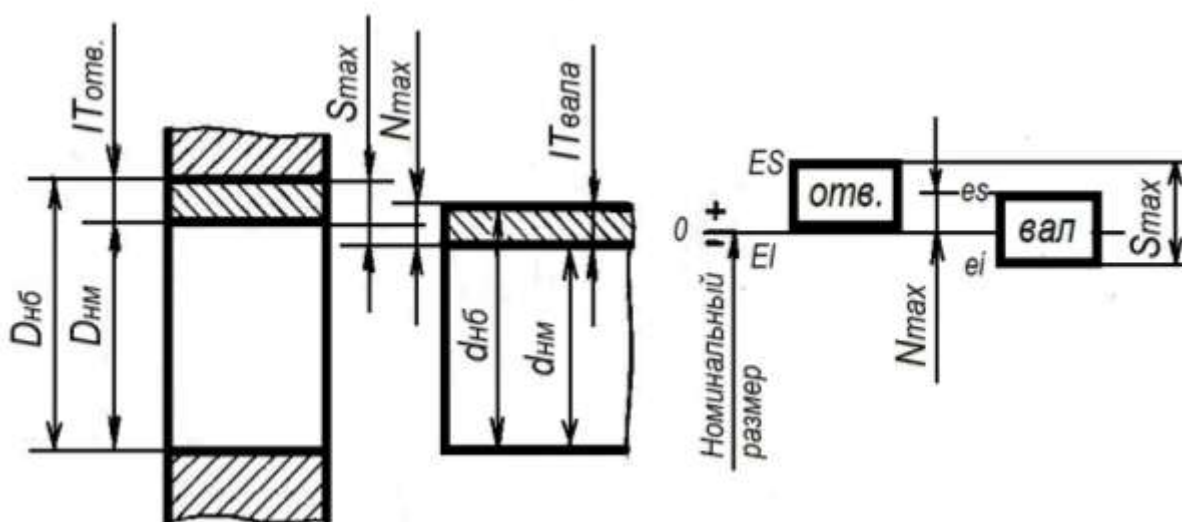


Рис. 2.4. Соединение по переходной посадке и графическое изображение переходной посадки

Переходные посадки характеризуются:

- наибольшим зазором, его определяют по формуле (2.4);
- наибольшим натягом, его определяют по формуле (2.8);
- средним зазором или средним натягом

если  $S_{\max} > N_{\max}$ , то

$$S_m = \frac{S_{\max} - N_{\max}}{2}; \quad (2.12)$$

если  $N_{\max} > S_{\max}$ , то

$$N_m = \frac{N_{\max} - S_{\max}}{2}; \quad (2.13)$$

– допуском переходной посадки

$$TS(TN) = S_{\max} + N_{\max}. \quad (2.14)$$

## 2.4. Система допусков и посадок для гладких элементов деталей (система ЕСДП)

Получить необходимую посадку при соединении деталей можно при разных соотношениях отклонений размеров от номинального размера. С развитием торговли и кооперации между отдельными заводами и отраслями, а также с развитием техники появилась необходимость в выработке единого подхода к нормированию требований к точности деталей. Такой единый подход реализован созданием системы допусков и посадок.

*Системой допусков и посадок* называется закономерно построенная совокупность стандартизованных допусков и предельных отклонений размеров элементов деталей, а также посадок, образованных отверстиями и валами, имеющими стандартные предельные отклонения и оформленная в виде стандартов.

Единая система допусков и посадок (ЕСДП) разработана и введена в действие с 01.01.1977.

Для системы допусков и посадок можно выделить ряд признаков.

**1. Интервалы размеров.** Единая система допусков и посадок оформлена в виде таблиц, в которых для номинальных размеров заданы научно обоснованные величины предельных отклонений для различных полей допусков отверстий и валов.

При создании системы было признано целесообразным, допуски задавать не для каждого размера, а принять их одинаковыми для выделенных интервалов размеров.

ЕСДП предусматривает 13 интервалов размеров в диапазоне до 500 мм, в пределах которых значения допусков устанавливаются постоянными. Эти интервалы называются основными. Для номинальных размеров свыше 10 мм введены промежуточные интервалы (2 или 3). Введение промежуточных интервалов объясняется необходимостью учесть не только зависимость допуска от номинального размера, но и зависимость назначаемых предельных отклонений для некоторых посадок от номинальных размеров.

При определении принадлежности размера к тому или иному интервалу следует помнить, что последнее число интерва-

ла относится к данному интервалу, а первое число – к предыдущему.

**2. Единицы допуска.** Погрешности обработки возрастают с увеличением обрабатываемого диаметра, и становится сложнее обеспечить заданную точность изготовления. Установлен вид зависимости между диаметром и погрешностью изготовления при различных видах обработки. Эти данные легли в основу построения ЕСДП через введение так называемой **единицы допуска ( $i$ )** – меры, характеризующей сложность изготовления детали в зависимости от её размера.

В системе ЕСДП для диапазона размеров от 1 до 500 мм единицу допуска  $i$ , мкм, определяют по формуле

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D_m} + 0,001D_m, \quad (2.15)$$

где  $D_m = \sqrt{D_{\max} \cdot D_{\min}}$  – среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала ( $D_m$  должно отличаться от крайних значений не более чем на 5...8 %).

Для диапазона размеров свыше 500 до 10000 мм единицу допуска определяют по формуле

$$i = 0,004D_m + 2,1. \quad (2.16)$$

В практической деятельности единицами допуска пользоваться не приходится. Числовые значения допусков уже подсчитанных с учетом единицы допуска приведены в ГОСТ 25346–89.

**3. Ряды точности.** Для разных деталей машин в зависимости от назначения и условий работы требуется различная точность изготовления.

**Квалитет** – это совокупность допусков, соответствующих одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Допуск квалитета точности определяют по формуле

$$T = a \cdot i, \quad (2.17)$$

где  $a$  – число единиц допуска, определенное для данного квалитета;  $i$  – единица допуска, мкм.

В ЕСДП предусмотрено 20 квалитетов (0,1; 0; 1; 2;...; 18). Стандартный допуск того или иного квалитета обозначается – *IT* (от *International Tolerance* – международный допуск) с номером квалитета. С возрастанием номера квалитета допуск увеличивается, а точность убывает. Чем больше квалитет, тем при одном и том же номинальном размере больше допуск ( $IT7 < IT9 < IT11$ ).

Квалитеты высокой точности (в основном до 3-го) для образования посадок, как правило, не используют. Допуски этих квалитетов назначают на прецизионные несопрягаемые элементы деталей, элементы средств измерений. Допуски квалитетов следующей группы (от 5 до 12) используют для образования рекомендуемых посадок. Грубые допуски (начиная с 12-го и грубее) в основном применяют для назначения требований к точности несопрягаемых размеров.

**4. Поля допусков отверстий и валов.** Поле допуска определяет величину допуска и его положение относительно номинального размера, а взаимное расположение полей допусков сопрягаемых деталей характеризует тип посадки и величины наибольших и наименьших зазоров и натягов. Посадки могут быть образованы как в системе отверстия (*CH*), так и в системе вала (*Ch*).

Для образования посадок в ЕСДП стандартизованы (независимо друг от друга) два параметра, из которых образуются поля допусков: ряды и значения допусков в разных квалитетах и основные отклонения.

**Основное отклонение** – это одно из отклонений (верхнее или нижнее) определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. В качестве основного отклонения принято отклонение, ближайшее к нулевой линии. Числовые значения основных отклонений стандартизованы применительно к интервалам номинальных размеров.

Для образования полей допусков в ЕСДП в каждом интервале номинальных размеров установлен ряд допусков из 20 квалитетов по 27 основным отклонениям полей допусков валов и отверстий. Основные отклонения обозначают одной, а в отдельных случаях двумя (для сопряжений точного машиностроения) буквами латинского алфавита: прописными (*A, B, C, CD, D* и т.д.) – для отверстий и строчными (*a, b, c, cd, d* и т.д.) – для валов.

Наличие основных отклонений, обозначенных двумя буквами, объясняется результатами доработки системы, что нарушает принятую стройность системы, но обеспечивает возможность учитывать потребность некоторых производств. Это показывает сложную взаимозависимость проблем стандартизации и потребностей производства, когда обычно проще и дешевле внести дополнения в действующие стандарты, чем менять принципы построения системы.

Схема основных отклонений в разных качествах при одинаковом номинальном размере показана на рис. 2.5.

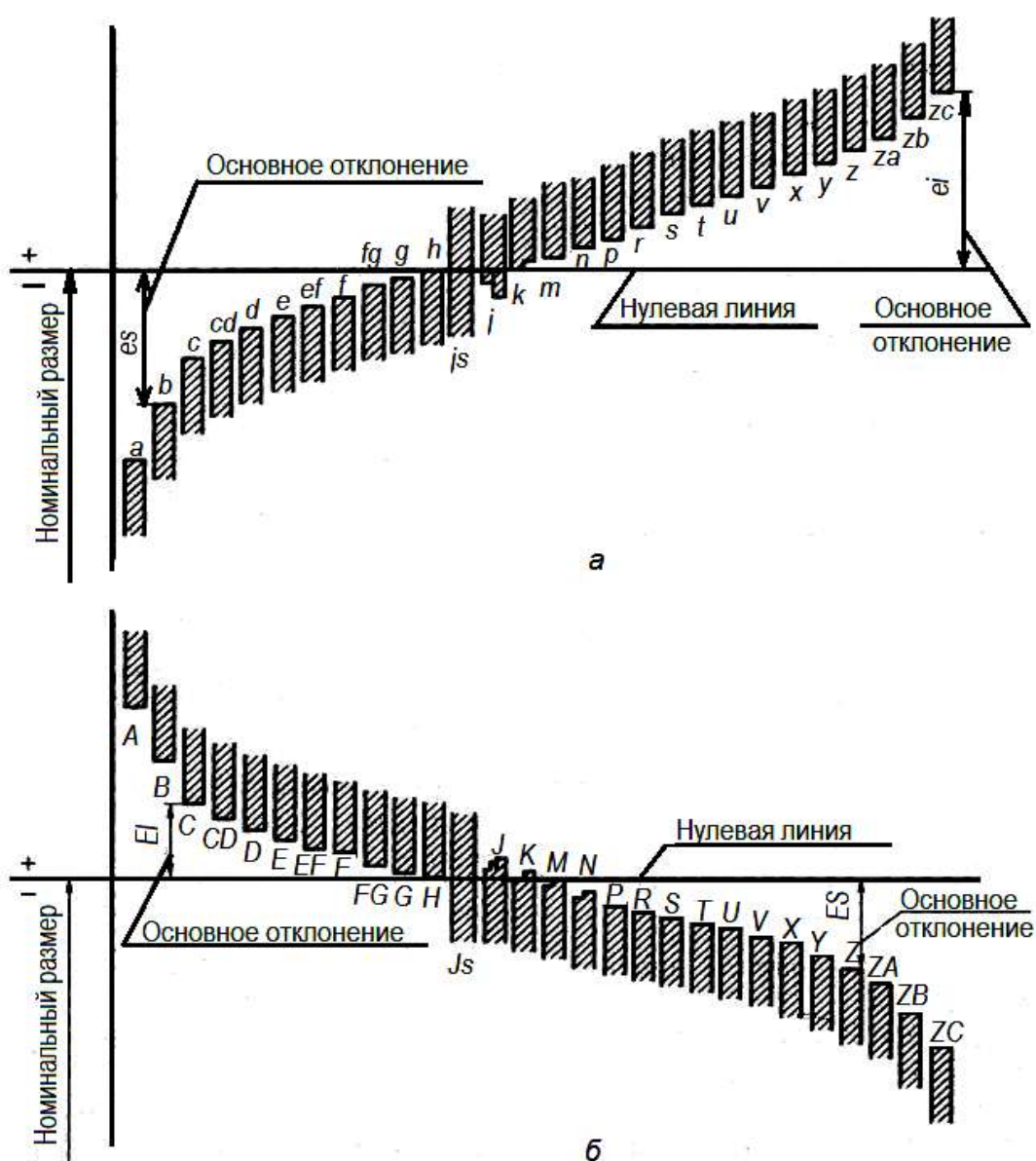


Рис. 2.5. Схема основных отклонений в ЕСДП:  
*a* – система отверстия; *б* – система вала

Основные отклонения зависят от номинальных размеров и, как правило, постоянны для всех квалитетов. Исключения составляют основные отклонения отверстий  $J, K, M, N$  и валов  $j$  и  $k$ , при одинаковых номинальных размерах в разных квалитетах имеют различные значения. На схеме расположения полей допусков, с отклонениями  $J, K, M, N, j, k$  они разделены на части и показаны ступенчатыми.

Все поля допусков (кроме  $Js$  и  $js$ , которые расположены симметрично относительно нулевой линии) ограничены горизонтальными линиями только с одной стороны. С нижней, если поле допуска расположено выше нулевой линии, или с верхней, если оно расположено ниже нулевой линии. Это объясняется тем, что при одном и том же номинальном размере для всех квалитетов допуск имеет различные значения, а основные отклонения не изменяются.

Основные отклонения валов при разработке ЕСДП вычислены по эмпирическим формулам. Основные отклонения отверстий при этом подобраны так, чтобы допускать образование посадок в системе отверстия и в системе вала с равными зазорами и натягами. Таким образом, основные отклонения отверстий являются относительно нулевой линии зеркальным отражением основных отклонений валов.

Отметим общепринятые назначения основных отклонений и их особенности.

1. Основные отклонения  $H$  и  $h$  равны нулю. Эти отклонения относятся к основному отверстию (для построения посадок в системе отверстия) и основному валу (для построения посадок в системе вала).

2. Основные отклонения валов от  $a$  до  $h$  (основные отклонения отверстий от  $A$  до  $H$ ) используются для образования посадок с зазором в системе отверстия (в системе вала) соответственно.

3. Основные отклонения валов от  $j$  до  $n$  (основные отклонения отверстий от  $J$  до  $N$ ) используются для образования переходных посадок в системе отверстия (и вала) соответственно.

4. Основные отклонения валов от  $p$  до  $zc$  (основные отклонения отверстий от  $P$  до  $ZC$ ) используются для образования посадок с натягом в системе отверстия (и вала) соответственно.



5. Для полей допусков, имеющих основные отклонения  $js$  и  $Js$ , верхнее и нижнее отклонения располагаются строго симметрично относительно нулевой линии. Основные отклонения  $j$  и  $J$  отличаются тем, что поле допуска с таким основным отклонением не имеет строгого симметричного расположения.

6. Величины одноименных основных отклонений нормируются разными значениями для разных интервалов размеров.

Поле допуска в ЕСДП образуется сочетанием одного из основных отклонений и допуском по одному из квалитетов. В соответствии с этим правилом поле допуска обозначается основным отклонением и номером квалитета. Например, для вала:  $h6$ ,  $g8$ , а для отверстия:  $H5$ ,  $G8$ . В этом сочетании основное отклонение определяет расположение поля допуска относительно нулевой линии или номинального размера, а квалитет – значение допуска.

Обозначение какого-либо размера с допуском включает в себя указание номинального размера и поля допуска:  $\varnothing 50H7$ ,  $\varnothing 18f7$ . По обозначению сразу можно определить о какой детали идет речь.

**5. Посадки в системе отверстия и системе вала.** Посадки во всех системах образуются сочетанием полей допусков отверстия и вала. Стандартами установлены две равноправные системы образования посадок: система отверстия ( $CH$ ) и система вала ( $Ch$ ).

*Посадки в системе отверстия* – посадки, в которых различные зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков валов с одним (основным) полем допуска отверстия.

*Посадки в системе вала* – посадки, в которых различные зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков отверстий с одним (основным) полем допуска вала.

Обозначают посадки записью полей допусков отверстия и вала, обычно в виде дроби. При этом поле допуска отверстия всегда указывается в числителе дроби, а поле допуска вала – в знаменателе. Это правило распространяется на обозначение и других видов сопряжений (резьбовых, шпоночных, шлицевых и т.д.), а не только гладких.

Приведем примеры обозначения посадок по ЕСДП и их объяснение.

Посадка:  $\varnothing 20 \frac{H7}{g6}$  или  $\varnothing 20H7/g6$ .

Эта запись означает, что сопряжение выполнено для номинального размера 20 мм, в системе отверстия (наличие в обозначении основного отверстия  $H$ ). Допуск отверстия берем по 7 качеству. Поле допуска вала имеет основное отклонение  $g$  и допуск по 6 качеству.

Посадка:  $\varnothing 20 \frac{F7}{h6}$  или  $\varnothing 20F7/h6$ .

Эта запись означает, что сопряжение выполнено для номинального размера 20 мм, в системе вала (наличие в обозначении основного вала  $h$ ). Допуск вала берем по 6 качеству. Поле допуска отверстия имеет основное отклонение  $F$  и допуск по 7 качеству.

В этих примерах числовые значения отклонений валов и отверстий не указаны, их надо определить по таблицам стандартов. Это неудобно для непосредственных изготовителей изделий и поэтому рекомендуется указывать на чертежах смешанное (комбинированное) обозначение требований к точности размеров и элементов деталей. В этом случае добавляются значения предельных отклонений для каждой детали.

Легко переводить посадки из одной системы в другую, не меняя характера сопряжения, при этом качества у отверстия и вала сохраняют, заменяют только основные отклонения, например:  $\varnothing 80 F7/h6$  заменяем на  $\varnothing 80 H7/f6$ .

**6. Нормальная температура.** Во всем мире принято считать значения размеров, которые приводятся в нормативных документах, относящимся к деталям при их температуре равной  $20^{\circ}\text{C}$ . Температурный режим должен выдерживаться: при точных измерениях, при измерении крупногабаритных деталей, при различии коэффициентов линейного расширения материалов измеряемых деталей и измерительных средств.

Погрешность измерения  $\Delta l$  (мм), вызванная отклонениями от нормальной температуры и разностью коэффициентов линейного расширения материалов детали и измерительного средства, вычисляют по формуле

$$\Delta l \approx l \cdot (\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2), \quad (2.18)$$

где  $l$  – измеряемый размер, мм;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты линейного расширения материалов детали и измерительного средства;  $\Delta t_1 = t_1 - 20^\circ\text{C}$  – разность между температурой детали  $t_1$  и нормальной температурой;  $\Delta t_2 = t_2 - 20^\circ\text{C}$  – разность между температурой измерительного средства  $t_2$  и нормальной температурой.

Формула является приближенной, так как не учитывает форму детали и измерительного средства.

## 2.5. Рекомендации по выбору посадок

Необходимые эксплуатационные свойства механизмов обеспечивают выбором соответствующих посадок при соединении деталей друг с другом. Выбор посадок является не только технической, но и экономической задачей.

Стандартом сознательно ограничены теоретически возможные сочетания полей допусков наиболее часто применяемых на практике. Такое ограничение называют основным набором полей допусков. В ГОСТ 25347–82 помимо основного набора в приложении дается дополнительный набор.

Тем не менее, и основной набор содержит значительно больше полей допусков, чем это практически необходимо. Поэтому в стандарты введены предпочтительные поля допусков. Для валов:  $g6, h6, js6, k6, n6, p6, r6, s6, f7, h7, e8, h8, d9, h9, d11, h11$ . Для отверстий:  $H7, Js7, K7, N7, P7, F8, H8, E9, H9, H11$ . Необходимо стремиться использовать предпочтительные поля допусков, так как только для этих полей допусков предусмотрен выпуск различных видов обрабатывающих и измерительных инструментов.

В ЕСДП сами посадки непосредственно не нормируются. В принципе пользователь системы может применять для образования посадок любые сочетания нормируемых полей допусков валов и отверстий.

При выборе допусков (квалитетов) необходимо учитывать, что чем выше требования к точности детали (чем меньше допуск), тем больше будут затраты на обработку детали и изме-

рение её параметров. Поэтому вопрос выбора допуска является очень важным, затрагивающим как качество выполняемых деталями функций, так и стоимость обеспечения этого качества.

Для образования посадок используют квалитеты с 5 по 12 для отверстий и с 4 до 12 для валов. Всего рекомендуется для использования 68 посадок, из которых, так же как и для полей допусков выделены посадки предпочтительного применения. Таких посадок в системе отверстия 17 и в системе вала 10. Такого количества посадок вполне достаточно для конструкторской деятельности при проектировании новых разработок. При этом стараются сочетать большие допуски для отверстий, чем допуски вала, обычно на один квалитет. Для более грубых посадок берут одинаковые допуски на вал и отверстие (один квалитет).

В ГОСТ 25347–82 подчеркивается, что применение системы отверстия является предпочтительным. Изготовление отверстия обходится дороже, чем изготовление вала той же точности. Поэтому из экономических соображений выгоднее использовать систему отверстия, а не систему вала. Но иногда применение системы вала оказывается более целесообразным. Посадки в системе вала применяют, если:

- на вал одного диаметра необходимо установить несколько деталей с разными видами посадок;
- сопрягают наружный диаметр кольца подшипника;
- используют светлотянутый калиброванный материал.

Под выбором посадки понимается определение основных отклонений вала и отверстия для получения требуемого характера сопряжения.

*Посадки с зазорами предназначены* для подвижных и неподвижных соединений деталей. Посадок с зазором предусмотрено значительно больше, чем посадок с натягом и переходных, так как чаще требуется, чтобы одна деталь соединялась с другой без запрессовки. Зазор в подвижных соединениях служит для многих целей, например, для обеспечения свободного относительного перемещения, размещения смазки, компенсации отклонений формы, для облегчения процесса сборки и компенсации ошибок монтажа и т.д. Зазоры применяют в неподвижных соединениях для облегчения сборки, а неподвижность обеспечивают последующим креплением винтами, штифтами, шпонками и т.п.

*Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных соединений, как правило, без дополнительного крепления. Неподвижность достигается за счет внутренних напряжений на поверхностях контакта, вследствие упругих деформаций.*

Посадку с натягом получают при сборке деталей под прессом, с нагреванием охватывающей детали (отверстия) или охлаждением охватываемой детали (вал). Величину достаточного и допустимого натяга определяют из условия обеспечения передачи заданных нагрузок и прочности сопрягаемых деталей.

*Посадки переходные предназначены для неподвижных соединений, которые служат для обеспечения хорошего центрирования сопрягаемых поверхностей и должны легко разбираться. Натяги и зазоры в этих посадках небольшие и не могут передавать значительные крутящие моменты и поэтому применяются с дополнительным креплением шпонками, штифтами, винтами и т.п. Наиболее широко переходные посадки применяют при установке подшипников качения.*

## **2.6. Обозначение предельных отклонений размеров на чертежах**

Обозначение предельных отклонений размеров на рабочих чертежах деталей и сборочных чертежах должны соответствовать требованиям ГОСТ 2.109–73 и ГОСТ 2.307–68.

При обозначении предельных отклонений размеров необходимо выполнять основные правила.

1. Линейные размеры и их предельные отклонения на чертежах указывают в миллиметрах без обозначения единицы измерения. Угловые размеры указываются с обозначением единиц измерения (градусы, минуты, секунды –  $30^{\circ}20'15''$ ).

2. На рабочих чертежах предельные отклонения приводят для всех размеров, кроме справочных; размеров, определяющих зоны шероховатости, термообработки, покрытия; для размеров деталей, задаваемых с припуском для которых допускается не указывать предельные отклонения.

3. На сборочных чертежах предельные отклонения проставляют для параметров, которые должны быть выполнены и проконтролированы по данному сборочному чертежу, а также для размеров деталей, изображенных на сборочном чертеже, на которые рабочие чертежи не выпускаются.

Примеры обозначения предельных отклонений деталей ( $ES = +30$  мкм;  $EI = 0$  мкм;  $es = +21$  мкм;  $ei = +2$  мкм) и посадки  $\varnothing 65 \frac{H7}{k6}$  на чертежах представлены на рис. 2.6.

На рабочих (деталировочных) чертежах (рис. 2.6, а, б) предельные отклонения указывают сразу после номинальных размеров одним, из трех возможных, способом:

а) условными обозначениями полей допусков по ГОСТ 25347–82 (буквенный способ);

б) числовыми значениями (числовой способ), при этом необходимо соблюдать следующие правила:

– числовые значения предельных отклонений записывают до последней значащей цифры, выравнивая число знаков в верхнем и нижнем отклонениях добавлением нулей (например,  $\varnothing 20 \begin{smallmatrix} +0,165 \\ +0,100 \end{smallmatrix}$ );

– предельные отклонения, равные нулю, не указывают (по системе ИСО допускается простановка отклонения, равного нулю, без знаков «+» или «–» без выравнивания по числу знаков –  $\varnothing 20 \begin{smallmatrix} +0,065 \\ 0 \end{smallmatrix}$ ;  $\varnothing 20 \begin{smallmatrix} +0,065 \\ 0 \end{smallmatrix}$ );

– при симметричном расположении поля допуска абсолютную величину отклонения указывают один раз со знаком «±» (например,  $\varnothing 20 \pm 0,010$ );

в) условными обозначениями полей допусков с указанием в скобках числовых значений соответствующих предельных отклонений (комбинированный способ).

На сборочных чертежах (рис. 2.6, в) предельные отклонения указывают:

а) в виде дроби, в числителе которой условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – условное обозначение поля допуска вала (буквенный способ);

б) в виде дроби, в числителе которой числовое значение предельных отклонений отверстия, а в знаменателе – числовые значения предельных отклонений валов (числовой способ);

в) в виде дроби, в числителе которой условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала и рядом в скобках в виде дроби соответственно числовые значения предельных отклонений отверстия и вала (комбинированный способ).

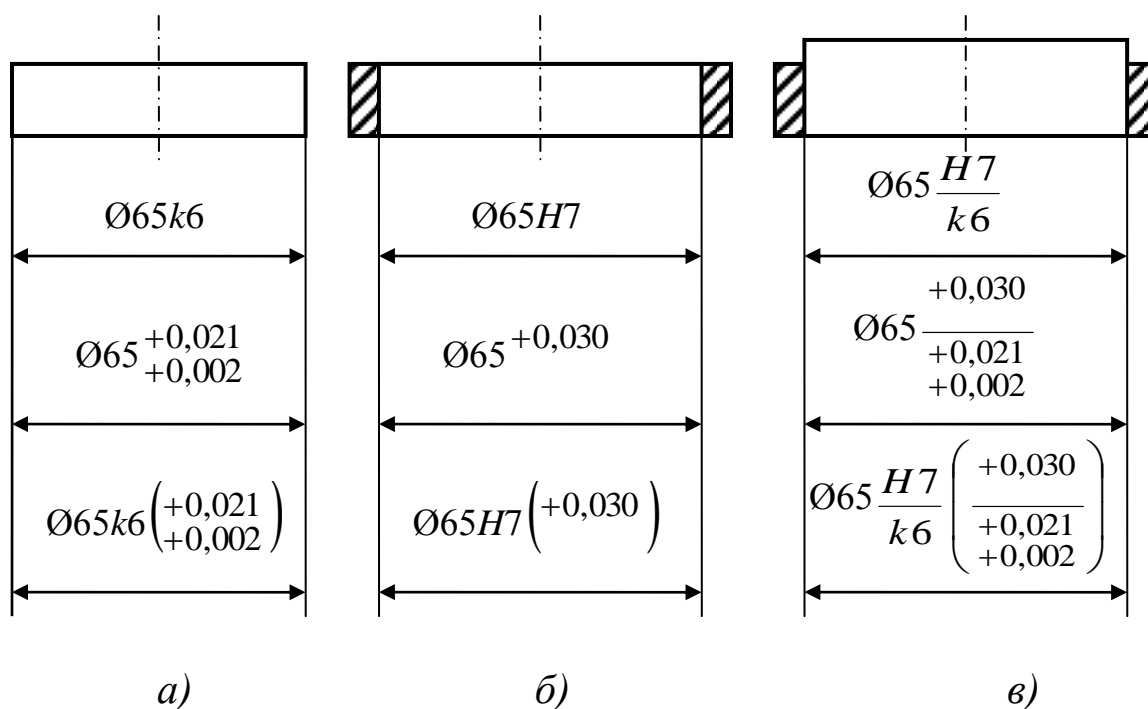


Рис. 2.6. Обозначение предельных отклонений деталей и посадки на чертеже

## 2.7. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками

Рабочий чертеж детали может считаться готовым, когда помимо изображения на нем конфигурации детали с соответствующими сечениями и разрезами, указаны требования к точности по всем четырем геометрическим параметрам для всех элементов.

Номинальные размеры, проставленные на чертеже, должны быть указаны с основными отклонениями и допусками. Требования к точности размеров для всех элементов детали не могут быть одинаковыми, так как в каждой детали её функциональное назначение определяется лишь несколькими элементами, а другие элементы детали играют роль связующих. Эти связующие элементы тоже надо изготавливать, потому для них надо устанавливать требования к точности выполнения. Например, для простейшей детали в виде цилиндрического валика именно диаметр определяет его эксплуатационные функции, а длина, чаще всего, имеет второстепенное значение и редко когда тоже образует сопряжение и лишь определяет габариты.

Поэтому при проектировании детали конструктор, прежде всего, решает вопрос о нормировании точности тех её элементов, которые определяют эксплуатационные свойства и практически не должен задумываться о точности других элементов, выполняющих вспомогательную роль. Для них на чертеже детали указывают только номинальные значения. Такие размеры называют *размерами с неуказанными допусками* или *«свободными размерами»*.

Так как изготавливают все элементы детали, то должны быть указаны допуски и на «свободные размеры». Требования к точности таких размеров нормируются одним полем допуска для всех валов, одним полем допуска для всех отверстий и одним полем допуска для размеров, которые не относятся ни к валам, ни к отверстиям. Такие требования указывают на чертеже в составе технических условий на деталь, в правом нижнем углу формата, над стандартным штампом.

Допуски на размеры элементов деталей, которые не указаны непосредственно у размера, нормируются в соответствии с ГОСТ 25670–83. По этому стандарту допуски должны браться по 12 и более грубым квалитетам по ГОСТ 2534–89.

В стандарте (ГОСТ 25670–83) предусмотрена возможность использования не только рядов точности в виде квалитетов, но и рядов точности, которые имеют следующие названия: точный ( $t_1$ ), средний ( $t_2$ ), грубый ( $t_3$ ) и очень грубый ( $t_4$ ). Таким образом, у разработчиков имеется выбор – назначить требования к точности



размеров с неуказанными допусками обычными квалитетами или использовать специально созданные для этого ряды (классы).

Поля допусков для размеров с неуказанными допусками для валов и отверстий вне зависимости от принятого ряда точности принимаются как для основного вала ( $h$ ) и основного отверстия ( $H$ ). Поле допуска располагается «в тело» детали – отклонение, которое равно допуску, дается в минус от номинала для вала и в плюс для отверстия.

В деталях, помимо отверстий и валов, есть размеры, относящиеся к элементам, которые не могут быть отнесены ни к отверстиям, ни к валам, – это размеры между двумя поверхностями. Одна из поверхностей может являться наружной, а другая – внутренней. К таким элементам относятся: уступы, высота уступа, глубина отверстия, расстояние между осями отверстий, расстояние между плоскостями симметрии и др. В технических условиях для размеров, которые нельзя отнести ни к валам, ни к отверстиям, обычно указывают симметричное расположение поля допуска.

Размеры с неуказанными допусками требования к точности приводят в технических требованиях на деталь записью, например,  $H14; h14; \pm \frac{IT14}{2}$ .

Такая запись читается следующим образом. Все размеры на чертеже, у которых не указано поле допуска, должны изготавливаться так: отверстия – с полем допуска как у основного отверстия по 14 квалитету, валы – с полем допуска как у основного вала по 14 квалитету, а остальные размеры с симметричным расположением допуска по 14 квалитету.

При использовании классов по ГОСТ 25670–83 может быть такая запись:  $+t_3, -t_3, \pm \frac{t_3}{2}$ . Эта запись означает, что поля допусков размеров отверстий и валов, относящихся к размерам с неуказанными допусками, выполняют с допусками по классу «грубый», а остальные размеры с симметричным расположением допуска по классу «грубый».

Неуказанные предельные отклонения радиусов закруглений, фасок и углов в общей записи не оговаривают, а выбирают по

таблицам. С этой целью установлено два ряда более грубых, чем для других линейных размеров, предельных отклонений.

При этом первый ряд соответствует 12, 14 и 16-му квалитетам или 1, 2 и 3-му классам точности, а второй ряд – 17-му квалитету или 4-му классу точности.

## **2.8. Правила указания точности размеров односторонним отклонением**

Разработчик чертежа указывает два предельных значения каждого размера тем или иным способом. В общем случае ни один из этих размеров может не совпадать с номинальным размером. Предельные размеры часто бывают дробными. В некоторых случаях если размер элемента детали сделать равным номинальному размеру, то этот элемент оказывается браком. Например: для вала  $\varnothing 20_{+0,1}^{+0,2}$  наибольший размер равен 20,2 мм, а наименьший – 20,1 мм. Если сделать размер равным 20 мм, этот размер будет браком. Поэтому в документации целесообразно (хотя НД это не предусмотрено) пересчитывать размеры с двусторонними отклонениями на размеры с односторонними отклонениями.

При пересчете размеров за номинальный размер принимается тот, который соответствует пределу максимума материала (размер, получаемый первым при обработке, – наибольший допустимый вал, наименьшее допустимое отверстие). Дается одно отклонение, численно равное значению допуска и направленное в «тело» элемента детали (в плюс для отверстия и в минус для вала).

Для приведенного выше примера получим размер для вала  $\varnothing 20,2_{-0,1}$ .

## РАЗДЕЛ 3. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

### 3.1. Средства измерений

Для того чтобы определить, какой размер получился после обработки детали и соответствует ли он требованиям чертежа, необходимо измерить эту деталь.

Измерения изучаются отдельной наукой. *Метрология* – это наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и требуемой точности. *Измерение* – это нахождение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств. Значение величины, которое выявили измерением, называют *результатом измерения*.

При изготовлении деталей машин чаще всего требуется установить годность полученного размера. Для этого сопоставляют результат измерения с предельными размерами, заданными чертежом. Такой процесс называется контролем годности, выполненным измерением. Существует ещё контроль годности, выполненный без выявления результата измерения, путем физического сопоставления детали с образцом.

Мы рассмотрим только измерения линейных и угловых размеров с помощью различных средств измерений.

***Средство измерений (СИ)*** – техническое средство, предназначенное для измерений, имеющее нормированные метрологические характеристики, воспроизводящие и (или) хранящие единицу физической величины, размер, который принимается неизменным в пределах установленной погрешности в течение известного интервала времени.

По метрологическому назначению СИ подразделяют:

*рабочие средства измерений*, предназначенные для измерения физических величин в народном хозяйстве. Они являются самыми многочисленными;

*метрологические средства измерений*, предназначены для обеспечения единства измерений в стране.

Средства измерений классифицируют по ряду признаков.

1. *По конструктивному исполнению*: меры, измерительные приборы, измерительные установки, измерительные системы, измерительные комплексы.

2. *По уровню автоматизации:* неавтоматические средства измерения, автоматизированные средства измерения, автоматические средства измерений.

3. *По уровню стандартизации:* стандартизованные средства измерения, нестандартизуемые средства измерений.

4. *По отношению к измеряемой физической величине:* основные средства измерений, вспомогательные средства измерений.

### 3.2. Структурные элементы средств измерений

Конструкция подавляющего большинства СИ состоит из последовательно расположенных деталей и устройств (ГОСТ 16263–70), каждое из которых при измерении выполняет определенную задачу. Для того чтобы при изучении СИ было легче представить себе их действие, кратко рассмотрим эти детали и устройства.

***Основание измерительного средства*** – это конструктивный элемент, на котором смонтированы все остальные элементы данного действующего СИ. Например, штанга штангенциркуля, скоба микрометра, корпус индикатора часового типа.

***Чувствительный элемент*** – это часть СИ, которая осуществляет его соприкосновение с объектом измерения и воспринимает величину этого объекта. Например, измерительные губки штангенциркуля, измерительный наконечник индикатора.

***Размерный элемент*** – это одна из деталей СИ, которая обладает собственным точным, обычно многозначным размером, с величиной которого в процессе измерения непосредственно сопоставляется воспринятая СИ величина объекта измерения. Например, штанга со шкалой штангенциркуля: с ней сравнивают размер детали, воспринятый губками.

***Преобразовательный элемент*** – это внутренний механизм или элемент СИ, который преобразует (видоизменяет) малые перемещения, воспринятые от объекта измерения воспринимающим элементом, в большие перемещения на отсчетном устройстве так, что эти большие перемещения исполнитель может непосредственно наблюдать и отсчитывать. Например, зубчатая передача в индикаторе часового типа преобразует малые пере-

мещения измерительного наконечника в большие перемещения стрелки, легко наблюдаемые на шкале.

**Отсчетное устройство** – создает возможность отсчитывать показания СИ. В большинстве случаев отсчетные устройства состоят из шкалы и указателя, которым служит отдельный штрих, группа штрихов или стрелка. В последнее время получили распространение СИ с цифровыми отсчетными устройствами. Например, нониус штангенциркуля, круговая шкала индикатора и стрелка индикатора часового типа.

В зависимости от назначения и принципа действия конкретного СИ в его конструкции используются те или иные комплексы этих устройств и элементов, составляющих структуру данного СИ.

### 3.3. Параметры и характеристики средств измерений

При выборе СИ в зависимости от заданной точности изготовления деталей необходимо учитывать метрологические характеристики. Основным элементом отсчетного устройства является шкала, по которой снимается отсчет.

**Шкала СИ** – это ряд отметок (штрихов или точек) и представленных около них чисел, положение и значение которых соответствует ряду последовательных размеров.

**Цена деления шкалы** – это разность значений величины, соответствующим двум соседним отметкам шкалы. Иначе говоря, величина перемещения чувствительного элемента СИ, вызывающая перемещение указателя отсчетного устройства на одно деление шкалы. Наиболее распространены цены деления 0,1; 0,5; 1; 2; 5 мкм; 0,01 и 1 мм. Например, если наконечник индикатора часового типа переместить на 0,01 мм, то стрелка сдвинется на одно деление круговой шкалы, а это значит, цена деления индикатора равна 0,01 мм.

**Длина (интервал) деления шкалы** – расстояние между осями двух соседних отметок шкалы. Наиболее распространены интервалы 0,5 мм и 1 мм.

**Отсчет** – это число, отсчитанное по отсчетному устройству средства измерений.

**Показание СИ** – это значение измеряемой величины, определенное по отсчетному устройству и выраженное в принятых единицах этой величины. Показание всегда равно произведению числа отсчитанных делений шкалы на цену деления данной шкалы.

**Дискретность отсчета** (при цифровой индикации) – это наименьшая разность показаний младшего разряда цифровой индикации данного СИ.

**Диапазон показаний** – это область значений шкалы, ограниченная начальным и конечным значениями шкалы.

**Диапазон измерений** – это область значений измеряемой величины, для которых нормированы погрешности данного СИ.

**Пределы измерений** – это наибольшее и наименьшее значение диапазона измерений.

**Измерительное усилие  $P$**  – это сила, с которой чувствительный элемент воздействует на поверхность объекта измерения.

### 3.4. Погрешность измерений

Измерение – это процесс, в котором специальным средством выявляют величину объекта измерения. Очевидно, что при выполнении измерения неизбежно возникают погрешности различной величины.

**Погрешность измерения** – это отклонение результата измерения от действительного (истинного) значения измеряемой величины.

В машиностроении погрешность измерения так же определяют как разность между результатом измерения и действительным размером измеряемой величины. Действительным размером признается размер, полученный путем измерения, выполненного с допустимой погрешностью. Действительное значение измеряемой величины по мере совершенствования СИ и повышения их точности стремятся к истинному значению, которое теоретически свободно от погрешностей. Величины допустимых погрешностей измерений установлены ГОСТ 8.051–81 в зависимости от величины номинального размера допуска измеряемого размера.

В машиностроительном производстве погрешность измерения следует рассматривать как суммарную (полную) погрешность всего процесса измерения, складывающуюся из нескольких составляющих погрешностей. От правильности выполнения измерения значительно зависит качество изготовления машиностроительной продукции. Рассмотрим составляющие погрешности измерения, наиболее существенно влияющие на суммарную погрешность, подробнее.

*Инструментальная погрешность (погрешность СИ)* является разностью между показанием СИ и действительным размером измеряемого объекта. Чаще всего эта погрешность вносит самый большой вклад в погрешность измерения. Именно поэтому за всеми СИ проводится контроль как после их изготовления или ремонта, так и во времени их эксплуатации. Такой контроль принято называть поверкой СИ. При проведении поверки определяют работоспособность поверяемого СИ и его инструментальную погрешность, при этом выясняют, находится ли она в пределах нормы, установленной для данного СИ. Выполняют поверку специальные органы метрологической службы.

*Погрешность мер или образцов*, используемых при установке СИ на размер со своими знаками, входят в погрешность каждого измерения. Чем выше точность изготовления объекта измерения (чем меньше допуск), тем опаснее отклонение меры, используемой при установке СИ. В случаях особо высоких точностей обработки применяют меры или образцы, снабженные аттестатами, в которых указаны действительные размеры или образца, выявленные путем измерения со значительно меньшей погрешностью измерения, чем интересующий нас объект измерения.

*Погрешность, возникающая от измерительного усилия при контактном измерении.* Под действием измерительного усилия в самом СИ и на поверхности объекта измерения возникают деформации. Чем больше эти деформации, тем больше погрешность измерения. Значительные погрешности измерения возникают в результате неправильно выбранного измерительного усилия для деталей из мягких материалов.

*Погрешность, возникающая из-за термического расширения (сжатия) объекта измерения и СИ* при отклонении температуры

среды, в которой производят процесс измерения от нормальной температуры. Для единства измерения установлено, что линейные размеры необходимо измерять при температуре  $+20^{\circ}\text{C}$ . Эту температуру и называют нормальной. В условиях реального производства помещение цеха, изготавливаемая деталь и средство измерения могут иметь разную температуру, отличающуюся от нормальной температуры и изменяющуюся во времени. Эти отклонения от нормальной температуры приводят к тепловому расширению или сжатию измеряемой детали и СИ, а следовательно, и к увеличению погрешности измерения.

*Субъективные погрешности оператора*, выполняющего измерения, разделяют на три группы: ошибки при действиях (неточное совмещение реперов или шкал с измеряемым размером), ошибки при наблюдении (ошибки отсчета при оценке точности совпадения стрелки или штриха нониуса с делением шкалы и его знаком), профессиональные ошибки (ошибки оператора, вызванные недостаточным умением или квалификацией).

Все перечисленные погрешности измерения подразделяют по виду на систематические, случайные и грубые погрешности.

*Систематическая погрешность* – погрешность, имеющая постоянную величину и знак или закономерно изменяющаяся при повторных измерениях одной и той же величины.

*Случайная погрешность* – составляющая погрешности измерения, изменяющаяся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины.

*Грубая погрешность* – случайная погрешность, значительно превосходящая погрешность, ожидаемую при данных условиях измерения.

### **3.5. Виды и методы измерений**

При измерении линейных величин используют следующие виды измерения.

*Прямое измерение* – это измерение, при котором значение измеряемой величины определяют непосредственно по результату измерения. Например, измерение глубины линейкой глубиномера штангенциркуля.



**Косвенное измерение** – это измерение, при котором используют прямые измерения таких величин, которые связаны с искомой известной зависимостью. Например, определение расстояния между осями двух отверстий с помощью штангенциркуля.

**Контактное измерение** – это измерение, при котором воспринимающее устройство СИ имеет механический контакт с поверхностью измеряемого объекта. Например, измерение микрометром, индикатором часового типа.

**Бесконтактное измерение** – это измерение, при котором воспринимающее устройство СИ не имеет механического контакта с поверхностью измеряемого объекта. Например, измерение элементов резьбы на микроскопе.

Измерительное средство и приемы его использования в совокупности образуют метод измерения. Различают:

**Метод непосредственной оценки** – это метод, при котором величину измеряемого объекта определяют непосредственно по отсчетному устройству, имеющемуся в конструкции применяемого СИ. Например, измерение диаметра вала с помощью штангенциркуля. Величина диаметра, воспринятая губками, непосредственно сопоставляется со шкалой штанги, обладающей точным размером и включенной в конструкцию прибора.

**Метод сравнения с мерой** – это метод, при котором величина измеряемого объекта сопоставляется с величиной образцовой детали, которые не входят в конструкцию применяемого СИ. Например, измерение диаметра вала с помощью индикатора часового типа методом сравнения с концевой мерой, которая не входит в конструкцию СИ.

