

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

**Нормирование точности и метрологическое обеспечение машино-
строительного производства**
Электронный курс лекций

Работа выполнена по мероприятию блока 1 «Совершенствование образовательной деятельности» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка образовательных стандартов СГАУ по специальности 160700.65 – Проектирование авиационных и ракетных двигателей и направлению подготовки бакалавров 160700.62 – Двигатели летательных аппаратов со сквозной документацией и создание исследовательских лабораторных работ и прогрессивных технологий лекционных занятий»

Соглашение № 1/4 от 3 июня 2013 г.

САМАРА
2013

УДК 621.713.1(075)
Н833

Составители: **Скуратов Дмитрий Леонидович,**
Буланова Екатерина Александровна

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Н.Д. Проничев
д-р техн. наук, проф. В. Н. Трусов

Нормирование точности и метрологическое обеспечение машиностроительного производства

[Электронный ресурс] : электрон. курс лекций / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. Д. Л. Скуратов, Е. А. Буланова. - Электрон. текстовые и граф. дан. (3,41 Мбайт). - Самара, 2013. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Рассмотрены вопросы нормирования точности гладких цилиндрических соединений и типовых соединений деталей машин, отклонений формы и расположения поверхностей, шероховатости и волнистости поверхности, рассмотрены методы расчета размерных цепей.

Изложены общие положения и задачи метрологического обеспечения виды и методы измерений физических величин, описаны средства измерений и дана их классификация, изложены вопросы метрологической экспертизы, конструкторской и технологической документации. Значительное место уделено вопросам анализа точности и обработки результатов измерений.

Предназначен для подготовки студентов по направлению 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» по дисциплине «Нормирование точности и метрологическое обеспечение машиностроительного производства» (ФГОС-3), которая читается в СГАУ на факультете двигателя летательных аппаратов в 5 семестре.

Разработано на кафедре механической обработки материалов.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

КУРС ЛЕКЦИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА»

Лекция 1

1 НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

1.1 Основные понятия о точности и взаимозаменяемости

1.1.1 Понятия о точности и ее разновидностях. Показатели точности

Точность изделий машиностроения – это степень соответствия действительных параметров изделий их заранее установленным значениям.

Точность – комплексное понятие, характеризующее как геометрические параметры машин и их элементов, так и единообразие различных свойств изготавливаемых изделий, например упругости, электропроводности и др. Точность характеризует также единообразие технико-эксплуатационных показателей машин: напора, производительности, установленной мощности и др. Эти показатели тем точнее, чем уже поле их разброса.

Точность изделий машиностроения является важнейшей характеристикой их качества. Недостаточная точность изготовления современных машин не позволяет им функционировать при больших скоростях и удельных нагрузках, вызывающих вибрации и их разрушение.

Машина собирается из сборочных единиц и деталей.

Под *точностью деталей* понимают степень приближения детали к геометрически правильному прототипу, изображенному на чертеже и описанному техническими требованиями.

Действительное (полученное) значение геометрического параметра детали отличается от номинального (заданного) на величину **абсолютной погрешности**, возникающей в результате действия различных факторов в процессе обработки заготовки, а также эксплуатации и хранения машины.

Различают конструкторскую, технологическую и эксплуатационную точность.

При проектировании машин рассматривают **конструкторскую точность**. При этом определяют погрешности, заложенные в рабочем принципе машин, и их влияние на стоимость и качество функционирования машины. Эти погрешности можно устранить, выбрать другой принцип с допустимой погрешностью или уменьшить путем улучшения данного рабочего принципа.

На **технологическую точность** в производстве изделий можно воздействовать тремя способами:

- устранить причины погрешностей, но это будет сопровождаться большими производственными затратами;
- компенсировать погрешности путем ужесточения точности, например, введением конструкции с кратчайшей размерной цепью;
- учесть погрешности, так чтобы они не превышали допустимых значений, если их устранение связано с большими затратами.

На **эксплуатационную точность** с течением времени влияет износ (механический, коррозионный, эрозионный).

Повышение точности деталей, сборочных единиц и механизмов увеличивает долговечность и надежность эксплуатации механизмов и машин.

В общем случае точность изделий оценивается такими численными характеристиками параметров, как мера точности параметра, а также абсолютная и (или) относительная погрешности.

Мерой точности параметра является величина G , вычисляемая по формулам:

$$G = \frac{x_0}{x_n}, \text{ если } x_0 < x_n \text{ и } V < T,$$

или

$$G = \frac{x_n}{x_\delta}, \text{ если } x_\delta > x_n \text{ и } V < T \quad (G \leq 1),$$

где x_δ – действительное значение параметра; x_n – номинальное значение; V – рассеяние действительных значений параметра; T – допуск отклонений параметра.

Абсолютная погрешность Δx выражается в единицах рассматриваемого параметра и рассчитывается по формуле

$$\Delta x = |x_\delta - x_n|.$$

Относительная погрешность $\Delta_{\text{отн}}$, %, – это отношение абсолютной погрешности к номинальному заданному значению параметра:

$$\Delta_{\text{отн}} = \frac{\Delta x}{x_n} 100\%.$$

Точность параметра элемента детали можно оценивать непосредственно по результатам его измерения, сравнивая погрешность с заданным предельно допустимым разбросом значений или с допуском. Если погрешность меньше или равна допустимому значению, то точность параметра элемента детали обеспечена.

Для оценки **точности параметра в партии деталей** используют методы теории вероятностей и статистического анализа. Определяют суммарную предельную погрешность геометрического параметра (размера, формы и т.д.), систематическую и (или) случайную погрешности.

Систематические погрешности постоянны по величине и направлению или изменяются по определенному закону. Влияние систематических погрешностей можно учесть или даже устранить.

Случайные погрешности – это погрешности, величину и направление которых нельзя заранее предусмотреть. На их появление оказывают влияние большое число независимых друг от друга случайных факторов.

Возможно также появление грубых погрешностей, явно не со-

ответствующих процессу обработки или измерения. Они чаще вызваны просчетами или недосмотром и подлежат устранению.

Для оценки влияния случайных погрешностей на точность обработки используются методы теории вероятности или математической статистики.

Абсолютной точности деталей достичь нельзя из-за возникновения погрешностей обработки и измерения, можно лишь уменьшить погрешность, применяя более совершенные технологические методы обработки и контроля.

Под **точностью размера** или другого геометрического параметра детали понимается степень приближения действительного размера к заданному. Таким образом, точность размера определяется погрешностью: чем меньше погрешность, тем выше точность.

Точность деталей характеризуется как **действительной погрешностью (действительная точность)**, так и предельными отклонениями, ограничивающими погрешность (**номинальная точность**).

Допуском размера T или допустимой погрешностью называется погрешность размера (любого параметра), при которой сохраняется работоспособность изделия. Допуск размера - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами, которые задаются на чертеже и обеспечивают бесперебойное функционирование машин. Для нормального функционирования машины необходимо соблюдение условия $T > V$, где V - значение допустимого поля рассеивания.

Кроме точности деталей точность машин и механизмов обеспечивается **точностью расположения деталей, сборочных единиц и механизмов**. Зазоры, предельные размеры и другие параметры, координирующие взаимное положение собираемых объектов, устанавливаются с помощью расчетов, основанных на теории размерных цепей.

Точность параметров изделий обеспечивает их взаимозаменяемость

1.1.2 Понятие о взаимозаменяемости и её видах. Функциональная взаимозаменяемость

В машиностроении различают два способа производства машин и приборов: способ индивидуальной пригонки и способ, основанный на применении принципов взаимозаменяемости. При первом из них окончательная сборка машин осуществляется после индивидуальной пригонки сопрягаемых поверхностей между собой, т.е. после опиливания, шабрения и других методов окончательной обработки одной сопряженной детали по другой. Этот способ изготовления изделий требует большой затраты времени и использования труда высококвалифицированных рабочих. Качество выпускаемых машин в этом случае во многом зависит от индивидуальных условий изготовления: квалификации рабочего; тщательности произведенной пригонки и пр. Наибольшее распространение метод индивидуальной пригонки имел в прошлом, когда производство еще не было достаточно оснащено необходимым оборудованием и инструментами. В настоящее время этот метод сохранился лишь в индивидуальном и мелкосерийном производствах.

На современных машиностроительных заводах серийного и массового производства процессы изготовления деталей и их сборки в отдельные сборочные единицы и машины осуществляются в разных цехах, они независимы один от другого. Кроме того, используются стандартные крепежные детали, подшипники качения, электротехнические, резиновые, пластмассовые изделия, получаемые по кооперации с других предприятий. Несмотря на это, сборка сборочных единиц и машин, удовлетворяющих предъявляемым требованиям, должна производиться без пригонки (доработки) деталей, что возможно лишь тогда, когда они выполняются взаимозаменяемыми.

Взаимозаменяемостью называется свойство независимо изготовленных деталей (сборочных единиц) обеспечивать у механизмов и машин в условиях беспригоночной сборки или при ремонте работоспособное состояние и надежность.

Взаимозаменяемыми могут быть детали, составные части (сборочные единицы) и изделия в целом. В первую очередь такими должны быть те детали и сборочные единицы, от которых зависят надежность, долговечность и другие эксплуатационные показатели изделий. Это требование, естественно, распространяется и на запасные части.

Взаимозаменяемость может быть *полной и неполной (ограниченной)*. Полная взаимозаменяемость обеспечивается при выполнении геометрических, электрических и других параметров деталей с точностью, позволяющей производить сборку (или замену при ремонте) любых сопрягаемых деталей и составных частей (сборочных единиц) без какой бы то ни было дополнительной их обработки, подбора или регулирования и получать изделия требуемого качества. В этом случае точность сборки всех экземпляров одноименных соединений или сборочных единиц (блоков) будет находиться в допусковых пределах.

Полная взаимозаменяемость обладает следующими достоинствами:

- упрощается процесс сборки, он сводится к простому соединению деталей рабочими невысокой квалификации;
- сборочный процесс точно нормируется во времени, легко укладывается в устанавливаемый темп работы и может быть, организован поточным методом; создаются условия для автоматизации процессов изготовления и сборки деталей;
- возможны широкая специализация и кооперирование заводов (т.е. изготовление заводом-поставщиком ограниченной номенклатуры унифицированных изделий, сборочных единиц и деталей и поставка их заводу, выпускающему основные изделия);
- упрощается ремонт изделий, так как любая износившаяся или поломанная деталь или сборочная единица могут быть заменены новыми (запасными).

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей с точностью не выше 5-6 квалитетов и для составных частей изделий, имеющих небольшое число деталей, например две, образующих то

или иное соединение, а также в тех случаях, когда несоблюдение заданных зазоров или натягов недопустимо даже у части изделий.

Иногда эксплуатационные требования к изделиям приводят к необходимости изготавливать детали и составные части с малыми экономически неприемлемыми или технологически трудно выполнимыми допусками. В этих случаях применяют групповой подбор деталей (селективную сборку), компенсаторы, регулирование положения некоторых частей машин и приборов, пригонку и другие дополнительные технологические мероприятия при обязательном выполнении требований к качеству составных частей и изделий в целом. Такую взаимозаменяемость называют *неполной (ограниченной)*, Она может осуществляться не по всем, а только по отдельным геометрическим, электрическим или другим параметрам.

Различают также *внешнюю и внутреннюю взаимозаменяемость*.

Внешняя взаимозаменяемость - это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий (монтируемых в другие более сложные изделия) и составных частей (сборочных единиц) по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей, т.е. таких, по которым взаимозаменяемые узлы основного изделия соединяют между собой и с покупными и кооперируемыми агрегатами. Например, в электродвигателях внешняя взаимозаменяемость осуществляется по числу оборотов вала и мощности, а также по размерам присоединительных поверхностей; в подшипниках качения - по наружному диаметру наружного кольца и внутреннему диаметру внутреннего кольца, а также по точности вращения.