## РАЗДЕЛ 4. СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ

### 4.1. Выбор средств измерения линейных размеров

При выборе средств измерения линейного размера обрабатываемой детали необходимо учитывать следующие факторы:

- величину допуска на изготовление измеряемого размера;
- номинальный размер;
- допускаемую погрешность измерения этого размера;
- общий контур элемента и всей этой детали;
- способ производства при изготовлении данной детали;
- предельную (полную) погрешность измерения выбираемого средства измерения.

Для оценки пригодности выбираемого СИ сопоставляют величину допускаемой погрешности измерения контролируемого размера с предельной погрешностью измерения этим средством. Если предельная погрешность измерения выбранным СИ не превышает допускаемой погрешности измерения при оценке годности данного размера, то данное СИ можно применить для заданного измерения.

Порядок действий при выборе СИ линейного размера:

1) определить по чертежу детали номинальный размер и предельные отклонения измеряемого элемента. Подсчитать величину допуска размера в микрометрах;

2) найти величину допускаемой погрешности измерения детали (ГОСТ 8.051–81) по величине допуска и номинальному размеру;

3) выбирать СИ по таблицам предельных погрешностей измерения наружных и внутренних размеров. Записать его наименование, диапазон измерения, цену деления шкалы и величину предельной погрешности измерения;

4) сопоставить величины предельной и допускаемой погрешностей измерения и решить вопрос о пригодности выбранного СИ для измерения в условиях данного производства.

## 4.2. Меры длины

**Меры длины** – это СИ, имеющие постоянную длину, выполненную с высокой точностью. Меры длины являются исходными размерами для сравнения с ними размеров деталей машин. Благодаря высокой точности всех мер, они обеспечивают единство всех измерений линейных размеров.

По конструкции меры длины разделяются на штриховые меры и концевые.

**Штриховые меры длины** – это многозначные меры, на которые нанесены шкалы с высокой точностью интервалов. К штриховым мерам относятся штриховые линейки, складные метры и рулетки. Линейки измерительные металлические имеют пределы измерения до 1000 мм с ценой деления 1 мм. Точность линеек определяется стандартом. Отклонения номинальных значений длин, сантиметровых делений шкалы линеек, не должны превышать 0,01 мм. Отклонения от номинальных значений длин миллиметровых делений шкалы не должны превышать  $\pm 0,05$  мм. Торцевая грань большинства линеек совпадает с нулевым штрихом и при измерении является базовой.

**Концевые меры длины** – это однозначные меры, размер которых образован противоположными измерительными поверхностями (рис. 4.1). Наиболее распространены в машиностроении плоскопараллельные концевые меры длины (КМД).



Рис. 4.1. Плоскопараллельные концевые меры длины

Особенность КМД заключается в том, что их измерительные поверхности имеют высокую плоскостность, параллельны между собой и обладают весьма малой шероховатостью. Эти свойства обеспечивают одинаковое для данной меры расстояние между измерительными поверхностями в любом месте, т.е. длины перпендикуляров, опущенных из любой точки одной измерительной

поверхности на другую, одинаковы у данной меры.

Конструкция всех КМД практически одинакова – это пластины с двумя противоположными плоскопараллельными поверхностями. КМД выпускают размерами от 0,1 до 1000 мм. КМД размерами от 0,1 до 100 мм изготавливают цельными, а свыше 100 мм – с двумя отверстиями для соединения стяжками.

Материалом для изготовления КМД служат, в подавляющем большинстве, хромистые закаленные стали, применяют также и твердый сплав ВК6М.

Основными параметрами КМД являются: длина (размер) концевой меры номинальная и действительная; плоскопараллельность измерительных поверхностей меры; суммарная погрешность формы и расположения измерительных поверхностей; точность концевой меры (точность длины и отклонение от плоскопараллельности измерительных поверхностей).

Существуют два метода нормирования точности концевых мер длины: метод классов точности и метод разрядов. Класс точности меры показывает, какое отклонение имеет действительный размер данной меры от её номинального размера. Таких классов точности концевых мер длины установлено пять: 00; 0; 1; 2; 3 (в порядке убывания точности). Кроме этих пяти классов применяют еще классы точности 4 и 5 для плиток значительно изношенных и изменивших размер. Класс точности присваивается каждой мере при контроле годности её изготовления на производстве и при проверке её состояния в процессе эксплуатации.

Разряд концевых мер длины показывает, с какой погрешностью измерения производится аттестация действительного размера длины концевой меры. Установлено пять разрядов точности при аттестации КМД: 1; 2; 3; 4 и 5 (в порядке убывания точности).

Притираемостью измерительных поверхностей концевой меры является способность измерительных поверхностей КМД сцепляться друг с другом при смещении в плотно прижатом состоянии. Такое сцепление (притирание) КМД происходит благодаря высокой плоскостности и малой шероховатости их измерительных поверхностей и позволяет собирать из отдельных мер блоки практически любого требуемого размера.

Концевые меры длины изготавливают различных номинальных размеров с градациями (разность двух последующих разме-

ров в группе). Инструментальные заводы выпускают КМД, скомплектованные в наборы одного класса точности. В зависимости от назначения наборы могут быть: измерительными, разметочными, для концевых мер с отверстиями. Для повышения удобства использования и расширения области применения при эксплуатации концевых мер длины применяют специальные принадлежности: державки, стяжки для соединения в блок концевых мер длины с отверстиями, основания для установки мер на поверочную плиту.

Концевые меры длины применяются для поверки точности средств измерения длины, установки средств измерения длины на размер и на нуль, измерения линейных размеров деталей машин.

### 4.3. Штангенинструменты

К штангенинструментам относятся штангенциркули, штангенглубиномеры, штангенрейсмасы, штангензубомеры и др. Все эти инструменты предназначены для абсолютного метода измерения линейных размеров, а также для воспроизведения размеров при разметке деталей. Основными частями штангенинструментов являются шкала – линейка с делениями 1 мм и перемещающаяся по линейке вспомогательная шкала – нониус. По нониусу отсчитывают десятые и сотые доли миллиметра. Наибольшее распространение в практике измерений получили нониусы с точностью отсчета до 0,1; 0,05; 0,02 мм.

Штангенциркуль (рис. 4.2) представляет собой штангу 5, на которой нанесена шкала с ценой деления 1 мм, по штанге 5 перемещается рамка 3 со вспомогательной шкалой – нониусом 7. Штангенциркуль снабжен губками для наружных измерений 8 и для внутренних измерений 1, а также зажимом 2. К рамке 3 прикреплена линейка глубиномера 6 и плоская пружина 4.

Штангенциркули выпускаются следующих типов:

ШЦ-I – с двухсторонним расположением губок, для наружных и внутренних измерений и с линейкой для измерения глубин и высот;

ШЦ-T-I – с односторонним расположением губок, оснащенных твердым сплавом, для наружных измерений и с линейкой для измерения глубин;

ШЦ-II – с двухсторонним расположением губок, для наружных и внутренних измерений и для разметки;

ШЦ-III – с односторонним расположением губок, для наружных и внутренних измерений.

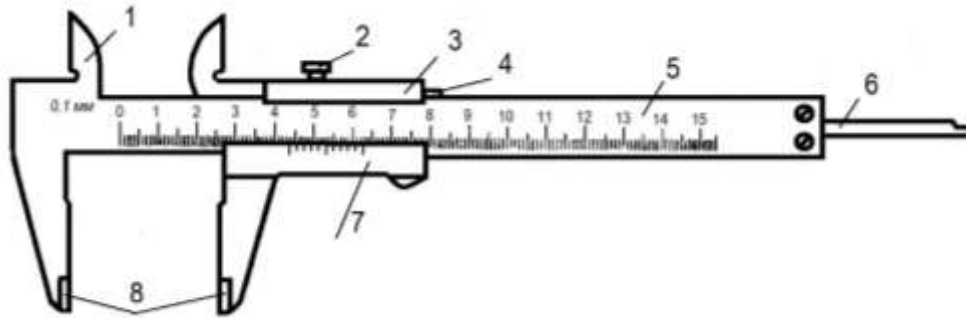


Рис. 4.2. Штангенциркуль ШЦ-I

**Штангенглубиномеры** (рис. 4.3.) принципиально не отличаются от штангенциркулей. Применяются для прямого измерения глубины выемок и высоты уступов.

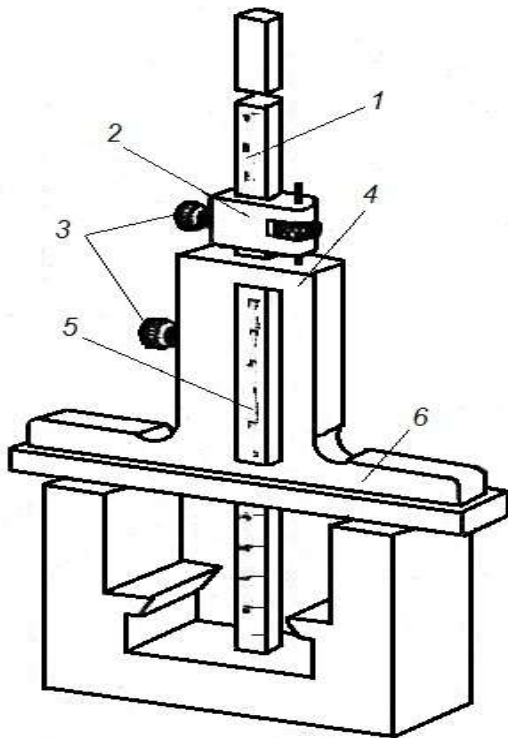


Рис.4.3. Штангенглубиномер

Рабочими поверхностями штангенглубиномеров являются торцевая поверхность штанги и база для измерений – нижняя поверхность основания. Основанием штангенглубиномера является рамка 4, снабженная снизу опорой 6 с измерительной поверхностью. Сквозь рамку проходит штанга 1 со шкалой и измерительной поверхностью на торце. Штанга 1 передвигается перпендикулярно измерительной поверхности опоры 6. Нониус 5 нанесен на отдельной пластине, укрепленной в рамке 4

параллельно шкале штанги. Микроподача 2 рамки 4 и зажима 3 на штангенглубиномере такие же, как на штангенциркуле ШЦ-II.

**Штангенрейсмасы** (рис. 4.4.) являются основными измерительными инструментами для разметки деталей. Они могут иметь дополнительный присоединительный узел для установки измерительных головок как параллельно, так и перпендикулярно плоскости основания. Опорной деталью штангенрейсмаса является основание 4, в котором укреплена штанга 1 со шкалой, расположенная перпендикулярно опорной плоскости основания.

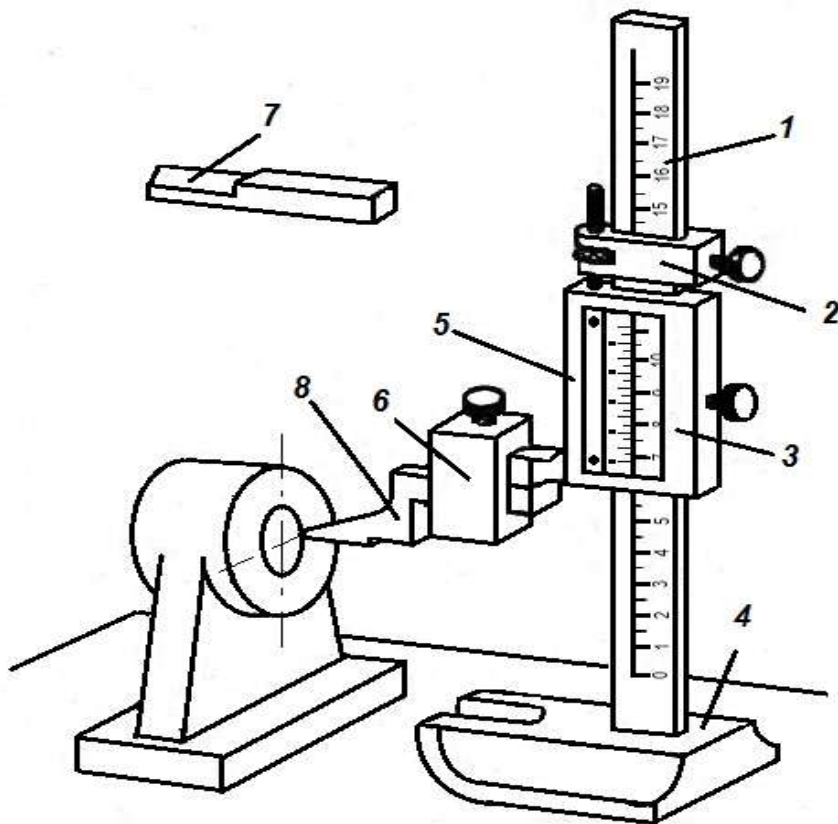


Рис. 4.4. Штангенрейсмас

По штанге передвигается рамка 3, имеющая выступ для крепления ножек. В рамке параллельно шкале штанги размещен нониус 5, нанесенный на отдельной пластинке. Микроподача 2 рамки здесь применена такая же, как на штангенциркуле ШЦ-II и на штангенглубиномере. На выступе рамки с помощью державки 6 закрепляются ножки: измерительная 7 и разметочная 8. Шкалы

штанги и нониуса на штангенрейсмасе выполняют так же, как и на штангенциркулях и штангенглубиномерах.

#### 4.4. Микрометрические инструменты

Микрометрические инструменты предназначены для абсолютных измерений наружных и внутренних размеров, высот уступов, глубин отверстий и т.д. Все они основаны на использовании винтовой пары (винт – гайка) для преобразования вращательного движения микровинта в поступательное движение. Цена деления таких инструментов 0,01 мм.

Измеряемый размер полностью можно определить по углу поворота барабана, состоящего в общем случае из целого числа оборотов и неполного оборота. Для удобства отсчета целого числа оборотов винта служит продольная шкала, нанесенная на стебле с интервалом деления, равным шагу винта.

Установлены следующие типы микрометров:

МК – гладкие для измерения наружных размеров изделий;

МЛ – листовые с циферблатом для измерения толщины листов и лент;

МТ – трубные для измерения толщины стенок труб;

МЗ – зубомерные для контроля длины общей нормали зубчатых колес с модулем от 1 мм;

МГ – микрометрические головки;

МП – микрометр для проволоки.

**Микрометр гладкий** (рис. 4.5). Гладким микрометром называется средство для измерения наружных линейных размеров, основанием которого является скоба 1, а преобразующим устройством служит винтовая пара (микропара), состоящая из микрометрического винта 3 и микрометрической гайки, укрепленной внутри стебля 5. В скобу 1 запрессована пятка 2 и стебель 5. Измеряемую деталь охватывают торцевыми измерительными поверхностями микровинта 3 и пятки 2. Барабан 6 присоединен к микровинту 3 корпуса трещотки 7. Чтобы приблизить микровинт 3 к пятке 2, вращают барабан 6 или трещотку 8 по часовой стрелке (от себя), а для обратного движения микровинта (от пятки), барабан вращают против часовой стрелки (на себя). Закрепляют микровинт в требуемом положении стопором 4.



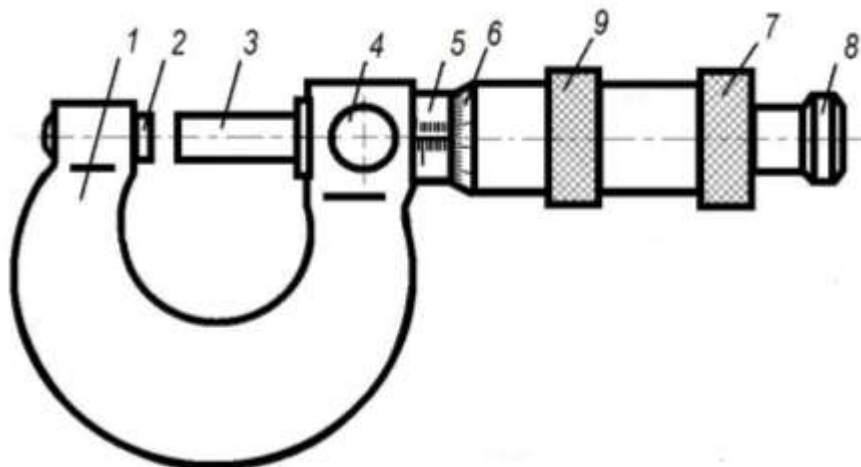


Рис. 4.5. Микрометр гладкий МК

**Микрометрический глубиномер** применяется для измерения глубины выемок и высоты уступов деталей.

Основанием в микрометрическом глубиномере (рис. 4.6.) является поперечина 5, в которую запрессован стержень 3 со шкалой. В стержне 3 запрессована микрогайка, в которую ввинчен микровинт, совместно они образуют макропару. На микровинте глубиномера укреплен барабан 2 со шкалой, а на барабане размещена трещотка 1. В процессе измерения требуемое положение микровинта и барабана фиксируется стопором 4. При вращении барабана 2 вместе с ним вращается и микровинт, который ввинчивается в микрогайку, причем он выдвигается из основания-поперечины 5 на требуемую глубину.

Глубиномер устанавливается на нуль по установочным мерам – втулкам 6 на плоской стеклянной пластине или другой точной плоской поверхности. В торце микровинта глубиномера выполнено отверстие, в которое вставляются сменные измерительные стержни 7. Особенность микрометрического глубиномера заключается в том, что числовые отметки штрихов стержня расположены так, что при удалении измерительного стержня 7 от поперечины 5 отсчет по шкале увеличивается глубина измеряемого несквозного отверстия. Направление возрастания отсчета по шкале стержня глубиномера и гладкого микрометра противополо-

ложны потому, что на микрометре при удалении от места запресовки стебля в скобу размеры детали увеличиваются.

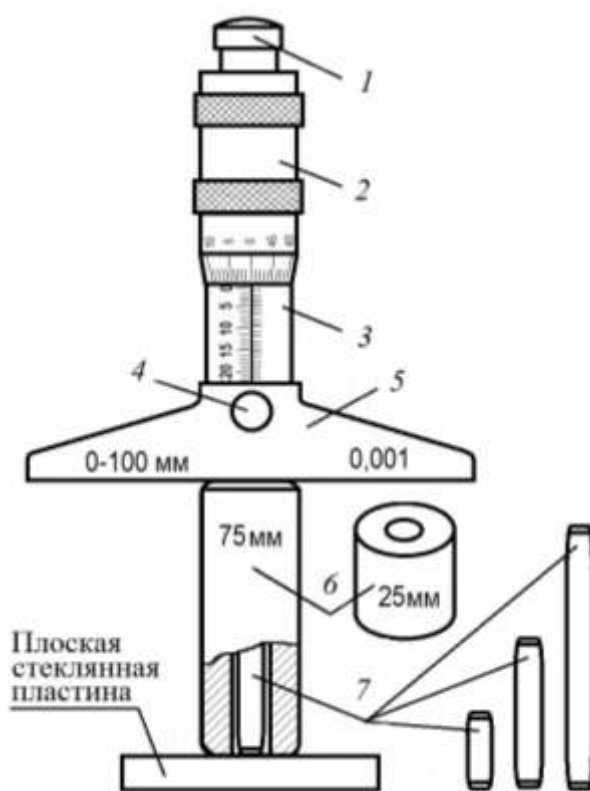


Рис. 4.6. Микрометрический глубиномер

**Микрометрическим нутромером** (рис. 4.7) измеряют размеры отверстий, ширину пазов и другие внутренние линейные размеры и отклонения формы деталей машин.

Микрометрические нутромеры выпускаются в виде наборов микрометрических головок с измерительными наконечниками и удлинителей различных размеров. Микрометрическая головка устанавливается в положение по прилагаемой к каждому набору мере-скобе.

При правильном положении нутромера в отверстии, при котором можно читать показания по шкале микроголовки, нутромер своими сферами плотно касается противоположных образующих отверстий. После установки нутромера в это положение показание нутромера в это положение показание нутромера читается как сумма исходного размера головки, размера примененного удлинителя и показания шкал головки.

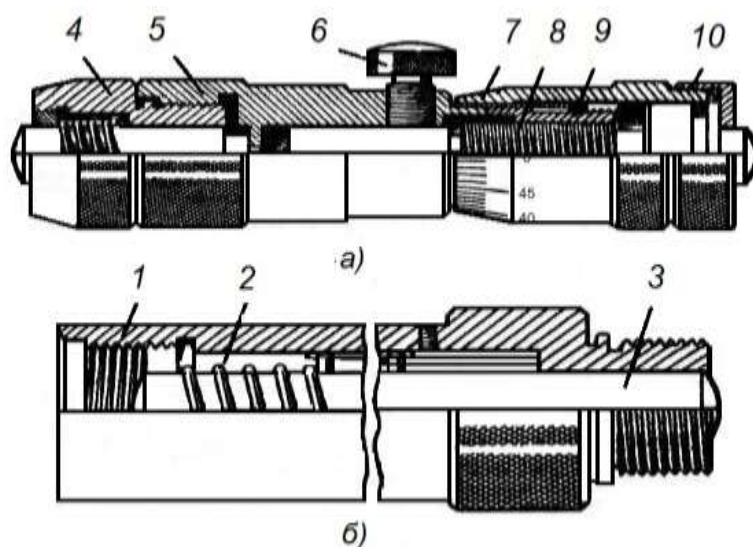


Рис. 4.7. Микрометрический нутромер:  
*а* – микрометрическая головка; *б* – удлинитель

Микрометрический нутромер состоит из двух основных частей – микрометрической головки и удлинителя. Микрометрическая головка (рис.4.7, *а*) имеет стебель со шкалой 5 такой же, как на стебле гладкого микрометра. В стебле нутромера с одной стороны расположена микропара 8 и микрогайка 9. На микровинте расположен барабан 7, закрепленный контргайкой 10. Требуемое положение барабана 7 фиксируется стопором 6. В стебле 5 с другой стороны микроголовки расположено отверстие с резьбой, в которое ввинчивается измерительный наконечник 4 или удлинитель (рис.4.7, *б*). Удлинитель и измерительный наконечник состоят из корпуса-трубки 1, измерительного стержня 3 и пружины-контакта 2.

#### 4.5. Измерительные головки

Измерительными головками принято называть СИ, имеющие механические преобразующие и стрелочные отсчетные устройства.

**Индикаторы часового типа.** Индикатор часового типа (рис. 4.8, *а*), относится к числу многооборотных измерительных головок, имеющих механическую передачу, которая преобразует

малые перемещения измерительного наконечника в большие перемещения стрелки, наблюдаемые по шкале циферблата.

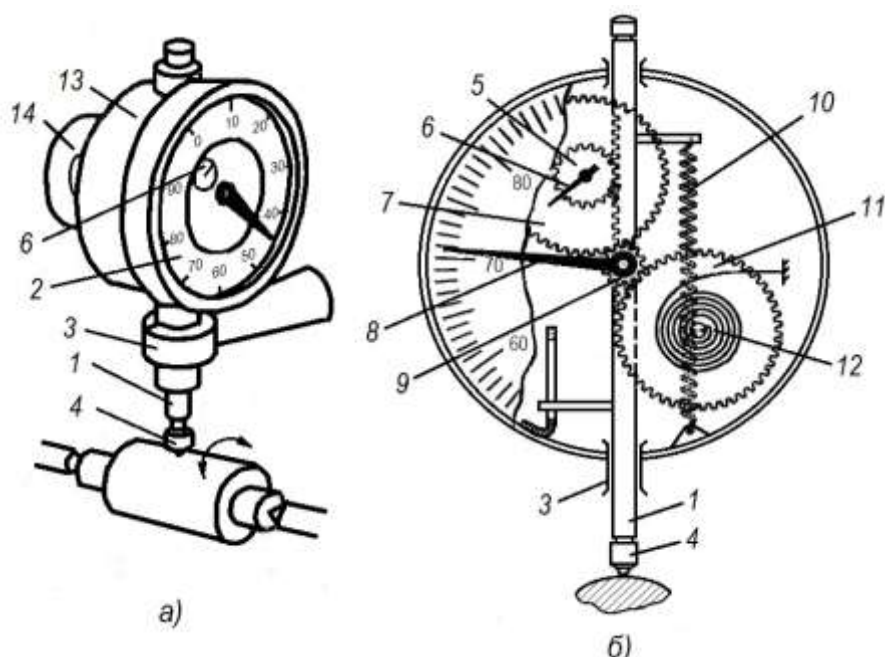


Рис. 4.8. Индикатор часового типа:  
а – общий вид; б – схема зубчатой передачи

Конструктивно индикатор часового типа представляет собой измерительную головку с продольным перемещением измерительного наконечника. Основанием индикатора является корпус 13, внутри которого смонтирован преобразующий механизм – реечно-зубчатая передача. Через корпус 13 проходит измеритель – стержень-рейка 1 с измерительным наконечником 4. На стержне 1 нарезана рейка (рис. 4.8, б), движения которой передаются реечным 5 и передаточным 7 зубчатыми колесами, а также трубкой 9 на основную стрелку 8. Величина поворота стрелки 8 отсчитывается по круговой шкале – циферблату. Для установки индикатора против отметки «0» круговая шкала поворачивается ободком 2. Круговая шкала индикатора часового типа состоит из 100 делений, цена каждого деления 0,01 мм.

Индикаторы часового типа во время измерений устанавливаются в стойках или штативах с помощью гильзы 3 или ушка 14, расположенных на корпусе 13.

Индикаторы часового типа широко применяются в машиностроении для самых разнообразных измерительных процессов. Чаще всего его применяют при измерении линейных размеров деталей методом сравнения с мерой, для измерения отклонения формы поверхности детали и для измерения отклонения расположения поверхностей. Используют его так же в качестве отсчетной стрелочной головки в различных измерительных и наладочных приспособлениях.

**Индикаторы рычажно-зубчатые.** Рычажно-зубчатые индикаторы представляют собой отсчетно стрелочные измерительные головки, у которых измерительный наконечник можно повернуть на некоторый угол относительно измерительного стержня для удобства измерения. Часто их называют ещё измерительными головками бокового действия (рис. 4.9, а)

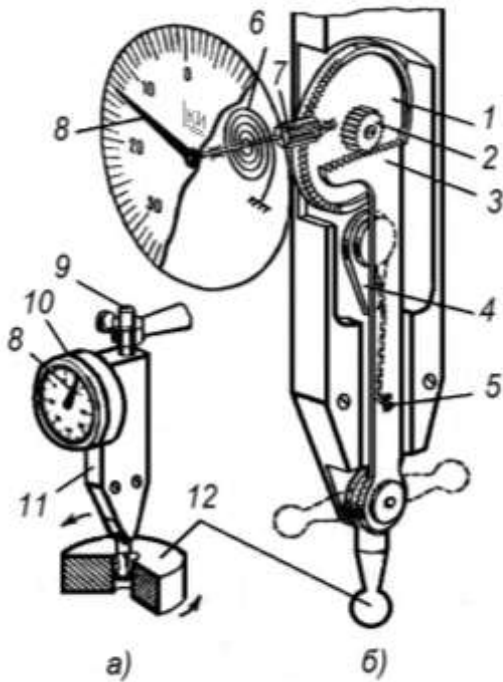


Рис. 4.9. Индикатор ИРБ рычажно-зубчатый с боковой шкалой: а – общий вид; б – конструктивная схема

Основанием такого индикатора является корпус 11. Снизу корпус имеет ось, на которой поворачивается измерительный наконечник-рычаг 12, воспринимающий отклонения детали. Угол поворота составляет  $\pm 90^\circ$ . Наконечник 12 соединен зубчатой муфтой с рычагом 5, на другом конце которого нарезан зубчатый сектор 3. Таким образом, в отличие от индикатора часового типа здесь нет поступательно движущегося измерительного стержня. Колебания детали у рычажно-зубчатого индикатора воспринимаются сферическим наконечником-рычагом 12, затем они увеличиваются и передаются рычагом с зубчатым сектором 3 на зубчатое цилиндрическое колесо 2, укрепленное на одной оси с торцевым зубчатым колесом 1. Зубья торцевого колеса 1 сцеплены с удлиненной

даются рычагом с зубчатым сектором 3 на зубчатое цилиндрическое колесо 2, укрепленное на одной оси с торцевым зубчатым колесом 1. Зубья торцевого колеса 1 сцеплены с удлиненной

трубкой 7, на ось которой укреплена стрелка 8 (6 – пружинный волосок). Повороты стрелки отсчитывают по круговой шкале-циферблату, вставленному в ободок 10 (рис. 4.9, б).

Для присоединения рычажно-зубчатого индикатора к базисному устройству корпус этого индикатора 11 оснащен присоединительным штифтом 9.

Рычажно-зубчатые индикаторы используют для измерений отклонений расположения поверхностей деталей машин – величина радиального и торцевого биения, отклонений от параллельности плоских поверхностей, отклонений от параллельности осей отверстий или валов и т.д.

**Рычажно-зубчатые измерительные головки.** Различают два вида таких головок – однооборотные измерительные головки ИГ и многооборотные – МИГ. Внешне эти головки очень похожи и имеют корпус 6, измерительный стержень 2 и наконечник 1, арретир 4, винт 10 для установки в положение «0», присоединительную гильзу 3 (рис. 4.10).

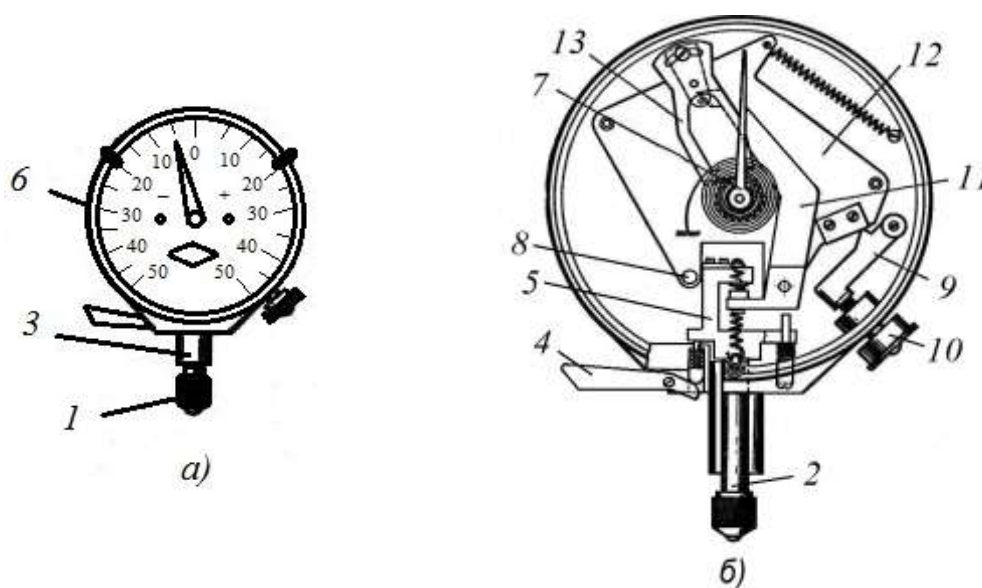


Рис. 4.10. Однооборотная измерительная головка ИГ:  
а – общий вид; б – конструктивная схема

Весь механизм рычажно-зубчатой передачи смонтирован на поворотной плате 12 и может вместе с ней поворачиваться вокруг поворотной оси 8 под действием рычага 9, приводимого в движе-



ние винтом 10. Такая конструкция позволяет установить стрелку 7 в положение «0» без передвижения всей головки и установочной меры. Если требуется поднять измерительный наконечник 1 над деталью или концевой мерой, то, нажимая на арретир 4, поднимают измерительный стержень 2, а с ним и наконечник 1. Для присоединения измерительной головки к стойке корпус 6 оснащен снизу гильзой 3.

Измерительные головки применяют для измерения линейных размеров и отклонений формы поверхности деталей машин и инструментов с допусками от 3 до 20 мкм. Они широко используются в качестве отсчетных стрелочных головок в различных специальных СИ и измерительных приспособлениях высокой точности.

#### 4.6. Скобы с отсчетным устройством

**Скоба индикаторная** (рис. 4.11). Основанием индикаторной скобы служит её корпус 5, снабженный выемкой для руки. В рабочем пространстве скобы расположены находящиеся на одной измерительной оси с одной стороны подвижная пятка 2, воспринимающая изменения размеров измеряемой детали, а с другой стороны – переставная пятка 1. Скобу размещен упор 6, положение которого можно менять. Движения подвижной пятки 2 передаются верхним торцом этой пятки измерительному наконечнику индикатора часового типа 4.

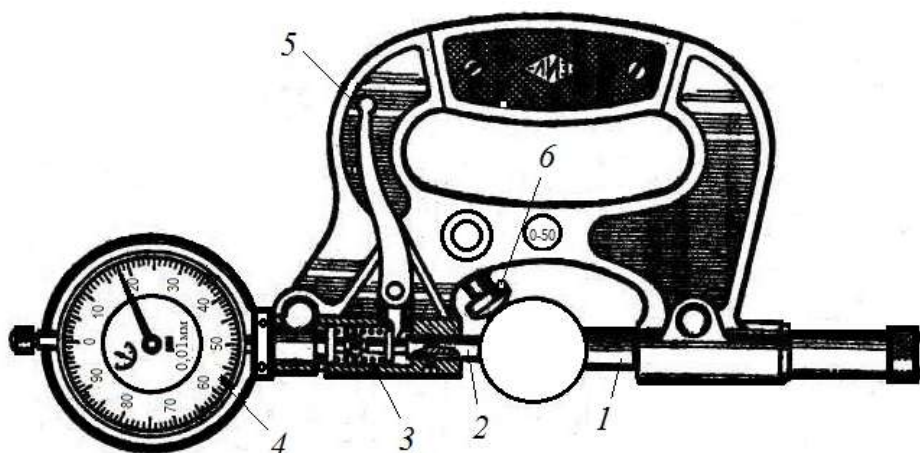


Рис. 4.11. Скоба индикаторная

Индикаторную скобу устанавливают на размер по аттестованному валу или блоку КМД, размер которого равен наибольшему предельному размеру измеряемой детали.

Эти скобы служат для измерения линейных размеров деталей цилиндрической формы в серийном производстве машин. Индикаторные скобы удобны в применении, производительны, но обладают относительно невысокой точностью (цена деления составляет 0,01 мм). Чаще всего ими измеряют гладкие валы после токарной обработки резцами или после круглой шлифовки, но при допусках на размер не менее 0,05 мм.

**Скоба рычажная** (рис. 4.12). Рычажная скоба не имеет собственного размерного устройства, и измерение ею также производится методом сравнения с мерой.

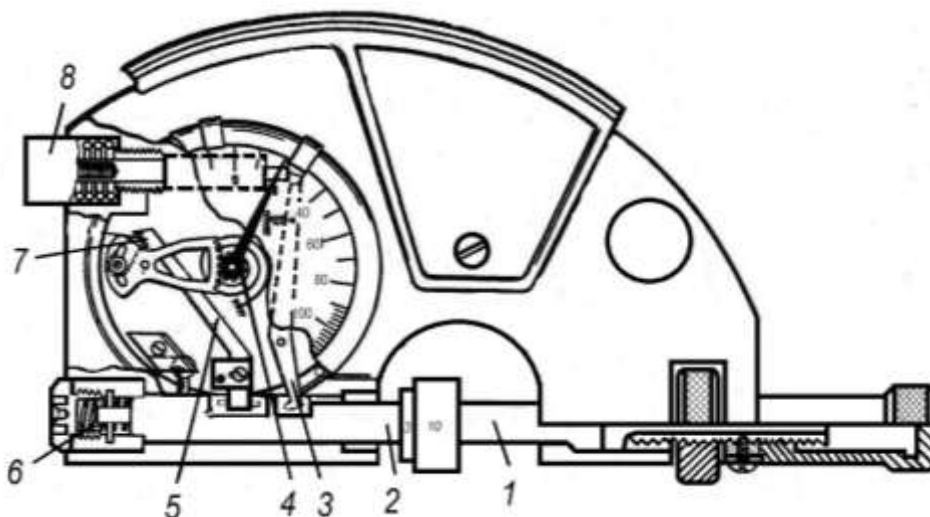


Рис. 4.12. Скоба рычажная

Основанием рычажной скобы служит корпус-скоба, которая обладает значительно большей жесткостью, чем индикаторная. Подвижная пятка 2 и переставная пятка 1 у рычажной скобы значительно массивнее, обладают большими измерительными поверхностями и их перемещения происходят значительно точнее. Основное отличие рычажной скобы от индикаторной – в устройстве подвижной пятки 2. Эта пятка имеет две выемки в цилиндрической поверхности. В одну из них входит рычаг 3 арретира 8, а во вторую – наконечник передаточного рычага 5, который является звеном преобразовательной цепи отсчетной



головки, вмонтированной в корпус скобы. Для уменьшения погрешностей, возникающих в преобразовательной цепи, служит компенсатор 7. Движение подвижной пятки 2 преобразуется рычажно-зубчатой передачей в поворот стрелки 4. В нижнем торце подвижной пятки 2 вмонтирована пружина измерительного усилия 6 рычажной скобы. Рычажные скобы устанавливаются на размер и в положение «0» по блокам КМД.

Малая цена деления шкал отсчетных устройств (цена деления шкалы составляет 0,002; 0,005 мм) и относительно малые погрешности измерения самих рычажных скоб являются их существенным отличием от индикаторных скоб и гладких микрометров.

Рычажные скобы используют для измерения линейных размеров деталей с более жесткими допусками, таких, как точные детали двигателей, турбин, станков; инструменты; элементы деталей машин, сопрягаемые с подшипниками качения.

**Микрометр рычажный** (рис. 4.13). Рычажный микрометр, как обычный, гладкий микрометр, имеет барабан, стемпель, микрометрическую пару (микрогайка 1 и микровинт 2), пятку 3.

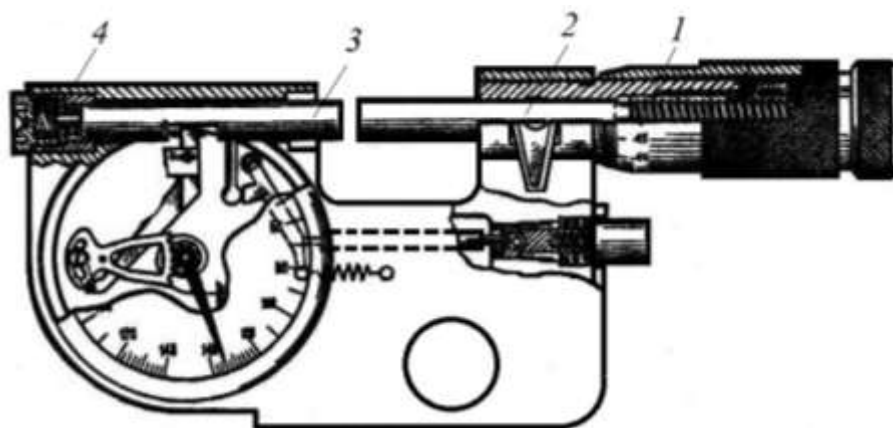


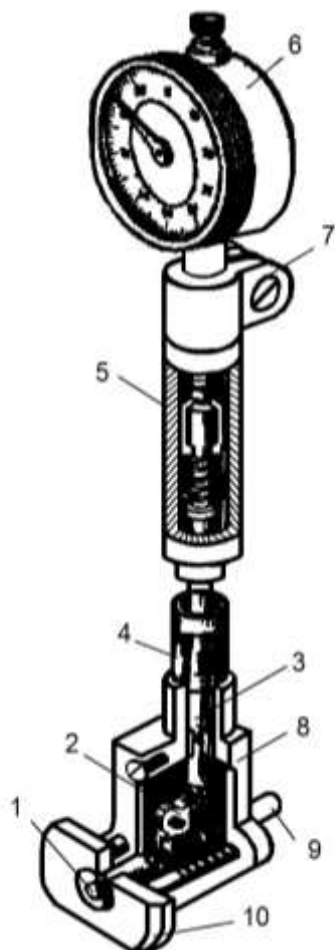
Рис. 4.13. Микрометр рычажный со встроенным отсчетным устройством

Однако в отличие от гладкого микрометра он не имеет трещотки, и измерительное усилие ограничивает пружина 4. Которая прижимает подвижную пятку 3 к поверхности детали, а деталь — к торцу микровинта. Конструктивная особенность рычажного микрометра определяет его универсальность, точность и произ-

водительность измерения одновременно. Рычажным микрометром можно проводить измерение, как методом непосредственной оценки, так и методом сравнения с мерой. Прибор дает сравнительно малые (для машиностроения) погрешности измерения, в особенности при измерении рычажным микрометром, зажатым в стойке.

#### 4.7. Нутромеры и глубиномеры со стрелочными отсчетными головками

*Индикаторный нутромер* (рис. 4.14). Основанием индикаторного нутромера служит трубка 4, снабженная теплоизолирующей ручкой 5. В верхней части трубка имеет присоединительное отверстие с зажимом 7. В это отверстие вводится и закрепляется гильза корпуса отсчетной стрелочной измерительной головки 6. В нижней части основания-трубки расположена головка прибора, которая состоит из корпуса 8, центрирующего мостика 10 и воспринимающих измерительных стержней-наконечников – жесткого 9 и подвижного 1.



Движение наконечника 1 через рычаг 2 и шток 3 передается измерительному наконечнику и стержню измерительной стрелочной головки 6. Центрирующий мостик 10 совмещает ось измерения нутромера, которая является общей осью измерительных стержней наконечников 1 и 9 с диаметром отверстия измеряемой детали.

– Рис. 4.14. Индикаторный нутромер

В качестве мер для установки индикаторных нутромеров на размер и в положение «0» применяют комплекты из блоков МКД и боковиков

или установочного кольца.

Наиболее часто в машиностроении индикаторными нутромерами измеряют диаметры отверстий и отклонения формы их поверхностей. Эти измерения значительно производительнее, чем измерения микрометрическими нутромерами, и обладают более высокой точностью.

**Глубиномер индикаторный** (рис. 4.15). Основанием *1* этого СИ является пластина с точной опорной поверхностью. Перпендикулярно этой поверхности укреплена присоединительная втулка, в которую вставлена гильза измерительной головки *2* и закреплена зажимом *4*. Для увеличения диапазона измеряемых глубин в измерительный стержень отсчетной измерительной головки вместо обычного измерительного наконечника могут вставляться сменные измерительные стержни *3*.

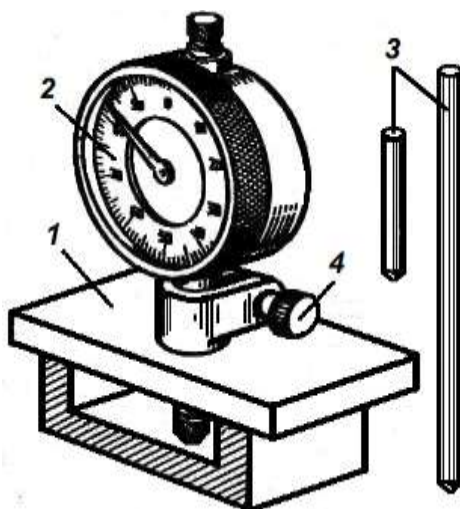


Рис. 4.15. Глубиномер индикаторный

Индикаторные глубиномеры применяют при измерении глубин выточек, выемок, пазов, расстояний между торцами, направленными в одну сторону.

#### 4.8. Штативы и стойки

**Стойкой** называют установочное устройство, снабженное кронштейном для крепления в вертикальном положении измерительной головки и столиком для измерения детали.

Различают стойки с неподвижными и подвижными стойками.

*Стойки с подвижным столиком* имеют в кронштейне отверстие с присоединительным диаметром 28 мм. Эти стойки изготовляют типа С-I, имеющие ребристую колонку с вертикальными направляющими, ребристый столик прямоугольной формы и основание повышенной жесткости, и типа С-II с круглой колонкой и круглым столиком.

*Стойки с неподвижным столиком* изготовляют типа С-III с круглым столиком и типа С-IV с широким прямоугольным столиком. Обе стойки имеют в кронштейне присоединительное отверстие диаметром 8 мм для размещения в них гильз соответствующих головок.

Применяют стойки для измерения размеров методом сравнения с мерой и отклонений формы поверхностей деталей машин и инструментов.

*Штативом* называют установочное устройство, в котором закрепляют только измерительную головку (но не измеряемую деталь).

Штативы применяют главным образом при измерении отклонений в расположении поверхностей деталей – радиального и торцевого биения, отклонений от параллельности плоскостей и осей, требующих различного положения оси измерительной головки.

Помимо стандартных стоек и штативов измерительные головки устанавливаются в специальные СИ, которые называют контрольно-измерительными приспособлениями.

*Контрольно-измерительные приспособления* – это специальные СИ, изготавливаемые и используемые для измерения таких размеров деталей, отклонений их формы и расположения поверхностей, которые не могут быть определены стандартными СИ и встречаются только при определенной конструкции детали или машины. У таких приспособлений основание-корпус базирует (придает измерительное положение) деталь, а измерительные головки показывают действительные значения измеряемых параметров детали. Контрольно-измерительные приспособления используют также в целях повышения производительности труда при измерениях.

## 4.9. Калибры гладкие

Годность деталей с допуском от  $IT6$  до  $IT17$ , особенно при массовом и крупносерийном производствах, наиболее часто проверяют калибрами. Их используют для ручного контроля и широко применяют в автоматических средствах контроля деталей.

Для деталей, изготовленных с более высокой точностью размеров, калибры, как средство контроля становятся неэффективными, поскольку допуск, остающийся на изготовление деталей за вычетом допусков на калибры, оказывается нерационально малым.

**Калибры** – это бесшкальные средства контроля, применяемые для определения соответствия действительных размеров, размерам предписанным чертежом.

Калибрами проверяют размеры гладких цилиндрических, конусных, резьбовых или шлицевых деталей, глубин и высот выступов, а также расположение поверхностей и другие параметры.

Калибры бывают нормальными и предельными.

**Нормальными калибрами** – называются такие калибры, поля допусков которых строят по номинальному контуру контролируемой поверхности.

К нормальным калибрам можно отнести шаблоны для контроля деталей сложной формы. Шаблон припасовывают к поверхности детали. О годности детали судят по величине зазора между контурами детали и шаблона.

**Предельными калибрами** – называют такие калибры, поля допусков которых строят по предельным размерам контролируемого изделия.

Предельных размеров два, поэтому для контроля одной поверхности необходимо два калибра. Деталь считается годной, если проходной калибр (ПР) под действием силы тяжести проходит, а непроходной калибр (НЕ) не проходит по контролируемой поверхности детали. В этом случае действительный размер детали находится между заданными предельными размерами.

Калибры для контроля отверстий называют пробками, а для контроля вала – скобами или кольцами.

По назначению калибры разделяют на рабочие, приемные и контрольные.

**Рабочие калибры (ПР, НЕ)** – это калибры, которые использует рабочий в процессе изготовления детали или контролер.

**Приемные калибры (П-ПР, П-НЕ)** – это калибры, которые используют для инспекционной проверки приемщики (заказчики), отделы технического контроля.

Специальное изготовление приемных калибров допускается только в обоснованных случаях по требованию заказчика продукции.

**Контрольные калибры (К-ПР, К-НЕ, К-И)** – это калибры, которые применяют для контроля размеров нерегулируемых рабочих калибров-скоб в процессе их изготовления, установки регулируемых калибров-скоб, а также контроля износа проходной скобы в процессе эксплуатации.

Калибры-пробки измеряют рычажными скобами, миниметрами, оптиметрами, вертикальными длинномерами рычажными микрометрами.

ГОСТ 24853–81 устанавливает поля допусков и предельные отклонения, по которым рассчитывают исполнительные размеры для изготовления калибров, а также допустимые выходы за пределы поля допуска при износе проходных калибров в процессе эксплуатации.

**Исполнительный размер** – это размер, по которому изготавливается калибр и размер, проставляемый на чертеже.

На чертеже калибра указывают тот из двух предельных размеров, который соответствует максимуму материала. Второй предельный размер указывают через отклонение от упомянутого размера.

**Исполнительный размер калибра-пробки** – наибольший предельный размер калибра по чертежу, взятый с отрицательным отклонением, равным величине допуска на изготовление калибра.

**Исполнительный размер калибра-скобы** – наименьший предельный размер калибра по чертежу, взятый с положительным отклонением, равным величине допуска на изготовление калибра.

## РАЗДЕЛ 5. НОРМИРОВАНИЕ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

### 5.1. Общие понятия о точности формы. Основные термины

Отклонение поверхностей деталей возникают в процессе обработки заготовок из-за неточности и деформации станка, неточности и износа режущего инструмента, неточности зажимных устройств, деформации заготовок во время обработки, неравномерности величины припуска на обработку, неодинаковой по длине и диаметру твердости заготовки и т.д.

Эти отклонения поверхностей детали в итоге влияют на характер соединения деталей, на износ их поверхностей в процессе эксплуатации, технологический процесс и погрешность измерения. Всё вышеперечисленное вынуждает ввести отдельное нормирование на допускаемые искажения формы. Этот параметр получил название отклонения формы.

**Номинальная поверхность** – это идеальная поверхность, номинальная форма которой задана чертежом или другой технической документацией.

**Реальная поверхность** – это поверхность, полученная в результате обработки детали.

**Отклонением формы (профиля)** – называется отклонение реальной формы поверхности (профиля), полученное при обработке, от номинальной формы поверхности (профиля).

**Профилем** – называется линия пересечения поверхности с плоскостью или заданной поверхностью.

Для количественной оценки отклонений формы необходимо иметь базу для отсчета. Для этого используют понятие о прилегающей поверхности (прилегающем профиле), от которой (которого) отсчитывают количественные значения отклонений от формы.

**Прилегающей поверхностью** – называется поверхность, имеющая форму номинальной поверхности и расположенная вне материала детали так, что отклонение от неё наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имеет минимальное значение.

Это понятие относится к прилегающей плоскости, прилегающему профилю, а также к частному случаю профиля – прилегающей прямой. Однако указанное условие минимального значения отклонения не распространяется на отклонения формы цилиндра и окружности.

**Прилегающим цилиндром** – называется цилиндр минимального диаметра, описанного вокруг реальной наружной поверхности, или максимального диаметра, вписанного в реальную внутреннюю поверхность. В тех случаях, когда расположение прилегающего цилиндра относительно реальной поверхности не однозначно, то оно принимается по условию минимального значения отклонения. Все сказанное относится и к прилегающей окружности.

**Средний элемент** – поверхность (профиль), имеющая номинальную форму и такие размеры и (или) расположение, чтобы сумма квадратов расстояний между реальным и средним элементами в пределах нормируемого участка имела минимальное значение.

Необходимо иметь в виду, что при количественной оценке отклонений формы от любой принятой базы шероховатость поверхности в общем случае не должна включаться в отклонение формы.

## **5.2. Допуски и отклонения формы поверхностей. Средства их измерения**

Нормируются пять видов отклонений формы. Два из них – отклонение от плоскостности и отклонение от прямолинейности относятся к плоским поверхностям. Три остальных – отклонение от цилиндричности, отклонение от круглости, отклонение профиля продольного сечения для элементов деталей цилиндрической формы.

Различают два вида требований к форме поверхности.

*Требование к форме поверхности не чертеже отдельно не указано.* В этом случае следует считать, что все отклонения формы поверхности по своей величине не должны превышать допуск размера данного элемента детали.



Требования к форме поверхности указано на чертеже специальным знаком. Это означает, что форму поверхности данного элемента требуется выполнить точнее, чем его размер, и величина отклонения формы будет меньше, чем величина допуска размера.

Кроме того, требования к форме поверхности разделяют на комплексные и частные.





*Комплексные требования* – это требования к поверхности, одновременно предъявляемые ко всем видам отклонений формы поверхностей

*Частные (дифференцированные) требования* – это требования к отклонениям, имеющим конкретную геометрическую форму.

Допускаемые искажения формы указываются на чертеже вместе с условным знаком (ГОСТ 2.308–79), относящимся к этому виду отклонений формы (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Знаки для обозначения отклонений формы на чертежах

Вид отклонения формы	Знак допуска
Отклонение от прямолинейности	—
Отклонение от плоскостности	
Отклонение от круглости	
Отклонение от цилиндричности	
Отклонение профиля продольного сечения	

**Отклонение от прямолинейности** – это наибольшее расстояние ( $\Delta$ ) от точек реального профиля поверхности до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка  $L$  (рис. 5.1, а).

Это комплексное отклонение. К числу таких отклонений относят погрешность плоской поверхности, отклонение от прямолинейности оси цилиндрической поверхности.

Частными отклонениями от прямолинейности плоских поверхностей являются выпуклость и вогнутость.

ГОСТ 24643–81 устанавливает 16 степеней точности прямолинейности и плоскостности.

Для измерения отклонений от прямолинейности в плоскости, в зависимости от эксплуатационной необходимости, применяют *лекальные линейки* типов ЛД, ЛТ и ЛЧ. Их используют для широких поверхностей при степенях точности от 1-й до 4-й с длинами до 500 мм. ЛД – это лекальные линейки с двойным скопом, ЛТ – лекальные линейки с тремя гранями, ЛЧ – четырехгранные линейки лекальные.

Измерение отклонений от прямолинейности лекальными линейками производится «на просвет» с использованием образцов просветов. Образец просветов состоит из лекальной линейки, комплекта из четырех КМД с градацией 1 мкм, двух одинаковых КМД и стеклянной пластины. Между КМД и ребром линейки образуются «просветы», окрашенные в разные цвета вследствие дифракции видимого света.

При измерении отклонений от прямолинейности в плоскости для узких поверхностей большой длины или образующих тел вращения применяют *поверочные линейки* с широкой рабочей поверхностью. К таким линейкам относятся линейки типов ШП, ШД, ШМ и УТ. Линейка ШП имеет прямоугольное сечение, ШД – это линейка в двутавровом профиле, ШМ – линейка, по внешнему виду похожа на ферму моста и УТ – угловая трехгранная линейка. Все линейки изготавливают, как правило, из серого чугуна.

Измерение отклонений от прямолинейности этими линейками производят методом числовых величин или методом «на краску». Для метода числовых величин используют линейки ШП, ШД. Для метода «на краску» используют линейки ШМ, УТ.

**Отклонение от плоскостности** – наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка (рис. 5.1, б).

Частными отклонениями от плоскостности является выпуклость (рис. 5.1, в) и вогнутость (рис. 5.1, г).

Метод «на краску» применяют также для определения отклонений от плоскостности шабренных поверхностей деталей

машин. Для этого применяются *поверочные плиты*. Эти плиты изготавливают из серого чугуна или из камня твердых пород.

Принято считать, что при измерении плоскостности методом «на краску» поверхность поверочной плиты при контакте с измеряемой реальной поверхностью элемента детали занимает положение, наиболее близкое к номинальному положению прилегающей поверхности.

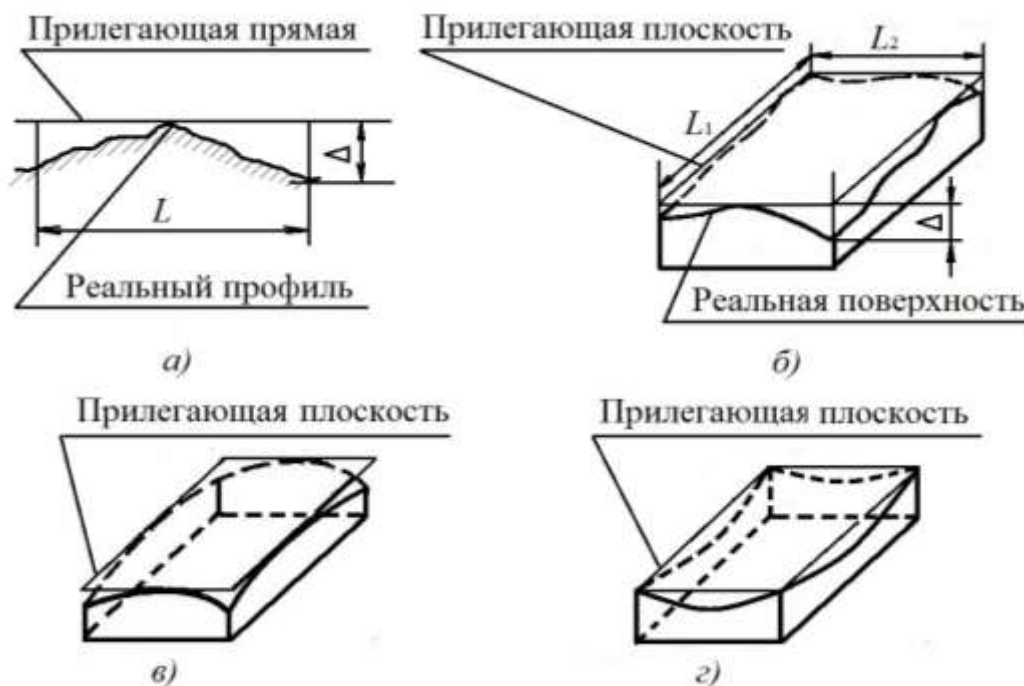


Рис. 5.1. Отклонение формы плоских поверхностей:

*a* – отклонение прямолинейности;

*б* – отклонение от плоскостности; *в* – выпуклость; *г* – вогнутость

**Отклонение от круглости** (комплексное для поперечного сечения цилиндрической поверхности) – это наибольшее расстояние  $\Delta$  от точки реального профиля поперечного сечения от прилегающей окружности (рис. 5.2, *a*).

Наиболее часто встречаются два варианта прилегающей окружности: внешняя окружность, прилегающая к валу, и внутренняя, прилегающая к отверстию.

Допуск круглости на чертежах обозначается в рамке. Отклонения от круглости измеряются на специальных приборах – кругломерах. К кругломерам типа КД прилагается прозрачный

шаблон с образцовыми концентрическими окружностями для определения величины отклонения от круглости путем наложения его на диаграммный диск.

Для различных видов обработки отклонения от круглости выражаются в каждом случае конкретными отклонениями, которые принято называть частными видами отклонений от круглости. Наиболее распространенными из них являются овальность и огранка. Их можно обнаружить на реальной цилиндрической поверхности обычными средствами измерений линейных размеров, не применяя относительно дорогих кругломеров. Однако допуск круглости нельзя переносить на частные виды отклонений от круглости (овальность, огранку).

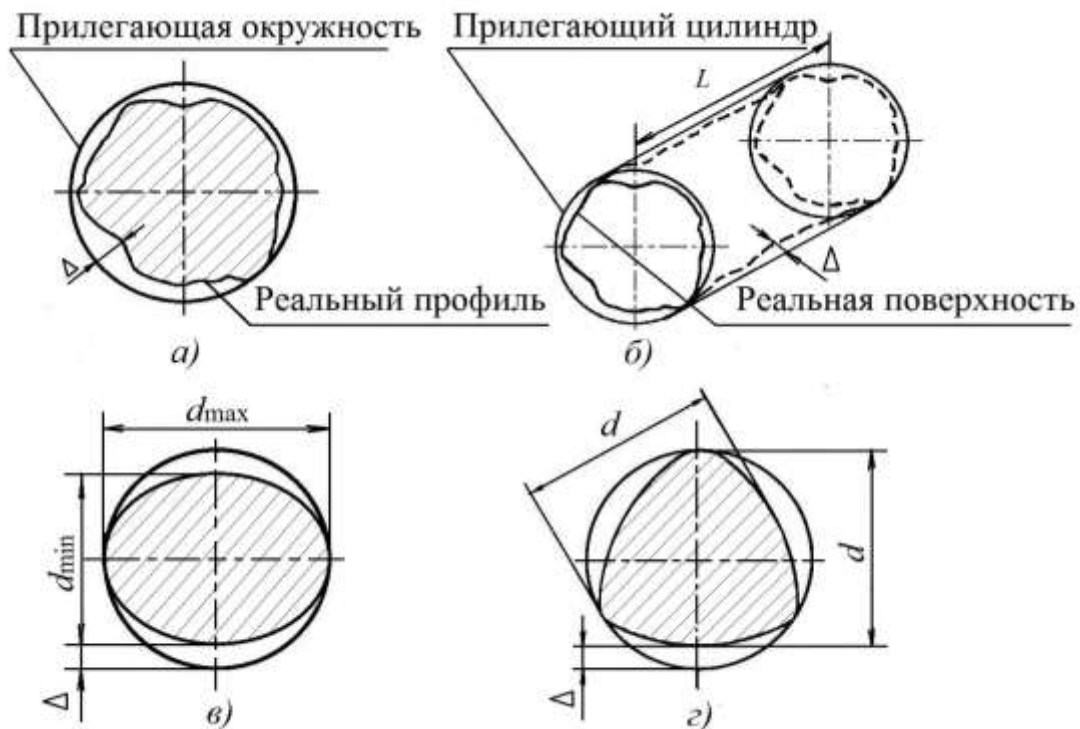


Рис. 5.2. Отклонение формы цилиндрических поверхностей:  
*a* – отклонение от круглости; *б* – отклонение от цилиндричности;  
*в* – овальность; *г* – огранка

*Овальностью* называют частное отклонение формы поверхности от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диа-

метры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях (см. рис. 5.2, в).

Величина овальности  $\Delta_{\text{ов}}$  может быть найдена по формуле

$$\Delta_{\text{ов}} = 0,5 \cdot (d_{\text{max}} - d_{\text{min}}), \quad (5.1)$$

где  $d_{\text{max}}$  – максимальный диаметр поперечного сечения детали;  $d_{\text{min}}$  – минимальный диаметр поперечного сечения детали.

Овальность в подавляющем большинстве случаев возникает при обработке тел вращения в центрах или патроне.

*Огранкой* называют отклонение от круглости, при котором реальный профиль цилиндрической поверхности представляет собой многогранник с тремя и более гранями (см. рис. 5.2, г). В результате обработки фигуры реального профиля огранки могут иметь как четное, так и нечетное число граней. Числовое значение огранки определяют по показанию СИ.

Овальность и огранка с четным числом граней выявляются обычными СИ линейных размеров (в данном случае диаметров): гладкими микрометрами, рычажными и индикаторными скобами, индикаторными нутромерами и другими СИ с двухточечной схемой измерения. Однако огранку с нечетными числами граней выявить этими средствами не возможно, поскольку диаметры поперечного этого реального профиля равны во всех направлениях. Здесь приходится применять СИ с трехточечной схемой измерения, например индикатором часового типа с укладкой измеряемого вала в призму.

Огранка в подавляющем большинстве случаев возникает в результате таких видов обработки, как бесцентровое шлифование, обкатка роликами при базировании в двухроликовой опоре и т.д.

***Отклонение от цилиндричности*** – это наибольшее отклонение  $\Delta$  точки реальной поверхности до поверхности прилегающего цилиндра (см. рис. 5.2, б). Для этого отклонения назначают допуск, который называется допуском цилиндричности.

В настоящее время на производстве ещё нет таких СИ, которыми можно численно или комплексно оценить величину откло-

нения от цилиндричности для реальной детали. Поэтому на чертежах назначают допуски различных комплексных отклонений для цилиндрических поверхностей в отдельных сечениях. Такими допусками являются: для отклонения от круглости – допуск круглости, для отклонения профиля продольного сечения и для отклонения от прямолинейности – соответствующие им допуски.

**Отклонение профиля продольного сечения** – это наименьшее расстояние  $\Delta$  точки реальной поверхности, лежащей в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах длины нормируемого участка  $L$  (рис. 5.3, а). Это комплексный показатель отклонения формы цилиндрической поверхности, рассматриваемый в её продольном сечении.

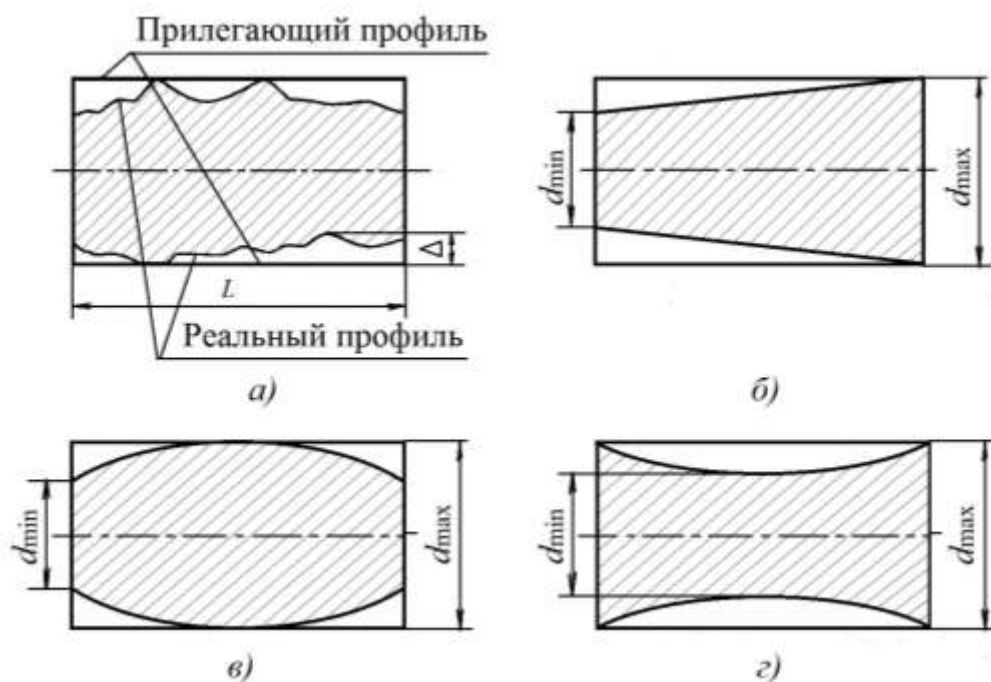


Рис. 5.3. Отклонения профиля продольного сечения:  
 а – отклонение профиля продольного сечения;  
 б – конусообразность; в – бочкообразность; г – седлообразность

Несмотря на то, что этот показатель согласно ГОСТ нормируется требованием, указанным на чертеже специальным знаком и величиной допуска в рамке, для деталей машин им не пользуются. Взамен его применяют частные отклонения. Частными от-

клонениями профиля продольного сечения считают конусообразность, бочкообразность и седлообразность.

*Конусообразностью* называют такое частное отклонение  $\Delta_{\text{кон}}$  профиля продольного сечения реальной цилиндрической поверхности, при котором её образующие прямолинейны, но не параллельны (см. рис. 5.3, б).

*Бочкообразностью* называется такое отклонение  $\Delta_{\text{боч}}$  профиля продольного сечения реальной цилиндрической поверхности, при котором её образующие непрямолинейны, а её диаметры увеличиваются от торцов к середине продольного сечения (см. рис. 5.3, в).

*Седлообразностью* – называют такое частное отклонение  $\Delta_{\text{седл}}$  профиля продольного сечения реальной цилиндрической поверхности, при котором её образующие прямолинейны, а её диаметры уменьшаются от торцов к середине продольного сечения (см. рис. 5.3, г).

Величина отклонения  $\Delta$  для всех отклонений определяется по формуле

$$\Delta = 0,5 \cdot (d_{\text{max}} - d_{\text{min}}), \quad (5.2)$$

где  $d_{\text{max}}$  – максимальный диаметр продольного сечения детали;  
 $d_{\text{min}}$  – минимальный диаметр продольного сечения детали.

Частные отклонения от круглости и от профиля продольного сечения на чертежах специальных условных обозначений не имеют. Если по характеру работы детали в машине такое отклонение нужно особо оговорить, то на чертеже под обозначением допуска профиля продольного сечения указывают, какое частное отклонение требуется ограничить.

При рассмотрении различных разновидностей допусков и отклонений формы поверхности следует помнить, что допуски формы назначаются отдельно только в тех случаях, когда требуется форму поверхности выполнить точнее размера. Для таких случаев в ГОСТ 24643–81 установлены зависимости точности формы от величины допуска диаметра (размера).

### 5.3. Общие понятия о точности расположения элементов деталей

При изготовлении детали необходимо, чтобы составляющие её поверхности были абсолютно точно расположены относительно друг друга. Поэтому возникает необходимость нормировать требования к точности изготовления для правильного расположения поверхностей.

**Отклонением расположения** называется отклонение реального расположения поверхности рассматриваемого элемента детали от его номинального расположения.

Отклонения расположения рассматриваются и нормируются для одной детали. Точность расположения можно нормировать и для поверхностей нескольких деталей, если они неподвижны относительно друг друга. Точность расположения оказывает влияние, прежде всего на собираемость деталей, а также на точность расположения деталей в узле или механизме.

Отклонения формы должны исключаться из отклонения расположения. Для этого необходимо реальные поверхности заменять идеальными поверхностями, которые прилегают к реальным поверхностям (прилегающие поверхности). При определении отклонения расположения поверхностей необходимо найти положение идеальных прилегающих поверхностей, определить положение осей, плоскостей симметрии и центров этих идеальных поверхностей, которые заменяют реальные, и должны рассматриваться при оценке расположения.

Если требование к точности расположения нормируется относительно другой поверхности или набора поверхностей, то эти (другие) поверхности называются базами.

**База** – это поверхность, от которой задается по чертежу, обрабатывается и измеряется расположение поверхности элемента детали.

Если поверхность какого-то элемента выбирается при нормировании в качестве базы, то это означает, что у деталей эта поверхность является более важной для обеспечения эксплуатационных свойств этой детали. Иногда при нормировании и измерении точности расположения используется комплект баз.



**Комплект баз** – совокупность двух или трёх баз, образующих систему координат, по отношению к которой задается требование к точности расположения элемента или суммарный допуск отклонения формы и расположения.








Базами могут быть плоскости, оси, плоскости симметрии. Если базой является поверхность вращения, то в качестве базы обычно рассматривается ось этого элемента. В качестве базы может быть использована ось базовой поверхности вращения или общая ось двух или нескольких поверхностей. В качестве базовой плоскости симметрии может быть задана плоскость симметрии базового элемента или общая плоскость симметрии двух или нескольких нормируемых элементов.

#### 5.4. Допуски, отклонения и измерения отклонений расположения поверхностей

Стандартом установлены семь видов отклонений расположения поверхностей (рис. 5.4). Вместо текста для указания требований к точности на чертеже приняты знаки допусков (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Знаки для обозначения отклонений расположения на чертежах

Вид отклонения расположения	Знак допуска
Отклонение от параллельности	
Отклонение от перпендикулярности	
Отклонение наклона	
Отклонение от соосности	
Отклонение от симметричности	
Позиционное отклонение	
Отклонение от пересечения осей	

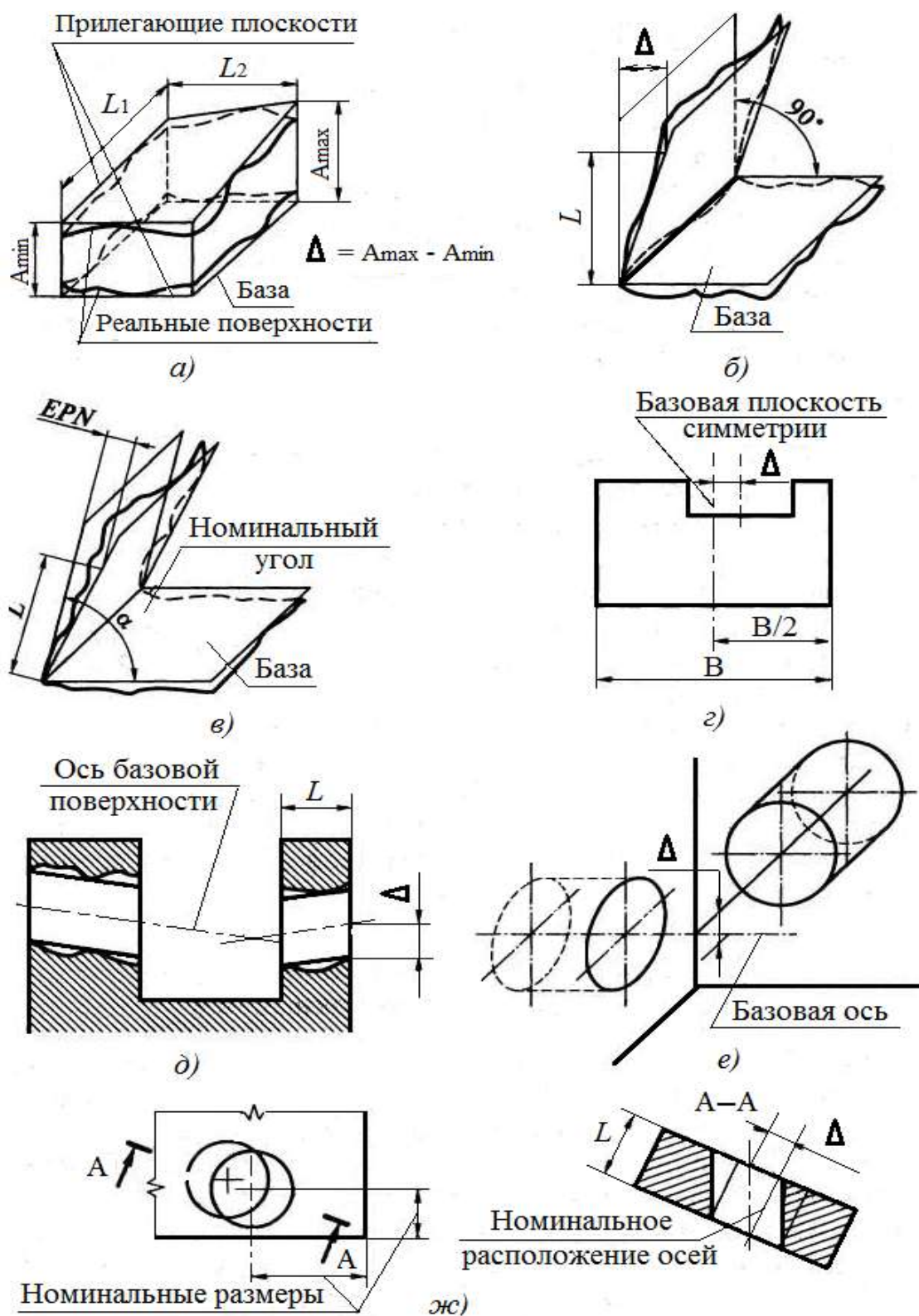


Рис. 5.4. Отклонения расположения:  
 а – от параллельности; б – от перпендикулярности; в – наклона;  
 г – от симметричности; д – от соосности; е – от пересечения осей;  
 ж – позиционное

**Отклонение от параллельности плоскостей или осей** – это разность между наибольшим и наименьшим расстоянием между плоскостями или осями на длине нормируемого участка (рис. 5.4, а).

Вид отклонений от параллельности может быть многовариантным, однако чаще всего приходится иметь дело с требованиями о параллельности плоскостей или между осями, или осью и плоскостью.

**Отклонение от перпендикулярности плоскостей** – это отклонение угла между плоскостями от прямого угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка (рис. 5.4, б).

Так же как и при нормировании отклонений от параллельности, требования к отклонению от перпендикулярности могут быть заданы в различном виде в зависимости от элементов, к которым относятся эти требования.

Измерение перпендикулярности вызывает определенные трудности. Поэтому на практике часто для деталей типа тел вращения нормируется показатель – торцевое биение в виде суммарного допуска, включающего в себя отклонения от перпендикулярности и от плоскостности.

**Отклонение наклона плоскости или оси** – это отклонение угла между прилегающей плоскостью (или осью) и базовой плоскостью от номинального угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка (рис. 5.4, в).

Параметр отклонения наклона очень редко встречается на практике. И в случае нормирования наклона обычно указывают суммарные допуски на наклон и на отклонение от плоскости.

**Отклонение от симметричности** – это наибольшее расстояние между плоскостями симметрии рассматриваемого и базового элементов в пределах нормируемого участка (рис. 5.4, г).

Возможны два вида нормирования – относительно базового элемента или относительно общей плоскости (оси) симметрии.

**Отклонение от соосности** – это наибольшее расстояние между осью рассматриваемой поверхности и осью базовой поверхности на длине нормируемого участка (рис. 5.4, д).

Измерение отклонений от соосности затруднительно. Поэтому в целом ряде случаев вместо этого вида отклонения рас-

положения для деталей типа тел вращения целесообразно нормировать суммарный допуск. Таким допуском является радиальное биение или полное радиальное биение. Допуски включают в себя соосность или концентричность и отклонение от круглости или от цилиндричности.

**Отклонение от пересечения осей** – это наименьшее расстояние между номинально пересекающимися осями (рис. 5.4, е).

При нормировании отклонений от пересечения осей один из элементов может быть принят за базовый, или отклонения нормируются между элементами и ни один из них не является базовым.

**Позиционное отклонение (смещение от номинального расположения)** – это наибольшее расстояние между реально расположенным элементом (его оси или плоскости симметрии) и местом его номинального расположения в пределах нормируемого участка (рис. 5.4, ж).

Позиционное отклонение можно нормировать для элементов, находящихся в плоскости, в пространстве или в заданном направлении. Позиционное отклонение – в какой-то мере комплексное указание положения элементов детали. Точность этих размеров обеспечивается точностью изготовления позиционных отклонений. Такое комплексное нормирование не всегда бывает удобным. Для нормирования требований к точности расположения элементов детали, их осей и плоскостей симметрии может быть применен способ, основанный на указании предельных отклонений размеров координирующих элементов. В ряде случаев такой способ нормирования точности более удобен, когда по условиям эксплуатации требуется задать точность смещения, не одинаковой в разных направлениях.

Для параллельности, перпендикулярности и уклона допуском является наибольшее допускаемое значение отклонения заданного расположения.

Для соосности, симметричности, пересечения осей и позиционного допуска возможно задание допуска расположение двумя способами: в радиусном или в диаметральной выражении.

**Радиусное** выражение допуска расположения есть наибольшее допускаемое значение отклонения расположения. Обозначение – в рамке дополнительным знаком  $R$  или  $T/2$ .

*Диаметральное* выражение есть удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения расположения поверхности. Обозначение – в рамке дополнительным знаком *T*.

*Измерение отклонений расположения поверхностей.* Выполнить такие измерения СИ линейных размеров затруднительно, так как отклонение расположения поверхностей приходится в подавляющем большинстве случаев измерять в корпусных деталях машин, определяющих положение остальных деталей в машине. Возможны измерения отклонений расположения поверхностей комплектом универсальных СИ. Так преимущественно поступают в единичном производстве машин. В серийном и массовом производстве для этих целей изготавливают специальные средства, называемые измерительными приспособлениями.

Конструирование и изготовление таких измерительных приспособлений требует значительных материальных затрат и времени. Поэтому их применяют только там, где без них нельзя обойтись, например, когда измеряемые параметры обеспечивают взаимозаменяемость при сборке или гарантируют требуемую точность работы машины.

### **5.5. Зависимый и независимый допуски расположения (формы)**

Допуски расположения или формы, устанавливаемые для валов или отверстий. Могут быть зависимыми и независимыми.

*Зависимым допуском* называют переменный допуск расположения или формы, минимальное значение которого указывается на чертеже или технических требованиях и которое допускается превышать на величину, соответствующую отклонению действительного размера поверхности детали от проходного предела (наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия). Зависимые допуски расположения назначают главным образом в случаях, когда необходимо обеспечить собираемость деталей, сопрягающихся одновременно по нескольким поверхностям с заданными зазорами или натягами. На чертеже зависимый допуск расположения поверхности

обозначается знаком «M», который ставят в рамке после величины допуска расположения и после знака базы.

Зависимые допуски обычно контролируют комплексными калибрами, являющимися прототипами сопрягаемых деталей. Эти калибры всегда проходные, что гарантирует беспригоночную сборку изделий.

*Независимым допуском* называется допуск расположения (формы), числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по чертежу, и не зависит от действительных размеров нормируемого или базового элемента.

### **5.6. Общие понятия о суммарных отклонениях формы и расположения поверхностей**

При изготовлении деталей машин реальные отклонения формы и расположения поверхностей в большинстве случаев возникают одновременно. Во многих случаях точность расположения и точность формы совместно влияют на эксплуатационные свойства поверхностей элементов деталей и поэтому часто нецелесообразно их искусственно разъединять.

Отклонения, которые нормируются единым значением, но касаются одновременно и отклонения расположения, и отклонения формы, называются суммарными отклонениями, а нормируемый допуск – суммарным допуском (сумма допусков отклонений расположения и формы).

*Суммарными отклонениями расположения и формы* – называются отклонения, являющиеся результатом совместного проявления отклонения расположения и отклонения формы поверхности рассматриваемого элемента (поверхности или профиля) относительно баз.

В отличие от отклонений расположения суммарные отклонения определяются по точкам реальной нормируемой поверхности относительно прилегающих поверхностей элементов деталей. Если при этом не указан нормируемый участок, то суммарный допуск относится ко всей поверхности или к профилю любого сечения.

В качестве базовой поверхности, относительно которой определяется суммарное отклонение, принимается прилегающая поверхность или её ось. Для исключения влияния погрешности формы базовых элементов взамен прилегающих поверхностей могут быть использованы средние поверхности, а также цилиндр и окружность минимальной зоны. Но в этом случае, в зависимости от вида, формы и величины реальных отклонений базовых элементов, результаты измерений могут отличаться от тех, которые получены с использованием прилегающих поверхностей.

Разрешается нормировать любые сочетания отклонения расположения с любыми отклонениями формы; естественно, это относится к сочетаниям, где имеется логическая связь и возможно как их одновременное проявление при обработке, так и одновременное проявление при эксплуатации.

Наиболее часто встречаются следующие сочетания отклонений.

*Суммарные отклонения от параллельности и плоскостности* – разность наибольшего и наименьшего расстояния от точек реальной поверхности до базовой плоскости в пределах нормируемого участка.

*Суммарное отклонение от перпендикулярности и плоскостности* – разность наибольшего и наименьшего расстояния от точек реальной поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой плоскости или базовой оси в пределах нормируемого участка.

*Суммарное отклонение наклона и плоскостности* – разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности до плоскости, расположенной под заданным номинальным углом относительно базовой плоскости или базовой оси, в пределах нормируемого участка.

## **5.7. Виды суммарных отклонений формы и расположения элементов деталей, условные знаки их допусков**

Стандартом установлено семь видов суммарных отклонений. Суммарный допуск можно указывать не только знаками, но и, как при отклонениях формы и расположения, текстом в техни-

ческих требованиях, особенно если нормируется сочетание отклонений, для которых не установлены условные знаки вида допуска.

Для типовых суммарных отклонений формы и расположения поверхностей были установлены специальные знаки для указания допусков на чертеже (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Знаки для обозначения суммарных отклонений формы  
и расположения на чертежах

Вид суммарного отклонения	Знак допуска
Радиальное биение Торцевое биение Биение в заданном направлении	
Полное радиальное биение Полное торцевое биение	
Отклонение формы заданного профиля	
Отклонение формы заданной поверхности	

**Радиальное биение** – это разность наибольшего и наименьшего расстояния от точки реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 5.5, а).

Радиальное биение относится к суммарным параметрам точности потому, что оно является результатом совместного проявления отклонения от круглости (отклонение формы) профиля рассматриваемого сечения и отклонения от центра относительно базовой оси (отклонение расположения). В другой терминологии – отклонением расположения при нормировании радиального биения является эксцентриситет, когда ось вращения детали не совпадает с геометрической осью этой детали. В этом случае по результатам измерения радиального биения деталь смещают и добиваются устранения радиального биения или оставляют его в допускаемых пределах.



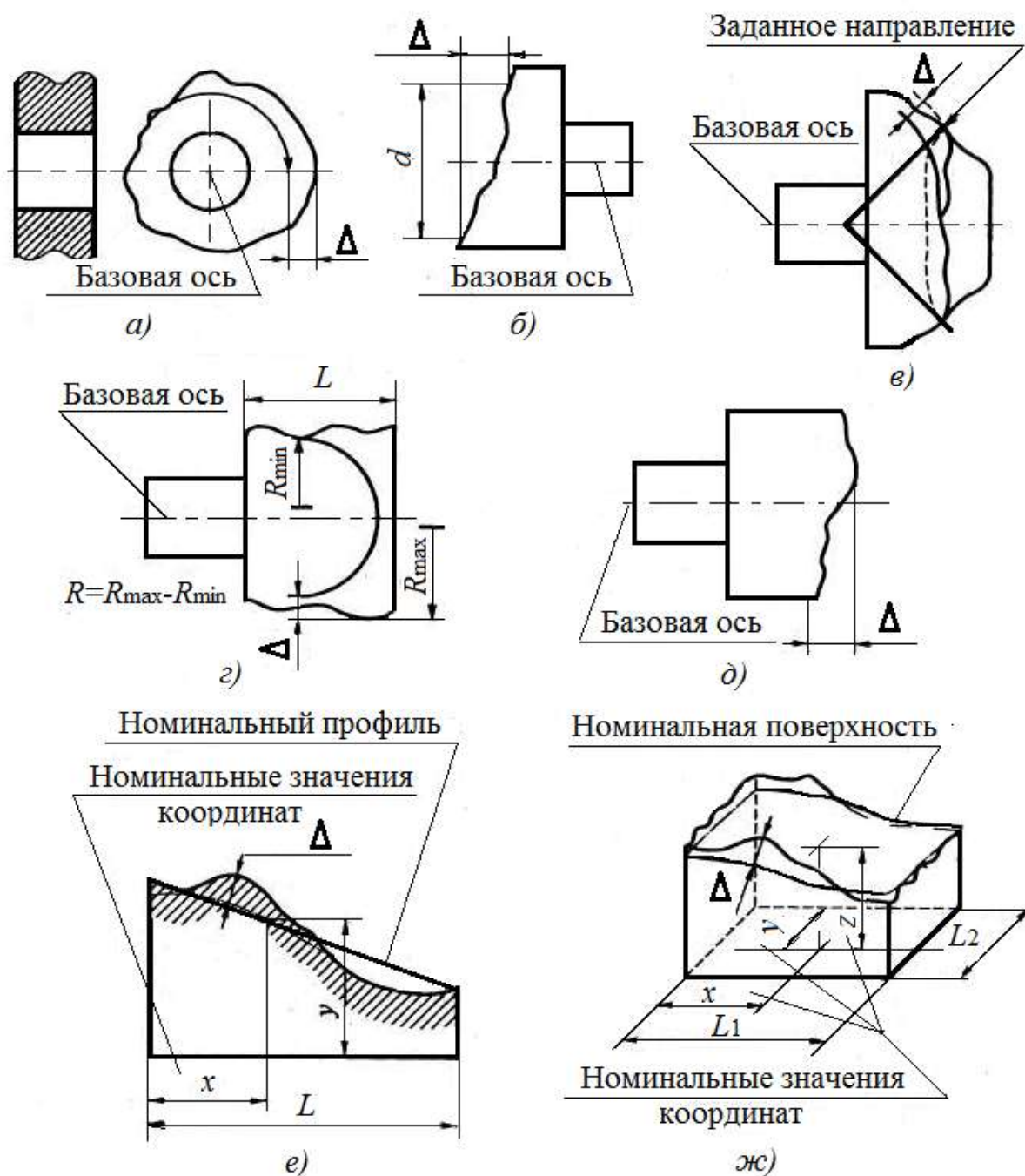


Рис. 5.5. Суммарные отклонения формы и расположения поверхностей: *а* – радиальное биение; *б* – торцевое биение; *в* – биение в заданном направлении; *г* – полное радиальное биение; *д* – полное торцевое биение; *е* – отклонение формы заданного профиля; *ж* – отклонение формы заданной поверхности

Иногда нормируют радиальное биение вместо отклонения от круглости, когда нет специальных СИ (кругломеров). Во многих

случаях такое суммарное нормирование больше характеризует эксплуатационные свойства детали. Когда нормируется радиальное биение, то не выявляются отклонения расположения и формы образующих поверхности вращения, так как измеряется только одно сечение в плоскости перпендикулярной оси.

**Торцевое биение** – это разность наибольшего и наименьшего расстояния от точки реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой плоскости (рис. 5.5, б).

Торцевое биение относится к суммарным отклонениям потому, что оно является результатом совместного проявления отклонения от общей плоскости точек, лежащих на линии пересечения торцевой поверхности с секущим цилиндром, соосным с осью детали (отклонение формы), и отклонения от перпендикулярности торца относительно оси базовой поверхности (отклонение расположения) на длине, равной диаметру рассматриваемого сечения.

Требования к торцевому биению более правильно назначать взамен отклонений от перпендикулярности, поскольку измерить это биение значительно проще, чем измерить отклонение от перпендикулярности. Эксплуатационные свойства торцевой поверхности обычно определяются не только расположением поверхностей относительно базовой оси, но и состоянием плоскостности, даже в одном сечении.