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, составляющие отдельные сборочные единицы, или на составные части и механизмы, входящие в изделие. Например, в подшипниках качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца.

Уровень взаимозаменяемости производства может характеризоваться коэффициентом взаимозаменяемости K_g , равным отношению трудоемкости

изготовления взаимозаменяемых деталей и частей к общей трудоемкости изготовления изделий. Значение этого коэффициента может быть различным. Однако степень его приближения к единице является объективным показателем высокого технического уровня производства.

Значительному росту качества изделий и экономичности их производства способствует развивающееся в последнее время направление **функциональной взаимозаменяемости**. Эта взаимозаменяемость основана на эксплуатационных показателях изделий с определяющими их функциональными параметрами.

Функциональными являются геометрические, электрические, механические и другие параметры, влияющие на эксплуатационные показатели изделий или служебные функции их деталей и составных частей (сборочных единиц). Например, от величины зазора между поршнем и цилиндром (функционального параметра) зависит мощность двигателя (эксплуатационный показатель), а в поршневых компрессорах – весовая и объемная производительность. Эти параметры названы функциональными, чтобы подчеркнуть их связь со служебными функциями деталей, сборочных единиц (блоков) и изделий. Связь же их с эксплуатационными показателями может быть функциональной или стохастической (вероятностной).

Достигается функциональная взаимозаменяемость при помощи соответствующих методов расчета точности машин и выполнения ее при изготовлении деталей. Она обеспечивает необходимый запас работоспособности машины и ее экономически оптимальные и стабильные (в заданных пределах) во времени эксплуатационные показатели.

Для обеспечения функциональной взаимозаменяемости необходимо соблюдать следующие требования.

1. Строго выдерживать нормируемую точность функциональных параметров при изготовлении деталей и сборке изделий.
2. Обеспечивать условие создания большого запаса работоспособности

машин для ответственных функциональных параметров

$$T_F > T_P$$

где T_F – допуск параметра, устанавливаемый исходя из эксплуатационных требований; T_P – технологический допуск, обеспечиваемый принятым технологическим процессом.

3. Точность средств технологического оснащения (оборудования, приспособлений и инструмента) должна быть несколько выше требуемой точности изготовления деталей, т.е. необходимо иметь запас точности.

4. Для ответственных деталей нужно обеспечивать оптимальные сочетания показателей качества поверхности.

5. Соблюдать принцип единства баз, чтобы технологические и измерительные базы совпадали с конструкторскими, что исключает погрешность базирования.

6. Схема измерения должна соответствовать схеме рабочих движений детали в механизме.

Лекция 2

1.1.3 Нормирование точности геометрических параметров деталей и сборочных единиц как основа взаимозаменяемости

Основные требования по обеспечению взаимозаменяемости включают с себя требования к исходным материалам, деталям и сборочным единицам, а также требования к работам, выполняемым на различных стадиях от проектирования до производства. Одним из важнейших показателей, обеспечивающим взаимозаменяемость производства изделий является точность геометрических параметров деталей и сборочных единиц.

Обычно геометрическую точность изготовления изделия характеризуют четыре параметра:

- отклонение размера;
- отклонение формы поверхности;
- отклонение взаимного расположения поверхностей;
- шероховатость поверхности.

Следует отметить, что по мере совершенствования обрабатывающих станков (автоматов и полуавтоматов), применения более совершенного инструмента и специальных приспособлений затраты на изготовление точных деталей снижаются более интенсивно, чем затраты на изготовление деталей по широким допускам (менее точных). Трудоемкость и затраты на пригоночные работы, выполняемые чаще всего вручную, уменьшаются медленнее, так как их сложно механизировать. Следовательно, совершенствование техники и технологии производства деталей является основой расширения взаимозаменяемого производства, которое в свою очередь способствует совершенствованию методов организации и управления производством.

1.1.4 Роль точности и взаимозаменяемости в развитии машиностроения, связь со стандартизацией и техническими измерениями

Каждое изделие характеризуется совокупностью выходных параметров - величинами, определяющими показатели качества данного изделия. Показатели качества могут характеризовать самые разнообразные свойства изделия. Среди этих свойств важная роль отводится взаимозаменяемости и сопутствующим ей свойствам: точности, надежности и стабильности. Взаимозаменяемость имеет огромное хозяйственное значение и обеспечивается единством научно-технических, экономических и организационных мероприятий. Она является одной из важнейших предпосылок организации серийного и массового производства, способствует широкому кооперированию производств, основанных на изготовлении многочисленных комплектующих элементов изделий машиностроения на различных специализированных предприятиях. Взаимозаменяемость позволяет не только лучше организовать

производство изделий, но и сократить сроки и повысить качество их ремонта в процессе эксплуатации.

Обеспечение взаимозаменяемости деталей, сборных единиц и изделий невозможно без развернутой системы измерений, позволяющей контролировать технологические процессы, оценивать свойства и качество продукции. Измерения служат основой научных знаний. В то же время именно метрология необходима для обнаружения областей несогласованности в научных исследованиях и потому обнаруживает те области, в которых можно ждать принципиальных сдвигов в науке.

В процессе трудовой деятельности специалисту приходится решать систематически повторяющиеся задачи: измерение и учет количества продукции, составление технической и управленческой документации, измерение параметров технологических операций, контроль готовой продукции, упаковывание поставляемой продукции и т.д. Существуют различные варианты решения этих задач. Цель стандартизации – выявление наиболее правильного и экономичного варианта, т.е. нахождение оптимального решения. Найденное решение дает возможность достичь оптимального упорядочения в определенной области стандартизации. Для превращения этой возможности в действительность необходимо, чтобы найденное решение стало достоянием большого числа предприятий (организаций) и специалистов. Только при всеобщем и многократном использовании этого решения существующих и потенциальных задач возможен экономический эффект от проведенного упорядочения.

Лекция 3

1.2 Понятие о размерах, отклонениях, допусках и посадках. Графическое изображение полей допусков и посадок. Обозначение предельных отклонений на машиностроительных чертежах

1.2.1 Понятие о номинальном, действительном и предельном размерах, предельных отклонениях, допусках

При конструировании и изготовлении деталей различают номинальный, действительный и предельный размеры.

Номинальный размер - размер, который указывают на чертеже на основании инженерных расчетов, опыта проектирования, обеспечения конструктивного совершенства или удобства изготовления детали (изделия). Относительно номинального размера определяют предельные размеры, он служит также началом отсчета отклонений.

Для сужения сортамента материалов, сокращения числа типоразмеров заготовок и деталей, режущего и измерительного инструмента, штампов, приспособлений, а также для облегчения типизации технологических процессов размеры, полученные расчетом, нужно округлять (как правило, в большую сторону); они должны соответствовать значениям **ГОСТ 6636-69** "Нормальные линейные размеры" (этот стандарт соответствует рекомендациям ISO). Ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот и др.) построены на базе рядов предпочтительных чисел, но с некоторым округлением их значений.

Наиболее целесообразными рядами предпочтительных чисел являются ряды, построенные по арифметическим или геометрическим прогрессиям.

Ряды, построенные по арифметическим прогрессиям, представляют собой последовательность чисел, в которых разность d между любыми

соседними числами a и a_{i-1} остается постоянной, т.е.

$$d = a - a_{i-1} = const .$$

Ряды предпочтительных чисел, построенных по геометрическим прогрессиям, имеют не постоянную разность d , а постоянное отношение каждого последующего члена a_i к предыдущему a_{i-1} . Это отношение носит название знаменателя геометрической прогрессии:

$$\varphi = \frac{a_i}{a_{i-1}} .$$

Установлено четыре ряда нормальных линейных размеров, построенных по геометрическим прогрессиям и обозначаемых соответственно: **Ra5**, **Ra10**, **Ra20**, **Ra40**. При выборе предпочтения нужно отдавать нормальным размерам из ряда с более крупной градацией (5 ряд следует предпочитать 10-му, 10 – 20-му, 20 – 40-му).

В производстве невозможно выполнить абсолютно точно требуемые размеры деталей. Некоторая погрешность вносится также при измерении, поэтому существует понятие **действительный размер** детали. Таким называется размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Следует отметить, что действительный размер детали в работающей машине вследствие ее износа, упругой, остаточной, тепловой деформации и других причин отличается от размера, определенного в статическом состоянии при сборке. Это обстоятельство необходимо учитывать при точностном анализе механизма в целом.

Для определения допускаемого диапазона требуемых размеров устанавливают предельные размеры детали. Такими называются наибольшее и наименьшее допустимые значения размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали. Большой из них называется наибольшим предельным размером, меньший – наименьшим предельным размером. Обозначим D_{\max} и D_{\min} - предельные размеры для отверстия, d_{\max} и d_{\min} – для вала. Действительный размер годной детали должен находиться между предельными размерами или может быть равен им.

Для упрощения чертежей пользуются не предельными размерами, а введенными специально для этого предельными отклонениями от номинального размера, проставляемыми рядом с этим размером со знаком «+» или «-».

Верхним предельным отклонением ES, es называется алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

Нижним предельным отклонением Ei, ei называется алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Для отверстия:

верхнее отклонение $ES = D_{\max} - D,$

нижнее отклонение $EI = D_{\min} - D;$

для вала:

верхнее отклонение $es = d_{\max} - d,$

нижнее отклонение $ei = d_{\min} - d.$

Действительным отклонением называется алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. Отклонение является положительным, если предельный или действительный размеры больше номинального, и отрицательным, если указанные размеры меньше номинального.

На машиностроительных чертежах номинальные и предельные линейные размеры проставляют в миллиметрах без указания размерности.

Предельные отклонения в таблицах допусков проставляют в микрометрах, а на чертежах – в миллиметрах более мелким шрифтом (например, $42_{-0,013}^{+0,003}$). Верхнее отклонение ставят немного выше, а нижнее – несколько ниже номинального размера. При равенстве абсолютных величин отклонений их величину указывают один раз со знаком «±» рядом с номинальным размером и одинаковым с ним шрифтом (например, $70 \pm 0,3$). Отклонение равное 0, на чертежах не ставят.

Допуском T – называется разность между наибольшим и наименьшим допустимыми значениями того или иного параметра.

Допуск T размера – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями. Допуск величина всегда положительная. Он представляет собой величину допустимого рассеяния действительных размеров годных деталей в партии, т.е. заданную точность изготовления. С увеличением допуска качество изделий, как правило ухудшается, но стоимость изготовления уменьшается

Для упрощения допуски можно изображать графически в виде полей допусков. При этом ось изделия всегда располагают под схемой.

Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Нулевая линия - линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладывают отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. Будем ее обозначать 0–0. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладывают вверх от нее, а отрицательные вниз.

На рисунке 1 приведены номинальный и предельные размеры, предельные отклонения и допуски для отверстия и вала в посадке с зазором.

1.2.2 Поверхности свободные и сопрягаемые, охватывающие и охватываемые. Классификация соединений по форме сопрягаемых поверхностей деталей и по степени свободы относительного перемещения

Две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей называются сопрягаемыми.

Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называются

сопрягаемыми поверхностями. Остальные поверхности называются несопрягаемыми или свободными. В соответствии с этим различают размеры сопрягаемых и несопрягаемых (свободных) поверхностей.

В соединении деталей, входящих одна в другую, есть охватывающие и охватываемые поверхности. Для гладких цилиндрических и конических деталей охватывающая поверхность называется отверстием, охватываемая – валом, а соответствующие размеры – диаметром отверстия и диаметром вала. Допускается условно применять термины «отверстие» и «вал» также и к другим охватывающим и охватываемым поверхностям, например к плоским (паз и шпонка).

Как уже говорилось, допуски размеров охватывающей и охватываемой поверхностей принято сокращенно называть соответственно допуском отверстия (TD) и допуском вала (Td).

Разнообразные виды соединений деталей, применяемые в машиностроении, целесообразно для удобства рассмотрения классифицировать как группы:

- по форме сопрягаемых поверхностей деталей различают:
 - а) гладкие цилиндрические и конические соединения;

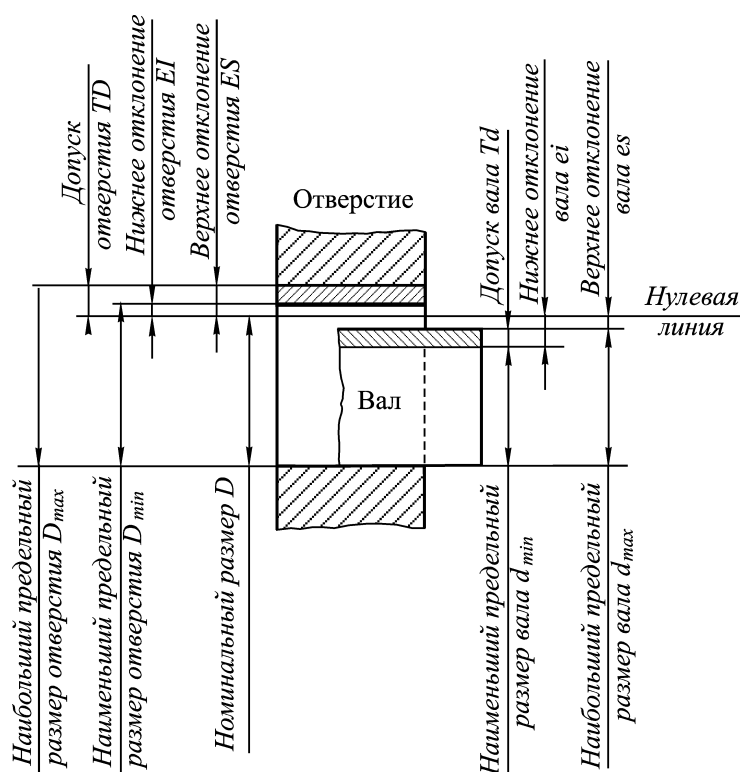


Рисунок 1 – Номинальный размер, предельные размеры, предельные отклонения и допуски для отверстия и вала в посадке с зазором

- б) плоские соединения;
- в) резьбовые и винтовые соединения (цилиндрические, конические);
- г) зубчатые цилиндрические, конические, волновые, винтовые и гипоидные передачи;
- д) шлицевые соединения;
- е) сферические соединения,
 - по степени свободы взаимного перемещения деталей различают:
 - а) неподвижные неразъемные соединения, в которых одна соединяемая деталь, неподвижна относительно другой в течение всего времени работы механизма: соединения деталей сваркой, клепкой, клеем, соединения с гарантированным натягом (например, бронзового венца червячного колеса со стальной ступицей); первые три вида этих соединений разборке не подвергаются, а четвертое может разбираться лишь при крайней необходимости;
 - б) неподвижные разъемные соединения, отличающиеся от предыдущих тем, что в них возможно перемещение одной детали относительно другой при регулировке и разборке соединения при ремонте (например, крепежные резьбовые, шлицевые, шпоночные, клиновые и штифтовые соединения);
 - в) подвижные соединения, в которых одна соединяемая деталь во время работы механизма перемещается относительно другой в определенных направлениях.

В каждую из групп входит много разновидностей соединений, имеющих свои конструктивные особенности и свою область применения.

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

1.2.3 Понятие о посадках. Три группы посадок, взаимное расположение полей допусков. Предельные, средние зазоры и натяги. Допуск посадки

Посадкой называется характер соединения деталей, определяемый ве-

личной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризует большую или меньшую свободу относительного перемещения или степень сопротивления взаимному смещению соединяемых деталей. Тип посадки определяется величиной и взаимным расположением полей допусков отверстия и вала.

Если размер отверстия больше размера вала, то разность их называется зазором; если до сборки размер вала больше размера отверстия, то их разность называется натягом. В расчетах натяг может быть выражен как отрицательный зазор.

Посадки разделяются на три группы: с зазором, с натягом и переходные посадки.

Посадками с зазором (подвижными посадками) называются такие, в которых между сопрягаемыми поверхностями имеется зазор, обеспечивающий возможность относительного перемещения собранных деталей. Они разделяются на посадки с гарантированным зазором и посадки с наименьшим зазором, равным нулю, которые называют **скользящими**. Схемы расположения полей допусков данных посадок приведены соответственно на рисунках 2, а и 2, б. Для посадок с зазором поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала.

Посадками с натягом называются такие, в которых между сопрягаемыми поверхностями до сборки имелся гарантированный натяг, обеспечивающий взаимную неподвижность деталей после

их сборки. Схема расположения полей допусков в посадках с натягом представлена на рисунке 3. Для посадок с натягом поле допуска вала расположено над полем допуска отверстия.

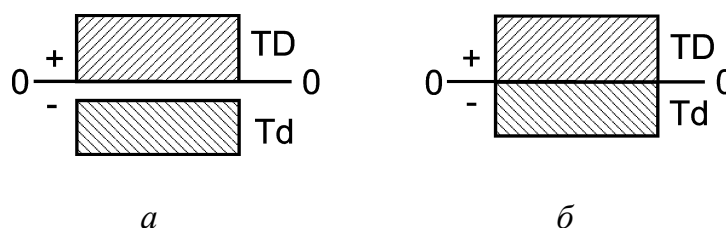


Рисунок 2 – Схемы расположения полей допусков посадки с гарантированным зазором (а) и посадки с наименьшим зазором равным нулю (б)

И, наконец, существует группа **переходных посадок**, т.е. таких при осуществлении которых в собранной паре могут получаться как натяги, так и зазоры. Для этих посадок поля допусков отверстия и вала частично или полностью перекрываются, что видно из рисунка 4.

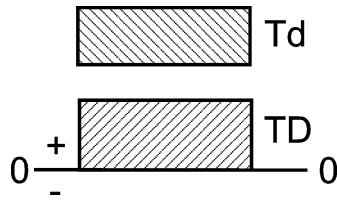


Рисунок 3 – Схема расположения полей допусков в посадках с натягом

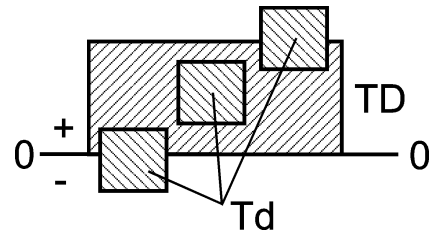


Рисунок 4 – Схема расположения полей допусков в переходных посадках

В переходных посадках при наибольшем предельном размере вала и наименьшем предельном размере отверстия получается наибольший натяг, а при наибольшем предельном размере отверстия и наименьшем предельном размере вала – наибольший зазор. При положительном значении разности средних размеров отверстия и вала для большинства годных соединений получим посадку с зазором, при отрицательном – с натягом.

Различают предельные наибольшие и наименьшие зазоры и натяги, а также средние зазоры и натяги. Определяются они по следующим формулам:

для посадок с зазором

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; \quad S_c = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \quad S_c = E_c - e_c,$$

для посадок с натягом

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI; \quad N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES; \quad N_c = e_c - E_c,$$

для переходных посадок

Переходные посадки характеризуются наибольшими значениями натяга и зазора:

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

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

Наибольший зазор переходной посадки часто представляют в виде отрицательного наименьшего натяга, т.е.

$$S_{\max} = -N_{\min} = -(ei - ES) .$$

Предельные, средние зазоры и натяги у различных типов посадок приведены на рисунке 5

Существует еще понятие допуск посадки.

Допуск посадки – это разность между наибольшим и наименьшим зазорами (допуск зазора TS в посадках с зазорами) или наибольшим и наименьшим допустимыми натягами (допуск натяга TN в посадках с натягами):

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

В переходных посадках допуск посадки определяется суммой наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютной величине:

$$TII = |S_{\max} + N_{\max}| .$$

$$\begin{aligned} TN = TS = N_{\max} - N_{\min} &= S_{\max} - S_{\min} = \\ &= (ES - EI) + (es - ei) = TD + Td \end{aligned}$$

Таким образом, для любой посадки, независимо от ее типа, допуск посадки есть сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение

$$TS(TN) = TD + Td .$$

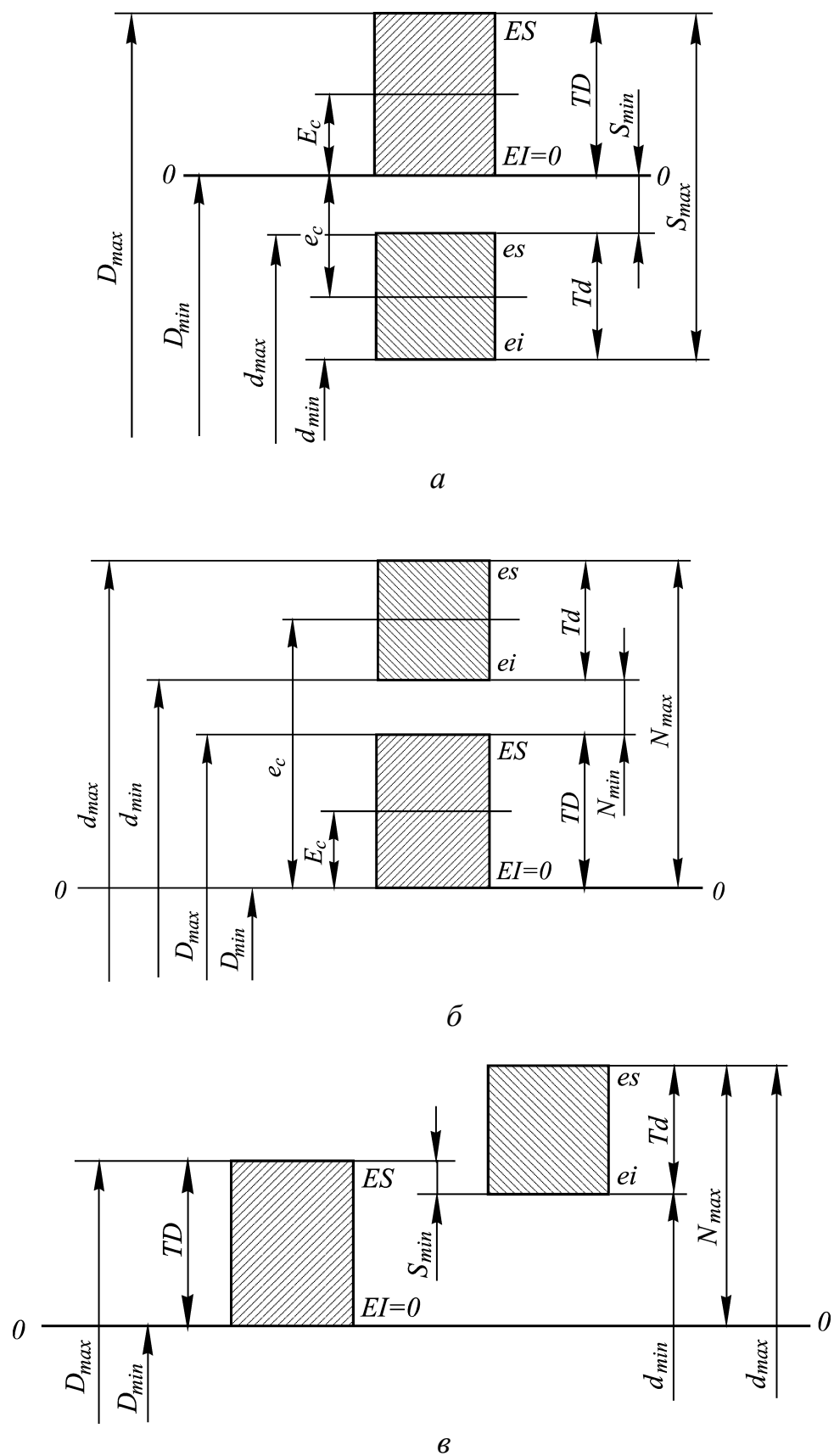


Рисунок 5 – Предельные, средние зазоры и натяги у посадок с зазором (*a*), с натягом (*б*) и переходных (*в*)

Лекция 4

1.3 Единая система допусков и посадок (ЕСДП) для гладких цилиндрических соединений

1.3.1 Основные принципы построения ЕСДП. Посадки в системе отверстия и в системе вала. Расположение полей допусков основных деталей. Экономическая целесообразность выбора системы. Единица допуска. Качества точности. Ряды допусков и интервалы размеров

ЕСДП для гладких деталей и соединений разработана на основе системы ISO, предложенной в рекомендации ISO P286 от 1962 г. «Система допусков и посадок ISO. Часть 1. Общие сведения. Допуски и отклонения».