**Биение в заданном направлении** – это разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление, до вершины этого конуса (рис. 5.5, в).

Биение в заданном направлении относится к суммарным отклонениям потому, что является результатом совместного проявления в заданном направлении отклонений формы профиля рассматриваемого сечения и отклонения расположения оси рассматриваемой поверхности относительно базовой оси

**Полное радиальное биение** – это разность наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси (рис. 5.5, г).

Это требование нормируется только для поверхностей с номинальной цилиндрической формой. Полное радиальное биение относится к суммарным отклонениям потому, что оно является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности рассматриваемой поверхности (отклонение формы) и отклонения от соосности поверхности относительно базовой оси (отклонение расположения).

Полное радиальное биение отличается от радиального биения тем, что оно относится ко всей цилиндрической поверхности, а не к одному сечению плоскостью, перпендикулярному оси. При нормировании полного радиального биения нормируются требования к постоянству радиусов по всей нормируемой цилиндрической поверхности на нормируемом участке.

**Полное торцевое биение** – это разность наибольшего и наименьшего расстояния от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 5.5, д).

Это требование относится к торцевым поверхностям с номинально плоской формой. Полное торцевое биение относится к суммарным отклонениям потому, что оно является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности (отклонение формы) и отклонения её от перпендикулярности относительно базовой оси (отклонение расположения). Полное торцевое биение относится ко всей плоскости торцевой поверхности.

**Отклонение формы заданного профиля** – это отклонение точек реального профиля от номинального профиля, определяемое по нормали к номинальному профилю в пределах нормируемого участка (рис. 5.5, е).

**Отклонение формы заданной поверхности** – это отклонение точек реальной поверхности от номинальной поверхности, определяемое по нормали к номинальной поверхности в пределах нормируемого участка (рис. 5.5, ж).

Эти понятия идентичны и отличаются тем, что одно относится к профилю, а другое – к поверхности. Оба параметра используются при нормировании требований к точности криволинейных поверхностей и к случаю, когда криволинейные профили (поверхности) заданы номинальными размерами координат

отдельных точек профиля (поверхности) или номинальными размерами его элемента без отдельных отклонений этих размеров.

Отклонения от заданной формы и заданной поверхности относятся к суммарным отклонениям потому, что они являются результатом совместного проявления отклонений размеров и формы профиля (поверхности), а также отклонений расположения этого профиля относительно заданных баз.

Допуск отклонений формы заданного профиля (поверхности) можно представить как поверхность (пространство), ограниченную двумя линиями (поверхностями), эквидистантными номинальному профилю (поверхности), и отстоящими друг от друга на расстоянии, равном значению допуска.

### **5.8. Правила указания требований к точности формы и расположения элементов на чертежах**

Вид допуска формы и расположения по ГОСТ 2.308–79 обозначают на чертежах знаками (графическими символами), приведенными в табл. 5.1; 5.2; 5.3. Знак и числовое значение вписывают в рамку, указывая на первом месте знак, на втором – числовое значение допуска в миллиметрах и на третьем – при необходимости буквенное обозначение базы (баз) или поверхности, с которой связан допуск расположения (рис. 5.6, *а*). Рамку соединяют с элементом, к которому относится допуск, сплошной линией, заканчивающейся стрелкой (рис. 5.6, *б*). Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, соединительная линия должна быть продолжением размерной (рис. 5.6, *в*); если допуск относится к общей оси (плоскости симметрии), соединительную линию проводят к общей оси (рис. 5.6, *г*). Перед числовым значением допуска следует указывать: символ  $\varnothing$ , если поле допуска задано его диаметром (рис. 5.6, *д*); символ  $R$ , если поле допуска задано радиусом (рис. 5.6, *е*); символ  $T$ , если допуски симметричности, пересечения осей, формы заданной поверхности, позиционные заданы в диаметральном выражении (рис. 5.6, *ж*); символ  $T/2$  для тех же видов допусков, если они заданы в радиусном выражении (рис. 5.6, *з*); слово «сфера» и символы  $\varnothing$  или  $R$ , если поле допуска сферическое (рис. 5.6, *и*). Если допуск относится к участку

поверхности заданной длины (площади), то ее значение указывают рядом с допуском, отделяя от него наклонной линией (рис. 5.6, *к*). Если необходимо назначить допуск на всей длине поверхности и на заданной длине, то допуск на заданной длине указывают под допуском на всей длине (рис. 5.6, *л*). Надписи, дополняющие данные, приведенные в рамке, наносят, как показано на рис. 5.6, *м*.

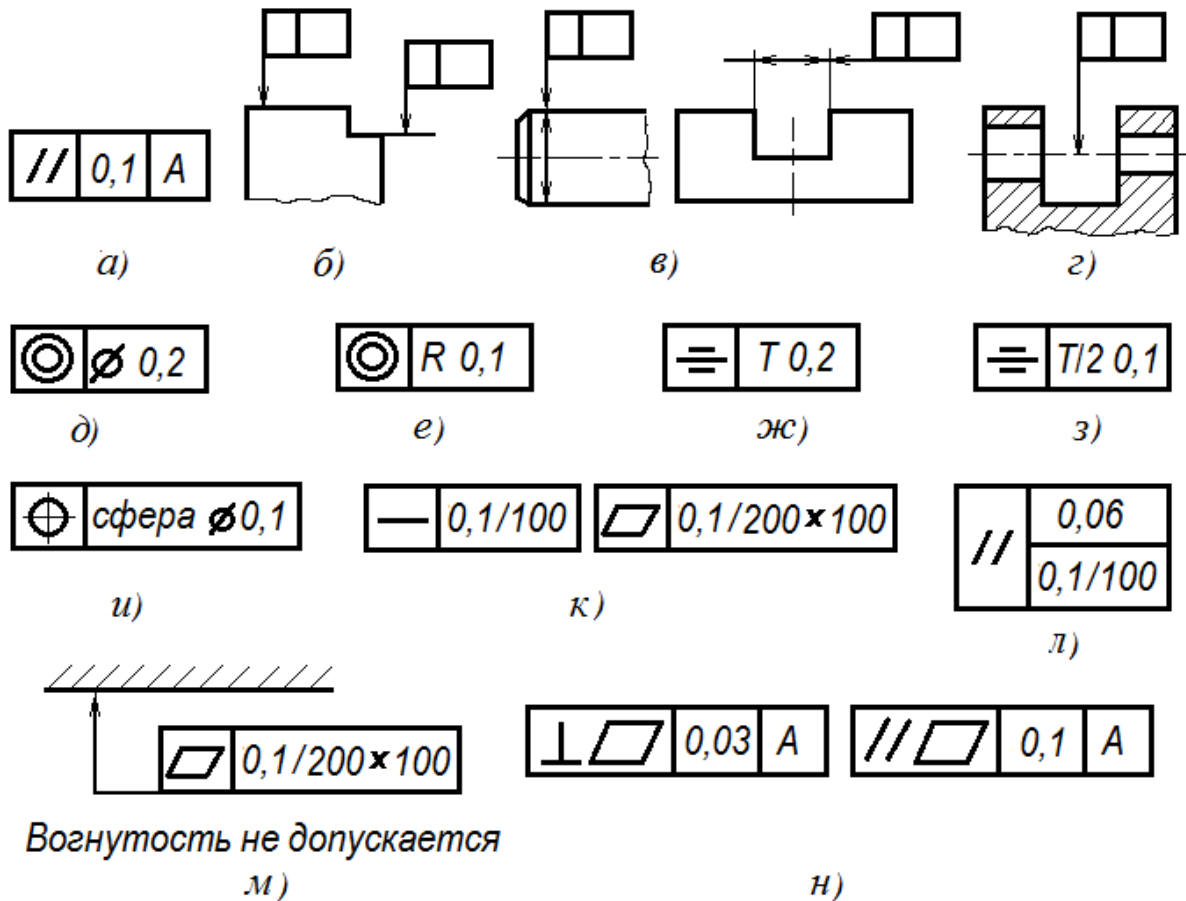


Рис. 5.6. Схемы указания допусков на чертежах

Суммарные допуски формы и расположения поверхностей, для которых не установлены отдельные графические знаки, обозначают знаками составных допусков: сначала знак допуска расположения, затем знак допуска формы (рис. 5.6, *н*).

*Базу* обозначают зачерненным треугольником. Который соединяют соединительной линией с рамкой допуска (рис. 5.7, *а*). Чаще базу обозначают буквой и соединяют ее с треугольником (рис. 5.7, *б*).

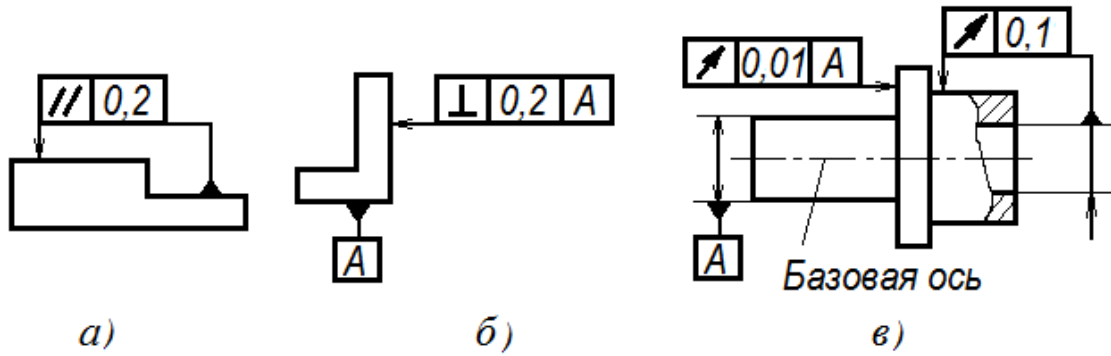


Рис. 5.7. Обозначение баз

Если базой является ось или плоскость симметрии, треугольник располагают в конце размерной линии соответствующего размера поверхности. В случае недостатка места стрелку размерной линии допускается заменять треугольником (рис. 5.7, в).

Если допуск расположения или формы не указан как зависимый, его считают независимым.

*Зависимые допуски* расположения и формы обозначают условным знаком (буква *M* в кружке), который помещают: после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами поверхности (рис. 5.8, а); после буквенного обозначения базы (рис. 5.8, б) или без буквенного обозначения базы в третьей части рамки (рис. 5.8, в), если этот допуск связан с действительными размерами базовой поверхности; после числового значения допуска и буквенного обозначения базы (рис. 5.8, г) или без буквенного указания базы (рис. 5.8, д), если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов.

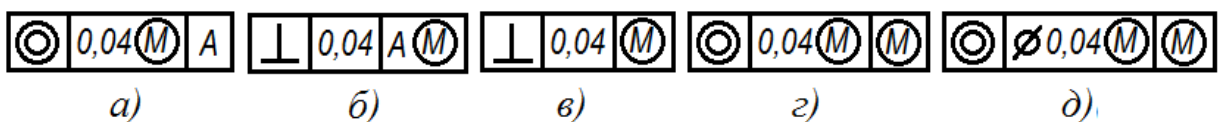


Рис. 5.8. Обозначение зависимых допусков

## ЧАСТЬ II

### РАЗДЕЛ 6. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

#### 6.1. Основные понятия и определения

В процессе выполнения любого способа обработки детали, особенно со снятием материала режущим инструментом, невозможно получить идеально ровную поверхность. В результате вибрации, неровностей обрабатываемого инструмента, неоднородности материала заготовки, непостоянства скорости съема материала и подачи и т.д. на обрабатываемой поверхности остаются неровности. Шероховатость оказывает большое влияние на качество работы сопрягаемых поверхностей. Шероховатость в подвижных соединениях вызывает неравномерность зазоров, уменьшение фактической площади контакта и, следовательно, увеличение удельного давления, «схватывание» отдельных неровностей и вырывание частиц металла. Чем больше исходная шероховатость отличается от оптимальной, тем интенсивнее изнашивание в период приработки.

Шероховатость поверхности влияет также на усталостную прочность деталей. Излом элементов деталей обычно бывает в местах, где имеются риски, особенно если деталь работает при знакопеременной нагрузке.

В неподвижных соединениях от величины шероховатости поверхностей деталей зависит их прочность. Чем больше поверхностные неровности, тем менее надежным оказывается сопряжение, поскольку уменьшается площадь контакта, даже при идеальной геометрической форме этих элементов.

Поверхностные неровности влияют на антикоррозийные свойства поверхности. Чем меньше поверхностные неровности, тем меньше коррозии появляется на поверхности. Чем больше поверхностные неровности, тем больше представляется возможным накопление в неровностях влаги и кислот, находящихся в окружающей среде, что способствует распространению коррозии.

Поверхностные неровности влияют также на качество электрических и тепловых контактов, герметичность соединений,

отражение лучей, точности измерений, особенно внутренних размеров и т.д.

Система нормирования шероховатости поверхности, установленная в международных и национальных стандартах, распространяется на поверхности любых изделий независимо от материала и способа изготовления, кроме ворсистых поверхностей.

**Шероховатостью** – называется совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины.

В определении понятия шероховатости указано, что совокупность неровностей выделяется на определенной длине. Эта определенная длина называется базовой длиной.

**Базовая длина ( $l$ )** – это длина базовой линии (средней линии профиля), используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности.

Нормируемые базовые длины можно ориентировочно разделить на три группы:

$l = 0,01; 0,03; 0,08$  мм – для относительно малых неровностей;

$l = 0,25; 0,8$  мм – для средних высот неровностей;

$l = 2,5; 8; 25$  мм – для больших неровностей.

Приведенные указания достаточно условны. Чем неоднороднее поверхностные неровности и чем они больше, тем больше должна быть базовая длина.

**Базовая линия** – это линия заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля и служащая для оценки геометрических параметров поверхностных неровностей.

Вид этой линии зависит от вида поверхности элемента детали. Базовая линия будет прямой, если неровности определяются на плоской поверхности или на образующих цилиндрических поверхностях. Базовая линия будет в виде окружности, если исследуемая поверхность имеет вид сферы или цилиндра, который пересекается плоскостью, перпендикулярной его оси. Можно сказать, что базовая линия поверхности элемента детали имеет форму линии номинального профиля и расположена эквидистантно этому профилю.



В большинстве стран мира в качестве базовой линии при оценке поверхностных неровностей используется средняя линия.

**Средняя линия профиля ( $m$ )** – это базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля от этой линии минимально. О средней линии можно также говорить как о линии, проведенной таким образом, чтобы площади, ограниченные профилем и средней линией над ней и под ней, были одинаковы.

При большинстве измерений нет необходимости находить среднюю линию и отмечать базовую длину, так как обычно измерения производят с помощью электронных приборов, которые отсекают базовую длину и выдают значения шероховатости по одному из нормируемых параметров. Оценка выполняется по отношению к средней линии.

## 6.2. Параметры для нормирования значений поверхностных неровностей

Поверхностные неровности относятся к геометрическим параметрам. Профили, характеризующие поверхностные неровности, представляют собой сложную периодическую структуру, из которой можно выделить большое количество всевозможных характеристик для оценки неровностей. Для практического нормирования используют шесть параметров, характеризующих как высоту поверхностных неровностей, так и линейные (шаговые) показатели этих неровностей. Основные параметры шероховатости показаны на рис.6.1.

Вертикальные параметры.

**Среднее арифметическое отклонение профиля ( $R_a$ )** – это среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины.

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (6.1)$$

где  $l$  – базовая длина;  $n$  – число выбранных точек профиля на базовой длине.

Параметр  $R_a$  нормируется значениями от 0,008 до 100 мкм.

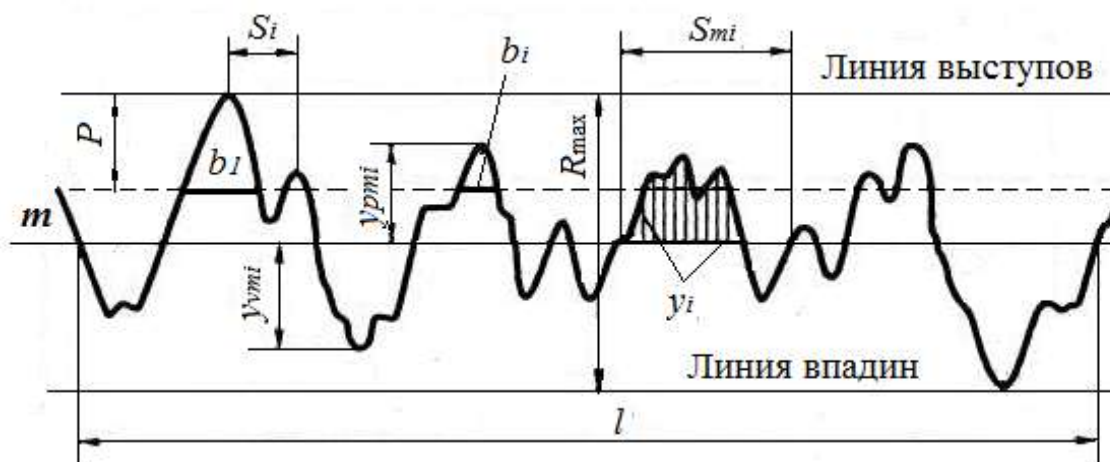


Рис. 6.1. Основные параметры шероховатости

**Высота неровностей профиля по десяти точкам ( $R_z$ )** – это сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины.

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{pmi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vmi}|}{5}, \quad (6.2)$$

где  $y_{pmi}$  – высота  $i$ -го наибольшего выступа профиля;  $y_{vmi}$  – глубина  $i$ -й наибольшей впадины профиля.

Параметр  $R_z$  нормируется значениями от 0,025 до 1600 мкм. Весь приведенный диапазон практически не используется. Чаще применяется диапазон от 0,025 до 0,1 мкм при нормировании малых неровностей и значения от 10 до 1600 мкм для нормирования больших (грубых) неровностей. Связано это с возможностями существующих средств измерений.

Несмотря на то, что параметры  $R_a$  и  $R_z$  характеризуют высоту поверхностных неровностей, их практически нельзя сравнивать и тем более надежно пересчитывать значение одного параметра в значение другого. Обычно принимается, что  $R_z = 4R_a$ . Но это соотношение справедливо только для более или менее регулярных неровностей. Для произвольных неровностей, что чаще всегда бывает, когда эти неровности небольшие, это соотношение меняется от 6 до 12, т.е.  $R_z = (6 \dots 12)R_a$ .

**Наибольшая высота неровностей профиля ( $R_{max}$ )** – это расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

$$R_{max} = h_{max} - h_{min}, \quad (6.3)$$

где  $h_{max}$  – расстояние от наивысшей точки выступа до линии, параллельной средней линии;  $h_{min}$  – расстояние от наименьшей точки впадины до линии, параллельной средней линии.

Нормируются значения от 0,025 до 1600 мкм, как и  $R_z$ .

**Линия выступов профиля** – это линия, эквидистантная средней линии, проходящая через высшую точку профиля в пределах базовой длины.

**Линия впадин профиля** – это линия, эквидистантная средней линии, проходящая через низшую точку профиля в пределах базовой длины.

Горизонтальные параметры.

**Средний шаг неровностей профиля ( $S_m$ )** – это среднее значение отрезков средней линии профиля, содержащего неровности профиля в пределах базовой длины.

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (6.4)$$

где  $n$  – число шагов в пределах базовой длины;  $S_{mi}$  – шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, пересека-

ющей профиль в трех соседних точках, и ограниченный двумя крайними точками.

Нормируются значения от 0,002 до 12,5 мм.

**Средний шаг местных выступов профиля ( $S_i$ )** – это среднее значение отрезков средней линии между проекциями на неё наивысших точек соседних местных выступов профиля в пределах базовой длины.

$$S_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i, \quad (6.5)$$

где  $n$  – число шагов неровностей по вершинам в пределах базовой длины;  $S_i$  – шаг неровностей профиля по вершинам, равный длине отрезка средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних выступов профиля.

Нормируются значения от 0,002 до 12,5 мм.

**Относительная опорная длина профиля ( $t_p$ )** – это отношение сумм длин отрезков, отсекаемых на заданном уровне в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины, к базовой длине.

$$t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i, \quad (6.6)$$

где  $n$  – число шагов неровностей по вершинам в пределах базовой длины;  $S_i$  – шаг неровностей профиля по вершинам, равный длине отрезка средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних выступов профиля

Значение уровня сечения нормируется в процентах от  $R_{\max}$ . Эти значения принимаются из ряда 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90% от  $R_{\max}$ .

Значения  $t_p$  также нормируются в процентах от базовой длины и выбираются из следующего ряда: 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50,

60, 70, 80, 90% базовой длины. Приведенными процентами нормируют ту часть сечения, которая должна проходить через материал.

Если при измерении какого-либо профиля плавно изменять уровень сечения  $p$  от 0 до 100%, то относительная опорная длина  $t_p$  будет также изменяться от 0 до 100%. В результате такого измерения получается кривая, изображающая зависимость относительной опорной длины от уровня сечения профиля.

Определенная условность параметра  $t_p$  заключается в том, что нормируется единичный уровень сечения. Значения опорной длины могут совпадать для разных поверхностей, отличающихся эксплуатационными свойствами.

Параметр  $t_p$  условно отнесен к горизонтальным параметрам. Более точно этот параметр характеризует поверхностные неровности по форме этих неровностей.

### 6.3. Выбор нормируемых параметров

Параметры, с помощью которых нормируются требования к поверхностным неровностям, в определенной мере установлены с дублированием. Так, параметры  $R_a$  и  $R_z$  характеризуют усредненную высоту неровностей, т.е. дублируют друг друга. В стандарте (ГОСТ 2789) указано, что параметр  $R_a$  является более предпочтительным, чем параметр  $R_z$ . Параметр  $R_a$  более правильно характеризует влияние поверхностных неровностей. Следует помнить об условности принятых параметров и учитывать их ограниченные возможности. Параметр  $R_a$  позволяет достоверно сравнивать значения поверхностных неровностей после обработки одним методом. Но очень мало достоверной информации получают, если сравнивают по этому параметру поверхности, обработанные разными способами. Параметр  $R_a$  обеспечен необходимыми СИ и поэтому он чаще используется.

Параметр  $R_a$  целесообразно применять при нормировании небольших неровностей и на малых по размерам поверхностях, где практически невозможно применить ощупывающие приборы (трассировать поверхность ощупывающей иглой профилометров

и профилографов), а также при нормировании требований к большим поверхностным неровностям, поскольку большинство профилографов и профилометров обычно имеют малые диапазоны измерений.

Параметр  $R_{\max}$  используется в двух случаях. Первый случай применения, когда шероховатость имеет большие поверхностные неровности с регулярным профилем. Второй – в качестве дополнения к параметрам  $R_a$  и  $R_z$ , когда разработчик хочет оградить поверхность от отдельных больших выступов и впадин. Если не вводить дополнительных указаний об этих выпадающих неровностях, то усредненные параметры  $R_a$  и  $R_z$  их усреднят, и они не будут выявлены при измерении.

Шаговые параметры  $S_m$  и  $S_i$  также дублируют друг друга. На практике они применяются очень редко. Например, в случае если поверхность должна иметь определенный вид обработки, а также при особых эксплуатационных требованиях к поверхности.

Параметр  $t_p$  тоже почти не используется на практике. Но только параметр  $t_p$  позволяет выявить эксплуатационные свойства поверхностей.

При выборе параметров для нормирования значений поверхностных неровностей необходимо использовать накопленный на производстве опыт. Как показывает опыт эксплуатации изделий, следует применять следующие комплексы параметров шероховатости:

$R_a$  или  $R_z$ ,  $t_p$ , *направление неровностей* – для поверхностей, работающих в условиях трения скольжения и качения и подверженных износу;

$R_a$  или  $R_z$ ,  $t_p$  – для поверхностей, испытывающих контактные напряжения и для поверхностей, образующих герметичные соединения;

$R_a$  или  $R_z$  – в случаях, когда требуется обеспечить относительную неподвижность соединенных деталей;

$R_{\max}$ ,  $S_m$  или  $S_i$ , *направление неровностей* – для поверхностей деталей, испытывающих переменные нагрузки.

Для уменьшения трения скольжения и износа трущихся поверхностей лучше принимать произвольное направление неровностей. Для деталей, подверженных усталостному разрушению, наименее благоприятным является расположение неровностей, перпендикулярное оси изгиба и кручения.

Выбор численных значений параметров должен быть тщательно обоснован в техническом и экономическом отношении. Стремление установить, как можно меньшие поверхностные неровности приводит к необходимости использовать более трудоемкие виды обработки и удорожанию производства.

#### **6.4. Обозначение требований к поверхностным неровностям**

Для указания на чертежах требований к поверхностным неровностям используют условные обозначения. Эти обозначения приняты практически во всех странах.


В основу различия используемых знаков положен признак, характеризующий вид обработки. Различают два вида обработки. Понятие «вид обработки» не надо путать со способом обработки.


При *обработке со снятием материала* каким-либо режущим инструментом удаляется часть материала заготовки. При этом виде обработки структура материала оказывается перерезанной и поверхность имеет определенный вид, как след режущего инструмента. Способов обработки существует очень много – точение, шлифование, сверление и т.д., но вид обработки один – снятие лишнего материала.

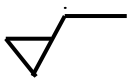
При *обработке без снятия материала* обычно под действием давления происходит перемещение материала, его деформация и структура поверхностных слоев оказывается часто в виде «гладко расположенных волокон». Способов обработки без снятия материала также много – литье, штамповка, прокат и т.д., но вид обработки один – без снятия слоя материала.


Поскольку поверхности, обработанные разными видами, отличаются не только по своему внешнему виду, но и по своим свойствам, у разработчика чертежей есть возможность указать изготовителю, какой вид обработки должен быть применен при изготовлении разработанной им конструкции детали. При обо-

значении требований к поверхностным неровностям предусмотрено использовать три знака.

Знак  означает, что разработчиком не установлены требования к виду обработки. Для разработанной им детали можно применить любой вид обработки – со снятием или без снятия материала.

Знак  используется в том случае, когда разработчик требует, чтобы деталь или элемент детали, изображенной на чертеже, были изготовлены с удалением слоя материала, без указания способа обработки.

Этот же знак, но с дополнительной «палочкой»  используется, когда разработчик считает необходимым указать не только вид, но и способ обработки. Но это должно делаться только в том случае, если данный способ является единственным, с помощью которого можно получить поверхность требуемого качества. Это относится к ограниченному числу способов обработки.

Знак  используется, когда поверхность должна быть образована без удаления слоя материала или когда поверхность по данному чертежу не обрабатывается. Иногда говорят, что поверхность находится «в состоянии поставки». Практически это означает, что в качестве заготовки взята литая деталь или деталь должна быть изготовлена из проката и часть поверхности не будет вообще обрабатываться.

Отметим, что если при знаке указано числовое значение параметра шероховатости, то это означает, что поверхность должна быть обработана без снятия слоя материала. А если у знака не указано числовое значение параметра шероховатости, то эта поверхность не должна обрабатываться.

Для указания направления поверхностных неровностей используются условные знаки, приведенные в табл. 6.1.

Практически эти знаки используются очень редко, видимо, из-за незнания того, как эти направления могут влиять на эксплуатационные свойства поверхности элементов детали. Но возможность указать направление неровностей имеется.



Таблица 6.1

## Обозначения направления неровностей

Наименование направления неровностей	Обозначение направления неровностей
Параллельное	≡
Перпендикулярное	⊥
Перекрещивающееся	X
Произвольное	M
Кругообразное	C
Радиальное	R
Точечное	P

### 6.5. Правила нанесения на чертежах требований шероховатости поверхности

Структура обозначения шероховатости поверхности показана на рис. 6.2. Каждая позиция в структуре обозначения шероховатости должна содержать определенную информацию.

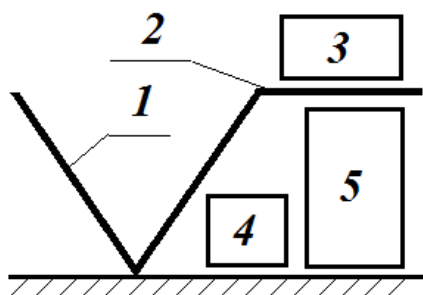


Рис. 6.2. Структура обозначения шероховатости поверхности

*Позиция 1.* Знак шероховатости. Зависит от требований к обработке поверхности.

*Позиция 2.* Полка знака.

*Позиция 3.* Указывают способ обработки поверхности и (или) другие дополнительные указания.

*Позиция 4.* Условное обозначение направления неровностей.

*Позиция 5.* Базовая длина. Параметр (параметры) шероховатости.

Параметры шероховатости указываются в следующей последовательности:  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{\max}$ ,  $S_m$ ,  $S_i$ ,  $t_p$ .

Для упрощения понимания чертежа установлены определенные правила, обеспечивающие единое их толкование. Эти правила основываются на использовании знаков и правил оформления этих знаков.

1. Знаки, указывающие требования к поверхностным неровностям – шероховатости, располагаются:

- а) на линиях контура элементов детали;
- б) на выносных линиях, при этом по возможности ближе к размерной линии;
- в) на полках выносных линий;
- г) на размерных линиях или их продолжениях при недостатке места, при этом разрешается разрывать выносную линию.

2. Знаки, указывающие требования к шероховатости и имеющие полку, должны располагаться относительно основной надписи.

3. Знаки, у которых нет полки, должны располагаться относительно основной надписи чертежа.

4. Если требования к поверхностным неровностям одинаковы для всех элементов детали, то знак шероховатости указывают один раз и его помещают в правом верхнем углу чертежа, а на поверхности элементов детали знаков не наносят.

5. Если поверхности нескольких элементов детали имеют одинаковые требования к шероховатости, то это требование помещают в правом верхнем углу чертежа и рядом с этим требованием в скобках указывают условный знак без каких-либо требований. Это будет означать, что все поверхности детали обрабатывать с указанными в правом верхнем углу параметрами, кроме тех, для которых требования к шероховатости указаны непосредственно на элементах детали. Если в правом верхнем углу чертежа указан общий знак шероховатости без численного значения параметра, как при обработке без снятия материала, и рядом, в скобках, проставлен ещё условный знак шероховатости, то это значит, что поверхность, на которой не указано требование к шероховатости по данному чертежу, не обрабатываются вообще. Эти поверхности будут иметь неровности, которые уже есть на заготовке.

Знаки, которыми указываются требования к шероховатости и помещенные в правом верхнем углу чертежа, должны иметь размеры и толщину линий приблизительно в 1,5 раза больше, чем знаки, нанесенные непосредственно на поверхности детали.

6. Когда на чертеже поверхности элемента детали мало места для размещения знака шероховатости, то допускается при-

менять упрощенное обозначение требований к поверхностным неровностям с разъяснением этого обозначения в технических требованиях на чертеже детали.

7. Когда поверхность детали представляет собой контур, например многогранную фигуру, и требования к поверхностным неровностям должны быть одинаковы, то знак шероховатости наносится один раз.

## 6.6. Измерение шероховатости поверхности

Наиболее простым средством оценки шероховатости поверхности служит визуальное сравнение реальной поверхности элемента детали с образцом шероховатости.

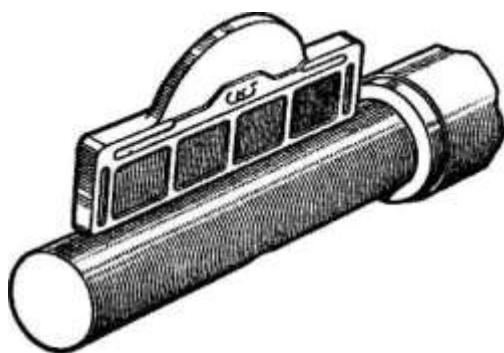


Рис. 6.3. Образец шероховатости при визуальном контроле вала

**Образец шероховатости** (рис. 6.3) представляет собой пластинку, одна из поверхностей которой обработана с образцовой шероховатостью и аттестована по параметру  $R_a$  на профилометре. Пластинки собирают в обоймы по 4 штуки, причем так, чтобы значение  $R_a$  соседних пластин отличались на величину, заданную ГОСТом на эти образцы шероховатости.

Пластинки с образцами шероховатости могут иметь разную форму поверхности: вогнутую, выпуклую, плоскую. Также могут представлять различные виды обработки.

Для измерения числовых величин шероховатости поверхности применяют ряд приборов. Шероховатость можно контролировать двумя методами: контактным и бесконтактным.

Типы приборов для контроля шероховатости, их характеристики и контролируемые параметры приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

## Характеристики приборов для контроля шероховатости

Тип прибора		Контролируемые параметры	Пределы измерения	Базовые длины, мм
Профилограф-профилометр мод. 201	Профилометр	$R_a$	8,0–0,02 мкм	0,08; 0,25; 0,8; 2,5
	Профилограф	$R_a$ $R_z, R_{\max}$ $S, S_m$ $t_p$	20–0,008 мкм 100–0,025 мкм 12,5–0,003 мкм 90–10%	Весь ряд
Профилометр мод. 253		$R_a$	2,5–0,04 мкм	0,25; 0,8; 2,5
Профилометр мод. 283		$R_a$	10–0,02 мкм	0,8; 2,5
Профилограф-профилометр мод. 252 (с цифровым отсчетом)	Профилометр	$R_a$ $R_{\max}$ $S_m$ $t_p$	100–0,02 мкм 200–0,1 мкм 12,5–0,003 мкм 100–0%	2,5; 0,8; 0,25; 0,08
	Профилограф	$R_z, R_{\max}$ $R_a$ $S, S_m$ $t_p$	250–0,02 мкм 60–0,05 мкм 12,5–0,003 мкм 100–0%	Весь ряд
Приборы светового сечения	ПСС-2 (МИС-11)	$R_z, R_{\max}$ $S, S_m$	40–0,8 мкм 2,5–0,002 мм	2,5; 0,8; 0,25; 0,08; 0,03; 0,01
ОРИМ-1		$R_z, R_{\max}$ $S, S_m$	40–0,4 мкм 2,5–0,002 мм	2,5; 0,8; 0,25; 0,08; 0,03; 0,01
ПТС-1		$R_z, R_{\max}$ $S, S_m$	320–40 мкм 6,3–0,02 мм	8; 2,5; 0,8; 0,25
Микроинтерферометр МИИ-4		$R_z, R_{\max}$ $S, S_m$	0,8–0,1 мкм 0,25–0,02 мм	0,25; 0,08; 0,03; 0,01

## РАЗДЕЛ 7. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ. СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ И КОНТРОЛЯ РЕЗЬБЫ

### 7.1. Классификация резьбовых соединений

Резьбовые соединения получили широкое распространение в машиностроении. Существует большое разнообразие резьб как общего, так и специального назначения.

Резьбовым соединением называется соединение двух деталей с помощью резьбы, т.е. элементов деталей, имеющих один или несколько равномерно расположенных винтовых выступов резьбы постоянного сечения, образованных на боковой поверхности цилиндра или конуса.

Резьбовые соединения можно классифицировать по ряду признаков.

*В зависимости от профиля*, резьба бывает треугольной, трапецеидальной, пилообразной, круглой, прямоугольной.

Контур сечения канавок и выступов в плоскости, проходящей через ось резьбы, общий для наружной и внутренней резьбы, называется профилем резьбы.

*В зависимости от вида поверхности*, на которой нанесена резьба, разделяют: цилиндрическую и коническую (конусную) поверхности; наружную и внутреннюю поверхности.

*По эксплуатационному признаку*, т.е. по области применения, резьбы бывают следующих видов.

Крепежная резьба, используемая для обеспечения разъемного соединения. К этим резьбам предъявляются требования прочности соединения при длительной эксплуатации. Она обычно имеет треугольный профиль и наиболее распространена.

Кинематическая резьба используется для преобразования вращательного движения в поступательное движение (в винтовых механизмах). Такая резьба применяется в качестве ходовых винтов для станков, в домкратах, прессах и т.д. Эти резьбы обычно имеют трапецеидальный или круглый профиль. Основные требования к этим резьбам – обеспечение точного и плавного перемещения. Во многих случаях они должны обладать способностью, выдерживать большие нагрузки.

Трубные и арматурные резьбы – цилиндрические и конические. Используются для соединения труб в нефтеперерабатывающей промышленности, в сантехническом оборудовании и т.д. Основное требование к этим резьбам – обеспечение герметичности и прочности соединения.

*По числу заходов* (т.е. по числу винтовых выступов) – однозаходная и многозаходная.

Многозаходные резьбы используются тогда, когда требуется обеспечить плотность и герметичность соединения на небольшой длине свинчивания или в тонкостенных деталях.

*По направлению резьбы* – «правая» резьба и «левая».

«Левая» резьба применяется в потенциально опасных соединениях.

*В зависимости от используемых единиц измерения, в которых выражаются параметры резьбы* – метрическая и дюймовая. Пожалуй, только в резьбовых соединениях ещё широко используется во всем мире дюймовая система, которая в остальных разделах машиностроения постепенно заменяется метрической.

## 7.2. Основные параметры метрической резьбы

Наибольшее распространение имеет резьба треугольная с углом профиля  $60^\circ$ , нормирование точности которой рассмотрим далее. Такая резьба известна во всем мире под названием «метрическая». Профиль и основные параметры метрической резьбы представлены на рис.7.1.

Основным профилем резьбы является общий для наружной и внутренней резьбы профиль, который называется номинальным, размеры его линейных и угловых элементов служат основой для определения номинальных профилей болта и гайки. В основу профиля метрической резьбы положен треугольник, у которого срезаны вершины.

Для образования рабочей высоты профиля  $H_1$  из общей высоты равнобедренного треугольника  $H$  в профиле резьбы предусмотрен срез вершины острых углов у гайки  $H/4$  и у болта  $H/8$ . Исходная высота профиля  $H$  установлена в зависимости от шага резьбы и равна  $0,8660254P$ , где  $P$  – шаг резьбы.

Реальный профиль впадин у наружной резьбы (болта) не должен выходить за линию плоского среза, расположенного на расстоянии  $H/4$  от вершины исходного треугольника, а у внутренней резьбы (гайки) – на расстоянии  $H/8$ .

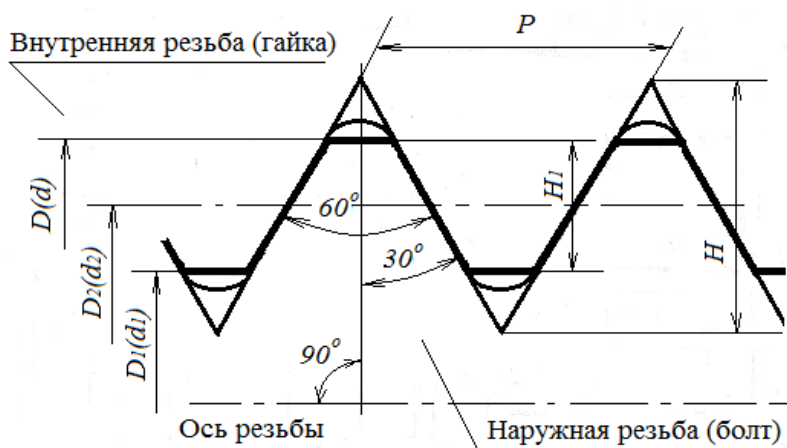


Рис. 7.1. Профиль и основные параметры метрической резьбы

Форма впадины у наружной резьбы (болта) не регламентируется и может быть плоскосрезанной или закругленной. При плоскосрезанной впадине у болта срез должен быть расположен на высоте от  $H/4$  до  $H/8$  от вершины исходного треугольника. При закругленной форме впадины радиус должен быть не менее  $0,1P$ , а профиль располагается в зоне от  $H/8$  до  $3H/16$ .

Для гайки форма впадин резьбы не регламентируется, но, в основном, делается закругленной. Параметры её определяются нормированием требований к резьбообрабатывающему инструменту, при изготовлении которого используются чаще всего указанные радиусы закругления.

Закругленная форма впадин является предпочтительной по прочностным соображениям. При такой форме облегчается процесс изготовления резьбы накатыванием, который часто применяется для получения резьбовых деталей крепления.

Для обеспечения эксплуатационных свойств резьбы при изготовлении и измерении из сложного профиля резьбы выделяется ряд элементов, одинаковых для болта и гайки, которые используются при нормировании точности резьбы.

**Наружный диаметр  $D$  и  $d$**  – диаметр воображаемого, соосного с резьбой, цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы (болта) или по впадинам внутренней резьбы (гайки). Наружный диаметр используется для обозначения резьбы.

**Внутренний диаметр  $D_1$  и  $d_1$**  – диаметр воображаемого, соосного с резьбой, цилиндра вписанного во впадины наружной резьбы (болта) или в вершины внутренней резьбы (гайки).

**Средний диаметр  $D_2$  и  $d_2$**  – диаметр воображаемого, соосного с резьбой цилиндра, каждая образующая которого пересекает профиль таким образом, что отрезок между точками профилей соседних витков, образованный при пересечении с канавкой, равен половине номинального шага.

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

Шаги резьбы условно разделяют на крупные и мелкие, в зависимости от соотношения величины шага и размера номинального диаметра резьбы. На цилиндрической поверхности любого диаметра можно нарезать резьбу с разными шагами. В нормативных документах введено ограничение на значение шагов и указывается несколько шагов для каждого диаметра. Самый большой шаг для номинального диаметра называют условно крупным шагом, а остальные – мелкими шагами. Крупными считают шаги от 0,25 до 6 мм, нарезанные на диаметрах от 1 до 68 мм. Мелкими считаются шаги от 0,25 до 6 мм, нарезанные на диаметрах от 1 до 600 мм. Мелкие шаги используются для нарезания резьбы в тонкостенных деталях при ограниченной возможности в отношении длины свинчивания.

Для многозаходной резьбы вместе с термином шаг используется ещё термин **ход** – расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между любой исходной средней точкой на боковой стороне резьбы и средней точкой, полученной при перемещении исходной средней точки по винтовой линии на угол  $360^\circ$ . Другими словами, это шаг одной из винтовых линий, из которых состоит многозаходная резьба.

**Угол профиля резьбы  $\alpha$**  – угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения. Для нормирова-



ния чаще используется угол  $\alpha/2$  – угол наклона между боковой стороной профиля резьбы и перпендикуляром к оси резьбы. Это установлено для того, чтобы можно было выявить перекося резьбы из-за неточности установки инструмента. Иначе может оказаться, что профиль выдержан правильно, но относительно оси развернут, и сопряжение может не произойти. Для метрической резьбы  $\alpha = 60^\circ$ .

**Длина свинчивания  $l$**  – длина взаимного соприкосновения наружной и внутренней резьб в осевом направлении.

### **7.3. Нормируемые параметры метрической резьбы для посадок с зазором**

Резьбовые соединения по характеру соединения бывают с зазором, с натягом и переходные. Однако для условий крепления деталей наибольшее распространение имеют посадки с зазором.

Взаимозаменяемость резьбы достигается тем, что ограничивают предельные контуры профиля резьбы болта и гайки на длине свинчивания. Допускаемые отклонения резьбы задаются от номинального профиля в направлении перпендикулярном оси резьбы «в тело» болта и гайки.

Необходимо обратить внимание на то, что не на все элементы резьбы установлены нормы точности. Для метрической резьбы нормируется точность следующих элементов: наружного диаметра болта ( $Td$ ); внутреннего диаметра гайки ( $TD_1$ ); среднего диаметра болта и гайки ( $TD_2, Td_2$ ). Точность наружного диаметра гайки и внутреннего диаметра болта не нормируется и ограничивается размерами резьбообрабатывающего инструмента, на который указаны нормы точности. Более того, для этих элементов нормируется только одно отклонение, соответствующее номинальному профилю, а именно, верхнее отклонение ( $es$ ) для  $d_1$  и нижнее отклонение ( $EI$ ) для  $D$ , и не нормируется нижнее отклонение ( $ei$ ) для  $d_1$  и верхнее отклонение ( $ES$ ) для  $D$ .

Для метрической резьбы не нормируются также требования к точности шага и угла профиля резьбы. Это объясняется тем, что нормирование точности этих элементов связано с диаметральными элементами резьбы – средним диаметром. Допуск среднего

диаметра является суммарным, он включает в себя допускаемые отклонения не только среднего диаметра (собственно средний диаметр), но и допуски угла профиля и шага. Очень часто обобщенный параметр – средний диаметр совместно с влиянием погрешности шага и профиля называют приведенным средним диаметром резьбы и для него нормируются точностные требования.