Система ISO является вторым вариантом международной системы допусков и посадок. Ей предшествовала система ISA (ISA – наименование международной организации по стандартизации), разработанная для того, чтобы заменить существовавшие до этого национальные системы, между которыми были существенные различия, и содействовать развитию международной торговли и экономического сотрудничества. Она охватывала размеры от 1 до 500 мм. Первый проект системы ISA, предложенной группой специалистов Германии, Франции, Чехословакии, Швеции и Швейцарии, был опубликован в 1931 г., а окончательный проект в 1936 г.

Система ИСО основана на системе ISA и отличается от нее тем, что распространена на размеры менее 1 мм и св. 500 до 3150 мм, а для размеров от 1 до 500 мм дополнена двумя более точными рядами допусков и несколькими новыми типами расположения полей допусков.

Переход стран на международную систему допусков и посадок осуществлялся в период с 1932 – 1936 г.г. В настоящее время система ISO применяется во всех промышленно развитых и развивающихся странах мира, разработавших на основе рекомендаций и стандартов ISO свои национальные стандарты.

Система ISA (а затем ISO) применялась в СССР для дополнения системы ОСТ новыми классами точности и полями допусков, а в отдельных случаях при эксплуатации импортного оборудования и производстве изделий по лицензиям. ЕСДП является модификацией системы ISO. Она излагает систему ISO, определяет отборы полей допусков и посадок из этой системы и в отдельных положениях дополняет ее с учетом потребностей хозяйства страны.

Системой допусков и посадок называется совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин. Она создает возможность стандартизации режущих инструментов и калибров, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их частей, а также повышает их качество.

ЕСДП распространяется на сопрягаемые и несопрягаемые цилиндрические, плоские и другие элементы деталей. Переход на ЕСДП осуществлялся в 1977-1980 г.г. Переход на основные нормы точности резьбовых соединений, конусов, формы и расположения поверхностей, шероховатости и т.п. осуществлялся по мере их разработки.

Поля допусков и рекомендуемые посадки регламентированы ГОСТ 25347-82, а общие положения, ряды допусков и основных отклонений изложены в ГОСТ 25346-89.

Согласно ГОСТ 25346-89 предусмотрены посадки в системе отверстия и в системе вала.

Посадки в системе отверстия и системе вала

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазо-

ры и натяги получают соединением различных валов с основным отверстием, обозначаемым буквой *H*. Схемы расположения полей допусков для посадок в системе отверстия приведены на рисунке 6.

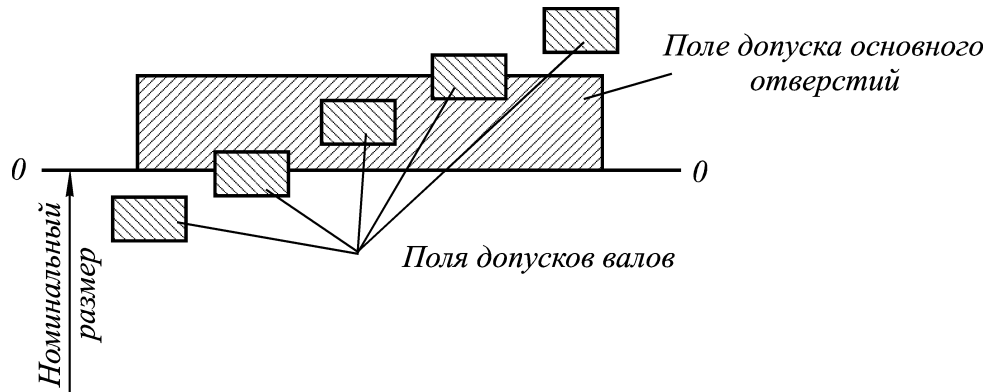


Рисунок 6 – Схемы расположение полей допусков для посадок в системе отверстия

Посадки в системе вала – посадки, в которых различные зазоры и натяги получают соединением различных отверстий с основным валом, обозначаемым буквой *h*. Схемы расположения полей допусков для посадок в системе вала представлены на рисунке 7.

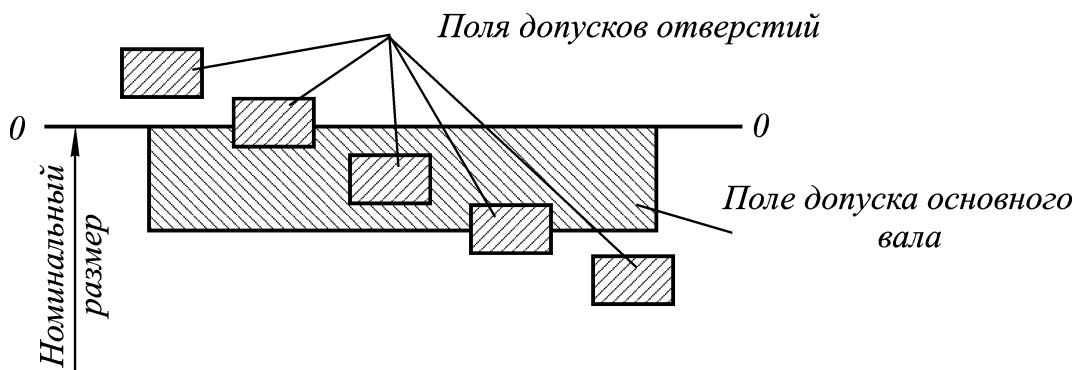


Рисунок 7 – Схемы расположение полей допусков для посадок в системе вала

Для всех посадок в системе отверстия нижнее отклонение отверстия $EI = 0$, т.е. нижняя граница поля допуска отверстия, называемого основным

отверстием, всегда совпадает с нулевой линией. Для всех посадок в системе вала верхнее отклонение вала $es = 0$, т.е. верхняя граница поля допуска вала, называемого основным, всегда совпадает нулевой линией. Поле допуска основного отверстия откладывают вверх, а основного вала – вниз от нулевой линии, т.е. в материал детали. Такую систему допусков называют односторонней (асимметричной). Характер одноименных посадок (т.е. предельные величины зазоров и натягов) в системе отверстия и в системе вала примерно одинаков. Выбор систем отверстия или вала для той или иной посадки определяется конструктивными, технологическими и экономическими соображениями.

Экономическая целесообразность выбора системы

Точные отверстия обрабатывают дорогостоящим режущим инструментом (зенкерами, развертками, протяжками и т.п.). Каждый из них применяют для обработки отверстия только одного размера с определенным полем допуска. Валы же независимо от их размера обрабатывают одним резцом или шлифовальным кругом. В системе отверстия различных по предельным размерам отверстий будет меньше, чем в системе вала, а следовательно, будет меньше и номенклатура режущего инструмента, необходимого для обработки отверстий. В связи с этим преимущественное распространение получила система отверстия. Уменьшение номенклатуры позволяет увеличить изготавливаемые централизованно партии инструмента, применить производительное специализированное оборудование и тем самым увеличить выпуск инструмента с наименьшими затратами.

Однако в некоторых случаях по конструктивным соображениям целесообразно применять систему вала, например, когда требуется чередовать соединения нескольких отверстий одинакового номинального размера, но с различными посадками на одном валу. Рассмотрим соединение тяги свилкой через валик, представленное на рисунке 8, а. В этом соединении должна быть

обеспечена подвижная посадка валика с тягой и неподвижная его посадка с вилкой. Если выполнить это соединение в системе отверстия, как показано на рисунке 8, б, то валик придется делать ступенчатым, причем крайние ступени должны иметь больший диаметр, чем средняя. Монтаж такого узла затруднен, так как валик, проходя утолщенной ступенью через отверстие в тяге, испортит поверхность отверстия. Следовательно, в этом случае целесообразно выбрать систему вала. Расположение полей допусков у деталей при использовании системы вала

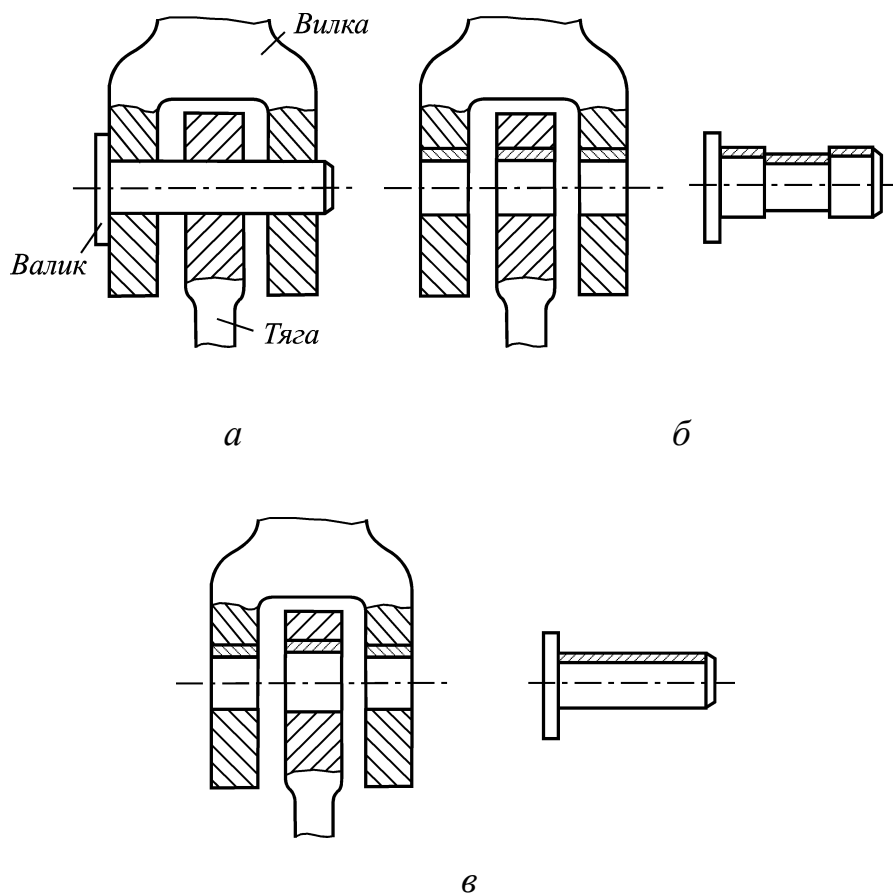


Рисунок 8 – Шарнирное соединение тяги с вилкой посредством валика:
 а – соединение в сборе; б – расположение полей допусков у деталей при использовании системы отверстия; в – расположение полей допусков у деталей при использовании системы вала

показано на рисунке 8, в. Систему вала выгодно применять и тогда, когда детали типа тяг, осей, валиков могут быть изготовлены из точных холодноотянутых прутков без механической обработки их наружных поверхностей. При выборе системы посадок надо учитывать также допуски на стандартные детали и составные части изделий.

Единица допуска. Квалитеты точности

Для построения системы допусков устанавливают *единицу допуска* $i(I)$, которая выражает зависимость допуска от номинального размера и является мерой точности. На основе исследований и систематизации опыта механической обработки цилиндрических деталей из металлов с размерами от 1 до 500 мм было установлено, что погрешность их изготовления Δ в одинаковых технологических условиях меняется в зависимости от диаметра D деталей следующим образом:

$$\Delta = c^x \sqrt{D}, \quad (1)$$

где c - коэффициент, зависящий от вида обработки; $2,5 \leq x \leq 3,5$.

На основании указанных исследований для систем ISO и ЕСДП установлены следующие единицы допуска:

- для размеров до 500 мм

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D; \quad (2)$$

- для размеров свыше 500 до 10000 мм

$$I = 0,004D + 2,1, \quad (3)$$

где D - среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала, мм;
 $i(I)$ - единица допуска, мкм.

Зная $i(I)$, допуск для любого квалитета (степени точности) можно определить по формуле

$$T = ai, \quad (4)$$

где a - коэффициент, равный числу единиц допуска, зависящий от качества и независящий от номинального размера.

В каждом изделии детали разного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования требуемых уровней точности установлены качества (степени точности) изготовления деталей и изделий. Под качеством понимают совокупность допусков, характеризуемых постоянной относительной точностью (определяемой коэффициентом a) для номинальных размеров данного диапазона. Точность в пределах одного качества изменяется только в зависимости от номинального размера.

Всего в ЕСДП предусмотрено 20 качеств, обозначаемых порядковым номером, возрастающим с увеличением допуска: 01; 0; 1; 2; ... 18. Номера 01 и 0 соответствуют двум наиболее точным качествам, они введены в систему уже после того, как существовал 1 качество.

Сокращенно допуск по одному из качеств обозначается латинскими буквами IT и номером качества. Например, $IT7$ – означает, что это допуск по 7 качеству.

Формулы (2) и (3) предназначены для определения допусков с 5 по 18 качества.

При данном качестве и интервале номинальных размеров значение допуска постоянно для размеров любых элементов (валов, отверстий, уступов, пазов и т.д.) и в любых полях допусков. Другая особенность допусков по ЕСДП состоит в их равномерной градации. Начиная с 5 качества, при переходе к следующему более грубому, допуски увеличиваются на 60 %. Через каждые пять качеств величина допусков увеличивается в 10 раз. Это правило позволяет развить систему в сторону более грубых качеств.

Ряды допусков диапазоны и интервалы размеров

Для каждого качества по формуле (4) построены ряды допусков, в каждом из которых различные размеры имеют одну и ту же относительную

точность, определяемую соответствующим значением коэффициента a . В системе ISO допуски установлены для размеров до 500 мм и свыше 500 до 3150 мм, а в ЕСДП, кроме того, для размеров свыше 3150 до 10000 мм (ГОСТ 25348-82).

Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров, в свою очередь, разбит на ряд интервалов и величины допусков приняты одинаковыми для всех номинальных размеров, объединенных в один интервал. Это сделано потому, что назначать допуск для каждого номинального размера нецелесообразно, так как таблицы допусков в этом случае получились бы громоздкими, а допуски смежных размеров отличались бы один от другого незначительно.

В расчетные формулы (2) и (3) для определения единицы допуска подставляют среднее геометрическое D крайних размеров каждого интервала

$$D = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}}.$$

Для интервала размеров до 3 мм величина D определяется по формуле

$$D = \sqrt{3}.$$

Полученную единицу допуска принимают постоянной для всех размеров, относящихся к данному интервалу.

Размеры по интервалам распределены таким образом, чтобы допуски, подсчитанные по крайним значениям размеров в каждом интервале, отличались от допусков, подсчитанных по среднему значению размера в том же интервале, не более чем на 5...7 %.

Весь диапазон номинальных размеров до 500 мм разбит на 13 интервалов, а диапазоны размеров свыше 500 до 3150 мм и свыше 3150 до 10000 мм – на восемь интервалов. Для полей допусков, образующих посадки с большими зазорами и натягами, введены дополнительные промежуточные интервалы. Увеличение числа интервалов для указанных посадок уменьшает колебания зазоров и натягов и делает посадки более определенными.

ЛЕКЦИЯ 5

1.3.2 Основные отклонения валов и отверстий. Поля допусков. Нормальный температурный режим. Посадки. Методика построения посадок. Обозначение полей допусков и посадок на чертежах

Каждое поле допуска представлено сочетанием двух независимых характеристик – величины допуска и его положения относительно номинального размера (основного отклонения). Под **основным отклонением** понимается одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В системах ISO и ЕСДП таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии. Для всех полей допусков, расположенных ниже нулевой линии, основным (ближайшим) является верхнее отклонение (es или ES), для полей допусков, расположенных выше нулевой линии, основным (ближайшим) – нижнее отклонение (ei или EI). Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита, валов – строчными. Основное отверстие обозначают буквой H , а основной вал – буквой h .

Для образования посадок с различными зазорами и натягами в системах ISO и ЕСДП для размеров до 500 мм предусмотрено 28 вариантов основных отклонений валов и отверстий. Основные отклонения отверстий и валов, принятые в системах ISO и ЕСДП приведены на рисунке 9. Основные отклонения, как правило, стандартизованы, как правило, независимо от допусков. В некоторых случаях, как видно из рисунка 9, основные отклонения в разных качествах различаются. Буквенные обозначения основных отклонений приняты в алфавитном порядке, начиная от отклонений, позволяющих получить наибольшие зазоры в соединении (отклонения a , A). Основные отклонения, введенные в систему ISO в качестве дополнения к системе ISA, обозначены двумя буквами. Это либо отклонения, занимающие промежуточное

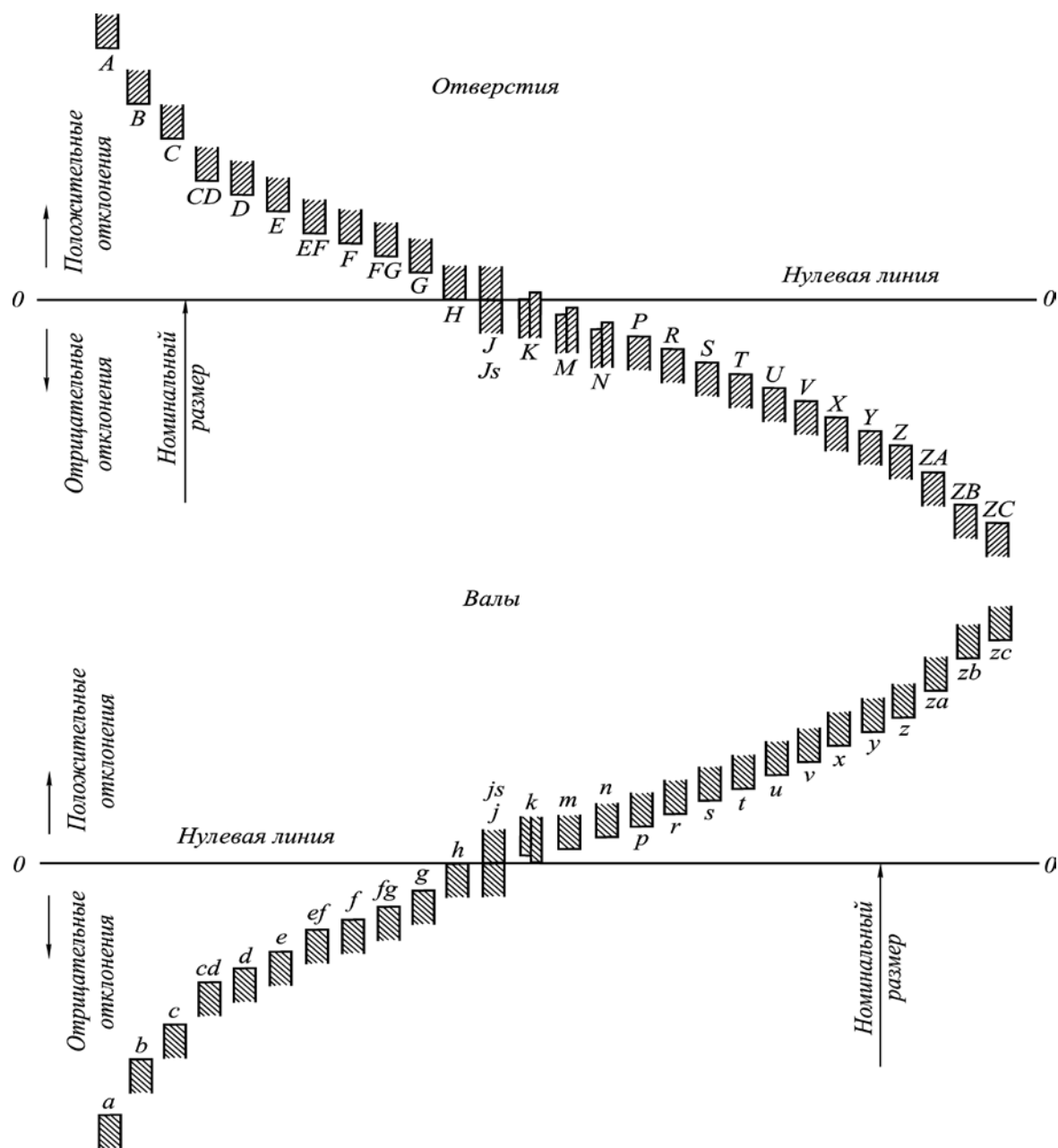


Рисунок 9 – Основные отклонения валов и отверстий

положение между двумя соседними отклонениями (обозначаются сочетанием букв соседних отклонений, например, отклонение cd располагается между отклонениями c и d), либо отклонения, располагающиеся за отклонением z и обозначаемые сочетанием буквы z с одной из начальных букв алфавита (последовательно a, b, c , например, za).

Буквой h обозначается верхнее отклонение вала равное нулю (основ-

ной вал), буквой H – нижнее отклонение отверстия равно нулю (основное отверстие). В системе отверстия основные отклонения от a до h предназначены для образования полей допусков валов в посадках с зазором, от js до zc – в посадках переходных и натягом. Аналогично в системе вала основные отклонения от A до H предназначены для образования полей допусков отверстий в посадках с зазором, а от Js до ZC – в посадках переходных и натягом. Как правило, переходные посадки получаются при основных отклонениях $js - n (Js - N)$.

Величина основного отклонения не зависит от качества. При одном и том же буквенном обозначении числовое значение основного отклонения изменяется в зависимости от номинального размера.

Исходными при построении системы были приняты основные отклонения валов. Основные отклонения отверстий построены таким образом, чтобы обеспечить образование посадок в системе вала, аналогичных посадкам в системе отверстия. Они равны по величине и противоположны знаку основным отклонениям валов, обозначаемых той же буквой

$$EI = -es \text{ для отверстий от } A \text{ до } H \text{ и валов от } a \text{ до } h;$$

$$ES = -ei \text{ для отверстий от } J \text{ до } ZC \text{ и валов от } j \text{ до } zc.$$

Это правило формулируется следующим образом – основное отклонение отверстия должно быть симметрично относительно нулевой линии основному отклонению вала, обозначенного той же буквой. Из этого правила сделано исключение для отверстий размеров свыше 3 мм с отклонениями J , K , M и N до $IT8$ и с отклонениями $P - ZC$ до $IT7$ включительно. Для них установлено специальное правило

$$ES = -ei + \Delta,$$

где Δ – поправочный коэффициент, который выбирается из таблиц ГОСТ 25346-89.