#### 7.4. Приведенный средний диаметр резьбы

*Приведенным средним диаметром резьбы* называется средний диаметр воображаемой идеальной резьбы, которая имеет те же шаг и угол наклона боковых сторон, что и основной или номинальный профиль резьбы, и длину, равную заданной длине свинчивания, и которая плотно (без взаимного смещения или натяга) соприкасается с реальной резьбой по боковым сторонам резьбы.

Приведенный средний диаметр резьбы – это средний диаметр идеального резьбового элемента, который соединяется с реальной резьбой. Это диаметр условной идеальной резьбы, которой нет в действительности.

Препятствием для свинчивания могут быть как погрешности среднего диаметра, так и погрешности шага и профиля (угла наклона) резьбы. При изготовлении резьбы отклонения отдельных элементов резьбы зависят от погрешностей отдельных составляющих технологического процесса.

Влияние ошибок шага и ошибок профиля у резьбы с прямолинейной образующей профиля можно устранить (компенсировать) уменьшением среднего диаметра болта или увеличением среднего диаметра гайки для того, чтобы обеспечить свинчивание деталей (обеспечить сборку). Необходимо помнить, что резьбовые поверхности болта и гайки никогда не соприкасаются по всей винтовой поверхности, а касаются только на отдельных участках.

**Компенсация ошибок шага  $\Delta P$ .** Погрешность шага у резьбы бывает двух видов – местная погрешность, часто называемая «внутришаговой», и прогрессирующая погрешность, иногда называемая «растяжкой» шага (рис. 7.2). Компенсация погрешности осуществляется для прогрессирующей погрешности. Для

обеспечения свинчивания используется значение диаметральной компенсации.

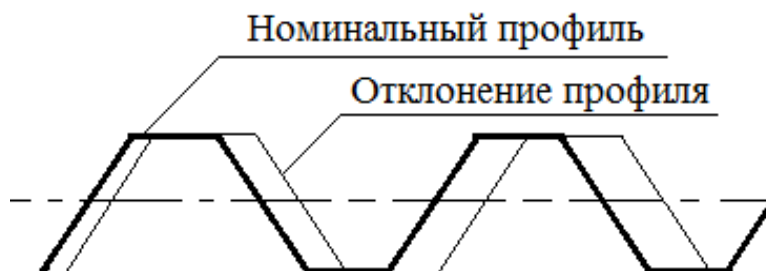


Рис. 7.2. Погрешность шага резьбы

**Диаметральная компенсация погрешностей шага резьбы**  $f_p$  – это величина, на которую необходимо уменьшить средний диаметр болта или увеличить средний диаметр гайки, не выходя за пределы табличного допуска на средний диаметр, чтобы обеспечить их свинчиваемость с проходными резьбовыми калибрами при наличии погрешностей шага.

Значение, на которое необходимо дополнительно обработать болт и гайку по среднему диаметру, определяется по формуле

$$f_p = \operatorname{ctg}\alpha/2\Delta P = 1,732\Delta P, \quad (7.1)$$

где  $f_p$  – диаметральная компенсация погрешности шага;  $\Delta P$  – погрешность шага.

Для метрической резьбы с углом профиля  $60^\circ$  –  $f_p = 1,732\Delta P$ . Аналогичные формулы введены для дюймовых и других резьб. Формулы диаметральных компенсаций используют при определении приведенных диаметров резьбы, для оценки годности резьб при дифференцированном методе контроля. Зная погрешности  $\Delta P$  и  $\alpha/2$ , можно выбрать такое значение стандартного допуска на средний диаметр, чтобы допуск был технологически и экономически целесообразным.

**Компенсация погрешности угла профиля  $\Delta\alpha/2$ .** Погрешность угла профиля (рис. 7.3, а) или угла наклона боковой стороны (рис. 7.3, б) возникает, обычно, от погрешности профиля

режущего инструмента или погрешности его установки на станке относительно оси заготовки. Компенсация погрешности профиля резьбы производится также изменением значения среднего диаметра, увеличением среднего диаметра у гайки или уменьшением среднего диаметра у болта. Для обеспечения свинчивания используется значение диаметральной компенсации.

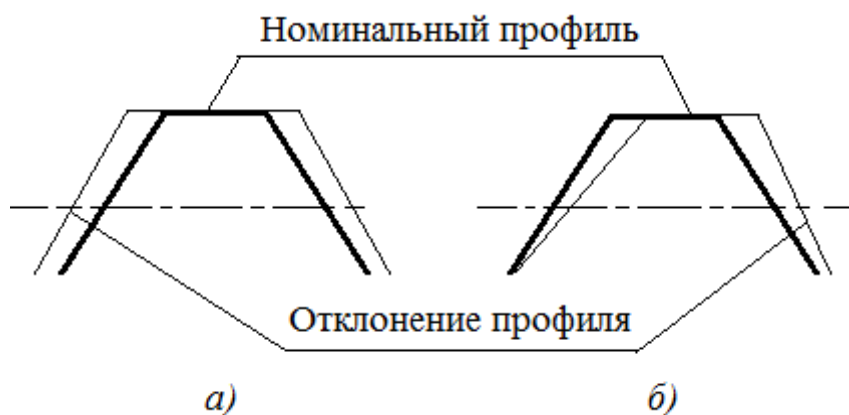


Рис. 7.3. Погрешности угла профиля

**Диаметральная компенсация погрешностей половины угла профиля  $f_\alpha$**  – это величина, на которую необходимо уменьшить средний диаметр болта или увеличить средний диаметр гайки, не выходя за пределы поля его допуска, чтобы обеспечить их свинчиваемость с проходными резьбовыми калибрами при наличии неизбежной погрешности в половине угла профиля.

Изменение размера среднего диаметра для метрической резьбы может быть рассчитано по формуле

$$f_\alpha = 0,36P\Delta\alpha/2, \quad (7.2)$$

где  $f_\alpha$  – диаметральная компенсация погрешностей половины угла профиля;  $P$  – шаг резьбы.

Таким образом, требование к точности резьбы в отношении среднего диаметра нормируется суммарным допуском, который ограничивает как приведенный средний диаметр, так и собственно средний диаметр резьбы.

Для внутренней резьбы (гайки) приведенный средний диаметр не должен быть меньше, чем размер, соответствующий пределу максимума материала (проходному пределу), а наибольший собственно средний диаметр не должен быть больше предела минимума материала (непроходному пределу).

Значение приведенного среднего диаметра для внутренней резьбы определяют по формуле:

$$D_{2\text{ПР}} = D_{2\text{ИЗМ}} - (f_p + f_\alpha), \quad (7.3)$$

где  $D_{2\text{ПР}}$  – приведенный средний диаметр гайки;  $D_{2\text{ИЗМ}}$  – измеренное значение собственно среднего диаметра гайки;  $f_p$  – диаметральной компенсация погрешностей шага;  $f_\alpha$  – диаметральной компенсация погрешностей половины угла профиля.

Для наружной резьбы (болта) приведенный средний диаметр не должен быть больше предела максимума материала по среднему диаметру, а наименьший собственно средний диаметр в любом месте должен быть меньше, чем предел минимума материала.

Значение приведенного среднего диаметра для наружной резьбы определяется по формуле

$$d_{2\text{ПР}} = d_{2\text{ИЗМ}} + f_p + f_\alpha, \quad (7.4)$$

где  $d_{2\text{ПР}}$  – приведенный средний диаметр болта;  $d_{2\text{ИЗМ}}$  – измеренное значение собственно среднего диаметра болта;  $f_p$  – диаметральной компенсация погрешностей шага;  $f_\alpha$  – диаметральной компенсация погрешностей половины угла профиля.

Допуски, которые даются в стандарте на средний диаметр болта и гайки, фактически включает в себя допуски собственно среднего диаметра и значение возможной компенсации.

Измерять непосредственно приведенный средний диаметр нельзя, поскольку, как расстояние между двумя точками, он не существует, а представляет собой как бы условный, действующий диаметр сопряженных резьбовых поверхностей. Поэтому

для определения значения приведенного среднего диаметра резьбы необходимо измерять отдельно средний диаметр, шаг и половину угла профиля. По погрешностям этих элементов рассчитать диаметральные компенсации и потом расчетом определить значение приведенного среднего диаметра резьбы. Значение этого среднего диаметра и должно находиться в пределах допуска, установленного в стандарте.

При отсутствии погрешностей в шаге и половине угла профиля приведенный и собственно средний диаметр резьбы совпадают.

### **7.5. Поля допусков для нормирования точности элементов метрической резьбы. Обозначение резьбы**

Структура построения допусков резьбы аналогична структуре допусков гладких цилиндрических соединений. В резьбовых соединениях тоже назначают основные отклонения и обозначают их буквами латинского алфавита – прописными для гаек и строчными для болтов, но значения этих отклонений не совпадают. Величины допусков назначают в зависимости от номинального диаметра резьбы, шага и степени точности. Они расположены в ряды допусков, которые называются степенями точности, аналогично квалитетам в гладких соединениях. Сочетания основных отклонений и допусков образуют поля допусков размеров резьбы.

*Основные отклонения* нормируются для резьбы в значительно меньшем количестве, чем для гладких элементов. Для образования резьбовых соединений с зазором используются следующие основные отклонения: для гайки –  $H, G, F, E$ , для болта –  $h, g, f, e, d$ . Основные отклонения, обычно принимаются одинаковые для нормируемых элементов, у болта для среднего и наружного диаметров, а у гайки для среднего и внутреннего диаметров. Но можно принимать разные поля допусков для нормируемых параметров.

*Ряды точности – степени точности* (допуски) нормируются в значительно меньшем объеме, чем для гладких элементов.

Для наружного диаметра наружной резьбы (болта)  $d$  нормируются 4-я, 6-я, 8-я степени, а для приведенного среднего диа-

метра  $d_2$  – с 3-й по 10-ю степени (10-я для изделий из пластмассы).

Для внутреннего диаметра внутренней резьбы (гайки)  $D_1$  нормируются с 4-й по 8-ю степени, а для приведенного среднего диаметра  $D_2$  – с 4-й по 9-ю степени (9-я для изделий из пластмассы).

Для сопоставления резьб по их точности все поля допусков болтов и гаек разделены на три условных класса точности – точный, средний и грубый.

**Длина свинчивания.** Стандартом установлены три группы длин свинчивания: нормальные длины  $N$ , большие длины  $L$  и малые длины  $S$ . Если в обозначении нет ни одного из этих знаков, то допуск резьбы относится к нормальной длине свинчивания.

**Поля допусков** резьбовых элементов образуются сочетанием поля допуска на средний диаметр с полем допуска диаметра выступов. Термином «диаметр выступов» называют одновременно наружный диаметр болта и внутренний диаметр гайки. При сочетании степени точности и основного отклонения образуется поле допуска. Для резьбовых элементов сначала указывается степень точности (цифра), а потом основное отклонение (буква).

*Например*,  $6g$  – поле допуска болта,  $7H$  – поле допуска гайки.

Поскольку в большинстве случаев принимают одинаковые поля допуска для среднего диаметра и диаметра выступов, это поле допуска указывается один раз. Допускается назначать разные степени точности на разные диаметры одного резьбового соединения.

*Например*,  $6g5g$ :  $6g$  – поле допуска на приведенный средний диаметр болта ( $d_2$ ),  $5g$  – поле допуска на наружный диаметр болта ( $d$ ).

$7H6H$ :  $7H$  – поле допуска на приведенный средний диаметр гайки ( $D_2$ ),  $6H$  – поле допуска на внутренний диаметр гайки ( $D_1$ ).

Возможно сочетание любых основных отклонений со всеми степенями точности, а также разных полей допусков для диаметров и для приведенных средних диаметров. Но таких сочетаний оказывается очень много и для практического применения их столько не нужно. Поэтому в стандарте специально введен набор

определенных сочетаний. В табл. 7.1. приведены поля допусков, которые можно применять без ограничений.

Таблица 7.1

Поля допусков для резьбовых соединений

Классы точности	Наружная резьба	Внутренняя резьба
Точный	4g; 4h	4H; 4H5H; 5H
Средний	5g6g; 6d; 6e; 6f; <b>6g</b> ; 6h; 7g	6G; <b>6H</b> ; 7H
Грубый	8g	7G; 7H; 8H

Поля допусков 6g и 6H являются предпочтительными для применения. Резьбы с такими полями допусков наиболее часто используют для крепежа.

Остальные поля допусков являются специальными. Их использование может быть допущено только в технически и экономически обоснованных случаях, когда применение стандартных полей допусков не может обеспечить предъявляемых к изделию требований.

**Обозначение резьбовых элементов** должно сочетать в себе следующую информацию, характеризующую резьбу:

- а) указание о виде резьбы (*M* – резьба метрическая);
- б) значение номинального диаметра (*d*, *D*);
- в) значение мелкого шага (крупный шаг не указывается);
- г) специально указывается *LH*, если резьба левая;
- д) поле допуска на приведенный средний диаметр ( $D_2$ ,  $d_2$ );
- е) поле допуска на диаметр выступов ( $D_1$ ,  $d$ );
- ж) значение длины свинчивания (*l*), если она не нормальная.

**Примеры** полного обозначения резьбового элемента в соответствии с принципами нормирования:

для наружной резьбы – болта:  $M20 \times 0,75 LH - 7g6g - 15$ ;

для внутренней резьбы – гайки:  $M20 \times 0,75 LH - 4H5H - 10$ .

Такое обозначение практически не встречается. Самое короткое обозначение резьбового элемента, которое используется чаще всего:

для наружной резьбы:  $M40 - 6g$ ;

для внутренней резьбы:  $M40 - 6H$ .



Обозначение резьбовых соединений состоит, как и при обозначении резьбовых элементов, из данных о резьбе и точности её параметров.

Данные о резьбе указывают так же, как и для резьбовых элементов. Данные о точности резьбового сопряжения указываются аналогично обозначению посадок гладких элементов с особенностями обозначения точности резьбового элемента. При обозначении точности резьбового соединения в числителе указываются требования к гайке, а в знаменателе указываются требования к болту.

*Пример* полного обозначения резьбового сопряжения:

$M20 \times 0,75 LH-4H5H/7g6g-15$ .

Самое короткое обозначение:  $M20-7H/6g$ .

Посадка резьбовых элементов осуществляется за счет сочетания размеров приведенного среднего диаметра, а поля допусков для диаметров выступов, даны в виде дополнительной информации, и эти элементы в сопряжении не участвуют.

## 7.6. Средства контроля и измерения резьбы

*Калибры для контроля годности цилиндрических резьб* действуют как комплекты для комплексного контроля годности резьбы. Преимущество их в том, что они обеспечивают полную взаимозаменяемость резьбы свинчиваемых деталей, так как контролируют одновременно  $d$ ,  $d_2$ ,  $P$  и  $\alpha/2$  резьбы.

Эти калибры разделяются на две основные группы – калибры для наружной и калибры для внутренней резьбы. По принципу построения они являются предельными калибрами и разделяются на проходные и непроходные. Каждый из них контролирует свой предел поля допуска. По форме поверхности они разделяются на резьбовые калибры и гладкие.

Резьбовые проходные калибры имеют полный профиль витков резьбы, а резьбовые непроходные калибры – укороченный. Резьба проходного калибра с полным профилем имеет контур номинального профиля и параметры, выполненные с высокой точностью. Укороченный профиль резьбы непроходного калибра имеет уменьшенную высоту винтовой поверхности витка и соприкасается с резьбой детали только на  $1/3$  её высоты. По-

этому отклонения угла  $\alpha/2$  резьбы детали не влияют на её свинчивание с непроходным калибром. Кроме этого число витков резьбы с укороченным профилем уменьшено и составляет не более 2–2,5, а значит, длина свинчивания резьбы детали, имеющей 7–8 витков, с резьбой непроходного калибра достаточно мала, чтобы отклонение шага резьбы детали также не влияло на свинчивание её с непроходным калибром. Непроходной резьбовой калибр благодаря укороченному профилю резьбы воспринимает (контролирует) только размер собственно среднего диаметра резьбы детали.

Контроль годности резьбы деталей резьбового соединения комплексным методом по ГОСТ 24851–82 выполняется двумя комплектами калибров.

*Комплект калибров для наружной резьбы болта* включает:

1. Резьбовой проходной калибр-кольцо ПР. Профиль резьбы полный. Контролирует наибольший приведенный средний диаметр резьбы  $d_{\text{прив}}$  и одновременно наибольший внутренний диаметр резьбы  $d_{1\text{max}}$  болта. Болт годен, если этот калибр-кольцо ПР свободно навинчивается на него.

2. Резьбовой непроходной калибр-кольцо НЕ. Профиль резьбы укороченный. Контролирует только наименьший средний диаметр болта  $d_{2\text{min}}$ . Болт годен, если этот калибр-кольцо НЕ навинчивается на него более чем на два оборота.

3. Гладкий проходной калибр-скоба ПР. Контролирует наибольший наружный диаметр резьбы болта  $d_{\text{max}}$ . Болт годен, если этот калибр-скоба ПР происходит через него под действием собственного веса.

4. Гладкий непроходной калибр-скоба НЕ. Контролирует наименьший наружный диаметр резьбы болта  $d_{\text{min}}$ . Болт годен, если калибр-скоба НЕ не проходит через него под действием собственного веса.

*Комплект калибров для внутренней резьбы гайки* включает:

1. Резьбовой проходной калибр-пробка ПР. Профиль резьбы полный. Контролирует наименьший приведенный средний диаметр резьбы  $D_{\text{прив}}$  и одновременно наименьший наружный диа-

метр резьбы гайки  $D_{\min}$ . Гайка годна, если калибр-пробка ПР полностью ввинчивается в неё.

2. Резьбовой непроходной калибр-пробка НЕ. Профиль резьбы укороченный. Контролирует только наибольший средний диаметр гайки  $D_{2\max}$ . Гайка годна, если этот калибр-пробка НЕ ввинчивается в неё не более чем на два оборота с обоих торцов.

3. Гладкий проходной калибр-пробка ПР. Контролирует наименьший внутренний диаметр резьбы гайки  $D_{1\min}$ . Гайка годна, если этот калибр-пробка ПР свободно входит в неё под действием собственного веса.

4. Гладкий непроходной калибр-пробка НЕ. Контролирует наибольший внутренний диаметр резьбы гайки  $D_{1\max}$ . Гайка годна, если этот калибр-пробка НЕ входит в неё не более чем на один шаг резьбы этой гайки.

Размеры калибров для цилиндрических резьб изготавливают в пределах полей допусков этих калибров. Особенность таких полей допусков состоит в том, что для непроходных резьбовых колец и пробок кроме полей допусков на изготовление предусмотрены поля допусков на износ.

Принято калибры для контроля изделий называть рабочими калибрами, а калибры для контроля самих калибров – контрольными калибрами.

Годность резьбовых рабочих калибров колец для контроля цилиндрических резьб контролируют комплексным методом следующими средствами:

1. Резьбовые калибры-кольца ПР. Новые калибры, при их изготовлении проверяют контрольным калибром-пробкой КПР–ПР и контрольным калибром-пробкой КПР–НЕ. Новые калибры, находящиеся в эксплуатации, и изношенные проверяют контрольным калибром-пробкой К–И.

2. Резьбовые калибры-кольца НЕ. Новые калибры проверяют контрольным калибром-пробкой КНЕ–НЕ. Изношенные калибры проверяют контрольным калибром-пробкой КИ–НЕ.

Резьбовые калибры-пробки для контроля внутренней резьбы (гаек) имеют допуски всех параметров резьбы, и эти параметры измеряют при контроле их годности дифференцированными методами с помощью универсальных средств измерения, обла-

дающих необходимыми точностями, а потому контрольных калибров для них не применяют.

**Средства измерения среднего диаметра резьбы.** Распространенным средством измерения среднего диаметра резьбы является микрометр со вставками. Этот микрометр отличается от гладкого микрометра МК тем, что в торцах его микровинта и пятки имеются отверстия для установки специальных вставок. Вставки для измерения среднего диаметра резьбы прилагаются к каждому микрометру парами – коническая и призматическая. Размер каждой пары отличается по величине измерительных поверхностей и выбирается в зависимости от шага измеряемой резьбы. Погрешность измерения микрометром со вставками ощутимо велика и колеблется от 0,025 до 0,20 мм.

**Измерение среднего диаметра с использованием специальных проволочек.** Измерение является значительно более точным. Диаметр проволочек зависит от величины шага резьбы. Размеры проволочек установлены ГОСТом и их изготавливает промышленность. Размеры проволочек выбраны так, чтобы точки касания проволочек с винтовой поверхностью измеряемой резьбы лежали на поверхности воображаемого цилиндра, диаметр которого равен среднему диаметру резьбы. Тогда средство измерения, например гладкий микрометр, воспринимает размер  $M$ . Пересчитать этот размер на средний диаметр метрической резьбы можно по формуле. Этот метод измерения является косвенным.

**Резьбовые шаблоны.** Являются наиболее простым средством для определения номинального шага (но не его точности). Они представляют собой набор пластинок, имеющих профиль метрической резьбы с углом профиля  $60^\circ$  (набор М) или дюймовой резьбы с углом профиля  $55^\circ$  (набор Д). Пластинки отличаются друг от друга параметрами профиля (размером зубцов и расстоянием между ними).

Измерение шага, половины угла профиля, резьбообразующих инструментов, а также резьбовых калибров и контрольных калибров к ним достаточно надежно (с допустимой погрешностью) осуществляется бесконтактным измерением на двухкоординатных приборах. Оптическая промышленность выпускает для этой цели инструментальные микроскопы моделей БМИ, ИМЦЛ. Используется бесконтактный метод измерения.

## РАЗДЕЛ 8. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ. СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЬ

### 8.1. Принципы нормирования точности зубчатых колес и передач

Зубчатое колесо представляет собой деталь сложной геометрической формы в виде диска с зубьями на цилиндрической или конической поверхности, входящими в зацепление с зубьями другого зубчатого колеса.

*Зубчатыми передачами* называются механизмы, состоящие из зубчатых колес, которые сцепляются между собой и передают вращательное движение, обычно, преобразуя угловые скорости и крутящие моменты.

Наибольшее распространение имеют цилиндрические зубчатые колеса и передачи, передачи с параллельными осями. Особая трудность при нормировании точностные требований к зубчатым колесам заключается в том, что эти детали являются сложными по своей геометрической форме, а кроме того, они являются элементами кинематической цепи. Поэтому и необходимо при нормировании учитывать их основное служебное назначение – передачу движения с одного вала на другой при необычной геометрической форме.

Требования к характеристикам передаваемого движения не одинаковы для всего многообразия зубчатых передач. Для передач в кинематических цепях металлорежущих станков основное требование к зубчатой передаче – это обеспечение точности углов поворота за полный оборот колеса.

Для зубчатых передач в автомобилях, редукторах станков одним из основных требований является плавность работы, т.е. минимальный шум (постоянство передаточного отношения в пределах оборота), а это обеспечение точности вращения колеса за малые углы поворота.

Для зубчатых колес в подъемных машинах, лебедках не так важно, какова будет точность угла поворота в пределах оборота или на малых углах поворота, как важно, чтобы при зацеплении

сопрягаемые зубья касались как можно большей поверхностью, обеспечивали хороший контакт рабочих поверхностей.

Специфические требования возникают к зубчатым передачам, работающим в условиях высоких температур, а также к реверсивным передачам, направление вращения которых регулярно переключается. Для таких передач очень важным является требование к боковому зазору, так как подавляющее большинство (практически все) зубчатых колес работают по одной стороне профиля, а по другой стороне, по нерабочим поверхностям зубьев, должен обеспечиваться (гарантированный) зазор, так называемый боковой зазор.

В зависимости от области применения зубчатых передач к ним могут быть предъявлены различные требования (критерии) в отношении точности: требования к точности поворота за один оборот, в пределах одного оборота, или требования к точности параметров, обеспечивающих постоянство контакта по сопрягаемым поверхностям, или требования к обеспечению необходимого бокового зазора.

В промышленности используются зубчатые колеса различных диаметров, работающие с разной скоростью, при этом они должны работать без больших вибраций и шума. Обрабатываются зубчатые колеса различными способами, а следовательно, возможны разные виды погрешности при разных методах обработки. Все эти особенности необходимо учесть при нормировании требований к точности.

Исходя из необходимости правильного нормирования точности зубчатых колес для обеспечения разнообразных эксплуатационных требований, в нормативных документах по точности колес и передач установлены (нормируются) четыре группы почти независимых параметров, которые названы нормами точности.

Нормы точности на зубчатые колеса и передачи представляют собой набор требований к точности геометрических и кинематических параметров зубчатых колес и передач для оценки этой точности в отношении определенного эксплуатационного признака.

*В нормах кинематической точности* нормируются требования к таким геометрическим и кинематическим параметрам коле-

са и передачи, погрешность которых влияет на погрешность передаточного отношения за полный оборот колеса, характеризует погрешность в угле поворота за один оборот по сравнению с тем, если бы вместо него находилось абсолютно точное колесо.

*В нормах плавности* работы нормируются требования к точности таких геометрических и кинематических параметров колеса и передач, погрешность которых также влияет на кинематическую точность, но эта погрешность проявляется многократно за один оборот колеса, один или несколько раз на каждом зубе. Эти требования имеют наибольшее значение для передач, работающих на больших скоростях, поскольку такие погрешности являются источником ударов, приводящих к появлению шума и вибраций.

*В нормах контакта* нормируются требования к таким геометрическим и кинематическим параметрам колес и передач, погрешность которых влияет на величину площади поверхности касания при вращении зубьев сопрягаемых колес. Требования к контакту поверхностей имеют большое значение для передач, работающих с большими нагрузками.

*В нормах бокового зазора* нормируются требования к таким параметрам колеса и передач, которые влияют на зазор по нерабочим профилям зубьев при соприкосновении по рабочим профилям зубьев. Эти нормы важны для передач, работающих при большой загрязненности и для реверсивных передач.

## **8.2. Требования к точности зубчатых колес и передач.**

### **Условные обозначения**

Требуемую точность движения, выполняемую зубчатым колесом и передачей, обеспечивают при их изготовлении, выдерживая заданные допуски отдельных параметров колеса и передачи.

ГОСТ 1643–81, устанавливающий допуски эвольвентных зубчатых колес и передач, прежде всего, определяет основные требования к точности движения зубчатого колеса, а затем в зависимости от этих требований назначает нормы точности на размеры отдельных элементов, параметры зубчатого колеса для их сопряжения при зацеплении, возникающем в передаче.

Три группы норм (кинематической точности, плавности работы и полноты контакта) относятся к характеристике процесса вращения, а четвертая норма (боковой зазор) не характеризует точности вращения колес и передач, поскольку нормируется требованиями к нерабочим профилям.

Поэтому при нормировании точности зубчатых колес принято давать единые ряды точности для трех норм точности, характеризующих процесс зацепления по разным параметрам. Эти ряды точности названы *степенями точности* (термин идентичен классу точности, качеству). Допуски по величине разделены на 12 степеней точности – от 1-й до 12-й по мере уменьшения точности. Числовые значения даются для степеней точности от 3-й до 12-й. Степени точности 1 и 2 оставлены для будущего развития, так как весьма малые величины допусков пока не достижимы для современного уровня машиностроения.

При учете различных эксплуатационных требований к зубчатым передачам не может быть обеспечено использование рядов точности, которые устанавливают единый уровень точности ко всем эксплуатационным показателям. Обычно одно из требований является доминирующим. Поэтому при нормировании допускается комбинирование разных степеней точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта. Для зубчатых колес может быть установлено четыре уровня точности. При комбинировании степеней из разных норм существуют определенные ограничения из-за невозможности практического изготовления колес и передач при большой разнице в степенях точности по разным нормам, разным эксплуатационным показателям.

На практике может возникнуть необходимость в самых разнообразных сочетаниях между точностью вращения (степень точности) и точностью по боковому зазору. Поэтому в стандарте дается набор показателей (ряды точности), относящиеся к боковому зазору. Нормируемая точность по боковому зазору носит рекомендательный характер.

Основным показателем бокового зазора в стандартах указывается гарантированный боковой зазор.



**Гарантированный боковой зазор ( $j_n \min$ )** – это наименьший зазор, который получается при выполнении требований к колесу пары, нормируемых в стандарте. Этот показатель можно использовать для передач с регулируемым межосевым расстоянием. При проектировании передач гарантированный зазор является исходным значением для выбора требованиями к параметрам колеса и передачи, определяющим этот зазор. ГОСТом установлен ряд величин гарантированного зазора и введено шесть видов сопряжений по боковому зазору, которые обозначены прописными буквами *H*, *E*, *D*, *C*, *B* и *A* в порядке роста величины зазора (*H* – гарантированный зазор равен нулю, *A* – наибольший боковой зазор). Можно считать, что виды сопряжения – это первый ряд (основной) точности для нормирования наименьшего (гарантированного) бокового зазора.

В стандарте установлены ряды точности, состоящие из шести классов **отклонений межосевого расстояния ( $a_w$ )**, обозначенных римскими цифрами с I по VI в порядке убывания точности (это можно считать вторым рядом точностей по боковому зазору). Гарантированный боковой зазор обеспечивается при соблюдении для сопряжений *H* и *E* класса II по межосевому расстоянию, а для сопряжений *D*, *C*, *B* и *A* классов III, IV, V и VI соответственно. Стандарт разрешает изменять указанные соответствия, ряды являются рекомендуемыми.

Приведенный принцип нормирования направлен на обеспечение гарантированного (наименьшего) бокового зазора. Наибольшее предельное значение бокового зазора и его колебание в разных передачах одной точности стандарт непосредственно не нормирует, а ограничивает также **условными видами допусков на боковой зазор**. Обозначают этот вид допуска строчными буквами латинского алфавита *h*, *d*, *c*, *b*, *a*, *z*, *y* и *x* по мере увеличения допуска бокового зазора. Эти нормы являются третьим рядом точности нормирования бокового зазора.

Стандарт устанавливает, что видам сопряжений *H* и *E* должен соответствовать вид допуска *h*, а видам сопряжений *D*, *C*, *B* и *A* – виды допусков *d*, *c*, *b* и *a* соответственно. Однако это соответствие можно изменять и использовать виды допусков *x*, *y*, *z* и эти ряды точности имеют рекомендательный характер.

Точность колеса и передачи характеризуется степенью точности по трем эксплуатационным показателям вращения, видом сопряжения, видом допуска и классом межосевого расстояния – для указаний требований к необходимому боковому зазору.

В машиностроении применяют как полное, так и краткое *условное обозначение зубчатого колеса*. В полном обозначении зубчатого колеса или передачи содержатся следующие данные: степень кинематической точности; степень точности плавности работы; степень точности полноты контакта зубьев; вид сопряжения в боковом зазоре; вид допуска бокового зазора; класс отклонения межосевого расстояния зубчатой передачи; наименьшая величина гарантированного бокового зазора.

*Например, 8–7–6–Ba/V–128 ГОСТ 1643–81.*

Пример самого короткого обозначения: *8–С ГОСТ 1643–81.*

Все другие обозначения являются промежуточными. Возможен случай, когда конструктору безразлична степень точности по какой-либо из норм точности по зацеплению, тогда вместо конкретного номера степени указывается буква *N*.

*Например, 8–N–6–B ГОСТ 1643–81.*

### **8.3. Нормируемые параметры (показатели) кинематической точности зубчатых колес**

Кинематическая точность зубчатого колеса зависит от кинематической точности зуборезного станка, на котором нарезают данное колесо, и от соосности заготовки зубчатого колеса с осью вращения оправки станка, на котором закреплена заготовка колеса.

Показатели установлены в 10 вариантах, как по отдельным параметрам, так и по их комплексам. Стандарт разрешает изготовителю для назначения степени точности изготавливаемого колеса выбирать такие параметры и комплексы параметров, которые наиболее полно характеризуют нормы точности, в зависимости от назначения колеса или всей передачи, а также от имеющихся средств измерения. Рассмотрим параметры, нормируемые для выявления кинематической точности.

**Кинематическая погрешность передачи ( $F'_{ior}$ )** – это разность между действительным (измеренным) и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи. Выражается в линейных величинах длиной дуги его делительной окружности.

**Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса ( $F'_{ir}$ )** – это разность между действительным и номинальным углами поворота зубчатого колеса, ведомого измерительным зубчатым колесом.

*Измерительным зубчатым колесом* называется зубчатое колесо особо высокой точности, изготовленное на инструментальном заводе специально для измерительных целей, которое служит образцом точности по всем параметрам. Наибольшую кинематическую погрешность определяют в пределах одного полного оборота контролируемого колеса приборами для комплексного однопрофильного измерения.

**Накопленная погрешность « $k$ » шагов зубчатого колеса ( $F_{Pkr}$ )** – наибольшая разность двух произвольно выбранных значений кинематической погрешности зубчатого колеса, найденных при номинальном повороте его на « $k$ » целых угловых шагов.

Измерение производят на том же приборе, что и кинематическую погрешность, но определяют её значение до заданного зуба.

**Накопленной погрешностью шага зубчатого колеса ( $F_{Pr}$ )** называется наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей в пределах зубчатого колеса.

Этот параметр должен характеризовать кинематическую погрешность колеса, но при измерениях определяется положение точек профилей зубьев, находящихся на окружности, проходящей где-то на середине каждого профиля зуба. Все измеряемые точки должны располагаться на одной окружности.

**Погрешность обката ( $F_{cr}$ )** – это часть кинематической погрешности зубчатого колеса, вызванная отклонением кинематической точности зуборезного станка.

Для измерения погрешности обката  $F_{cr}$  применяют *кинематометр*.

**Радиальное биение зубчатого венца ( $F_{rr}$ )** – это наибольшая, в пределах полного оборота зубчатого колеса, разность расстояний от рабочей оси этого колеса до элемента исходного контура, наложенного на профиль зубьев этого колеса.

Для измерения радиального биения зубчатого венца применяют *биениемеры*.

**Колебание длины общей нормали ( $F_{vWr}$ )** – разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном и том же колесе.

*Длинной общей нормали ( $W$ )* называют расстояние между параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным боковым поверхностям зубьев колеса.

Измеряют колебание длины общей нормали на разных участках зубчатого венца колеса. Средствами измерения служат штангенциркуль ШЦ-II, зубомерный микрометр, имеющий выступающие губки с плоскопараллельными измерительными плоскостями, или специальный нормалемер.

**Колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот колеса ( $F''_{ir}$ )**. Измерительным межосевым расстоянием называют расстояние между осями двух сцепленных зубчатых колес в положении, когда одно из колес прижато к другому и зубья их плотно соприкасаются обеими боковыми сторонами профиля зубьев. Такое зацепление называется двухпрофильным, а метод измерения – комплексным двухпрофильным.

Для измерения колебания этого расстояния применяют *межцентромер*.

#### **8.4. Нормируемые параметры (показатели) плавности работы зубчатых колес**

Особенность нормирования требований к точности в отношении плавности работы заключается в том, что даются отдельные требования для колес и передач. Принципиальный подход при нормировании точности по плавности работы тот же, что при нормировании кинематической точности. Нормируются требования по одному параметру либо комплексу из двух параметров.

**Местная кинематическая погрешность колеса ( $f'_{ir}$ ) и передачи ( $f'_{ior}$ )** – это наибольшая разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности колеса в пределах одного оборота или за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес передачи. Эти погрешности выявляются непосредственно по кривой записи кинематической погрешности.

**Циклическая погрешность колеса ( $f_{zkr}$ ) и передачи ( $f_{zkor}$ )** это удвоенная амплитуда (размах) гармонической составляющей кинематической погрешности колеса и передачи.

**Циклическая погрешность зубцовой частоты колеса ( $f_{zkr}$ ) и передачи ( $f_{zkor}$ )** – это циклическая погрешность с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацепление с измерительным зубчатым колесом или при зацеплении в паре.

Все циклические погрешности выявляются по результатам гармонического анализа данных, полученных при измерении кинематической погрешности.

**Отклонение шага зацепления ( $f_{pbr}$ )** это разность между действительным и номинальными шагами зацепления.

**Шаг зацепления ( $P_{br}$ )** – это кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным боковым поверхностям соседних зубьев колеса. Раньше этот параметр назывался основным шагом.

Шаг зацепления  $P_{br}$  измеряют *накладным шагомером* для шага зацепления. Шагомеры изготовляют трех типоразмеров с общим диапазоном модулей зубчатых колес 1,75–28 мм.

**Отклонение шага зубчатого колеса ( $f_{ptr}$ )** (старое название – окружной шаг). Отклонение шага зубчатого колеса есть отдельная величина кинематической погрешности колеса, проявляющаяся при его повороте на один номинальный угловой шаг. Как и в случае накопленной погрешности шага, положение рабочих поверхностей определяется по положению одной точки на поверхности зуба. Вместо отклонения шага стандарт допускает нормировать разность шагов, разность между двумя отклонениями шагов в любых участках зубчатого колеса.

**Профиль цилиндрических зубчатых колес** – это линия пересечения действительной боковой поверхности зуба плоскостью, перпендикулярной его рабочей оси.

**Погрешность профиля зуба ( $f_{fr}$ )** – это расстояние, измеренное по нормали между ближайшими номинальными профилями зуба, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль зуба зубчатого колеса.

В цилиндрических зубчатых колесах, в основном, используются эвольвентные поверхности для получения профиля. Определяют погрешность только на участке активного профиля зуба колес с помощью *эвольвентомеров*.

### **8.5. Нормируемые параметры (показатели) полноты контакта зубьев зубчатых колес**

**Суммарное пятно контакта** – это часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса, на котором располагаются следы прилегания зубьев парного зубчатого колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, установленной конструктором.

Вращение под нагрузкой – это приработка колес передачи, которую выполняют при её изготовлении. Размеры суммарного пятна контакта оценивают по его размерам в процентах относительно ширины зуба и относительно высоты активной поверхности зуба.

**Мгновенное пятно контакта** – это часть активной боковой поверхности зуба большего из пары сцепленных колес, на которой имеются следы прилегания к зубьям меньшего колеса после поворота большего зубчатого колеса передачи на полный оборот при легком торможении.

На практике мгновенное пятно контакта определяют чаще и получают его с помощью краски, цвет которой подбирают так, чтобы она отчетливо была видна на поверхности металла контролируемого колеса.

Как видно из определений, суммарное пятно выявляется в процессе приработки, (используют при изготовлении высокоточных и ответственных передач), а мгновенное пятно контакта

относится к нормированию при измерениях с использованием краски.

Стандартом предусматриваются возможности определения пятна контакта с измерительным колесом, что бывает необходимо при изготовлении запасных частей, но нормы не указываются.

В связи с тем, что метод измерения по пятну контакта в большей степени субъективен, стандартом разрешается указывать способ определения пятна контакта и место его расположения на поверхности зуба.

**Погрешность направления зуба ( $F_{\beta r}$ )** – это расстояние между двумя ближайшими друг к другу номинальными делительными линиями зуба в торцевом сечении, между которыми размещается действительная делительная линия зуба, соответствующая рабочей ширине зубчатого колеса.

Под действительной делительной линией зуба понимается линия пересечения действительной боковой поверхности зуба зубчатого колеса делительным цилиндром, ось которого совпадает с рабочей осью. Погрешность направления зуба нормируется для прямозубых и узких косозубых колес, но возможности измерения при этом различны.

**Суммарная погрешность контактной линии ( $F_{kr}$ )** (погрешность формы и расположения) – это расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными контактными линиями, условно наложенными на плоскость (поверхность) зацепления, между которыми размещается действительная контактная линия на активной базовой поверхности.

Под потенциальной контактной линией понимается линия пересечения поверхности зуба плоскостью зацепления.

Эвольвентная поверхность является линейчатой поверхностью, состоящей из большого количества прямых линий.

В прямозубых колесах эти прямые должны располагаться параллельно оси цилиндра (колеса), а в косозубом колесе под углом к оси. Это и есть контактные линии.

В производственных условиях эти параметры пока не применяют, так как промышленность не выпускает средства для их измерения.

**Отклонение осевых шагов по нормали ( $F_{pxnr}$ )** – это разность между действительным осевым расстоянием и суммой соответствующего числа номинальных осевых шагов, умноженная на синус угла наклона делительной линии зуба.

Под действительным осевым расстоянием понимается расстояние между одноименными линиями зубьев косозубого зубчатого колеса по прямой параллельной рабочей оси.

Этот параметр аналогичен шагу резьбы, но отличается тем, что отклонения его в зубчатых колесах задаются в направлении, перпендикулярном линии зуба. Это сделано потому, что при малом угле наклона зуба очень трудно измерить отклонение вдоль зуба.

Для нормирования, данный параметр в промышленности почти не используется, так как он не определяет полностью контакт, не связан с конкретными технологическими причинами, и трудно реализовать его измерение на больших колесах, где контакт особенно важен. Применение его можно рекомендовать для небольших колес, которые можно было бы измерять как резьбу.

### **8.6. Нормирование параметров (показателей) бокового зазора зубчатых колес**

Для подавляющего большинства зубчатых передач необходим гарантированный боковой зазор

**Боковой зазор** – это расстояние по нормали между нерабочими профилями зубьев колес, находящихся в непосредственном зацеплении.

Обеспечение необходимого бокового зазора в той мере, в которой это зависит от одного зубчатого колеса, связано с толщиной его зуба, если говорить о колесе как о геометрической фигуре. Толщина же зуба зависит от положения режущего инструмента в виде рейки относительно оси колеса при его изготовлении. Это относительное положение рейки и заготовки носит название положение исходного контура.

Зубья колес нарезают, как правило, тоньше номинального значения, дается обязательное смещение исходного контура от



номинального положения к оси колеса, для обеспечения гарантированного бокового зазора. Это обязательное смещение носит название дополнительного смещения исходного контура, которое может быть непосредственно измерено.

**Дополнительное смещение исходного контура ( $E_{Hr}$ )** – это смещение от номинального положения в тело зубчатого колеса, осуществляемое для обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора.

Наименьшее дополнительное смещение исходного контура (или дублирующие его параметры) можно рассматривать как аналогичное основному в гладких и резьбовых сопряжениях (в данном случае это верхнее отклонение).

Наименьшее смещение исходного контура ( $E_{Hs}$ ) измеряют *зубомером смещения* (старое название – тангенциальный зубомер).

Помимо основного отклонения в нормах бокового зазора даются допуски на *смещение исходного контура ( $T_H$ )*, вместо которого можно использовать или допуск на *среднюю длину общей нормали ( $T_{Wm}$ )* или допуск на *длину общей нормали ( $T_W$ )*, или допуск на *толщину зуба ( $T_c$ )*, или *нижнее предельное отклонение межосевого расстояния ( $-E_{a''i}$ )*.

Отклонение толщины зуба  $E_c$  и допуск на его толщину  $T_c$  измеряют *индикаторно-микрометрическим зубомером ЗИМ*. Инструментальная промышленность выпускает зубомеры ЗИМ типоразмерами: ЗИМ16 – для модулей до 16 мм и ЗИМ32 – для модулей до 32 мм.

**Гарантированный боковой зазор ( $j_n \min$ )** измеряют в собранной передаче с помощью щупов или свинцовой проволоки, обжимаемой в нерабочем пространстве между зубьями при проворачивании зацепленной пары. Толщину проволоки после обжатия измеряют гладким микрометром.

Вместо этого показателя для обеспечения гарантированного (наименьшего) бокового зазора можно нормировать или *отклонение средней длины общей нормали ( $E_{Wmr}$ )*, или *отклонение просто длины общей нормали ( $E_{Wr}$ )*, или *наименьшее отклонение толщины зуба ( $E_{cr}$ )*, или *верхнее предельное отклонение измери-*

*тельного межосевого расстояния ( $+E_{a''s}$ ). Для передачи с нерегулируемым межосевым расстоянием ещё нормируется *отклонение межосевого расстояния ( $\pm f_{ar}$ )*.*

Значения основных отклонений и допуски по нормируемым параметрам выбираются в зависимости от принятого вида сопряжений ( $A, B$  и т.д.) и вида допуска ( $a, b, c$  и т.д.). В свою очередь основное отклонение выбирается по гарантированному зазору. Особенностью нормирования параметров, характеризующих боковой зазор, является то, что и основное отклонение, и допуски задаются в «тело» колеса, в сторону уменьшения толщины зуба с тем, чтобы обеспечить обязательность зазора между неработающими профилями.