При образовании посадок из стандартных полей допусков используют отклонения, указанные в ГОСТ 25347-82, в которых поправка Δ уже внесена.

Значения основных отклонений валов и отверстий для размеров до 500 мм и основных отклонений валов и отверстий для размеров свыше 500 до 3150 мм приведены в ГОСТ 25346-89.

Поля допусков

Поле допуска в ЕСДП образуется сочетанием основного отклонения (характеристика расположения) и качества (характеристика допуска). Соответственно условное обозначение поля допуска состоит из буквы основного отклонения и числа – номера качества, например:

- поля допусков валов $h6, d10, s7, js5$;
- поля допусков отверстий $H6, D10, S7, Js5$.

По основному отклонению и допуску определяется второе предельное отклонение, ограничивающее данное поле допуска, что видно из рисунка 10.

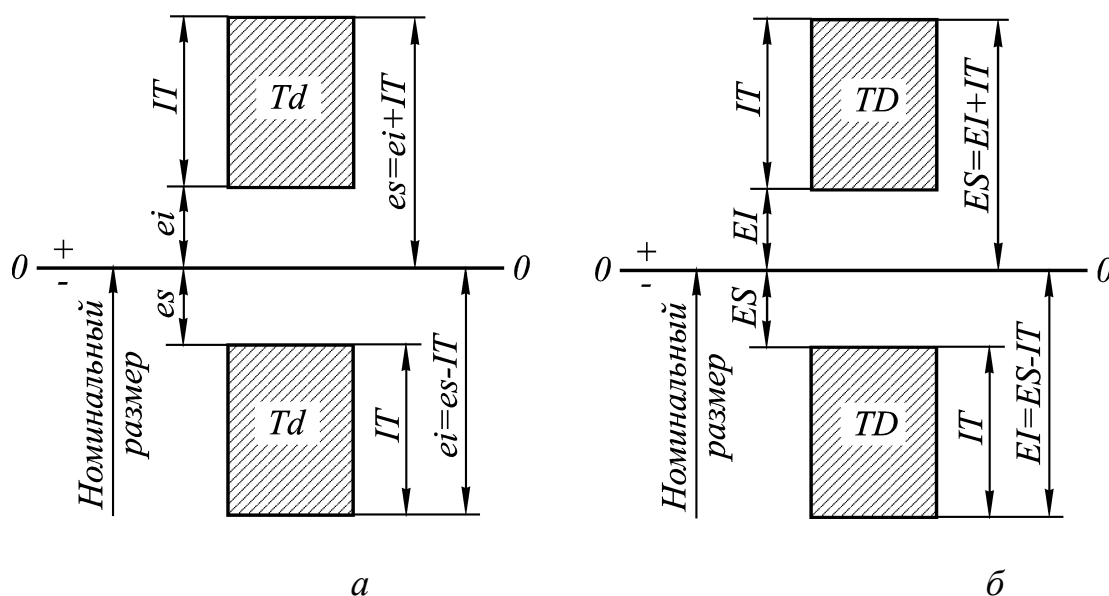


Рисунок 10 – Определение предельных отклонений валов (а) и отверстий (б)

Для тех полей допусков, у которых основным является верхнее отклонение, нижнее отклонение вычисляется по формулам:

- для вала $ei = es - IT$;

- для отверстия $EI = ES - IT$.

Если основное отклонение – нижнее, то верхнее отклонение определяется следующим образом:

- для вала $es = ei + IT$;

- для отверстия $ES = EI + IT$.

В рассмотренные выше формулы основные отклонения следует подставлять с их знаками.

Принципиально допускаются любые сочетания основных отклонений и квалитетов, что обеспечивает огромный выбор различных полей допусков. Однако не все возможные сочетания имеют технический смысл, а одновременное применение всех сочетаний не приемлемо по экономическим соображениям, так как привело бы к чрезмерному усложнению инструментально-го хозяйства. Поэтому ЕСДП применяется на базе ограниченного отбора полей допусков, установленного ГОСТ 25347-82 и ГОСТ 25348-82.

В соответствии с рекомендациями ISO и практикой многих стран в ЕСДП из основных рядов полей допусков для размеров от 1 до 500 мм выделены предпочтительные поля допусков, которые обеспечивают 90...95 % посадок общего применения. Использование предпочтительных полей допусков способствует повышению уровня унификации изделий, сокращает номенклатуру размерных режущих инструментов и калибров, создает благоприятные условия для кооперирования и организации централизованного производства стандартного режущего инструмента и калибров на специализированных предприятиях, продукция которых имеет повышенное качество и в 3...5 раз дешевле продукции инструментальных цехов машиностроительных заводов.

Нормальный температурный режим

Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами, относятся к деталям, размеры которых определены при нормальной температуре. Во всех странах мира эта температура принята равной 20 °С. Такая температура явля-

ется близкой к температуре рабочих помещений машиностроительных и приборостроительных заводов. Градуировку и аттестацию всех линейных и угловых мер и измерительных приборов, а также точные измерения необходимо производить при нормальной температуре. Отступления от этой температуры не должны превышать допустимых значений, величину которых определяет ГОСТ 8.050-73. Температура детали и измерительного средства в момент контроля должна быть одинаковой, что достигается выдержкой их в одинаковых условиях, например, на чугунной плите.

Погрешность измерения может возникнуть также и от местного нагрева средства измерения или детали. Например, под действием тепла руки контролера в течение 15 минут размер скобы для контроля валов диаметром 175 мм изменяется на 8 мкм, а скобы для контроля валов диаметром 280 мм – на 11 мкм. Поэтому при контроле деталей контролеры должны пользоваться термоизолирующими перчатками, а скобы должны иметь термоизолирующие накладки или ручки.

В отдельных случаях погрешность измерения, вызванная отклонением от нормальной температуры и разностью коэффициентов линейного расширения материалов детали и измерительного средства, может быть учтена путем введения поправки равной погрешности, взятой с обратным знаком.

Приближенно величину температурной погрешности можно определить по формуле

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

где l - измеряемый размер, мм; α_1 и α_2 - коэффициенты линейного расширения соответственно материалов детали и измерительного средства, $1/^\circ\text{C}$;

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

В том случае, если температура детали и измерительного средства оди-

наковы, но не равны $20^{\circ}C$, также неизбежны ошибки из-за разности коэффициентов линейного расширения материалов детали и измерительного средства. В этом случае $\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t$, а величина температурной погрешности составит

$$\Delta l = l\Delta t(\alpha_1 - \alpha_2).$$

Если температура детали и измерительного средства одинакова и равна $20^{\circ}C$, то температурная погрешность измерения отсутствует при любой разности коэффициентов линейного расширения, так как при $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$ $\Delta l = 0$.

Эти формулы являются приближенными, так как из-за сложности конфигурации деталей деформация их по различным направлениям при изменении температуры не подчиняется линейному закону. Для устранения температурных погрешностей необходимо соблюдать нормальный температурный режим в помещениях измерительных лабораторий, инструментальных, механических и сборочных цехов.

Посадки. Методика построения посадок

Посадкой называется характер соединения деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

Посадки образуются путем сочетания полей допусков отверстия и вала и обозначаются в виде дроби, в числителе которой указывается поле допуска отверстия, а в знаменателе поле допуска вала. Посадки в системе отверстия образуются сочетанием поля допуска основного отверстия, нижнее отклонение которого равно нулю, с различными полями допусков валов. Посадки в системе вала образуются сочетанием поля допуска основного вала, верхнее отклонение которого равно нулю, с различными полями допусков отверстий.

Например, $\text{Ø}80 \frac{H7}{g6}$ - посадка в системе отверстия с зазором; $\text{Ø}120 \frac{P7}{h6}$ - по-

садка в системе вала с натягом. Схемы полей допусков для указанных посадок представлены соответственно на рисунках 11, а и 11, б.

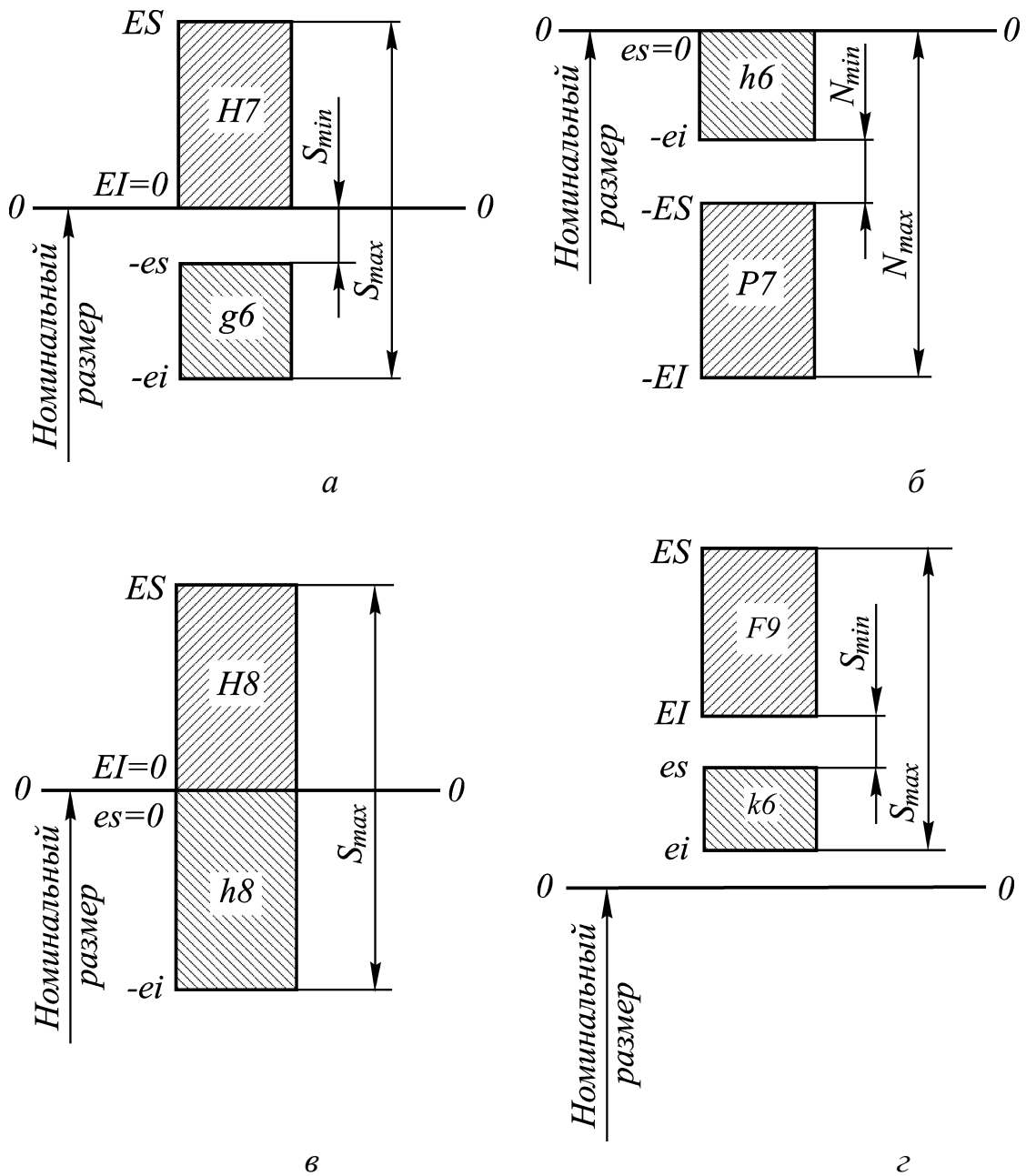


Рисунок 11 - Примеры образования посадок $\frac{H7}{g6}$ (а), $\frac{P7}{h6}$ (б), $\frac{H8}{h8}$ (в), $\frac{F9}{k6}$ (г)

В некоторых случаях соединения могут образовываться двумя основными деталями: основным отверстием и основным валом, например $\text{Ø}60 \frac{H8}{h8}$.