## РАЗДЕЛ 9. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И КОНТРОЛЬ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### 9.1. Назначение и классификация шпоночных сопряжений

Для передачи вращения соединение вала с втулкой осуществляют с помощью специальных деталей – шпонок. С помощью шпонок на валах также крепят и различные зубчатые колеса.

**Шпоночным соединением** называют соединение вала с установленным в нём отверстием посредством шпонки, детали, представляющей собой призматический, клинообразный или сегментный брусок.

В шпоночных соединениях имеются вал и отверстие, как в гладких соединениях. На валу и во втулке этого соединения имеются пазы, расположенные вдоль оси. В эти пазы втулки вставляется шпонка, которая дает возможность валу и втулке вращаться вместе. Шпоночные соединения различают в зависимости от геометрической формы шпонки и способов её установки. В основном используют соединения с призматическими шпонками, сегментными шпонками и клиновыми шпонками.

Помимо перечисленных шпоночных соединений в машиностроении используют и, следовательно, нормируют точность и других шпоночных соединений. Они представляют собой разновидности указанных выше соединений. Однако подход к нормированию точности этих шпоночных соединений такой же, как и в перечисленных ранее трех видах шпоночных соединений.

Иногда шпоночные соединения разделяют на *затяжные*, когда шпонка устанавливается с затяжкой вдоль оси, с натягом на валу и во втулке (клиновые) и *не затяжные* (призматические и сегментные), которые устанавливают относительно свободно на валу и во втулке (чаще с зазором). Затяжные шпонки предназначены для передачи не только вращающего момента, но и осевой нагрузки. Наибольшее применение имеют призматические и сегментные шпонки.

Есть специфическая особенность в образовании шпоночных сопряжений. Она заключается в том, что в сопряжении участвуют три элемента – поверхность паза во втулке, поверхность паза на

валу и поверхность шпонки. К этому сопряжению можно добавить ещё и сопряжение по основным цилиндрическим поверхностям вала и втулки, на которых делаются пазы под шпонку.

Шпоночное сопряжение образуется сочетанием размеров, характеризующих ширину пазов и шпонок.

При нормировании точности шпоночного соединения возникает необходимость регламентировать точность и соотношение размеров тех элементов, которые участвуют в образовании сопряжения. Для решения задачи используются те же нормативные документы ЕСПД, из которых отобраны для применения лишь некоторые поля допусков.

## 9.2. Соединения с призматическими шпонками

Эти соединения (рис. 9.1) используются обычно для соединения с валом диаметром от 6 до 500 мм.

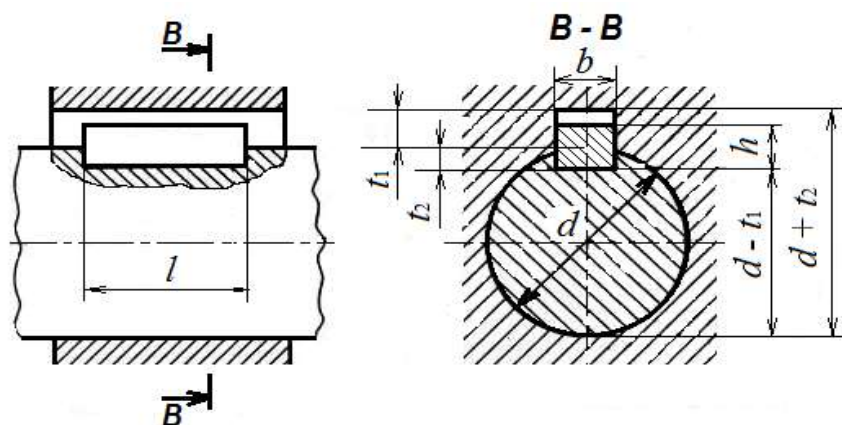


Рис. 9.1. Шпоночное соединение с призматическими шпонками

Предусмотрено три вида исполнения призматических шпонок (рис. 9.2): с закругленными по бокам концами (исполнение 1 – предпочтительное), с прямоугольными концами (исполнение 2) и с закруглением на одном конце (исполнение 3). Размеры элементов шпоночного соединения определяются по ГОСТ 23360–78.

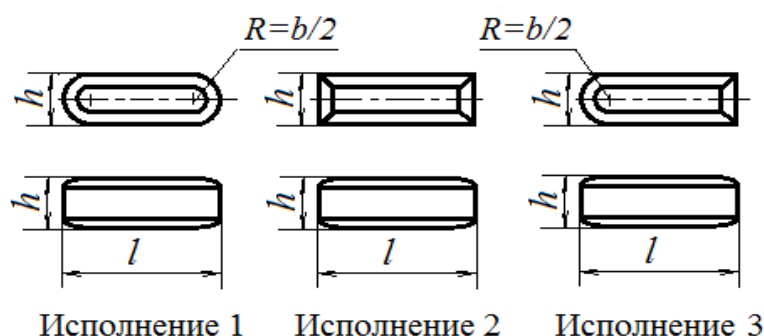


Рис. 9.2. Виды исполнения призматических шпонок

**Размеры шпонок** установлены от  $2 \times 2$  до  $100 \times 50$  мм (ширина  $\times$  высота) и длиной от 6 до 500 мм. Конкретные сочетания этих размеров нормируются в стандарте. В условном обозначении шпонки также указываются её размеры ( $b \times h \times l$ ).

Например, Шпонка  $18 \times 11 \times 100$  ГОСТ 23360–78.

**Глубина пазов** под шпонку у валов ( $t_1$ ) – от 1,2 до 31 мм, у втулок ( $t_2$ ) – от 1 до 19,5 мм. Для всех шпоночных соединений нормируются значение и точность размера ( $t_1$  и  $t_2$ ), но допускается на чертежах задавать размер с учетом диаметра, ( $d - t_1$ ) для вала и ( $d + t_2$ ) для отверстия.

Допускаемые отклонения глубины пазов вала и втулки установлены одинаковыми со знаком плюс, а при нормировании с учетом диаметра отклонение для вала берется со знаком минус.

Нормирование точности размеров элементов шпоночного соединения аналогично нормированию гладких сопряжением с указанием полей допусков на сопрягаемые элементы. Эти поля допусков взяты из ГОСТ 25347–82 соответственно для отверстий и валов.

**Нормирование точности шпонок (валов)** производится в зависимости от их габаритных размеров. Для ширины шпонки ( $b$ ) нормируется одно поле допуска  $h9$ , для высоты ( $h$ ) – обычно поле допуска  $h9$  и  $h11$  (для шпонок высотой от 2 до 6 мм –  $h9$ , для шпонок высотой свыше 6 мм –  $h11$ ) и для длины ( $l$ ) – поле допуска  $h14$ . Поля допуска ширины шпонки дается как основной вал, так как деталь (шпонка) является деталью, которая сопрягается с другими элементами шпоночного соединения наружной (охватываемой) поверхностью. Приведенные поля допусков относятся к

клиновым и сегментным шпонкам с тем отличием, что у сегментных шпонок не приводится поле допуска на длину.

**Нормирование точности шпоночных пазов** на валу и во втулке (отверстия) задаются в зависимости от вида соединения, которые разделяются на три группы с различными требованиями к точности ширины пазов.

*Свободное соединение* – это соединение с гарантированным зазором. Для этих соединений точность нормируется полем допуска  $H9$  для ширины паза на валу и  $D10$  во втулке.

*Нормальное соединение* – это соединение с переходной посадкой с большей вероятностью получения зазора. Для этих соединений поле допуска  $N9$  задается для паза на валу  $J_s9$  – для паза во втулке.

*Плотное соединение* – это соединение с переходной посадкой и с приблизительно равной вероятностью зазоров и натягов. В этих соединениях для пазов вала и втулки нормируется одинаковое поле допуска  $P9$ .

Поле допуска для пазов дается как для отверстия, для детали с внутренней сопрягаемой поверхностью.

В соединении призматической шпонкой используется всего пять полей допусков на сопрягаемые размеры пазов и одно поле допуска для ширины шпонки.

Требование к точности глубины пазов на валу и во втулке установлены в пределах от  $+0,1$  до  $+0,3$  мм в зависимости от номинального размера. На длину паза установлено одно поле допуска  $H15$ .

**Посадки шпоночного соединения**, не нормируются, а могут быть образованы сочетанием любых полей допусков для ширины паза на валу и во втулке. Сопряжения шпонок с валом и втулкой производится в системе вала.

В сопряжении участвуют одновременно три элемента, два из которых – пазы на валу и во втулке (отверстия), и шпонка (вал). Система образования посадок должна иметь один основной элемент в данном случае это вал, следовательно, посадки образуются в системе вала. В связи с необходимостью использовать посадки в системе вала металлургическая промышленность выпускает специальный прокат для призматических шпонок (сталь чистотянутая для шпонок) и поскольку малы затраты на

обработку шпонок это подтверждает экономическую целесообразность использования системы вала.

### 9.3. Соединения с сегментными шпонками

Эти соединения отличаются от соединений с призматическими шпонками только формой шпонки (рис. 9.3). При этом шпонка может быть в виде целого сегмента (исполнение 1) или в виде срезанного сегмента (исполнение 2).

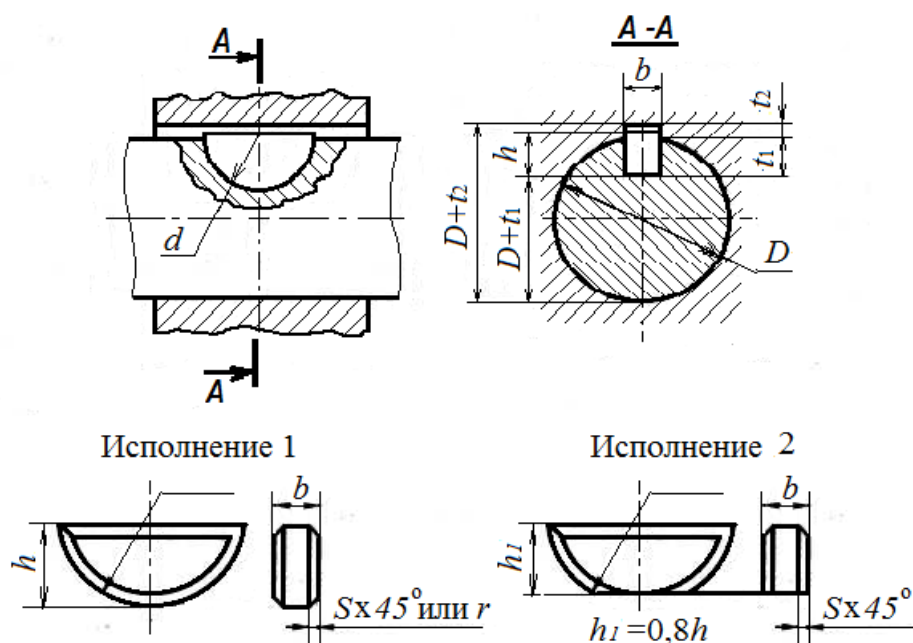


Рис. 9.3. Шпоночное соединение с сегментными шпонками

Шпонки первого исполнения используются для передачи крутящих моментов, а второго – для фиксации элементов конструкции. Глубина пазов у вала ( $t_1$ ) установлена от 1 до 10 мм, а для втулок ( $t_2$ ) – от 0,6 до 3,3 мм. Так же как и в соединениях с призматическими шпонками на рабочих чертежах могут быть заданы размеры пазов с учетом диаметра, ( $d - t_1$ ) и ( $d + t_2$ ). Для передачи крутящего момента эти соединения используются для относительно небольших валов от 3 до 38 мм, а для фиксации элементов – от 3 и свыше 40 мм без ограничения диаметра.

Размеры элементов шпоночного соединения определяются по ГОСТ 24071–80.

**Размеры шпонок** ( $b \times h \times D$ ) – от  $1 \times 1$ ,  $4 \times 4$  до  $10 \times 13 \times 32$ . У этих шпонок нормируется диаметр окружности, из которой вырезается сегмент, а не длина шпонки. В условном обозначении указываются размеры ширины и высоты ( $b \times h$ ).

*Например, Шпонка  $5 \times 6,5$  ГОСТ 24071–80.*

**Точность соединения** сегментными шпонками устанавливается теми же полями допусков, что и для соединений призматическими шпонками. Так, для ширины ( $b$ ) и высоты ( $h$ ) нормируются поля допуска  $h9$  и  $h11$ . Вместо поля допуска на длину шпонки (она не нормируется, исходя из особенности формы шпонки, а определяется диаметром и высотой) задается поле допуска  $h12$  для диаметра, из которого вырезается сегмент. Кроме того, при соединении сегментными шпонками используются только нормальное и плотное соединения (отсутствует свободное соединение) с использованием тех же полей допусков, что и для призматических шпонок. Для нормального соединения точность нормируется полем допуска  $N9$  на ширину шпоночного паза на валу и полем допуска  $J_s9$  для ширины паза во втулке. При плотном соединении для ширины шпоночных пазов на валу и во втулке точность нормируется всего одним полем допуска  $P9$ . Сопряжения, как и с призматическими шпонками, образуются любыми сочетаниями поля допуска на ширину шпонки ( $h9$ ) с тремя полями допусков на ширину пазов у вала и во втулке.

#### 9.4. Соединения с клиновыми шпонками

Шпоночные соединения с клиновыми шпонками (рис. 9.4) аналогичны соединениям с призматическими шпонками. Отличие в том, что шпонка изготавливается в виде клина с уклоном  $1:100$ . Осевым перемещением шпонки обеспечивается соединение вала и втулки. Эти шпонки, могут быть с головкой (одно исполнение) или без головки (ещё три исполнения, отличающиеся формой торцов шпонки – плоские с закруглением с двух концов или с одного конца). Соединения с клиновыми шпонками охватывают диаметры валов от 6 до 500 мм (как и призматические). Размеры элементов шпоночного соединения определяются по ГОСТ 24068–80.



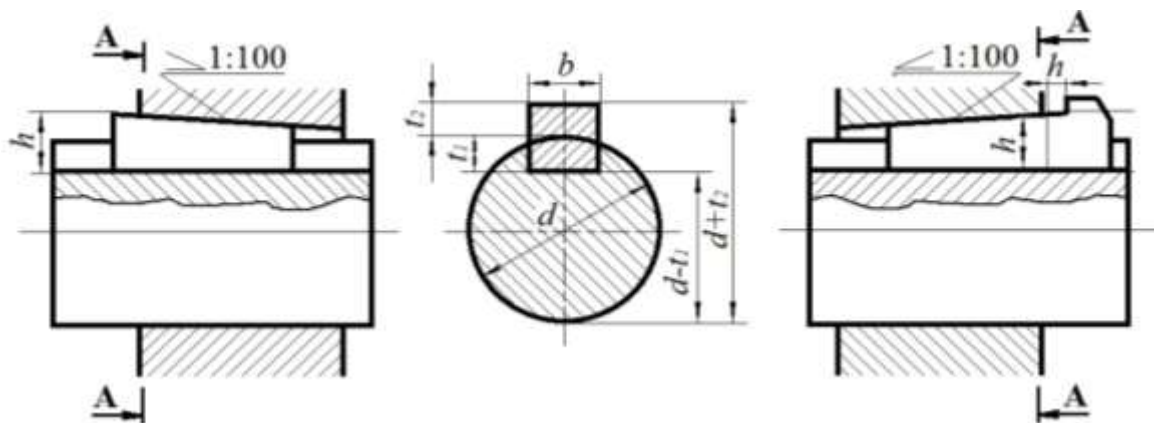


Рис. 9.4. Шпоночное соединение с клиновыми шпонками

**Размеры шпонок** ( $b \times h$ ) – от  $5 \times 5$  до  $100 \times 50$ , где  $h$  относится к наибольшему размеру шпонок. Длина шпонок ( $l$ ) установлена в пределах – от 6 до 500 мм. При условном обозначении шпонок указываются её размеры: ( $b \times h \times l$ ).

*Например, Шпонка  $18 \times 11 \times 10$  ГОСТ 24068–80.*

Глубина паза на валу ( $t_1$ ) установлена от 1,2 до 31 мм, а во втулках ( $t_2$ ) – от 0,5 до 18,1 мм. В связи с тем, что наклонный паз у этих соединений делается только во втулке, размер относится к наибольшей глубине. На чертеже возможно указание размера и с учетом диаметра.

**Требование к точности** элементов клиновых шпонок устанавливаются такими же полями допусков, как и для призматических шпонок ( $h9$  для  $b$ ;  $h11$  для  $h$  и  $h14$  для  $l$ ). В связи с особенностью этого соединения, при котором сопряжение образуется не по боковым сторонам, требование к точности ширины паза на валу и во втулке нормируется одним полем допуска  $D10$ . Требования к углу наклона нормируются предельными отклонениями  $\pm AT10/2$ .

**Посадки** для сопряжения с клиновыми шпонками не нормируются, поскольку соединения осуществляются осевыми смещениями шпонки, имеет место регулируемая посадка с натягом.

Шпоночные соединения с низкими клиновыми шпонками с головкой и без головки не имеют принципиальных отличий от соединений обычными клиновыми шпонками и предназначены для специальных случаев, например при соединении тонкостенных деталей. При этих шпоночных соединениях вместо шпоноч-

ного паза на валу делается «лыска». Требования к точности соединения обеспечиваются нормированием высоты среза ( $t_1$ ) на валу, а для втулки нормируется, как и для других шпоночных соединений, ширина шпоночного паза полем допуска  $D10$ . Точность размеров шпонки нормируется полями допусков  $h9$  и  $h11$ . Таким образом, точность шпоночного соединения нормируется, в основном, всего тремя полями допусков из ГОСТ 25347–82.

### **9.5. Средства контроля годности параметров шпоночного соединения**

Размеры шпонок  $b$  и  $h$  в единичном производстве контролируют измерением их действительных размеров обычными средствами измерения, выбираемыми для наружных размеров, изготавливаемых с допусками 9-го качества по размеру  $b$  и 11-го качества по размеру  $h$ . Очевидно, что для размера  $b$  следует применять гладкие микрометры МК, рычажные скобы СР (для больших номинальных размеров индикаторные скобы СИ). Но уже в серийном производстве машин размер  $b$  контролируют гладкими калибрами-скобами для поля допуска  $h11$ .

Для комплексного контроля годности изготовленных валов с пазом (канавкой) и втулки с пазом (канавкой) в соответствии с группой ГОСТ от 24109–80 до 24129–80 применяют комплекты калибров.

Для контроля втулок с пазами используют: комплексный проходной шпоночный калибр-пробку; поэлементные калибры: калибры-пробки гладкие ПР и НЕ для контроля отверстия втулки, калибры плоские ПР и НЕ для контроля ширины паза  $b$ , калибры плоские ПР и НЕ для контроля глубины паза по размеру  $d+t_2$ .

Для контроля валов с пазами используют: комплексный шпоночный калибр-призму; поэлементные калибры: калибры-скобы ПР и НЕ для контроля диаметра вала, плоские калибры ПР и НЕ для контроля ширины паза, призматические калибры-глубиномеры ПР и НЕ для контроля глубины паза вала по размеру  $t_1$ .

## РАЗДЕЛ 10. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И КОНТРОЛЬ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### 10.1. Назначение и классификация шлицевых сопряжений

*Шлицевым соединением, или зубчатым соединением,* называется разъемное соединение вала с отверстием, когда на валу имеются зубья (выступы), а в отверстии – соответствующие впадины (шлицы). Не надо путать эти зубчатые соединения с зубчатыми зацеплениями, предназначенными для передачи движения.

Охватывающую поверхность внутреннего цилиндра обычно в этих соединениях называют втулкой.

Основное назначение этих соединений – передача крутящего момента, причем в отдельных случаях сопрягаемые детали могут иметь относительное осевое перемещение.

Шлицевые соединения, в принципе, можно представить как многошпоночное соединение с равномерно расположенными шпонками. В зависимости от формы профиля выступов у вала и пазов у втулки имеются *прямобоочные и эвольвентные шлицевые соединения*. Значительно реже применяются *шлицевые соединения с треугольным профилем*. Шлицевые соединения используются в тех же случаях, что и шпоночные соединения, но для передачи больших крутящих моментов и, кроме того, в случаях, когда необходимо обеспечить относительно высокие требования к соосности (центрированию) вала и втулки.

### 10.2. Прямобоочные шлицевые соединения

Эти соединения (рис. 10.1) используются в подвижных (с зазором) и неподвижных (с натягом) соединениях. Контур прямобоочного шлицевого соединения имеет три основных параметра, по которым соединяются вал с втулкой:  $D$  – наружный диаметр,  $d$  – внутренний диаметр,  $b$  – толщина шлица вала и ширина канавки втулки.

Для того чтобы обеспечить передачу разных значений моментов, при выборе размеров шлицевых соединений (ГОСТ 1139-

80), выделяют легкие, средние и тяжелые серии, которые отличаются, в основном, разными сочетаниями чисел зубьев (шлицев) ( $z$ ), размерами внутреннего ( $d$ ) и наружного ( $D$ ) диаметров и шириной ( $b$ ) зуба (паза).

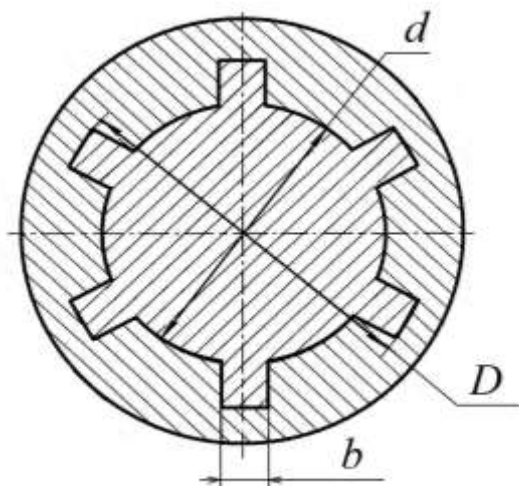


Рис. 10.1. Шлицевое соединение и его параметры

Прямобоочные шлицевые соединения обычно предназначены для соединения с наружным диаметром от 14 до 125 мм. Стандартом определены сочетания  $z \times d \times D$ , которые можно использовать.

Необходимость нормирования сочетаний диаметров и числа зубьев объясняется тем, что втулки шлицевого соединения получают способом протягивания. Инструмент для этого – протяжка – изготавливается под определенный размер втулки и для определенного числа шлицев

(зубьев). Поэтому весьма важно внести ограничения типоразмеров этих втулок, так как инструмент протяжка очень сложный и дорогой. Нельзя допускать произвольное сочетание диаметров и количества зубьев. В прямобоочных шлицевых соединениях зубья, по которым образуются сопряжения, расположены параллельно оси соединения и имеют плоские боковые поверхности.

Требования к параметрам шлицевого соединения задаются в зависимости от принятой системы центрирования между валом и втулкой, от той поверхности, по которой производится основное сопряжение, обеспечивающее расположение осей втулки и вала. Используются три способа центрирования: по наружной поверхности ( $D$ ), по внутренней поверхности ( $d$ ) и по боковым поверхностям зубьев ( $b$ ). Термин «центрирование» широко применяется в машиностроении и характеризует точность расположения осей поверхностей относительно друг друга.

**Центрирование** – это операция сборки, заключающаяся в выверке соосности детали с базовой поверхностью или общей осью.

*Центрирование по  $D$*  используется для подвижных и неподвижных соединений, при передаче небольших крутящих моментов и в других соединениях, подвергаемых малому износу. Для обеспечения этого сопряжения втулка должна изготавливаться с относительно небольшой твердостью, чтобы обеспечить обработку чистовой протяжкой. Вал может иметь большую твердость и обрабатывается шлифованием по наружному диаметру (фрезерованием получают зубья). Этот способ центрирования наиболее простой и экономичный.

*Центрирование по  $d$*  используется для получения высокой точности совмещения осей вала и втулки. Для обеспечения этого сопряжения отверстия по внутреннему диаметру и у вала, и у втулки могут быть окончательно обработаны шлифованием. Это сопряжение используется, когда вал и втулка должны иметь большую твердость. Этот способ центрирования дорогой, но наиболее точный.

*Центрирование по  $b$*  используется, когда необходимо передать большие крутящие моменты, особенно при знакопеременной нагрузке, тем более с реверсированием. При этом способе не обеспечивается высокая точность совпадения осей вала и втулки, и поэтому он применяется значительно реже, чем два других.

Шлицевые детали образуют подвижные и неподвижные соединения, для которых нормируются отдельные поля допусков по ГОСТ 25347–82. Эти поля допусков выбраны в зависимости от характера соединения. В стандарте выделены поля допусков предпочтительного применения, и это следует учитывать при выборе полей допусков.

**Допуски и посадки для соединения.** Требуемый характер сопряжения соединяемых деталей достигается назначением полей допусков центрирующих параметров. Все поля допусков этих параметров выбраны из ГОСТа 25347–82, причем для валов выбраны 20 полей, а для втулок – 8 полей. Из них для валов предпочтительными являются поля допусков  $g6$ ,  $js6$ ,  $js7$ ,  $e8$ , и  $f8$ , а для втулок –  $H7$ ,  $F8$ ,  $D9$ , и  $F10$ .

Если рассматриваемый размер не является центрирующим, то его изготавливают в пределах полей допусков: для диаметра вала  $D$  поле  $a11$ , а для диаметра втулки  $D$  поле  $H11$ ; для диаметра вала

$d$  допуск не назначают, а для диаметра втулки  $d$  назначают поле  $H11$ .

Для размера  $b$  посадку назначают при любом виде центрирования. Помимо этих допусков на чертеже указывают особое требование, чтобы боковые стороны каждого шлица были параллельны его оси симметрии. Допуски на размер  $b$  разделены на две группы: соединения повышенной точности с допусками  $IT6$ ,  $IT7$  и  $IT8$  и соединения нормальной точности с допусками  $IT9$  и  $IT10$ .

**Условные обозначения** допусков и посадок, шлицевых прямобочных соединений на чертежах состоят из: буквы, указывающей центрирующий параметр, номинальные размеры параметров соединения и посадки каждого параметра. Допуски нецентрирующих параметров по ГОСТ 1139–80 указывать в обозначении не обязательно. Пример обозначения шлицевого прямобочного соединения на чертеже:

для соединения:  $D - 8 \times 42 \times 48 \frac{H8}{h7} \times 8 \frac{F7}{e8}$ ;

для втулки:  $D - 8 \times 42 \times 48 H8 \times 8 F8$ ;

для вала:  $D - 8 \times 42 \times 48 h7 \times 8 e8$ .

**Для контроля годности** прямобочного шлицевого соединения по ГОСТ 7951–80 применяют комплекты калибров.

*Для контроля шлицевого прямобочного отверстия (втулки):*

1. Комплексный калибр-пробка ПР. Этот калибр имеет контур, обратный контуру шлицевого прямобочного отверстия, его изготавливают с наименьшими предельными размерами параметров  $D$ ,  $d$  и  $b$ . В шлицевом отверстии этот калибр контролирует одновременно наименьшие размеры этих параметров и их соосность, а также симметричность пазов, их шаг по окружности и параллельность боковых поверхностей пазов отверстия их осям симметрии.

2. Поэлементный калибр-пробка неполный НЕ для контроля параметра  $D$ .

3. Поэлементный калибр-пробка неполный НЕ для контроля ширины паза  $b$ .

4. Поэлементный калибр-пробка полный НЕ для контроля параметра  $d$ .

Шлицевое прямобочное отверстие (втулка) признают годным, если комплексный калибр-пробка входит в него, а ни одна

из поэлементных пробок не проходит в размеры  $D$ ,  $d$  и  $b$ . Это означает, что каждый параметр не выходит за свои верхние предельные размеры.

*Для контроля шлицевого прямобочного вала:*

1. Комплексный калибр-кольцо ПР. Этот калибр имеет контур, обратный контуру шлицевого прямобочного вала. Он изготовлен с наибольшими предельными размерами параметров  $D$ ,  $d$  и  $b$ ; на шлицевом прямобочном валу. Этот калибр контролирует одновременно наибольшие предельные размеры этих параметров и соосность их окружностей, а также симметричность шлицев, их шаг по окружности и параллельность боковых поверхностей шлицев их осям симметрии. На вал этот калибр-кольцо должен проходить по всей длине шлицевой поверхности.

2. Поэлементный калибр-скоба НЕ для контроля  $D$  шлицевого вала.

3. Поэлементный калибр-скоба НЕ для контроля  $d$  шлицевого вала.

4. Поэлементный калибр-скоба НЕ для контроля толщины  $b$  шлицевого вала.

Шлицевой вал с прямобочным профилем признается годным, если комплексный калибр-кольцо проходит по всей длине его поверхности, а поэлементные калибры-скобы не проходят на размеры  $D$ ,  $d$  и  $b$ .

В случаях если длина шлицевого вала или шлицевой втулки превышает длину своего комплексного калибра, то следует дополнительно контролировать отклонения от параллельности сторон шлицов вала и сторон пазов втулки относительно оси центрирующей поверхности.

### 10.3. Эвольвентные шлицевые соединения

Эвольвентное шлицевое соединение (рис. 10.2) отличается от прямобочного только формой боковой поверхности зубьев впадин. Используются они по тому же назначению, что и прямобочные, но имеют ряд достоинств по сравнению с ними. В принципе, эти соединения аналогичны зубчатому зацеплению с внутренними зубьями у втулки при касании по всем рабочим боковым поверхностям зубьев.

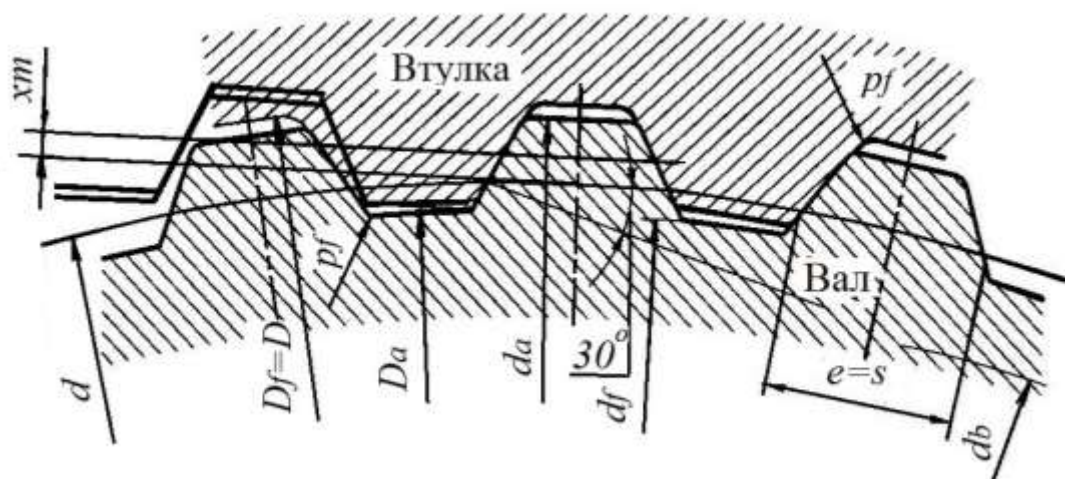


Рис. 10.2. Элементы эвольвентного шлицевого соединения

Основными параметрами, которые обеспечивают взаимозаменяемость шлицевых эвольвентных соединений, являются: номинальный исходный диаметр соединения  $D$ , диаметр окружности впадин втулки  $D_f$ , модуль  $m$ , толщина шлица вала  $s$  и ширина впадины втулки  $e$  (как правило,  $s = e$ ), диаметр окружности вершин зубьев вала  $d_a$  и  $xm$  – смещение исходного контура шлицев.

Перечислим достоинства эвольвентных шлицевых соединений в сравнении с прямобочными шлицевыми соединениями.

1. Более технологичны, так как валы одного модуля могут быть обработаны одной червячной фрезой и могут обеспечить высокую точность при использовании всех отделочных операций, как и для зубчатых колес (шевингование, шлифование и др.).

2. Обладают способностью передавать большие крутящие моменты, зубья у них прочнее из-за переменной толщины и утолщения у основания, а также благодаря плавным переходам профилей (отсутствие острых углов – концентрация напряжения на 10...40% меньше, чем у прямобочных соединений). У основания зуба.

3. Обеспечивает более точное центрирование и самоустановку под нагрузкой.

Основная трудность при их изготовлении – сложная конструкция втулок и высокая стоимость протяжек для втулок, а также для изготовления калибров.



Угол профиля принят равным  $30^\circ$  (у зубчатых колес, в основном,  $20^\circ$ ) с тем, чтобы получить более крутую эвольвентную поверхность и более толстое основание зуба.

Допуски и посадки, исходный контур, измеряемые величины при центрировании эвольвентных шлицевых соединений с углом профиля  $30^\circ$  устанавливает ГОСТ 6033–80.

В эвольвентных соединениях, как и в прямобочных, используются три способа центрирования, по наружному диаметру, по боковым поверхностям зубьев и по внутренним поверхностям. Наиболее часто применяется центрирование по боковым поверхностям зубьев.

Точность шлицевых соединений связана со способами центрирования и зависит от точности поверхностей, с помощью которых обеспечивается совмещение осей вала и втулки.

*Центрирование по боковым поверхностям зубьев.* Этот способ центрирования является основным при использовании эвольвентных шлицевых соединений и обеспечивается он, прежде всего точностью ширины впадин ( $e$ ) у втулки и толщиной зубьев ( $s$ ) у вала. Данный вид центрирования применяют для большей экономичности.

Допуски и посадки при центрировании по боковым поверхностям зубьев эвольвентных соединений имеют особенность, состоящую в том, что на сопрягаемые размеры толщины зубьев вала  $s$  и ширины втулки  $e$  установлены два вида допусков:

Допуск  $T_s = T_e$  собственно размеров  $s$  и  $e$ ;

Суммарный допуск  $T$ , включающий в себя как отклонения размеров  $s$  и  $e$ , так и отклонения формы и расположения поверхностей профиля зубьев вала и впадин втулки.

В этих допусках для ширины  $e$  впадины втулки установлены следующие степени точности изготовления: 7, 9 и 11-я, а для толщины  $s$  ( $s = e$ ) шлица вала – 7, 8, 9, 10 и 11-я.

Основные отклонения этих размеров определены для: ширины  $e$  впадины втулки –  $H$ ; для толщины  $s$  шлица вала –  $r, p, n, k, h, g, f, d, c$  и  $a$ . Для нецентрирующих элементов  $D_a$  и  $d_a$  назначены допуски  $H11$  и  $d9, h11, h12$  соответственно.

При образовании соединения нормируется дополнительный параметр – радиальное биение зубчатого венца. Нормирование

радиального биения зубчатого венца обеспечивает точность расположения эвольвентных поверхностей зубьев относительно оси вращения, точность геометрического эксцентриситета.

*Центрирование по наружному диаметру.* Понятия о наружном и внутреннем диаметрах у эвольвентных шлицевых соединений аналогичны понятию об их диаметрах в резьбовом соединении и прямобочных шлицевых соединениях. Наружный диаметр у вала ( $d_a$ ) проходит по вершинам зубьев, а у втулки ( $D_f$ ) по впадинам, внутри втулки.

Допуски центрирующих элементов – диаметра окружности вершин зубьев вала  $d_a$  и диаметра окружности впадин втулки  $D_f$  назначают согласно ГОСТ 25347–82. Для диаметра  $D_f$  установлено применение полей  $H7$  и  $H8$ , а для диаметра  $d_a$  поля  $h6$ ,  $js6$ ,  $h6$ ,  $g6$  и  $f7$ . Нецентрирующий в данном случае параметр вала  $d_f$  изготовляют с полем допуска  $h16$ .

При центрировании по наружному диаметру нормируются одновременно требования к точности ширины впадин втулки ( $e$ ) и толщины зуба вала ( $s$ ), как основных элементов шлицевого соединения, характеризующих его эксплуатационные свойства. Для ширины впадин втулки ( $e$ ) нормируются поля допусков  $9H$  и  $11H$ . Для толщины зуба вала ( $s$ ) нормируется пять полей допусков:  $9h$ ,  $9g$ ,  $9d$ ,  $11c$ ,  $11a$ .

*Центрирование по внутреннему диаметру.* Этот способ центрирования приведен в справочном приложении к ГОСТ 6033–80, и этим подчеркивает ограниченность его применения, хотя при этом способе центрирования можно добиться высокой точности благодаря возможности шлифования сопрягаемых поверхностей.

Для внутреннего диаметра втулки ( $D_a$ ) нормируются поля допусков  $H7$ ,  $H8$ , причем  $H7$  считается предпочтительным, для внутреннего диаметра вала ( $d_f$ ) нормируются поля допусков  $h6$ ,  $h6$ ,  $g6$ . Ограничения на ширину впадины и толщину зуба установлены так же, как и при центрировании по наружному диаметру. Нецентрируемый параметр наружного диаметра втулки ( $D_f$ ) нормируется по  $H16$ .

Посадки в стандарте вообще не указаны и предполагается, что они образуются из любого сочетания нормируемых полей допусков.

**Условное обозначение** шлицевых эвольвентных соединений на чертежах содержит: номинальный диаметр соединения  $D$ , модуль  $m$ , обозначение посадки соединения (полей допусков вала и втулки), располагаемое после размеров центрирующих элементов, наименование ГОСТ 6033–80. Следует помнить, что для эвольвентных соединений в отличие от гладких соединений в обозначении полей допусков размеров  $e$  и  $s$  ставят сначала число, а потом букву основного отклонения (по аналогии со степенями точности для резьбовых соединений).

Примеры условных обозначений.

1. Шлицевое соединение  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм с центрированием по боковым поверхностям зубьев с посадкой  $9H/9g$ :

$50 \times 2 \times 9H/9g$  ГОСТ 6033–80.

2. Шлицевое соединение  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм с центрированием по наружному диаметру с посадкой  $H7/g6$  и с посадкой по нецентрирующим боковым поверхностям зубьев  $9H/9h$ :

$50 \times H7/g6 \times 2 \times 9H/9h$  ГОСТ 6033–80.

3. Шлицевое соединение  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм с центрированием по внутреннему диаметру с посадкой  $H7/g6$  и с посадкой по нецентрирующим боковым поверхностям зубьев  $9H/9h$ :

$i50 \times 2 \times H7/g6 \times 9H/9h$  ГОСТ 6033–80.

Как видно из приведенных примеров, посадка или поле допуска по боковым поверхностям зубьев указывается всегда, а точность по другим нецентрирующим параметрам не указывается.

**Для контроля годности** соединений применяют комплекты калибров, установленные ГОСТ 24969–81.

*Для контроля шлицевого эвольвентного вала:*

1. Комплексный шлицевой калибр-кольцо ПР. Контролирует одновременно шлицевой эвольвентный вал по наибольшим предельным размерам его элементов, а также погрешности формы и расположения его поверхностей. Вал годен, если комплексный проходной калибр-кольцо, надетый на него при любом совпадении шлицев, проходит по всей длине его поверхности под действием собственного веса.

2. Поэлементный калибр-кольцо НЕ. Контролирует шлицевой эвольвентный вал по наименьшим предельным размерам его элементов. Контроль непроходным калибром-кольцом производят не меньше чем в трех различных положениях по окружности. Вал годен, если непроходной калибр-кольцо не проходит на него ни в одном из этих положений.

При центрировании по наружному диаметру в комплект дополнительно входят:

3. Калибр-скоба гладкий ПР или калибр-кольцо (при нечетном числе  $z$  зубьев) гладкий проходной ПР. Контролирует наибольший предельный размер наружного диаметра шлицевого вала. Вал годен, если проходной гладкий калибр ПР пройдет через него под действием собственного веса.

4. Калибр-скоба (или калибр-кольцо) гладкий НЕ. Контролирует наименьший предельный размер наружного диаметра шлицевого вала. Вал годен, если калибр-скоба (калибр-кольцо) НЕ не проходит через него ни в одном положении.

*Для контроля шлицевой эвольвентной втулки.*

1. Комплексный шлицевой калибр-пробка ПР контролирует одновременно шлицевую эвольвентную втулку по наименьшим предельным размерам её элементов, погрешности формы и расположения поверхностей элементов. Шлицевая эвольвентная втулка годна, если эта пробка, введенная в неё при любом совпадении шлицев, проходит сквозь неё под действием собственного веса.

2. Поэлементный шлицевой эвольвентный калибр-пробка НЕ. Контролирует в эвольвентной втулке её элементы по наибольшим предельным размерам. Контроль непроходным калибром-пробкой производят не меньше чем в трех различных положениях по окружности. Втулка годна, если этот калибр-пробка не входит в неё ни в одном из этих положений.

При центрировании по наружному диаметру в комплект калибров входят:

3. Калибр-пробка гладкий неполный ПР. Контролирует наружный диаметр впадин втулки по его наименьшему предельному размеру. Втулка годна, если этот калибр-пробка ПР войдет во втулку в любом положении под действием собственного веса.

4. Калибр-пробка гладкий неполный НЕ. Контролирует наружный диаметр впадин втулки по его наибольшему предельному размеру. Втулка годна, если этот калибр-пробка НЕ в любом положении не войдет в неё.

Годность комплексного эвольвентного калибра-кольца ПР должна, в свою очередь, проверяться следующими контрольными калибрами:

Комплексным контрольным калибром-пробкой шлицевым для контроля нового комплексного калибра-кольца ПР. Этот контрольный калибр-пробка должен проходить в новый эвольвентный калибр-кольцо;

комплексным контрольным шлицевым калибром-пробкой для контроля износа комплексного калибра-кольца ПР. Этот контрольный калибр-пробка не должен проходить в проходной эвольвентный калибр-кольцо.

В совокупности ГОСТ 6033–80 и 24969–81 устанавливают единую шкалу точности изготовления шлицевых эвольвентных деталей соединения и калибров для контроля их годности. Эта шкала состоит из степеней точности 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10 и 11. Данными ГОСТами установлено, что по 2-й степени точности изготавливают контрольные калибры-пробки. По 3-й степени точности изготавливают калибры, а по ним следует контролировать валы и втулки, изготовленные по 6-й степени точности и грубее. По калибрам, изготовленным по 4-й степени точности, допускается контроль валов и втулок 8-й степени точности и грубее.

## РАЗДЕЛ 11. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРОВ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

### 11.1. Основные положения

Подшипники качения, являясь универсальными узлами, служат опорами вращающихся частей механизмов и машин и работают в условиях преобладающего трения качения, заменяя собой подшипники скольжения. Подшипники качения, работающие при самых разнообразных нагрузках и частотах вращения, должны обеспечивать точность и равномерность перемещения подвижных частей машин и приборов, а также обладать высокой долговечностью. Работоспособность подшипников качения в большей степени зависит от качества материалов, из которых они изготовлены, от точности их изготовления, характера соединения с сопрягаемыми деталями и условиями эксплуатации.

*Подшипник* – это деталь или узел механизма, являющийся опорой для вращающихся валов. Подшипники воспринимают усилие, действующее на вал в радиальном и осевом направлении, и допускают вращение этого вала вокруг оси.

*По принципу работы подшипники разделяют* на подшипники скольжения и подшипники качения. В подшипниках скольжения посадочное место вала (шейка) скользит по опорной поверхности корпуса. Эти подшипники, в принципе, представляют собой посадки с зазором и не имеют каких-либо особенностей при нормировании точности. Подшипники скольжения образуют комплект цилиндрических или сферических поверхностей и работают в условиях жидкостного, смешанного или сухого трения. Чаще всего между валом и опорами устанавливаются дополнительные детали (вкладыши), обладающие антифрикционными свойствами.

В подшипниках качения между поверхностью вращающейся детали и поверхностью опор располагаются шарики и ролики. В подавляющем большинстве случаев подшипники качения изготавливаются в виде отдельного узла, состоящего из наружного и внутреннего колец и расположенных между ними тел качения (шариков или роликов), и детали, удерживающей тела качения на определенном расстоянии одно от другого (сепаратор).

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники разделяются на радиальные, радиально-упорные, упорные (подпятники).

По форме тел качения и рабочих поверхностей колец, где располагаются тела качения, подшипники разделяются: шариковые; шариковые сферические; роликовые цилиндрические с короткими, длинными (игольчатыми) и витыми роликами; роликовые конические; роликовые сферические; коническо-сферические, в том числе самоустанавливающиеся, нечувствительные к незначительным угловым отклонениям вала.

По числу рядов тел качения разделяют однорядные, двухрядные и многорядные подшипники.