Такие посадки получили название скользящих. Их характерной особенностью является то, что наименьшая величина зазора равна нулю, $S_{\min} = 0$.

Схема полей допусков посадки $\varnothing 60 \frac{H8}{h8}$ представлена на рисунке 11, в. Воз-

можны также посадки, когда соединения образуют неосновные детали: отверстие в системе вала и вал в системе отверстия, например, $\varnothing 60 \frac{F9}{k6}$. Такие

посадки называются внесистемными или комбинированными. Схема полей допусков для этой посадки приведена на рисунке 11, з.

Унификация посадок позволяет установить однородные конструктивные требования к соединениям и облегчить работу конструкторов по назначению посадок. Комбинируя различные варианты предпочтительных полей допусков валов и отверстий можно значительно расширить возможности системы по созданию различных посадок без увеличения набора инструментов, калибров и другой технологической оснастки. Рекомендуемые посадки приведены в ГОСТ 25347-82.

Поскольку по экономическим соображениям посадки следует назначать главным образом в системе отверстия и реже в системе вала, то в ГОСТ 25347-82 предпочтительных посадок (образованных из предпочтительных полей допусков) в системе отверстия больше, чем в системе вала. В рекомендуемых и предпочтительных посадках точных квалитетов для размеров от 1 до 3150 мм допуск отверстия, как правило, на один-два квалитета больше поля допуска вала, поскольку точное отверстие технологически получить труднее, чем точный вал вследствие худших условий отвода теплоты, недостаточной жесткости, повышенной изнашиваемости и сложности направления режущего инструмента.

Увеличение допуска отверстия при сохранении допуска посадки повышает срок службы разверток и протяжек, так как в этом случае допускается больший их износ по диаметру и большее число переточек. При малых диаметрах иногда технологически труднее обработать точный вал, чем точ-

ное отверстие, поэтому в рекомендуемых посадках для размеров менее 1 мм допуски отверстия и вала приняты одинаковыми. То же для посадок при размерах свыше 3150 до 10000 мм.

Обозначение допусков и посадок на чертежах

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными (буквенными) обозначениями полей допусков или числовыми значениями, а также буквенными обозначениями полей допусков с одновременным указанием справа в скобках их числовых значений. Пример обозначения полей допусков на чертежах представлен на рисунке 12, а.

Посадки и предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в собранном виде, указывают дробью, в числителе которой буквенное обозначение или числовое значение предельного отклонения отверстия либо буквенное обозначение с указанием справа в скобках его числового значения, а в знаменателе – аналогичное обозначение поле допуска вала. Пример обозначения посадок на чертежах показан на рисунке 12, б.

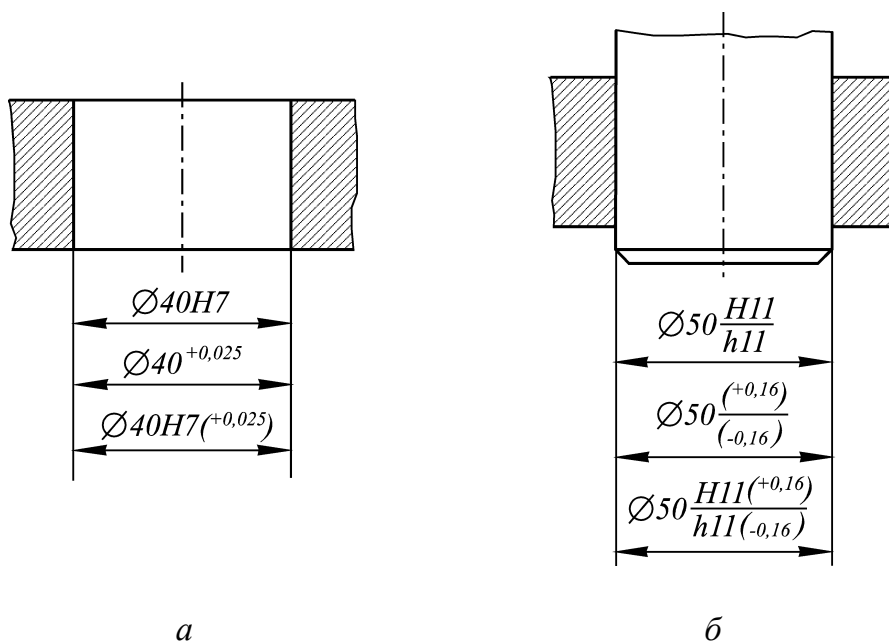


Рисунок 12 - Примеры обозначения полей допусков (а) и посадок (б) на чертежах

ЛЕКЦИЯ 6

1.3.3. Области применения, назначение и расчет посадок с зазором, переходных и натягом для гладких цилиндрических соединений

Посадки с зазором

Основные отверстия (с основным отклонением H) и валы с основными отклонениями h, g, f, e, d, c, b и a образуют соединения с гарантированными зазорами. Такие соединения называются основными посадками с зазором в системе отверстия.

Основные валы (с основным отклонением h) и отверстия с основными отклонениями H, G, F, E, D, C, B и A образуют также соединения с гарантированным зазором. Эти соединения называются с зазором в системе вала. Как отверстия, так и валы могут быть выполнены с допусками 5-12-го квалитетов.

Посадка может быть образована сопряжением отверстий и валов как одного, так и разных квалитетов. Кроме основных посадок с зазором подбором различных сочетаний полей допусков отверстий и валов можно образовать большое число комбинированных посадок с зазором.

Посадки с зазором применяются в механизмах, сопряженные детали которых имеют относительное перемещение. Условия работы подвижных соединений чрезвычайно разнообразны, они определяются характером взаимного перемещения сопрягаемых деталей, величиной и направлением действующей нагрузки, способом подачи смазки, температурным режимом и т.д.

Рассмотрим расчет посадки с зазором на примере посадки $\text{Ø}45\text{H}7/\text{g}6$

1. По табл. ГОСТ 25347-82 определим предельные отклонения для поля допуска отверстия ($H7$) и для поля допуска вала ($g6$):

$$EI = 0; \quad ES = 25 \text{ мкм}; \quad es = -9 \text{ мкм}; \quad ei = -25 \text{ мкм}.$$

2. Определим предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max} = D + ES = 45 + 0,025 = 45,025 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = D + EI = 45 + 0 = 45 \text{ мм},$$

$$d_{\max} = d + es = 45 + (-0,009) = 44,991 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei = 45 + (-0,025) = 44,975 \text{ мм}.$$

3. Рассчитаем наибольший и наименьший зазоры в сопряжении:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 45,025 - 44,975 = 0,050 \text{ мм},$$

$$S_{\max} = ES - ei = 25 - (-25) = 50 \text{ мкм} = 0,050 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 45 - 44,991 = 0,009 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-9) = 9 \text{ мкм} = 0,009 \text{ мм}.$$

4. Рассчитаем допуск посадки

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,050 - 0,009 = 0,041 \text{ мм}.$$

$$TII = TD + Td = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}.$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 25 - 0 = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}.$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = -9 - (-25) = 16 \text{ мкм} = 0,016 \text{ мм}.$$

Переходные посадки

Основные отверстия H и валы с основными отклонениями js, k, m, n , а также основные валы h и отверстия с основными отклонениями Js, K, M, N образуют переходные посадки.

Переходные посадки применяются в неподвижных разъемных соединениях деталей, когда требуется обеспечить центрирование и возможность сборки и разборки соединения в процессе эксплуатации и ремонта. Неподвижность деталей в соединении обеспечивается дополнительными средствами крепления: шпонками, штифтами, стопорными винтами и кольцами и другими крепежными деталями. Сочетание высокой точности центрирования с относительной легкостью сборки и разборки соединения возможно лишь

при небольших зазорах и натягах. Поэтому рекомендуемые переходные посадки предусмотрены только в 4-8 квалитетах.

Рассмотрим расчет переходной посадки $\text{Ø}35\text{H}7/\text{k}6$. Порядок расчета в принципе аналогичен предыдущему.

1. По табл. ГОСТ 25347-82 определим предельные отклонения для поля допуска отверстия ($\text{H}7$) и для поля допуска вала ($\text{k}6$):

$$EI = 0; \quad ES = 25 \text{ мкм}; \quad es = 18 \text{ мкм}; \quad ei = 2 \text{ мкм}.$$

2. Определим предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max} = D + ES = 35 + 0,025 = 35,025 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = D + EI = 35 + 0 = 35 \text{ мм},$$

$$d_{\max} = d + es = 35 + 0,018 = 35,018 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei = 35 + 0,002 = 35,002 \text{ мм}$$

3. Рассчитаем наибольший зазор и наибольший натяг в сопряжении:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 35,025 - 35,002 = 0,023 \text{ мм},$$

$$S_{\max} = ES - ei = 25 - 2 = 23 \text{ мкм} = 0,023 \text{ мм},$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 35,018 - 35 = 0,018 \text{ мм},$$

$$N_{\max} = es - EI = 18 - 0 = 18 \text{ мкм} = 0,018 \text{ мм}.$$

4. Рассчитаем допуск посадки:

$$T\Pi = |S_{\max} + N_{\max}| = 0,023 + 0,018 = 0,041 \text{ мм}.$$

$$T\Pi = TD + Td = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}.$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 25 - 0 = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}.$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 18 - 2 = 16 \text{ мкм} = 0,016 \text{ мм}.$$

Посадки с натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных или редко разбираемых соединений. Неподвижность соединений при этих посадках достигается, как правило, лишь за счет сил трения, возникающих на

сопрягаемых поверхностях деталей вследствие их деформации при сборке. В ряде случаев при передаче очень больших нагрузок в соединениях с натягом дополнительно могут использоваться крепежные детали: винты, штифты, шпонки и т.п.

Сборка деталей в зависимости от конструкции, размеров и величины требуемого натяга может осуществляться под прессом при нормальной температуре (продольная запрессовка), а также с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой деталей (способ термических деформаций, или поперечной запрессовки).

Посадки с натягом могут быть образованы путем сочетания поля допуска основного отверстия и полей допусков валов с основными отклонениями от p до zc – посадки в системе отверстия, а также путем сочетания основного вала и полей допусков отверстий с основными отклонениями от P до ZC – посадки в системе вала.

Рассмотрим расчет посадки с натягом $\text{Ø}60\text{H}7/t6$.

1. По табл. ГОСТ 25347-82 определим предельные отклонения для поля допуска отверстия ($H7$) и для поля допуска вала ($t6$):

$$EI = 0; \quad ES = 30 \text{ мкм}; \quad es = 85 \text{ мкм}; \quad ei = 66 \text{ мкм}.$$

2. Определим предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max} = D + ES = 60 + 0,030 = 60,030 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = D + EI = 60 + 0 = 60 \text{ мм},$$

$$d_{\max} = d + es = 60 + 0,085 = 60,085 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei = 60 + 0,066 = 60,066 \text{ мм}$$

3. Рассчитаем наибольший и наименьший натяги в сопряжении:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 60,085 - 60 = 0,085 \text{ мм},$$

$$N_{\max} = es - EI = 85 - 0 = 85 \text{ мкм} = 0,085 \text{ мм}.$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 60,066 - 60,030 = 0,036 \text{ мм}.$$

$$N_{\min} = ei - ES = 66 - 30 = 36 \text{ мкм} = 0,036 \text{ мм}.$$

4. Рассчитаем допуск посадки

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = 0,085 - 0,036 = 0,049 \text{ мм} .$$

$$T\Pi = TD + Td = 0,030 + 0,019 = 0,049 \text{ мм}.$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 30 - 0 = 30_{\text{мкм}} = 0,030 \text{ мм}.$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 85 - 66 = 19_{\text{мкм}} = 0,019 \text{ мм}.$$

ЛЕКЦИЯ 7

1.4 Контроль цилиндрических деталей с помощью гладких предельных калибров

1.4.1 Назначение гладких предельных калибров и принцип, положенный в основу контроля. Схемы расположения полей допусков и допуски калибров

В условиях производства, особенно крупносерийного и массового, для контроля годности деталей, размеры которых выполнены с допусками по 6...17 квалитетам, широко используют предельные калибры. Преимуществом метода контроля размеров деталей предельными калибрами по сравнению с существующими методами измерений является его высокая производительность, простота и экономичность.