Подшипники качения в широкой номенклатуре изготавливаются специализированной отраслью промышленности, в которой имеются отличия от других отраслей машиностроения по некоторым вопросам нормирования точности. При изготовлении используют метод группового подбора (селективная сборка)

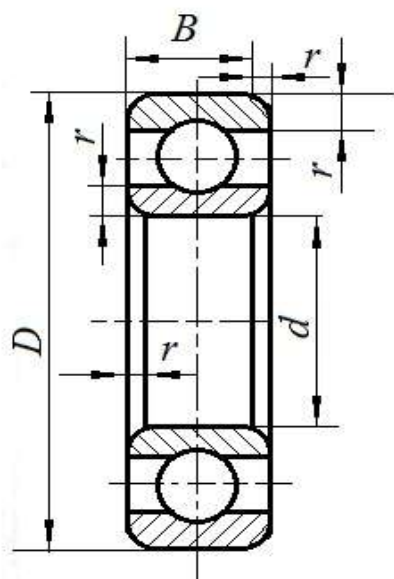


Рис. 11.1. Общий вид подшипника качения

Подшипник качения – это стандартный узел, обладающий полной внешней взаимозаменяемостью своими присоединительными поверхностями (рис. 11.1):  $D$  – наружный диаметр наружного кольца,  $d$  – внутренний диаметр внутреннего кольца,  $B$  – ширина (высота) колец подшипника при одинаковой ширине наружного и внутреннего колец,  $r$  – радиусы фасок при изготовлении (к основным параметрам не относятся).

При изготовлении подшипников нет полной внутренней взаимозаменяемости. Если разобрать несколько одинаковых подшипников и перемешать детали, то при их повторной сборке подшипника могут либо не собраться, либо не будут соответствовать нормируемой точности по эксплуатационным показателям.

## 11.2. Ряды точности подшипников качения

Установлено несколько классов точности подшипников (ГОСТ 520–2002) в зависимости от используемых тел качения и от направления воспринимаемой нагрузки:

классы 0, 6, 5, 4, 2, Т – для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

классы 0, 6, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников;

классы 0, 6Х, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников.

Наиболее грубым является класс 0, а наиболее точным 2 и Т. Помимо этих классов нормируются дополнительные более грубые классы 7 и 8, по точности ниже, чем класс 0. Эти классы поставляются по заказам потребителя.

Класс точности подшипника характеризуется целым рядом точностных требований, которые относятся к отклонениям размеров, формы и расположения.

1. Требования к точности присоединительных размеров для  $D$ ,  $d$ , и  $B$ , а также для отклонений формы и расположения поверхностей колец и тел вращения, для шероховатости присоединительных поверхностей.

2. Радиальное и торцевое (осевое) биение либо подшипника в сборе, либо отдельно колец.

Приведенные данные о параметрах, которыми определяется класс точности, практически относится ко всем видам подшипников. Кроме того, в зависимости от конструкции для подшипника иногда устанавливаются дополнительные точностные требования или дается им отличное толкование.

Помимо классов точности для подшипников качения установлены три категории  $A$ ,  $B$ , и  $C$  для нормирования других показателей, которые являются дополнительными требованиями точности.

К категории  $A$  относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т, если к ним предъявляются дополнительные повышенные требования по уровню вибрации или по волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения и моменту трения, или по отклонению от круглости и волнистости поверхности качения,



или радиальное, или осевое биение соответствует более высокому классу, возможны и другие сочетания дополнительных параметров.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6Х, 6, 5, для которых нормируется дополнительно одно из требований, например, регламентируются требования по уровню вибрации или по радиальному или торцевому биениям, а также по другим параметрам.

К категории С относятся подшипники классов точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляются требования по ограничению уровня вибраций, моменту трения и другим требованиям, не указанным в ГОСТ.

Для колец подшипников помимо предельных размеров, определяющих точность изготовления, нормируется ещё верхнее и нижнее отклонения от среднего диаметра ( $D_{mp}$ ,  $d_{mp}$ ). При этом требование к среднему диаметру является основным, и посадки осуществляются по значениям среднего диаметра. Если окажется, что размер кольца при измерении находится в поле допуска относительно номинального размера, а размер среднего диаметра выходит за пределы допуска, то такое кольцо считается браком.

Необходимость нормирования требований к точности среднего значения диаметра колец подшипников связано с тем, что кольца подшипника являются легко деформируемыми элементами, не обладают большой жесткостью.

### 11.3. Условные обозначения подшипников качения

Условное обозначение подшипника является очень громоздким и содержит большой объем информации о многих свойствах подшипника. Это обозначение состоит из знаков основного условного обозначения и знаков, обозначающих дополнительные требования к подшипнику.

Основное условное обозначение подшипника в общем случае содержит следующие параметры подшипника:

- размерную серию (серию диаметров ширины) по ГОСТ 3378;
- тип и конструктивное исполнение по ГОСТ 3395;

– диаметр отверстия.

Основное условное обозначение подшипника характеризует его основное исполнение, т.е., что кольца и тела качения сделаны из подшипниковой стали марки ШХ15, класс точности 0 по ГОСТ 520–2002, с сепаратором, установленным для основного конструктивного исполнения согласно документации.

Дополнительные данные о подшипнике содержат сведения об отличии его от основного исполнения, и располагается справа и слева от основного условного обозначения.

Основное условное обозначение состоит из семи знаков, хотя в отдельных случаях в нем может быть два, три или четыре знака.

*Одна или две цифры* справа указывают значение диаметра отверстия подшипника: одна цифра, когда диаметр до 10 мм, и две, когда диаметр больше 10 мм. В этом обозначении принят ряд условностей. Так, при диаметре 10 мм в условном обозначении указывается «00»: при 12 мм – «01», при 15 мм – «02» и при 17 мм – «03».

Значения диаметра отверстий, кратные 5, обозначаются числом, которое является частным от деления значения этого диаметра на 5. Таким образом, умножив одну или две последние цифры обозначения на 5, получим значение диаметра отверстия. При диаметре отверстия до 10 мм значение диаметра указывается первой цифрой справа от условного обозначения, а слева от него указывается «0».

*Второй или третьей цифрой* справа (в зависимости от значения диаметра отверстия) указывается условный знак серии диаметров, который вместе с серией ширины (указывается седьмой цифрой справа или, что же самое, первой слева) характеризует серию подшипников, сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые. В ГОСТ 3478 установлено девять серий по диаметру (0, 8, 9, 7, 1, 2, 3, 4, 5) и десять серий по ширине (высоте) (7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6). Серии диаметров перечислены в направлении увеличения размера наружного кольца при одинаковых размерах внутреннего кольца, а серии ширины (высот) – в порядке увеличения ширины (высот).

*Четвертая цифра* справа условно обозначает тип подшипника по воспринимаемой нагрузке и форме тел качения. Так, «0»

означает, что подшипник шариковый радиальный; «1» – шариковый радиальный сферический; «8» – упорный или упорно-радиальный шариковый и т.д.

*Пятый и шестой знак* справа от основного обозначения характеризуют конструктивные исполнения подшипника. Для этого используют цифры от «00» до «99». Эти конструктивные характеристики подшипников содержатся в ГОСТ 3395.

*Седьмой знак*, означает серию ширины. Здесь есть ещё одна условность в обозначении. Если серия ширины «0», то она не указывается; если и предыдущие обозначения, конструктивное исполнение и тип подшипника тоже обозначаются нулями, то и они не указываются. С левой стороны основное условное обозначение не должно начинаться с нуля, а если они относятся к данному подшипнику, то это обозначение опускается. Поэтому может получиться, что основное условное обозначение вместо семи цифр будет состоять из двух цифр.

Пример условного обозначения.

*Подшипник 100009:*

1 – серия ширины по ГОСТ 3478; 00 – конструктивное исполнение по ГОСТ 3395; 0 – тип подшипника; 0 – диаметр внутренний менее 10 мм; 9 – серия диаметров по ГОСТ 3478; 4 – значение диаметра отверстия в мм.

Помимо основного условного обозначения приводятся дополнительные знаки условного обозначения справа и слева от основного обозначения. Дополнительные знаки слева от основного обозначения отделяются от него с помощью тире. Первая цифра слева от основного обозначения указывает класс точности по ГОСТ 520, потом группу радиального зазора, момент трения и категорию подшипника.

Пример условного обозначения.

*Подшипник A125 – 3000205:*

5 – 5-й класс по ГОСТ 520; 2 – группа радиального зазора; 1 – ряд момента трения; A – категория подшипника.

Для некоторых подшипников есть ограничения в составе дополнительного обозначения.

Дополнительные знаки справа от основного обозначения указывают на материал деталей, конструктивные изменения, смазку, требования по уровню вибрации и специальные техниче-

ские требования. Полная расшифровка этих сведений приведена в приложении ГОСТ 3189–89. Дополнительные сведения, приводимые справа, отделяются от него буквой, которая условно характеризует материалы деталей подшипника.

Пример условного обозначения.

*Подшипник А75 – 3280206ЕТ2С2:*

*А* – категория подшипника; *7* – радиальный зазор по группе 7 ГОСТ 24810; *5* – класс точности 5 по ГОСТ 520; *3180206* – основное условное обозначение подшипника; *Е* – сепаратор из пластического материала; *Т2* – температура отпуска колец 250°С; *С2* – смазка ЦИАТИМ-221.

Условное обозначение вместе с классом точности и категорией маркируется на поверхности подшипника. При это категория подшипника *С* не указывается, подшипник класса *6Х* отмечается знаком *Х*. Условные знаки дополнительных требований указывают на упаковке и в сопроводительной документации. Условные обозначения подшипников наносят на любой поверхности подшипника, кроме поверхностей качения.

Маркировка класса точности, категории и отдельные технические требования подшипников, имеющих ширину торца менее 2 мм, наносятся на упаковочной коробке.

Знаки, используемые для условного обозначения параметров подшипника качения, принятые исключения из общих правил приведены в ГОСТ 3189–89.

#### **11.4. Поля допусков колец подшипников качения**

Классы точности подшипников качения характеризуются допуском на размер, а для образования посадки необходимо нормировать основное отклонение и направление расположения допуска.

Основное отклонение посадочных мест колец подшипника обозначаются латинской буквой *L* для диаметра отверстия и буквой *l* – для наружного диаметра. Поле допуска образуется основным отклонением и рядом точности, который характеризует допуск на размер.

Таким образом, для среднего диаметра подшипника (внутреннего кольца подшипника) установлены поля допусков  $L0$ ,  $L6$ ,  $L5$ ,  $L4$ ,  $L2$ . Для среднего диаметра вала (наружного кольца подшипника) установлены поля допусков  $l0$ ,  $l6$ ,  $l5$ ,  $l4$ ,  $l2$ .

Наружное кольцо подшипника должно сопрягаться с отверстием в корпусе в системе вала, а внутреннее кольцо подшипника должно сопрягаться с поверхностью вала в системе отверстия. Расположение поля допуска для среднего диаметра отверстия  $d_m$  внутреннего кольца отличается от расположения поля допуска для основного отверстия в системе допусков и посадок.

Поле допуска среднего диаметра наружного кольца  $D_m$  расположено, как и поле допуска основного вала в системе допусков и посадок.

Поле допуска для внутреннего кольца подшипника  $d_m$  расположено в минус от номинального размера, «из тела» материала. В ЕСДП у основного отверстия и основного вала поля допуска расположены «в тело материала». Отклонение со знаком «+» для основного отверстия и со знаком «-» для основного вала.

Принятое расположение полей допусков посадочных поверхностей подшипников связано с несколькими причинами. Одна из причин такого решения связана со стремлением обеспечить определенные удобства для процесса изготовления подшипников. Значение наружного размера подшипника, которое равно номинальному и соответствует максимуму материала, появляется первым в процессе обработки. Это уменьшает риск получения бракованных колец при изготовлении.

Расположение поля допуска посадочного отверстия подшипника в минус от номинального размера вызвано тем, что поля допусков валов для соединения с отверстием подшипника выбирают из числа полей допусков ЕСДП. Поскольку кольца подшипников качения являются легко деформируемыми деталями, то требуют при установке применения малых натягов, чтобы избежать заклинивания тел качения между кольцами или даже разрушения колец при сборке. При назначении переходных посадок в системе отверстия можно получить небольшие натяги, но при этом, с той же вероятностью, можно получить посадку с зазором. Но те же поля допусков валов образуют посадки

с небольшими натягами в соединении с отверстием, поле допуска которого расположено вниз от нулевой линии, в минус от номинального размера.

При сопряжении валов с отверстием, у которого поле допуска расположено в минус от номинального размера, а не в плюс, часть полей допусков валов, которые в системе ЕСДП использовались для получения посадок с небольшим зазором, будут образовывать с отверстием подшипника посадки переходные с небольшими натягами или зазорами. Поля допусков, обычно используемые для переходных посадок, будут с кольцами подшипников образовывать посадки с небольшим натягом.

### 11.5. Поля допусков для посадочных поверхностей. Посадки подшипников качения

Для образования посадок с подшипниками качения из общей системы допусков и посадок отобрана группа полей допусков, основных отклонений и квалитетов. Полный перечень этих полей допусков приведен в ГОСТ 3325–85, в котором также рассмотрены вопросы их использования. В стандарте выделены посадки обычного и ограниченного применения.

В таблицах 11.1 и 11.2 приведены основные поля допусков валов и отверстий, по которым сопрягаются подшипники качения.

Таблица 11.1

Поля допусков валов для сопряжений по внутреннему кольцу

Класс точности подшипника	Поля допусков вала
0 и 6	<i>f6, g6, h6, k6, m6, n6, js6, f7</i>
5 и 4	<i>g5, h5, js5, k5, m5, n5</i>
2	<i>g4, h4, js4, k4, m4, n4</i>

Таблица 11.2

Поля допусков отверстий для сопряжения по наружному кольцу

Класс точности подшипника	Поля допусков вала
0 и 6	<i>G7, H7, Js7, K7, M7, N7, P7</i>
5 и 4	<i>G6, H6, Js6, K6, M6, N6</i>
2	<i>G5, H5, Js5, K5, M5, N5</i>

Посадки по наружному диаметру подшипника осуществляются в системе вала, посадки по внутреннему диаметру подшипника осуществляются в системе отверстия.

**Обозначение** посадок подшипников такое же, как принято в ЕСДП, в виде дроби, когда в числителе указывают поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала. Одним из полей допусков является поле допуска кольца подшипника. Обозначения могут выполняться несколькими вариантами.

Обозначение посадки подшипника на вал (в системе отверстия):

$$\varnothing 50 L0/js6; \text{ или } \varnothing 50 L0/js6; \text{ или } \varnothing 50 \frac{L0}{js6}.$$

Обозначение посадки подшипника в отверстие корпуса (в системе вала):

$$\varnothing 90 H7/l0; \text{ или } \varnothing 90 H7/l0; \text{ или } \varnothing 90 \frac{H7}{l0}.$$

Стандартом допускается не указывать поле допуска кольца подшипника. На сборочном чертеже допускается вместо посадки указывать только поле допуска размера, который будет обрабатываться по данному чертежу на данном производстве, и не указывать точность (поле допуска) поверхности подшипника. Существенным недостатком этого обозначения является то, что на чертеже не указывается в явном виде точность используемого подшипника.

### **11.6. Технические требования к посадочным поверхностям валов и отверстий корпусов под подшипники качения**

Помимо требований в отношении точности размеров посадочных поверхностей под подшипники качения к ним предъявляются и ряд обязательных требований в отношении допускаемых отклонений других показателей геометрической точности, отклонений формы и расположения поверхностей, шероховатость. Точность подшипника в отношении его основного эксплуатационного показателя – биения может проявиться в полной мере только в том случае, когда не только размер, но и поверхность, на которой устанавливается подшипник, обладает точно-

стью не только в отношении размера – одного из показателей, характеризующего геометрическую точность. Даже идеально изготовленное отверстие подшипника в отношении геометрической формы, установленное на вал, имеющий овальную форму, примет форму овала, следовательно, в этом подшипнике появится радиальное биение, которого не было в подшипнике до установки его на вал.

**Требования к отклонениям формы и суммарным отклонениям** посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения. Нормируются отклонения от круглости (отклонение формы в плоскости, перпендикулярной оси), и отклонение профиля продольного сечения (отклонение профиля в плоскости, проходящей через ось).

Учитывая сложности, связанные с измерением основных нормируемых параметров, в ГОСТ 3325–85 для отклонения формы ввели новый параметр – непостоянство посадочного диаметра подшипника отдельно в продольном и поперечном сечении. В таблицах стандарта устанавливаются требования по комплексным показателям и по непостоянству диаметров в сечениях. Допуски по непостоянству диаметра зависят от допуска на размер посадочного элемента. Так, для подшипников класса 0 и 6 допуск на непостоянство диаметра принят равным половине допуска на размер, для подшипников классов 5 и 4 равен 30% от допуска на размер, а для подшипников класса 2 равен 25% от допуска на размер. В стандарте эти значения приведены с соответствующими округлениями. Для посадочных отверстий под подшипники 0 класса в чугунных корпусах, а также для валов и отверстий из любого материала для легко нагруженных подшипников разрешается нормировать допуск на непостоянство диаметров в поперечном и продольном направлениях равным 75% от допуска на размер.

Нормирование параметров отклонений формы в виде непостоянства диаметров обеспечивает возможность проведения измерений в условиях производства, но при этом надо помнить о недостатках таких измерений.

Можно рекомендовать нормирование отклонения от круглости, если на производстве имеется специальный прибор – *кругломер* для измерения этого параметра. Во всех случаях целесооб-



разно нормировать непостоянство диаметра вдоль оси вместо трудно измеряемого параметра – отклонения профиля продольного сечения.

Подшипники качения обычно устанавливаются парами на концах вала или в противоположных отверстиях корпуса. Поэтому необходимо нормировать требования к точности взаимного расположения осей посадочных поверхностей под подшипники. В рекомендуемом приложении ГОСТ 3325–85 приводятся значения допускаемых углов перекося колец подшипников и значения требований к отклонениям от соосности.

Допуск соосности задается относительно общей оси. Однако реализовать это требование бывает сложно, поэтому можно рекомендовать вместо отклонений от соосности нормировать радиальное биение посадочных поверхностей от тех же баз, от общей оси, если возможно измерить это биение.

**Требования к шероховатости** поверхностей под подшипники качения зависят от класса точности подшипника. Некоторые данные приведены в табл. 11.3.

Таблица 11.3

Шероховатость по параметру  $R_a$  (мкм)  
для посадочных мест и опорных торцевых поверхностей

Посадочная поверхность	Класс точности подшипника	Диаметр подшипника	
		До 80 мм	Св. 80 до 500 мм
Вал	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отверстия в корпусе	0	1,25	2,5
	6, 5, 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Опорные торцы Запечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6, 5, 4	1,25	2,5
	2	0,63	0,63

Стандартом предусмотрены некоторые отклонения от значений, приведенных в таблице, в зависимости от материалов, из

которых сделаны валы и корпуса, а также в зависимости от нагруженности подшипников

### **11.7. Выбор посадок для колец подшипников**

При установке подшипников качения используются все три вида посадок по характеру сопряжения. Характер сопряжения зависит от вида нагружений, скорости вращения, характера смазки и других данных об условиях работы подшипника. Можно сформулировать в общем виде следующие рекомендации при выборе посадок подшипников.

1. Нельзя устанавливать с большим натягом наружное и внутреннее кольца подшипника, так как в результате сборки может произойти заклинивание тел качения, и подшипник не будет выполнять свои функции.

2. Кольцо подшипника, которое соединяется с вращающимся элементом конструкции (валом или корпусом) должно устанавливаться с гарантированным натягом.

3. При двухопорном вале (два подшипника на концах вала), посадка одного из не вращающихся колец должна быть с гарантированным зазором, для компенсации температурных деформаций вала и корпуса.

Более точный расчет при выборе посадок должен выполняться с учетом степени и вида нагрузки каждого из колец.

Во время работы кольца подшипника испытывают различные виды нагружений: местное, циркуляционное и колебательное.

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

Кольца, которые подвергаются местному нагружению, должны устанавливаться с гарантированным зазором или по переходной посадке при минимальном натяге. Это необходимо для того, чтобы кольцо, подвергаемое местному нагружению, могло в процессе работы иногда проворачиваться, чтобы нагрузка не приходилась постоянно на одно место, так как это может

привести к быстрому местному износу. При повороте колец в процессе эксплуатации износ подшипника будет происходить равномерно.

*Циркуляционным нагружением* колец называется такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей длине окружности и по всей посадочной поверхности вала и корпуса.

Такой вид нагружения возникает, когда кольцо вращается относительно постоянной по направлению радиальной нагрузки, а так же, когда нагрузка вращается относительно неподвижного или подвижного кольца.

При циркуляционном виде нагружения кольцо должно устанавливаться по посадке с натягом для того, что бы оно не проворачивалось в процессе работы и его износ происходил равномерно, так как сама нагрузка проходит последовательно по сопрягаемой поверхности.

*Колебательным нагружением* кольца называется такой вид нагружения, при котором неподвижное кольцо подшипника подвергается одновременному воздействию радиальных нагрузок (постоянной по направлению) и вращающейся меньшей или равной по значению радиальной нагрузке. Их равнодействующая совершает периодическое колебательное движение симметричное относительно неподвижной радиальной силы, прием равнодействующая периодически передается соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности.

Равнодействующая или колебательная нагрузка меняется от суммы до разности неподвижной и вращающейся нагрузки. В тех случаях, когда вращающаяся нагрузка окажется больше, чем постоянная, то кольцо испытывает или местное нагружение, или циркуляционное.

При колебательном нагружении кольцо должно устанавливаться по переходной посадке с целью обеспечения возможного проворота кольца в процессе работы для равномерного износа.

Более подробно вопросы выбора посадок под подшипники качения рассмотрены в приложении к ГОСТу 3325-85. Там же приведены рекомендации по использованию посадок подшипников качения в конкретных видах машин.

## РАЗДЕЛ 12. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ УГЛОВЫХ РАЗМЕРОВ. СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ УГЛОВ И ГЛАДКИХ КОНУСОВ

### 12.1. Система единиц на угловые размеры

*Углом в плоскости* называется геометрическая фигура, образованная двумя лучами (сторонами угла), выходящими из одной точки (вершины).

*Двугранным углом* называется геометрическая фигура в пространстве, образованная двумя полуплоскостями, исходящими из одной прямой, а также часть пространства, ограниченная этими полуплоскостями.

Полуплоскости называются *гранями* двугранного угла, а их общая прямая – *ребром*.

В промышленности чаще всего приходится иметь дело с двугранными углами, однако для удобства измерений требования к точности относятся к углу в плоскости, углу получаемому пересечением двугранного угла плоскостью, перпендикулярной ребру.

Особую группу наиболее распространенной угловой детали в машиностроении составляют конусы. Используются только *круговые конусы*, детали, которые представляют собой поверхность вращения, образованную прямой, вращающейся относительно оси и пересекающей её. В промышленности используются усеченные конусы, такие, которые пересечены плоскостью, параллельной основанию (окружности).

За единицу измерения плоского угла в международной системе единиц (СИ) принят *радиан*.

*Радианом* называется угол между двумя радиусами (сторонами угла), вырезающий на окружности дугу, длина которой равна радиусу  $\varphi = b/R$ , где  $b$  – длина дуги,  $R$  – радиус окружности.

Однако более удобной для измерения является система единиц, основанная на градусной мере, в которой для отсчета угла используется градус, минута и секунда. Особенность этой системы заключается в использовании шестидесятичной системы счисления. Более крупные единицы содержат 60 значений более

мелкой (сопоставьте десятичное счисление линейных размеров в метрической системе: 1 м = 10 дм, 1 дм = 10 см, 1 см = 10 мм).

**Градусом** называется единица плоского угла, равная 1/360 части окружности или 1/90 части прямого угла. Градус равен 60 угловым минутам, а минута – 60 угловым секундам.

Соотношения между градусом и радианом:

$$360^\circ = 2\pi = 6,28318530 \text{ рад};$$

$$1^\circ = 2\pi/360 = 0,01745329 \approx 1/57,3 \text{ рад};$$

$$1 \text{ рад} = 360^\circ/2\pi = 57^\circ 17' 45'' = 3437' 45'' = 206265''.$$

Для оценки малых углов их иногда выражают через тригонометрические функции синуса и тангенса, принимая значение этих отношений практически равной значению угла, выраженной в радианной мере,  $\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha \text{ рад}$ ;  $\sin \alpha \approx \alpha \text{ рад}$ . Погрешность при такой замене зависит от значения угла.

В машиностроении для удобства измерения отклонение угла от заданного выражают в линейной мере, как изменение размера на определенной длине. Так, для указания точности угла наклона (рис. 12.1) нормируются допусковые значения  $h$  (мкм) на длине  $L$  (мм).

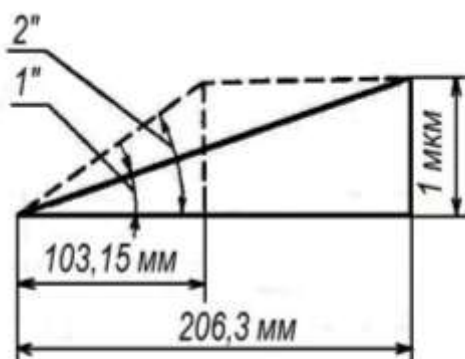


Рис. 12.1. Пересчет угловых величин в линейные величины

Для пересчета линейных и угловых значений целесообразно запомнить, что на длине 206,3 мм (можно принять 200 мм) значение  $h$ , равное 1 мкм, соответствует углу в 1''. Соответствующий пересчет производится при других длинах и высотах с учетом указанного соотношения.

Таким образом, в машиностроении значение угла выражают либо в радианах, либо в градусах, либо приращением размера в

линейной мере на определённой длине, возможно, использовать три единицы для нормирования точности угловых размеров. Применяют пока градусную систему (хотя для расчетов удобнее радианная система), так как средства измерения, выпускаемые промышленностью, проградуированы в градусах.

Размеры нормальных углов устанавливает ГОСТ 8908–81. Величины нормальных углов образуют три ряда. Первый ряд – это углы величиной 5, 15, 30, 45, 60, 90 и 120°. Эти углы имеют приоритетное применение. Второй ряд включает в себя углы первого ряда и в дополнение к ним углы 0°30', 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 10, 20, 40 и 75°. Если же по расчету требуется все-таки и другие углы, то для них предусмотрен ещё и третий ряд с большим количеством дополнительных углов.

## 12.2. Нормирование требований к точности угловых размеров

В отношении угловых размеров используется понятие допуска, аналогичное допуску на линейный размер.

**Допуск угла** – это разность между наибольшим и наименьшим предельными допускаемыми углами. Допуск угла обозначается  $AT$  (сокращение от английского выражения *Angle tolerance* – угловой допуск).

При нормировании точности угловых размеров не применяется понятие «отклонение». Предусматривается, что допуск может быть расположен по-разному относительно номинального значения угла (рис. 12.2).

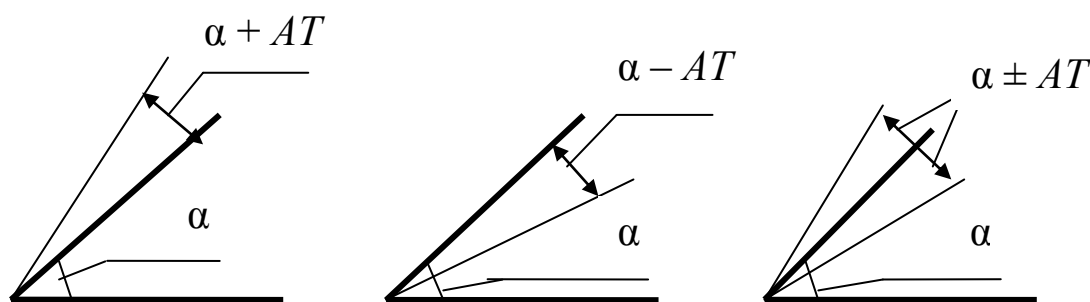


Рис. 12.2. Расположение допуска на угловые размеры относительно номинального значения угла

Допуск может быть расположен в плюсовую сторону от номинального угла ( $+AT$ ), или в минусовую ( $-AT$ ), или же симметрично относительно него ( $\pm AT/2$ ). Естественно, что в первом случае ниже, а во втором случае верхнее отклонения равны

нулю, соответствуют случаям отклонений как для основного вала при нормировании точности линейных размеров.

Особенность изготовления и измерения угловых размеров заключается в том, что точность угла в значительной мере зависит от длины сторон, образующих этот угол. В процессе изготовления деталей и при их измерении, чем меньше длина стороны угла, тем труднее его точно измерить. При очень длинных сторонах углов появляется искажение (отклонение от прямой) линий, образующих угол. Исходя из этих особенностей угловых размеров, при нормировании требований к точности значение допуска угла задается в зависимости от длины меньшей стороны, образующей угол, а не от значения номинального угла.

**Способы выражения допуска угла.** С учетом того, что значение угла можно выразить разными способами, при нормировании требований к точности значений допуска выражается разным способом (ГОСТ 2908–81) и используется соответствующее обозначение (рис. 12.3):

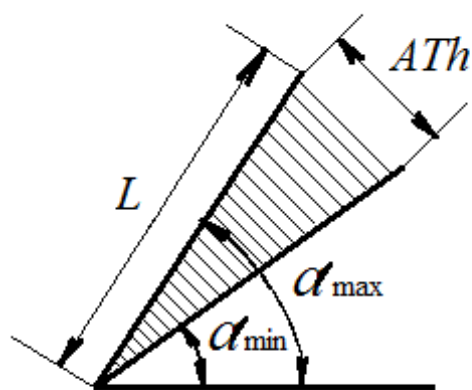


Рис.12.3. Способы выражения допуска на угловые размеры

$AT\alpha$  – допуск, выраженный в радианной мере, и соответствующее ему точное значение в градусной мере;

$AT'\alpha$  – допуск, выраженный в градусной мере, но с округленным значением по сравнению с радианным выражением;

$ATh$  – допуск, выраженный в линейной мере длиной отрезка на перпендикуляре к концу меньшей стороны угла.

Связь между допусками в угловых и линейных единицах выражается зависимостью  $ATh = AT\alpha \cdot L_1 \cdot 10^{-3}$ , где  $ATh$  измеряется в микрометрах (мкм),  $AT\alpha$  – в микро радианах (мкрад);  $L_1$  – длина меньшей стороны угла в миллиметрах (мм). Этой формулой можно пользоваться и при пересчете отклонений угла в радианной мере к значениям угла в линейной мере.

**Ряды точности для угловых размеров.** В ГОСТ 8908–81 установлены 17 рядов точности, названных степенями точности

(с 1 по 17). Понятие степень точности идентично понятию качество, класс точности.

**Обозначение точности** производится указанием основного обозначения допуска на угол и степень точности, например  $AT5$ ,  $AT7$ .

Ряды допусков, разность между допусками соседних степеней, образованы с помощью коэффициента 1,6. Если необходимо получить допуски угла для 18-го качества, которого нет в стандарте, надо допуски  $AT17$  умножить на 1,6, а для получения  $AT0$  надо допуски  $AT1$  разделить на 1,6.

Наибольшая длина стороны угла принята 2500 мм, а первый интервал длин сторон дается для размеров до 10 мм без указания нижнего предела. Интервалы длин сторон для угловых размеров не совпадают с интервалами, принятыми для линейных размеров.

**Нормирование точности конических поверхностей.** Размеры конусов могут задаваться различными способами.

Конические поверхности характеризуются четырьмя основными параметрами  $D$ ,  $d$ ,  $L$  и  $\alpha$ . Три из них независимые, а четвертый можно вычислить.

Линейные размеры задаются диаметром большего основания  $D$ , диаметром малого основания  $d$  и длиной конуса  $L$ , под которой обычно понимается расстояние между основаниями усеченного конуса (рис. 12.4).

Условные размеры конуса могут указываться несколькими вариантами. Угол конуса  $\alpha$  – угол между образующими конуса в сечении конуса плоскостью, проходящей через ось конуса.

Часто вместо угла конуса указывается угол наклона  $\alpha/2$ , угол между образующей и осью конуса. Углы конуса и уклона задаются в градусной мере.

Допуск угла конуса это разность между наибольшим и наименьшим предельными (допускаемыми) углами конуса. Допуск угла конуса может быть выражен в угловых единицах  $TD$  (рис. 12.4). При этом  $TD$  – допуск, относящийся только к углу конуса и выраженный в линейной мере как разность диаметров на заданном расстоянии между сечениями конуса плоскостями, перпендикулярными к оси конуса.



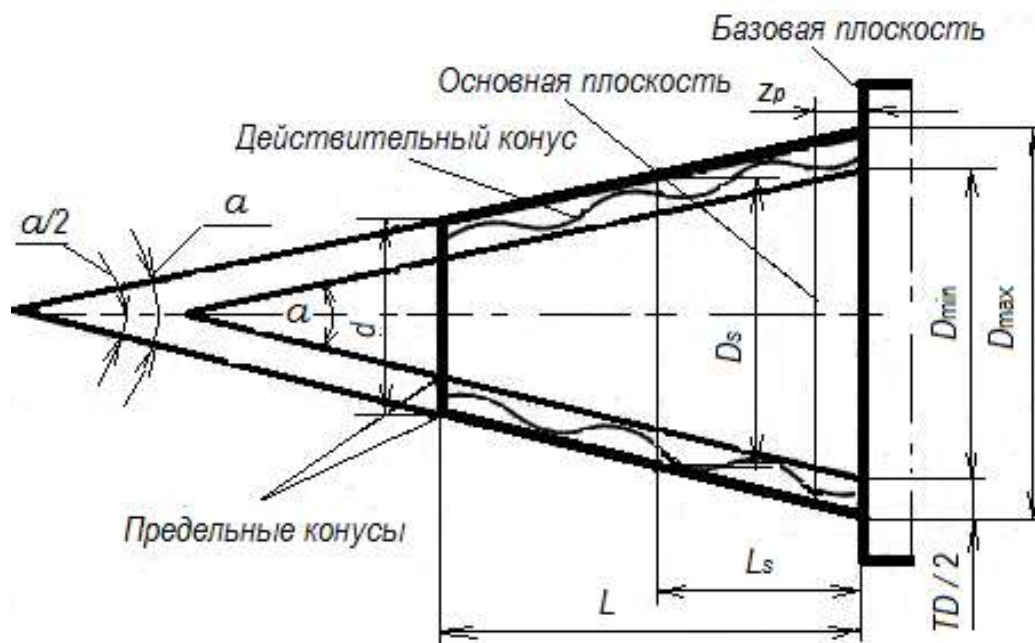


Рис. 12.4. Геометрические параметры конического элемента детали

Величину допуска угла назначают в зависимости от длины меньшей из сторон, образующих угол, а номинальную величину угла при назначении величины допуска не принимают во внимание. Когда угол конуса небольшой (конусность не более 1:3), допуск задается в зависимости от длины конуса.

Для стандартизованных конических соединений размеры конуса указывают чаще всего через понятие «конусность».

**Конусность  $C$**  – отношение разности диаметров большого и малого основания к длине конуса,  $C = (D - d)/L = 2 \operatorname{tg}(\alpha/2)$ .

Конусность может быть задана и как отношение разности диаметров любых двух поперечных сечений к расстоянию между этими сечениями.

Размеры конических поверхностей деталей должны соответствовать одному из рядов нормальных конусностей общего назначения по ГОСТ 8593–81.

Помимо конусностей общего назначения допускается применение конусностей специального назначения. К ним относятся конусы инструментов:

инструментальные конусы Морзе 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6;

- конусы инструментов при размерах меньше Морзе 1 с конусностью 1:24;
- метрические конусы 4; 6; 80; 100; 120; 160; 200;
- инструментальные укороченные В7; В10; В12; В16; В18; В22; В24; В32; В45;
- конусы шпинделей и оправок фрезерных станков (конусность 7:24).

Конусность можно указывать в виде отношения типа 1:Х, где Х – расстояние между поперечными сечениями конуса, разность диаметров которых равна 1 мм. Это сделано для того, чтобы выражать конусность отношениями целых чисел, а также для удобства измерения. Например, для метрических конусов, у которых угол конуса равен  $2^{\circ}51'1''$ , конусность выражается как 1:20 (два сечения с разностью диаметров 1 мм отстоят друг от друга на 20 мм).

В машиностроении широко применяются конусы под названием «конус Морзе» с номерами от 0 до 6. Наибольшие диаметры у этих конусов приблизительно от 9 мм (Морзе 0) до 60 мм (Морзе 6), а углы конуса, хотя и не одинаковы у всех номеров конусов, но близки к углу  $3^{\circ}$ .

### 12.3. Конические соединения

Гладкие конические соединения получают сопряжением двух деталей – наружного конуса (вала) с внутренним конусом (отверстием), имеющих одинаковые номинальные конусности. Конические соединения по сравнению с цилиндрическими соединениями имеют ряд преимуществ. В некоторых случаях конические соединения являются незаменимыми. Они могут быть подвижными, неподвижными и плотными.

Конические сопряжения используют для обеспечения сопряжений, при которых требуется частая разборка и сборка при хорошем центрировании сопрягаемых деталей. Типичным случаем наиболее частого применения конусов является установка режущего инструмента в шпинделе металлорежущих станков.

Подвижные конические соединения служат для обеспечения относительного вращения или зазора между деталями. Эти

соединения характеризуются точным центрированием, возможностью компенсации износа деталей за счет перемещения их вдоль оси, например в конических подшипниках станков, в регулирующих устройствах. Подвижные конические соединения допускают регулирование зазора относительным смещением деталей вдоль оси и тем самым обеспечивают высокую точность вращения и длительную эксплуатацию с сохранением заданных свойств. Такие конические опоры вращения находят широкое применение в конструкциях высокоточных машин и приборов.

Неподвижные конические соединения (типа посадок с натягом цилиндрических сопряжений) служат для передачи крутящих моментов. Неподвижность создается силой трения между сопрягаемыми поверхностями. Силу трения регулируют изменением натяга, который обеспечивают затяжкой или запрессовкой наружного конуса во внутренний конус. При передаче больших нагрузок при малых натягах, а также при вибрациях применяют дополнительное крепление шпонками в конических соединениях. В неподвижных конических соединениях необходимый натяг создается осевой силой и при этом происходит самоцентрирование элементов конического сопряжения. Такие соединения легко разбираются, и всегда имеется возможность регулирования натяга.

Плотные (или герметичные) конические соединения применяют в кранах, штуцерах, для посадки клапана в седло в газораспределительных устройствах и т.п. Плотное соединение обеспечивается притиркой сопрягаемых деталей и обычно не взаимозаменяемо.

На качество конических соединений влияют погрешности углов и отклонения формы сопрягаемых поверхностей. Для повышения точности центрирования, нагрузочной способности, износостойкости и герметичности соединений необходимо обеспечивать равномерный контакт с сопрягаемыми поверхностями. Наилучший контакт получают притиркой конических поверхностей, однако это весьма трудоемкая операция и при ней нарушается взаимозаменяемость парных конусов, поэтому притирку применяют только в обоснованных случаях.

*Коническая посадка* – характер конического соединения, определяемый зазорами или натягами в коническом соединении,

получающаяся после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

В зависимости от способа фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов различают следующие посадки.

1. Посадки с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов.

2. Посадка с фиксацией по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов.

3. Посадка с фиксацией по заданному взаимному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения.

4. Посадка с фиксацией по заданному усилию запрессовки, которое прилагается в начальном положении конусов.

В первом и втором случаях возможно получение посадок конических поверхностей с зазором, с натягом и переходных.

В третьем случае возможны посадки с зазором и с натягом.

В четвертом случае подразумевается получение посадок с различными натягами.

Коническая посадка с зазором рассматривается как посадка, при которой обеспечивается зазор после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

Конической посадкой с натягом появляется посадка, при которой обеспечивается натяг после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

Коническая переходная посадка характеризуется возможностью получения в сопряжении, как зазора, так и натяга после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

Зазор в коническом сопряжении рассматривается как разность диаметров внутреннего и наружного конусов в поперечных сечениях, совмещаемых после фиксации их взаимного осевого расположения, если диаметр внутреннего конуса больше диаметра наружного конуса.

Натяг в коническом сопряжении есть разность диаметров наружного и внутреннего конусов до сборки в поперечных сечениях, совмещаемых после фиксации их взаимного осевого положения, если соответствующий диаметр наружного конуса больше диаметра внутреннего конуса.

Реализация изложенных положений требует введения дополнительных понятий о конических соединениях, которые касаются определенности их взаимного положения при сопряжении. Эти же понятия одновременно являются определяющими для характеристики каждого из сопрягаемых элементов.

Условные обозначения параметров, относящихся к внутренним конусам, дополняются индексом  $i$ , а к наружным – индексом  $e$ .

*Основная плоскость* – плоскость (см. рис. 12.4) поперечного сечения конуса, в которой задан его номинальный диаметр.

*Базовая плоскость* – плоскость, служащая для определения осевого положения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса.

К номинальным размерам конусов и их соединений относят-ся:

- диаметры большого  $D$  и малого  $d$  оснований; диаметры в заданном ( $D_s$ ) и произвольно расположенном ( $d_x$ ) поперечных сечениях;

- длины конуса  $L$  и соединения  $L_p$ ;

- осевые расстояния до заданного сечения ( $L_s$  – от большого основания и  $L_x$  – от произвольно расположенного);

- угол конуса  $\alpha$  – угол между образующими в продольном сечении конуса;

- угол уклона  $\alpha/2$  (угол между образующей конуса и его осью);

- конусность  $C$ .

Конусность наиболее полно характеризует эксплуатационные и конструктивные особенности конического соединения. С уменьшением конусности повышаются точность центрирования деталей и нагрузочная способность сопряжения, но увеличивается давление на боковую поверхность соединения и осевые перемещения деталей при регулировании зазора или натяга в соединении.

*Базорасстояние конусов* – расстояние между основной и базовой плоскостями. Если плоскости совпадают, то базорасстояние равно нулю.

*Базорасстояние соединения  $Z_p$*  – осевое расстояние между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов.

Реальный конус и реальные или действительные размеры, но с добавлением индекса *a*.

*Допуски конусов* нормируются двумя способами:

- совместным нормированием всех видов допусков –  $T_D$ ;
- раздельным установлением каждого вида допусков:  $T_{DS}$ ;  $AT$  и в угловых или линейных единицах;  $T_{FR}$  и  $T_{FL}$ .

*Допуск диаметра конуса  $T_D$*  – это разность между предельными диаметрами конуса в одном и том же поперечном сечении, которая является постоянной для любого поперечного сечения в пределах длины конуса. Допуск  $T_D$  определяет поле допуска конуса, в пределах которого должны находиться все точки реальной поверхности конуса, и ограничивает все его отклонения, если на отклонения угла, отклонения от круглости и прямолинейности образующих не установлены отдельно меньшие допуски.

Допуск  $T_{DS}$  ограничивает только отклонения диаметра конуса в поперечном сечении, имеющем заданное осевое положение. Допуски  $T_D$  и  $T_{DS}$  назначают по квалитетам ГОСТ 25346–89.

*Допуски формы конуса – круглости ( $T_{FR}$ ) и прямолинейности образующих ( $T_{FL}$ )* – ограничивают отклонения формы поперечного и отдельно продольного сечения конуса (ГОСТ 24642–81).

*Осевой допуск конуса  $T_Z$  (наружного  $T_{Ze}$ , внутреннего  $T_{Zi}$ )* равен разности между верхними и нижними осевыми отклонениями конуса.

*Верхнее осевое отклонения конуса ( $es_z, ES_z$ )* – осевые отклонения наибольших предельных конусов, определяющиеся нижними отклонениями диаметров конусов (наружного  $ei$  и внутреннего  $EI$ ) в основной плоскости.

*Нижнее осевое отклонение конуса ( $ei_z, EI_z$ )* – осевые отклонения наибольших предельных конусов, определяющиеся верхними отклонениями диаметров конусов (наружного  $es$  и внутреннего  $ES$ ) в основной плоскости.

Осевые отклонения конусов отсчитываются от основной плоскости. Они положительны, если направлены от вершины конуса, и отрицательны, если направлены к вершине конуса.

Осевые отклонения конусов и осевые допуски конусов и их соединений всех видов зависят от диаметральных отклонений и допусков конусов. Очевидно, что  $\operatorname{tg}(\alpha/2) = (ei/2)/es_z$ . Так как  $2\operatorname{tg}(\alpha/2) = C$ , то  $es_z = ei/C$ . Аналогично получаем формулы для определения всех предельных осевых отклонений конусов:

$$ES_z(es_z) = EI(ei)/C; \quad EI_z(ei_z) = ES(es)/C$$

и их осевых допусков

$$T_{Ze} = IT_e/C; \quad T_{Zi} = IT_i/C.$$

Для конических соединений предназначены следующие поля допусков (по ГОСТ 25347–89):

для внутренних конусов –  $H01...H17$  (для посадок  $H4...H9$ );  $Js01...Js17$ ;  $N9...N12$ ;

для наружных конусов –  $d8, d9, e7...e9; f6...f9; g4...g6; h01...h17$  (для посадок –  $h4...h9$ );  $js01...js17$  (для посадок  $js4...js7$ );  $k4...k12$  (для посадок  $k4...k7$ );  $m4...m7; n4...n7; p5, p6; r5, r6; s5...s7; t6; u7, u8; x8; z8$ .

## 12.4. Средства измерений и контроля углов и конусов

Исходную точность выполнения угловых размеров обеспечивают угловые меры.

*Угловые меры* – это меры, воспроизводящие единицу измерения угла в градусах. Промышленность выпускает наборы угловых призматических мер в виде угловых плиток с градацией  $2^\circ, 1^\circ, 1'$  и  $15''$ . Точность углов угловых плиток отвечает одному из четырех классов точности – 00, 0, 1, 2. Угловые плитки изготавливают в виде пластин с узкими измерительными поверхностями, обработанными доводкой и образующие: острый угол, или острый угол со срезанной вершиной, или стороны четырехугольника. Угловые плитки можно собирать в блоки. Кроме описанных угловых мер-плиток применяют правильные шестигранные меры и многогранные меры с углами более  $90^\circ$ .

Для измерения отклонений от перпендикулярности (от угла  $90^\circ$ ) в машиностроении широко применяют угольники.

*Угольником* называют жесткое бесшкальное средство для контроля годности прямого угла, имеющее как наружный, так и внутренний рабочие углы. Угольники применяют следующих типов (рис. 12.5): УП – угольник плоский, УШ – угольник с широким основанием, УЛШ – угольник с широким основанием и лекальными вертикальными ребрами.

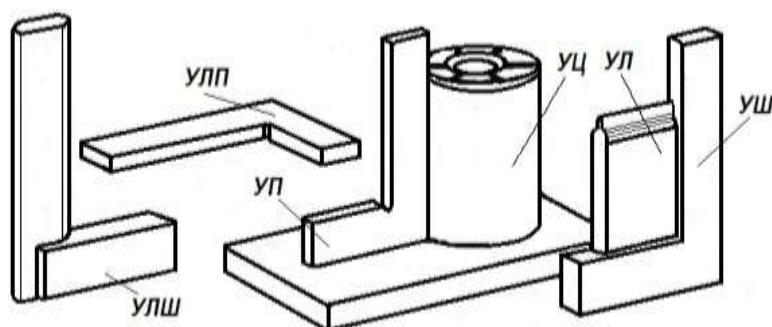


Рис. 12.5. Угольники

Для контроля углов угольников применяют угловую лекальную плитку УЛ и цилиндрический угольник УЦ на поверочной плитке 1-го класса.

Угольниками пользуются и для измерения отклонений от перпендикулярности поверхностей деталей в линейных единицах измерения, используя оценку «на просвет» и по щупам.

*Угломеры с нониусом.* Для измерения углов в угловых единицах применяют угломеры с нониусом, в которых угол отсчитывается по угловой шкале с помощью углового нониуса.

*Универсальный угломер* (рис. 12.6) имеет основание 7 со шкалой, зажим 4 и сектор 3, на котором укреплен нониус 8. Цена деления шкалы  $1^\circ$ , цена деления нониуса  $2'$ . К поверхностям измеряемой детали прикладывают измерительные поверхности угломера, расположенные на линейке основания 5 и съемной линейке 6 (при измерении наружных углов деталей от  $0$  до  $50^\circ$ ).

При измерении наружных углов от  $50$  до  $180^\circ$  или внутренних углов от  $130$  до  $180^\circ$  пользуются угломером со съемным



угольником *1*, при измерении внутренних углов от  $40^\circ$  до  $130^\circ$  применяют угломер без линейки *6* и угольника *1*.

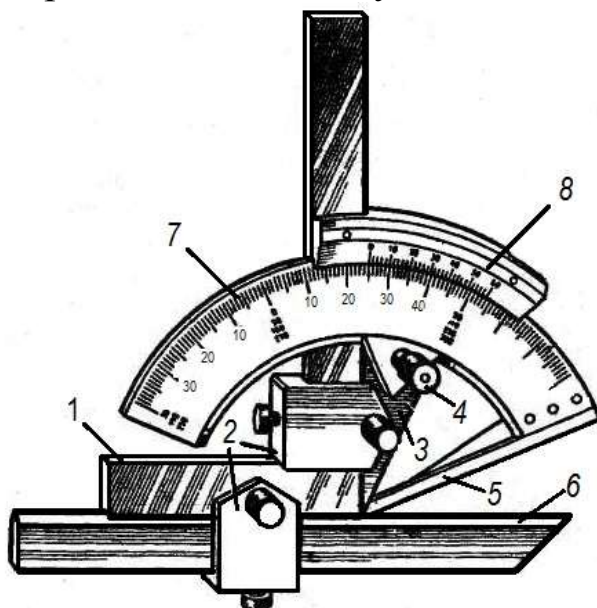


Рис. 12.6. Угломер универсальный

Показания угломера в градусах отсчитывают по шкале основания *7*, в минутах – по шкале нониуса *8*. Порядок действий при отсчете тот же, что и при отсчете по шкале нониуса штангенинструментов.

*Транспортный угломер*, как и универсальный угломер, имеет основание с угловой шкалой и нониусом. Цена деления угловой шкалы основания  $1^\circ$ , величина отсчета по нониусу  $2'$ . На выступающей подвижной линейке этого угломера укрепляется дополнительный угольник. Этим угломером измеряют только наружные углы от  $0$  до  $180^\circ$ .

*Уровни брусковые и рамные для машиностроения*. Эти уровни служат для измерения небольших отклонений от горизонтального или вертикального расположения поверхностей. Каждый уровень состоит из основания-корпуса *1* и вмонтированных в него двух стеклянных ампул *2* и *3* (рис. 12.7), не полностью заполненных быстротекущей жидкостью *4*.

Обычно для этого используют этиловый эфир. Свободное от жидкости пространство трубки видно через стенку ампулы как удлиненный пузырек *5*. Внутренняя поверхность ампулы в верхней части трубки имеет криволинейный участок с большим ради-

усом кривизны. Например, ампула с ценой деления шкалы 0,02 мм/м имеет радиус кривизны 103,1 м.

Ампула 3 называется основной и имеет отсчетную шкалу с большим числом делений, а ампула 2 – установочная и имеет шкалу всего из четырех штрихов. При установке уровня на измеряемую поверхность пузырек установочной ампулы должен находиться в середине её шкалы, чтобы уровень не был наклонен на бок. Для того чтобы можно было проверять отсутствие наклона уровня на бок, ампулы в корпусе уровня расположены взаимно перпендикулярно.

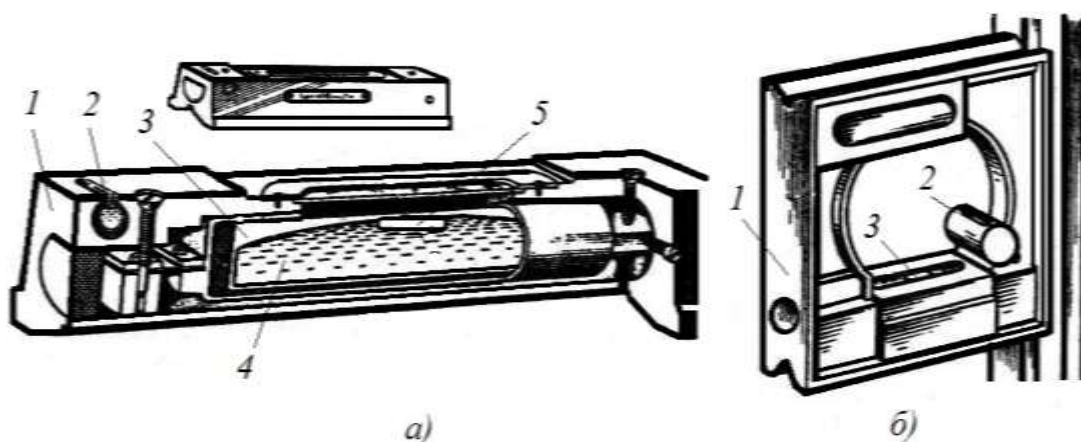


Рис. 12.7. Уровни с ампулами:  
а – брусковый; б – рамный

Корпус *брускового уровня* имеет нижнюю рабочую плоскость для установки уровня на плоскую проверяемую поверхность, а также призматическую для установки уровня на цилиндрическую поверхность. У корпуса *рамного уровня* рабочими являются все четыре поверхности, образующие контур уровня. Три из них имеют призматические выемки, а одна выемки не имеет.

Уровни рамные и брусковые для машиностроения изготавливают с ценой деления шкалы основной ампулы от 0,02 до 0,15 мм/м.

Недостатком уровней с ампулами является, прежде всего, значительная инерционность пузырька.

Современным средством измерения небольших отклонений поверхности от горизонтальности и вертикальности в угловых

секундах является *электронный уровень*, состоящий из индуктивного преобразователя 1 и электронного блока 2 (рис. 12.8), соединенных кабелем. В преобразователе 1 имеются две одинаковые электромагнитные катушки, между которыми качается маятник-якорь. При установке преобразователя на наклонную поверхность он отклоняется от вертикали и индуктивные сопротивления катушек становятся неодинаковыми, что фиксируется электронным блоком 2, откуда преобразованный поступает в устройство цифровой индикации 3, снабженное окнами. Установку нуля электронного уровня производят по образцово-горизонтальной поверхности кнопкой 7 смещения стрелки индикатора установки нуля 4. Для ускорения измерения прибор снабжен успокоителем 6, уменьшающим амплитуду качания маятника-якоря. В зависимости от допуска угла отклонения от горизонтали клавишами 5 устанавливают разные диапазоны измерения с разными значениями цены деления.

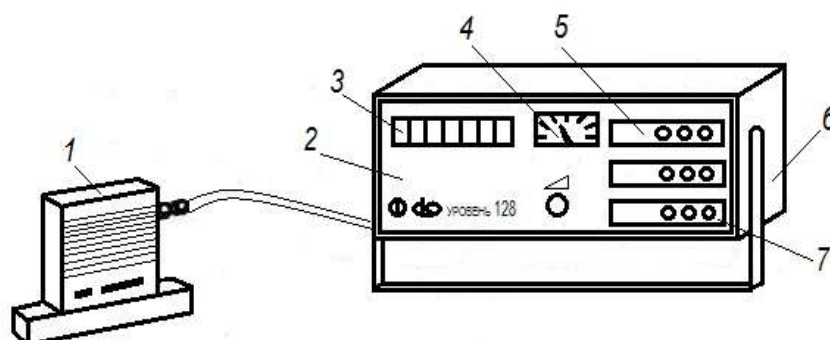


Рис. 12.8. Электронный уровень

*Калибры для конусов инструментов* служат для комплексного контроля годности конусов инструментов, сопрягаемых в гладком коническом соединении с конусами деталей станков. Для контроля внутренних конусов деталей станков применяют калибры-пробки, а для контроля наружных конусов самих инструментов (хвостовиков сверл, разверток и т.п.) применяют калибры-втулки по ГОСТ 2849–77. Эти калибры, как и конусы самих инструментов, изготавливают двух типов: калибры с лапками и калибры без лапок.

Учитывая трудность изготовления и контроля внутренней конической поверхности калибра-втулки с требуемой точностью и отсутствие средств измерения конических отверстий такой точности, калибры-втулки контролируют специальными контрольными калибрами-пробками «на краску». С этой целью к партии калибров-втулок при выпуске на инструментальном заводе прикладывают контрольные калибры-пробки.

Калибры для конусов инструментов имеют точный угол конуса и малую шероховатость измерительной поверхности. Для контроля размера на измерительной поверхности калибра-пробки в сечении диаметра  $D$  большого основания конуса имеется кольцевая риска. На расстоянии, соответствующем допуску на базорасстояние внутреннего контролируемого конуса, в направлении увеличения диаметра наносят вторую кольцевую риску. Калибр-втулка имеет передний торец с отверстием, диаметр которого равен диаметру  $D$  большого основания контролируемого наружного конуса. В заднем торце калибра-втулки, на который выходит меньший размер конического отверстия, выполнен уступ, высота которого равна соответствующему допуску на базорасстояние контролируемого наружного конуса.

Размер конического отверстия признается годным, если при контроле калибром торец большого отверстия находится между рисками калибра-пробки.

Размер конического вала признается годным, если при контроле калибром меньший торец вала находится в пределах уступа калибра-втулки.

*Синусная линейка.* Перечисленные методы контроля и прямого измерения углов конусов обладают невысокой точностью (не выше 4-й и 5-й степеней). Для повышения точности применяют косвенные методы измерения углов, при которых измеряют линейные размеры, тригонометрически связанные с величиной этих углов. Распространенным методом измерения угла конуса призматических деталей является измерение на синусной линейке.

Основанием синусной линейки (рис. 12.9) является столик 3 с измерительными роликами 1, имеющий плоскую измерительную поверхность. К столику с торцов и с боков крепятся упорные планки 2, на которые опираются базовый торец и коническая поверхность измеряемого конуса.

Ролики имеют весьма высокую точность цилиндрической поверхности, параллельности осей и расстоянием между ними. Для удобства расчетов расстояние между осями роликов всегда кратно 100 мм. Поэтому синусные линейки изготавливают с расстояниями между осями роликов 100, 200, 300, 500 мм. О точности изготовления этого средства измерения можно судить по допускам на его изготовление: разность диаметров и отклонение формы роликов не более 2 мкм; отклонение от параллельности осей роликов не более 3...5 мкм; допуск расстояния между осями роликов 3...5 мкм в зависимости от номинального размера этого расстояния.

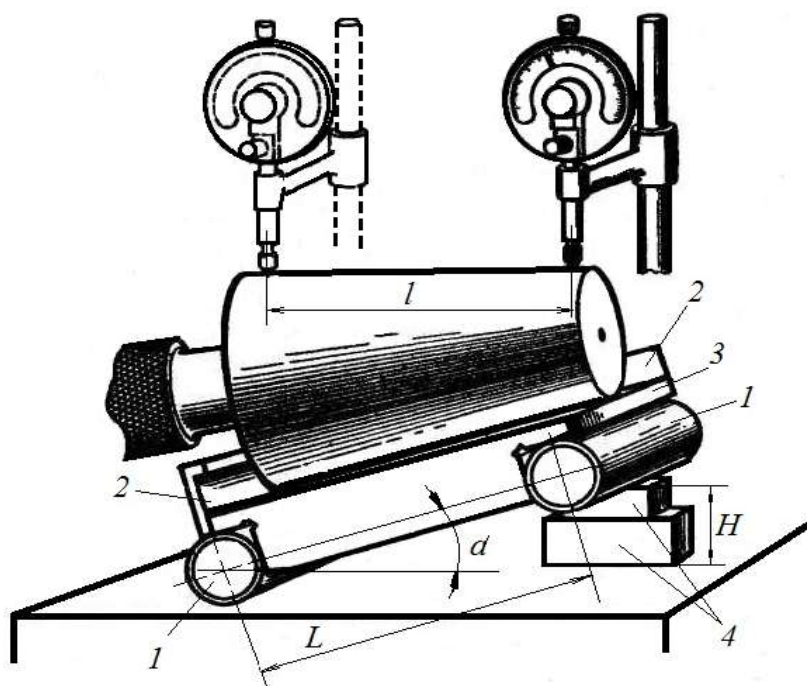


Рис. 12.9. Синусная линейка в положении измерения угла конического калибра-пробки

Синусные линейки устанавливают на заданный угол  $\alpha$  по блоку КМД 4. Высоту блока  $H$  подсчитывают по формуле  $H = L \cdot \sin \alpha$  (отсюда и название «синусная линейка»), где  $L$  – расстояние между осями роликов.

Синусные линейки изготавливают трех типов: I – без опорной плиты; II – с опорной плитой; III – с двумя опорными плитами и двумя наклонами. Каждый из этих типов может быть изготовлен с центровыми бабками для установки на синусную линейку детали в центрах.

## РАЗДЕЛ 13. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

### 13.1. Основные понятия о размерных цепях

Точности размера каждого из элементов детали не зависят друг от друга, если их рассматривать отдельно. Но стоит соединить две детали для образования сопряжения, как возникает зависимость значений параметров сопряжения от размеров элементов соединяемых деталей и их точности. Когда рассматривают совокупность размеров детали или сборочной единицы, то следует связать между собой размеры отдельных деталей или размеры отдельных элементов детали и решать вопрос о совместном нормировании точности требований к ним.

Взаимосвязь размеров элементов детали или отдельных деталей, входящих в конструкцию узла или всего механизма, составляет размерную цепь.

**Размерной цепью** называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

Для облегчения решений задач по обеспечению точности размерных цепей их удобнее представлять в виде графиков, образующих замкнутый контур. На рис. 13.1, а показан эскиз простейшей детали, а на рис. 13.1, б – изображение размерной цепи, состоящей из длин её элементов.

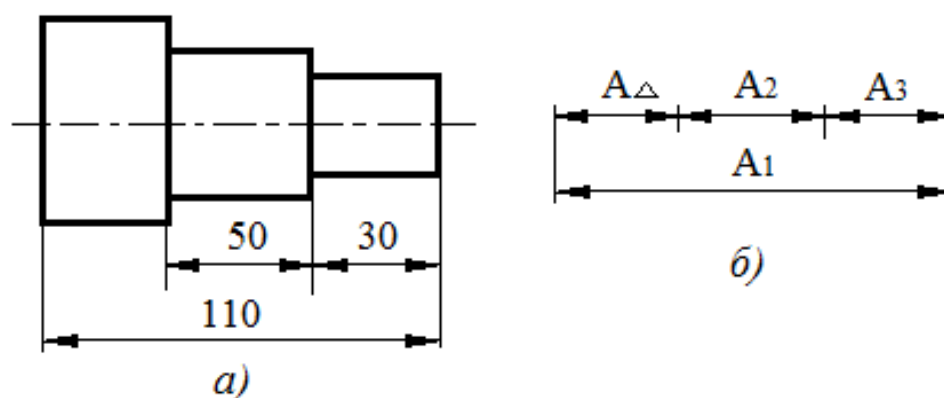


Рис. 13.1. Размерная цепь из элементов детали:  
а – эскиз детали; б – размерная цепь

В размерной цепи всегда выделяют одно звено, которое называют замыкающим звеном, а при решении некоторых задач и исходным звеном.

**Замыкающим звеном** называется размер (звено), получаемый в размерной цепи последним при обработке или сборке.

Используя понятие о замыкающем звене, разработчик может влиять на последовательность обработки.

Составляющие звенья размерной цепи и замыкающее звено связаны между собой очень важной особенностью, которая позволяет разделить составляющие звенья на увеличивающие и уменьшающие.

**Увеличивающим звеном** размерной цепи называется звено, с увеличением которого размер замыкающего звена тоже увеличивается.

**Уменьшающим звеном** размерной цепи называется звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

Решение размерной цепи заключается, прежде всего, в обеспечении точности замыкающего звена. Необходимо так нормировать точность составляющих звеньев и замыкающего звена, чтобы объекты, которые образуют размерную цепь в виде элементов отдельной детали или деталей узла или другой сборочной единицы, выполняли свое служебное и функциональное назначение.

Обеспечение точности размерной цепи заключается в нормировании точности, указании предельных значений размеров всех звеньев цепи применительно к требованиям конструкции или технологического процесса.

Замкнутость размерного контура – необходимое условие для составления и анализа размерной цепи.

На рабочем чертеже размеры следует проставлять в виде незамкнутой цепи. Не проставляют размер замыкающего звена, так как для обработки он не требуется.

### 13.2. Виды размерных цепей

В зависимости от разных классификационных признаков можно указать несколько видов размерных цепей.



По взаимному расположению звеньев размерной цепи относительно друг друга выделяют следующие виды размерных цепей.

**Линейная размерная цепь** – это цепь, звеньями которой являются линейные размеры, расположенные на параллельных прямых линиях.

**Угловая размерная цепь** – это цепь, звеньями которой являются угловые размеры, расположенные в одной плоскости и имеющие общую вершину.

**Плоская размерная цепь** – это цепь, звеньями которой являются линейные и угловые размеры, расположенные в одной или нескольких параллельных плоскостях.

**Пространственная размерная цепь** – это цепь, звеньями которой являются линейные и угловые размеры, расположенные в пространстве произвольно.

При решении все виды размерных цепей приводят к линейному виду с параллельно расположенными звеньями (размерами).

По назначению выделяют следующие виды размерных цепей.

**Подетальные размерные цепи** позволяют устанавливать последовательность обработки размеров детали.

**Сборочные размерные цепи** определяют положение деталей в механизмах и машинах, величину смещения одной детали относительно другой, величины зазоров и натягов в соединении, смещение осей относительно друг друга и т.д.

**Конструкторские размерные цепи** обеспечивают точность изделий на стадии конструирования.

**Технологические размерные цепи** выражают связь размеров обрабатываемой детали по мере выполнения технологического процесса или размеров технологической системы (станок – приспособление – инструмент – деталь).

**Измерительные размерные цепи** решают задачи измерения величин, характеризующих точность изделия. Звеньями являются размеры системы измерительное средство – измеряемая деталь.



### 13.3. Задачи, решаемые при обеспечении точности размерных цепей

В зависимости от исходных данных о размерах и точности звеньев размерной цепи, а также от цели, ради которой рассматриваются размеры цепи, решаются две задачи.

**Задача 1.** Определение предельных размеров составляющих звеньев размерной цепи, если известны предельные размеры замыкающего звена и номинальные значения размеров составляющих звеньев. При решении этой задачи замыкающее звено обычно называют исходным звеном.

Эту задачу целесообразно называть проектировочной, поскольку решают её при проектировании конструкции. Так, после того как определилась конструкция узла или механизма и установлены номинальные размеры всех деталей, а также стали известны требования к точности замыкающего (исходного) звена.

Такая задача называется *«прямой»*.

**Задача 2.** Определение предельных размеров замыкающего звена размерной цепи (точности этого звена), когда известны предельные размеры остальных составляющих звеньев.

Эту задачу с полным основанием можно назвать проверочной. Необходимость в её решении возникает тогда, когда закончилось конструирование объекта, и определилась его конструкция, стали известны значения всех составляющих звеньев и установлены требования к их точности. В этой задаче необходимо определить, какие предельные значения размера будут у замыкающего звена при заданных предельных размерах составляющих звеньев, и соберется ли узел при принятой точности составляющих звеньев.

Такая задача называется *«обратной»*.

При решении этих двух задач (часто употребляют выражение – решение размерной цепи) возможны два подхода. При одном подходе назначают предельные значения всех звеньев с тем условием, чтобы обеспечивалась полная взаимозаменяемость. В этом случае следует так учитывать требования к точности составляющих звеньев, чтобы при любом сочетании годных по размерам составляющих звеньев была достигнута цель реше-

ния размерной цепи. Этот метод часто называют расчетом на «максимум-минимум».

При втором подходе задачи решают с тем условием, что будет обеспечиваться неполная взаимозаменяемость и для обеспечения точности замыкающего звена возникает необходимость дополнительной обработки отдельных звеньев цепи или следует использовать другие приемы. Этот метод называют «теоретико-вероятностным».

### **13.4. Расчет точности размерных цепей при обеспечении полной взаимозаменяемости**

При этом расчете необходимо нормировать точность размеров составляющих звеньев так, чтобы точность замыкающего звена была обеспечена даже тогда, когда размеры всех звеньев могут иметь только предельные допустимые значения (максимальные или минимальные).

**Решение задачи 1 (прямая).** Эта задача может быть решена двумя способами.

*Способ равных допусков.*

Этот способ используется в тех случаях, когда размеры всех составляющих звеньев примерно одинаковы, находятся в одном интервале размеров системы допусков и посадок, следовательно, могут быть изготовлены с примерно одинаковыми экономическими затратами. В этом случае можно условно принять  $TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{n-1} = TA_n$ .

Тогда

$$TA_i = \frac{TA_\Delta}{n-1}, \quad (13.1)$$

где  $TA_i$  – допуск любого звена размерной цепи;  $TA_\Delta$  – допуск замыкающего звена;  $n$  – количество звеньев размерной цепи.

После этого производится волевая корректировка допусков, поскольку в общем случае значение рассчитанного допуска может оказаться не целым числом. При корректировке следует

назначать большие допуски на те звенья размерной цепи, которые в действительности сложнее для изготовления, чем остальные, а на другие звенья, более простые в изготовлении, назначают меньшие. После такой корректировки производится проверочный расчет, необходимо убедиться, что допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев.

*Способ назначения допусков одного качества точности.*

При этом способе решения, в отличие от предыдущего, учитывается, что номинальные размеры составляющих звеньев не находятся в одном интервале размеров и необходимо на все звенья назначить допуски по одному качеству. Решение задачи сводится к нахождению того качества, по которому следует назначить допуски на составляющие звенья.

Порядок расчета следующий:

1. Определить среднее число единиц допуска.

$$a_m = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^n i_j} \quad (13.2)$$

где  $a_m$  – среднее число единиц допуска;  $TA_{\Delta}$  – допуск замыкающего звена;  $i_j$  – единица допуска составляющих звеньев;  $n$  – количество звеньев размерной цепи.

2. В зависимости от среднего количества единиц допуска  $a_m$  выбрать ближайший стандартный допуск, по которому назначаются стандартные допуски в соответствии с номинальными размерами составляющих звеньев.

3. По ГОСТ 25346–89 найти допуски составляющих звеньев. Для увеличивающих размеров отклонения назначаются как для основных отверстий. Для уменьшающих размеров отклонения назначаются как для основных валов.

После этого производится корректировка. Если был принят более точный стандартный допуск, чем получился по расчету, то сумма

допусков составляющих звеньев будет меньше, чем допуск замыкающего звена, а если был взят более грубый квалитет, то сумма допусков будет больше, чем допуск замыкающего звена. Корректировка сводится к тому, что на более сложные в изготовлении звенья размерной цепи назначают большие допуски, а на относительно простые в изготовлении – меньшие. После корректировки опять необходимо провести проверочный расчет, убедиться, что сумма допусков размеров, составляющих размерную цепь, равна допуску замыкающего звена.

Правильность решения прямой задачи проверяют основным уравнением размерной цепи для метода максимума-минимума:

$$\sum_{j=1}^n TA_j \leq TA_{\Delta}. \quad (13.3)$$

**Решение задачи 2 (обратная).** При решении задачи методом максимума-минимума порядок расчетов следующий:

1. Определить нормальный размер замыкающего звена

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_j y_{\beta} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_j y_{\mu}, \quad (13.4)$$

где  $n$  – число увеличивающих размеров;  $p$  – число уменьшающих размеров.

2. Определить предельные размеры замыкающего звена

$$A_{\Delta\max} = \sum_{j=1}^n A_j y_{\beta\max} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_j y_{\mu\min}; \quad (13.5)$$

$$A_{\Delta\min} = \sum_{j=1}^n A_j y_{\beta\min} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_j y_{\mu\max}. \quad (13.6)$$

3. Определить предельные отклонения замыкающего звена

$$ES(A_{\Delta}) = A_{\Delta\max} - A_{\Delta}; \quad (13.7)$$

$$EI(A_{\Delta}) = A_{\Delta\min} - A_{\Delta}. \quad (13.8)$$

4. Определить допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = ES(A_{\Delta}) - EI(A_{\Delta}). \quad (13.9)$$

Правильность назначенного допуска определяют согласно основному уравнению размерной цепи

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{n-1} TA_j. \quad (13.10)$$

### **13.5. Обеспечение точности размерных цепей при неполной взаимозаменяемости**

Рассмотренный выше метод расчета для обеспечения полной взаимозаменяемости часто оказывается экономически невыгодными. Применение его оправдано при небольшом числе звеньев размерной цепи и относительно невысоких требований к точности (*IT16* и грубее). Поэтому часто точность размерной цепи обеспечивается при неполной взаимозаменяемости, когда сборка не может быть обеспечена с любыми заранее обусловленными размерами звеньев.

При крупносерийном и массовом производстве часто возможно устанавливать точностные требования к звеньям размерной цепи не по методу расчета на максимум-минимум.

*Методами обеспечения точности размерных цепей при неполной взаимозаменяемости* называют методы, при которых требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается не при любых размерах составляющих звеньев, а только у заранее обусловленной части звеньев.

Точность при неполной взаимозаменяемости может быть обеспечена следующими методами.

Вероятностный метод расчета позволяет решать те же задачи и в той же последовательности, что и расчет на максимум-минимум, но при этом учитывается вероятность неблагоприятных сочетаний размеров элементов (звеньев) размерной цепи, размеров с односторонними предельными отклонениями в одной сборочной единице.

При вероятностном методе расчета размерных цепей используются данные о законах распределения размеров элементов цепи и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих звеньев в одной сборке.

Использование теории вероятностей при расчете размерных цепей позволяет расширить допуски на изготовление составляющих при небольшом риске нарушения значения замыкающего звена. Четырьмя способами.

Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске исходного размера можно рассчитывать

*Способ равных допусков.*

При этих условиях допуски всех составляющих звеньев, среднеквадратическое отклонение принимают одинаковые:

$$TA_i = \frac{TA_{\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt{\lambda^2 \cdot (n-1)}}, \quad (13.11)$$

где  $TA_i$  – допуск любого звена размерной цепи;  $TA_{\Delta}$  – допуск замыкающего звена;  $n$  – количество звеньев размерной цепи;  $t_{\Delta}$  – коэффициент риска;  $\lambda^2$  – среднеквадратическое отклонение, зависящее от закона распределения;

*Способ назначения допусков одного качества точности.*

Алгоритм расчета такой же, как и при расчете, методом «максимума-минимума».

1. Определить среднее число единиц допуска.

$$a_m = \frac{TA_\Delta}{t_\Delta \sqrt{\sum_{j=1}^{m=1} i_j^2 \lambda_j^2}}, \quad (13.12)$$

где  $TA_\Delta$  – допуск замыкающего звена;  $t_\Delta$  – коэффициент риска;  $i_j^2$  – единица допуска составляющих размеров;  $\lambda_j^2$  – среднеквадратическое отклонение, зависящее от закона распределения;  $m$  – общее число звеньев размерной цепи.

Коэффициент риска  $t_\Delta$  выбирается в зависимости от принятого риска. Ряд значений коэффициента  $P$  приведен ниже.

Риск $P$ , %	32,00	10,00	4,50	1,00	0,27	0,110	0,01
Коэффициент	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

При нормальном законе распределения коэффициента  $\lambda_j^2 = 1/9$ , при законе распределения Симпсона (треугольника)  $\lambda_j^2 = 1/5$ , при законе равной вероятности  $\lambda_j^2 = 1/3$ .

2. В зависимости от среднего количества единиц допуска  $a_m$  выбрать ближайший квалитет.

3. По ГОСТ 25346–89 определяют допуски составляющих звеньев. Для увеличивающих размеров отклонения назначаются как для основных отверстий. Для уменьшающих размеров отклонения назначаются как для основных валов.

Правильность решения прямой задачи проверяют основным уравнением размерной цепи.

$$t_\Delta \sqrt{\sum_{j=1}^{m=1} \lambda_j^2 \cdot TA_j^2} \leq TA_\Delta. \quad (13.13)$$

Основная трудность использования вероятностного метода расчета размерных цепей заключается в невысокой достоверности сведений о законах распределения размеров звеньев размер-

ной цепи и параметров этих законов, которые не остаются постоянными для технологических процессов по многочисленным причинам, например, с износом оборудования.

*Способ пробных расчетов* заключается в том, что допуски на составляющие размеры назначают экономически целесообразными для условий предстоящего вида производства с учетом конструктивных требований, опыта эксплуатации имеющихся подобных механизмов и проверенных для данного производства значений коэффициентов. Для повышенной точности, надежности и обеспечения функциональной взаимозаменяемости машин допуски и предельные отклонения исходного и составляющих размеров ответственных частей выпускаемых машин следует корректировать в сторону ужесточения с целью запаса на износ.

*Способ равного влияния* применяют при решении плоских и пространственных размерных цепей. Он основан на том, что допускаемое отклонение каждого составляющего размера должно вызывать одинаковое изменение исходного размера.

*Метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка)* чаще применяется для получения посадок с малыми допусками из числа деталей, сопрягаемые элементы которых изготовлены по относительно большим допускам.

Для реализации такого метода назначают увеличенные допуски на размеры сопрягаемых элементов деталей, образующих размерную цепь. Затем изготавливают детали по этим допускам, все детали измеряют и распределяют на отдельные группы по действительным размерам. В ряде производств, например при изготовлении подшипников, таких групп бывает до 50. Для образования посадок сопрягают между собой только детали определенной группы. Измерение и распределение деталей на размерные группы чаще всего осуществляют с помощью контрольных автоматов.

Таким образом, принцип групповой взаимозаменяемости заключается: в разделении изготовленных деталей на размерные группы по более узким допускам, чем допуск на изготовление; в использовании при сборке сочетания определенной группы валов и отверстий.

К достоинствам групповой взаимозаменяемости следует отнести возможность использовать расширенные допуски



на изготовление и получать сопряжения высокой точности. Это обеспечивает более экономное производство по сравнению с тем, если бы производилась обработка по более узким допускам.

Недостатки групповой взаимозаменяемости:

- введение 100%-го измерения деталей усложняет технологический процесс изготовления;
- необходимы дополнительные площади и тара для размещения групп деталей;
- усложняется техническая документация назначением дополнительных требований к точности;
- отсутствует полная взаимозаменяемость;
- ужесточаются требования к точности формы сопрягаемых поверхностей в пределах значений размеров группы;
- необходимо, чтобы кривые распределения размеров валов и отверстий были идентичны по виду законов распределения и расположению центра группирования.

Последнее ограничение требует некоторого пояснения. Если законы распределения размеров валов и отверстий одинаковы и центры группирования располагаются симметрично, то это означает, что на сборку будет поступать равное количество деталей каждой размерной группы. А если центры группирования у вала и отверстия находятся в зонах разных размерных групп, то на сборку будет поступать разное количество валов и отверстий из одной размерной группы и создадутся условия для незавершенного производства, когда станет невозможным использовать все изготовленные детали. Групповая взаимозаменяемость решает, прежде всего, экономическую задачу в условиях крупносерийного и массового производства.

**Метод пригонки и совместной обработки (технологический).** Сущность метода практически изложена в названии. При единичном и мелкосерийном производстве крупных машин и механизмов, как правило, осуществляется метод пригонки.

Достоинством метода пригонки и совместной обработки является возможность обеспечить высокую точность сопряжения, чего невозможно добиться независимой механической обработкой.

Недостатком метода является большой объем ручных операций по пригонке (кроме использования приборов для измерения в

процессе обработки), что делает производство более дорогим, поскольку требуются высококвалифицированные слесари-сборщики; отсутствует полная взаимозаменяемость, что создает определенные трудности при замене изношенных деталей и узлов.

**Метод регулирования (конструкторский).** При этом методе требуемая точность замыкающего звена достигается изменением (регулировкой) одного из звеньев, которое называется компенсационным.

Роль компенсатора обычно выполняют специальные звенья конструкторского плана в виде прокладок, упоров, клиньев, регулировочных винтов и т.д. При этом остальные звенья размерной цепи обрабатываются со сравнительно большими допусками.

Конструкторский метод весьма эффективен в условиях серийного и крупносерийного производства. В некоторых случаях, особенно когда необходимо обеспечить значение осевого зазора, допуски на все составляющие звенья рассчитываются таким образом, чтобы обеспечить определенные размеры компенсационных звеньев. Эти компенсационные звенья (чаще всего, прокладки) заранее изготавливают требуемых размеров, и они легко подбираются после сборки остальных звеньев для получения заданных размеров замыкающих звеньев. Область применения этого метода ограничена определенными конструкциями механизмов.

Достоинством метода является возможность относительно просто обеспечить точность замыкающего звена.

Недостаток метода – в необходимости дополнительных работ по установке, подбору или регулировке посредством компенсационных звеньев. Недостатком компенсационных звеньев, выполненных в виде резьбовых пар, клиньев заключается в том, что очень трудно зафиксировать размер таких звеньев после регулировки. Как бы тщательно не выполнялось это фиксирование, возможно смещение фиксируемых элементов при закреплении. Регулируемые звенья без фиксирования изменяют свой размер в процессе эксплуатации.

### Список использованной литературы

1. Аристов, А. И. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник для вузов / А. И. Аристов [и др.]. – Москва: Академия, 2006. – 384 с.
2. Ганевский, Г. М. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении: учеб. пособие для сред. проф. образования / Г. М. Ганевский, И. И. Гольдин. – Москва: ПрофОбрИздат, 2002. – 288 с.
3. Марков, Н. Н. Нормирование точности в машиностроении: учебник для вузов / Н. Н. Марков, В. В. Осипов, М. Б. Шабалина. – Москва: Академия, 2001. – 335 с.
4. Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебник для вузов / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1987. – 352 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Предисловие</b> .....	3
<b>ЧАСТЬ I</b> .....	4
<b>РАЗДЕЛ 1. Основные положения по нормированию требований к точности в машиностроении</b> .....	4
1.1. Точность и виды точности в машиностроении .....	4
1.2. Причины погрешностей геометрических параметров элементов деталей .....	5
1.3. Взаимозаменяемость. Виды взаимозаменяемости .....	7
1.4. Виды документов по нормированию точности .....	9
<b>РАЗДЕЛ 2. Нормирование точности размеров в машиностроении</b> .....	12
2.1. Основные понятия в области нормирования точности .....	12
2.2. Графическое изображение размеров и отклонений .....	15
2.3. Понятия о соединениях (сопряжениях) и посадках .....	16
2.4. Система допусков и посадок для гладких элементов деталей (система ЕСДП) .....	20
2.5. Рекомендации по выбору посадок .....	27
2.6. Обозначение предельных отклонений размеров на чертежах .....	29
2.7. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками .....	31
2.8. Правила указания точности размеров односторонним отклонением .....	34
<b>РАЗДЕЛ 3. Основы технических измерений</b> .....	35
3.1. Средства измерений .....	35
3.2. Структурные элементы средств измерений .....	36
3.3. Параметры и характеристики средств измерений .....	37
3.4. Погрешность измерений .....	38
3.5. Виды и методы измерений .....	40
<b>РАЗДЕЛ 4. Средства измерения линейных размеров</b> .....	42
4.1. Выбор средств измерения линейных размеров .....	42
4.2. Меры длины .....	43
4.3. Штангенинструменты .....	45
4.4. Микрометрические инструменты .....	48
4.5. Измерительные головки .....	51
4.6. Скобы с отсчетным устройством .....	55

4.7. Нутромеры и глубиномеры со стрелочными отсчетными головками .....	58
4.8. Штативы и стойки .....	59
4.9. Калибры гладкие .....	61
<b>РАЗДЕЛ 5. Нормирование допусков формы и расположения поверхностей .....</b>	<b>63</b>
5.1. Общие понятия о точности формы. Основные термины .....	63
5.2. Допуски и отклонения формы поверхностей. Средства их измерения .....	64
5.3. Общие понятия о точности расположения элементов деталей .....	72
5.4. Допуски, отклонения и измерения отклонений расположения поверхностей .....	73
5.5. Зависимый и независимый допуски расположения (формы) .....	77
5.6. Общие понятия о суммарных отклонениях формы и расположения поверхностей .....	78
5.7. Виды суммарных отклонений формы и расположения элементов деталей и условные знаки их допусков .....	79
5.8. Правила указания требований к точности формы и расположения элементов на чертежах .....	84
<b>ЧАСТЬ II .....</b>	<b>87</b>
<b>РАЗДЕЛ 6. Шероховатость поверхности .....</b>	<b>87</b>
6.1. Основные понятия и определения .....	87
6.2. Параметры для нормирования значений поверхностных неровностей .....	89
6.3. Выбор нормируемых параметров .....	93
6.4. Обозначение требований к поверхностным неровностям .....	95
6.5. Правила нанесения на чертежах требований шероховатости поверхности .....	97
6.6. Измерение шероховатости .....	99
<b>РАЗДЕЛ 7. Нормирование точности метрической резьбы. Средства измерения и контроля резьбы .....</b>	<b>101</b>
7.1. Классификация резьбовых соединений .....	101
7.2. Основные параметры метрической резьбы .....	102
7.3. Нормируемые параметры метрической резьбы для посадок с зазором .....	105
7.4. Приведенный средний диаметр резьбы .....	106
7.5. Поля допусков для нормирования точности элементов метрической резьбы. Обозначение резьбы .....	110
7.6. Средства контроля и измерения резьбы .....	113

<b>РАЗДЕЛ 8. Нормирование точности цилиндрических зубчатых колес и передач. Средства измерения и контроль</b> . . . . .	117
8.1. Принципы нормирования точности зубчатых колес и передач . . . . .	117
8.2. Требования к точности зубчатых колес и передач. Условные обозначения . . . . .	119
8.3. Нормируемые параметры (показатели) кинематической точности зубчатых колес . . . . .	122
8.4. Нормируемые параметры (показатели) плавности работы зубчатых колес . . . . .	124
8.5. Нормируемые параметры (показатели) полноты контакта зубьев зубчатых колес . . . . .	126
8.6. Нормирование параметров (показателей) бокового зазора зубчатых колес . . . . .	128
<b>РАЗДЕЛ 9. Нормирование точности и контроль шпоночных соединений</b> . . . . .	131
9.1. Назначение и классификация шпоночных сопряжений . . . . .	131
9.2. Соединения с призматическими шпонками . . . . .	132
9.3. Соединения с сегментными шпонками . . . . .	135
9.4. Соединения с клиновыми шпонками . . . . .	136
9.5. Средства контроля годности параметров шпоночного соединения . . . . .	138
<b>РАЗДЕЛ 10. Нормирование точности и контроль шлицевых соединений</b> . . . . .	139
10.1. Назначение и классификация шлицевых сопряжений . . . . .	139
10.2. Прямобоочные шлицевые соединения . . . . .	139
10.3. Эвольвентные шлицевые соединения . . . . .	143
<b>РАЗДЕЛ 11. Нормирование точности размеров и посадки подшипников качения.</b> . . . . .	150
11.1. Основные положения . . . . .	150
11.2. Ряды точности подшипников качения . . . . .	152
11.3. Условные обозначения подшипников качения . . . . .	153
11.4. Поля допусков колец подшипников качения . . . . .	156
11.5. Поля допусков для посадочных поверхностей. Посадки подшипников качения . . . . .	158
11.6. Технические требования к посадочным поверхностям валов и отверстий корпусов под подшипники качения . . . . .	159
11.7. Выбор посадок для колец подшипников . . . . .	162

<b>РАЗДЕЛ 12. Нормирование точности угловых размеров.</b>	
<b>Средства измерения углов и гладких конусов . . . . .</b>	<b>164</b>
12.1. Система единиц на угловые размеры . . . . .	164
12.2. Нормирование требований к точности угловых размеров . .	166
12.3. Конические соединения . . . . .	170
12.4. Средства измерений и контроля углов и конусов . . . . .	175
<b>РАЗДЕЛ 13. Обеспечение точности размерных цепей . . . . .</b>	<b>182</b>
13.1. Основные понятия о размерных цепях . . . . .	182
13.2. Виды размерных цепей . . . . .	183
13.3. Задачи, решаемые при обеспечении точности размерных цепей . . . . .	185
13.4. Расчет точности размерных цепей при обеспечении полной взаимозаменяемости . . . . .	186
13.5. Обеспечение точности размерных цепей при неполной взаимозаменяемости . . . . .	189
<b>Список использованной литературы . . . . .</b>	<b>195</b>

Дегтярева Ольга Николаевна  
Баканов Александр Александрович

**НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ  
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

Учебное пособие

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 23.03.2017. Формат 60×84/16  
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman». Уч.-изд. л. 11,0  
Тираж 300 экз. Заказ \_\_\_\_\_  
КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28  
Издательский центр УИП КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4А