Калибры - это бесшкальные контрольные инструменты, с помощью которых проверяют размеры гладких цилиндрических, конусных, резьбовых и шлицевых деталей, глубин и высот выступов, а также расположение поверхностей. В отличие от приборов и универсальных измерительных инструментов, снабженных отсчетными устройствами (шкалой), калибры не позволяют определить действительное значение контролируемого размера, а лишь устанавливают, находится ли данный размер в границах поля допуска. Поскольку поле допуска ограничено двумя предельными размерами, то для

контроля детали необходимо иметь два калибра, один из которых позволяет установить выходит ли действительный размер детали за наибольший, а второй – за наименьший предельный размеры. Такие калибры называются *предельными*. В зависимости от формы контролируемых деталей калибры подразделяются на гладкие, резьбовые, шлицевые и т.п.

Комплект гладких рабочих предельных калибров для контроля размеров цилиндрических деталей состоит из проходного ПР и непроходного НЕ калибров представленных на рисунке 13.

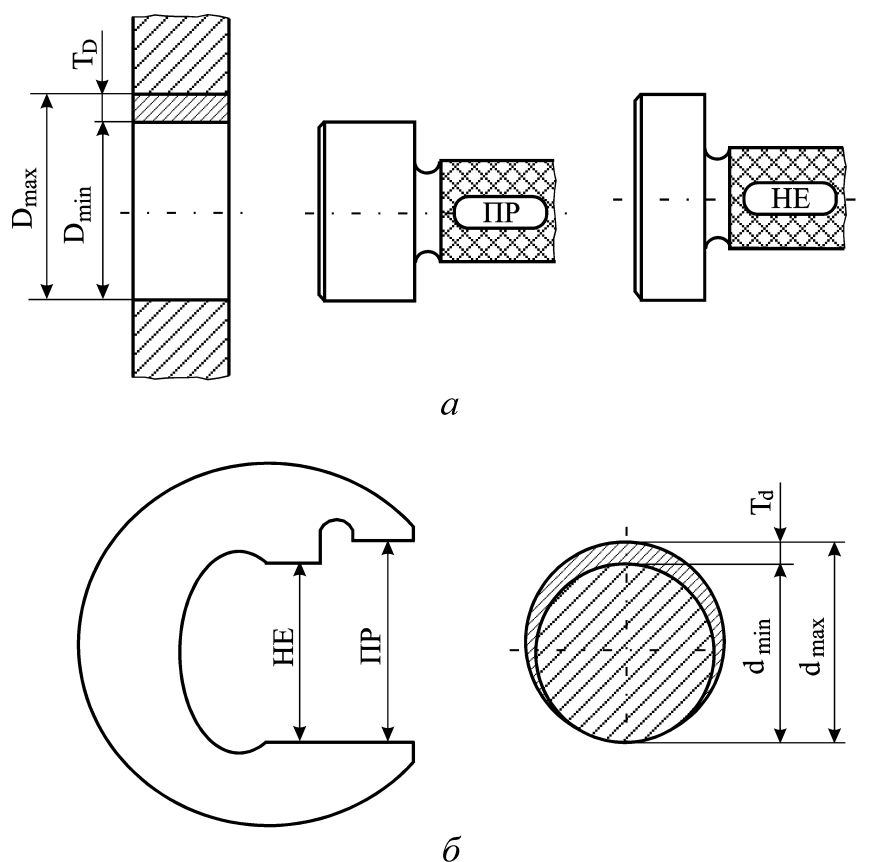


Рисунок 13 – Схемы контроля гладкими предельными калибрами отверстия (а) и вала (б)

Для контроля размеров отверстий, как видно из рисунка 13, а применяют калибры-пробки. Назначение проходной пробки ПР – отсеивание всех деталей с размером меньше D_{min} . Если калибр ПР в отверстие не входит, то это означает брак, но исправимый; отверстие требует дополнительной обра-

ботки. Назначение непроходной пробки НЕ – отсеивание всех деталей с размером больше D_{\max} . Если в отверстие входит калибр НЕ, то это означает неисправимый брак. Деталь считается годной, то есть размеры отверстия лежат в заданных пределах, если проходная пробка под действием собственного веса или усилия примерно равного ему входит в контролируемое отверстие, а непроходная пробка в него не входит.

Внешне проходная пробка от непроходной отличается меньшей высотой.

Для контроля размеров валов, как видно из рисунка 13, б применяют калибр-скобы. Назначение проходной скобы ПР – отсеивание всех деталей с размером больше d_{\max} . Если вал не проходит через калибр-скобу ПР, то имеет место исправимый брак; вал требует дополнительной обработки. Назначение непроходной скобы НЕ – отсеивание всех деталей с размером меньше d_{\min} . Контролируемый вал является неисправимым браком, если он проходит в калибр-скобу НЕ. Вал считается годным, то есть его размеры лежат в заданных пределах, если при усилии приложенном к калибру, и примерно равным его весу, вал проходит через проходную калибр-скобу и не проходит через непроходную.

По назначению калибры разделяют на рабочие и контрольные.

Рабочие калибры (ПР, НЕ) применяются для контроля размеров детали.

Контрольные калибры (К-ПР, К-НЕ, К-И) предназначаются для контроля размеров скоб в процессе их изготовления и эксплуатации, а также для установки регулируемых скоб на размер: калибр К-ПР применяется для контроля рабочей проходной скобы; калибр К-НЕ – для контроля непроходной скобы при ее изготовлении (в годные скобы эти калибры должны входить под собственным весом); с помощью калибра К-И контролируется износ проходной скобы (скоба считается изношенной, если в нее входит калибр К-И).

Контрольные калибры для пробок не предусмотрены, так как контроль

пробок в процессе изготовления и эксплуатации легко осуществляется с помощью универсальных приборов (миниметра, микрокатора, оптиметра и др.).

Для того чтобы проходные ПР и непроходные НЕ калибры выполняли указанные функции необходимо определенным образом рассчитать их исполнительные размеры. Под исполнительными размерами калибра понимают размеры, проставляемые на его рабочем чертеже и содержащие номинальный размер и предельные отклонения.

В основу расчета гладких калибров положены предельные размеры контролируемых деталей. Так, в основу расчета непроходных калибров положены: наибольший предельный размер отверстия D_{\max} – для калибров-пробок и наименьший предельный размер вала d_{\min} – для калибров-скоб, а в основу расчета проходных калибров – наименьший предельный размер отверстия D_{\min} – для калибров-пробок и наибольший предельный размер вала d_{\max} – для калибров-скоб.

На рисунках 14 и 15 представлены схемы расположения полей допусков гладких калибров для номинальных размеров до 180 мм.

Как видно из рисунков 14 и 15, поле допуска на неточность изготовления непроходных пробок (H) располагается симметрично относительно размера D_{\max} , а непроходных скоб (H_1) – симметрично размера d_{\min} . В тоже время поле допуска на неточность изготовления проходных пробок (H) располагается не симметрично относительно размера D_{\min} и смещено внутрь поля допуска отверстия на величину Z . Поле допуска на неточность изготовления проходных скоб (H_1) располагается не симметрично относительно размера d_{\max} и смещено внутрь поля допуска вала на величину Z_1 . Указанное различие в расположении полей допусков непроходных и проходных калибров связано с тем, что в процессе контроля проходные калибры изнашиваются, в связи с чем им необходимо обеспечить достаточный срок службы. Поэтому для проходных калибров устанавливается определенный допуск на

износ, граница которого определяется координатой Y для калибров-пробок и Y_1 для калибров-скоб и выходит за пределы поля допуска на изготовление детали при контроле валов и отверстий выполненных по 6...8 квалитетам, что видно из рисунка 14. При контроле валов и отверстий, изготовленных по 9...17 квалитетам, граница износа проходных пробок совпадает с D_{\min} , а проходных скоб с d_{\max} , то есть величины $Y = Y_1 = 0$, что видно из рисунка 15.

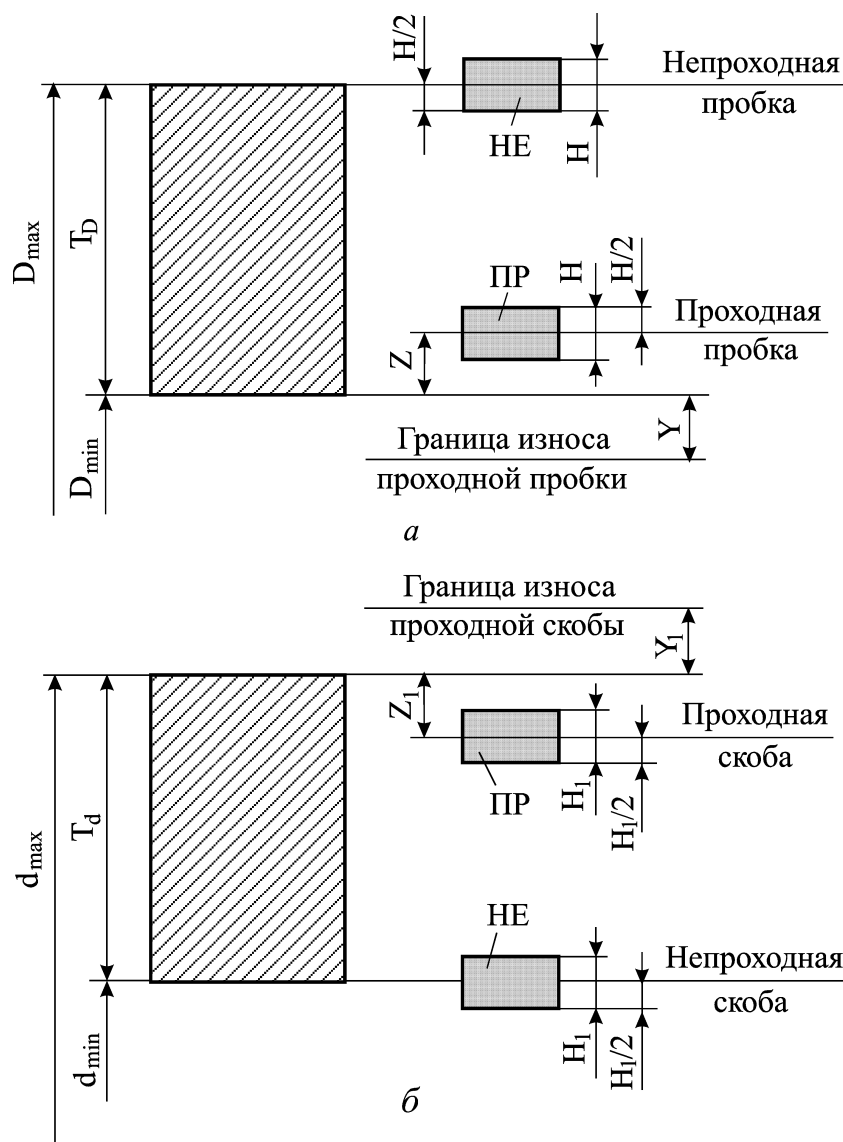


Рисунок 14 - Схемы расположения полей допусков гладких калибров для контроля отверстий (а) и валов (б) с номинальными размерами до 180 мм и допуском изготовления по IT6-IT8

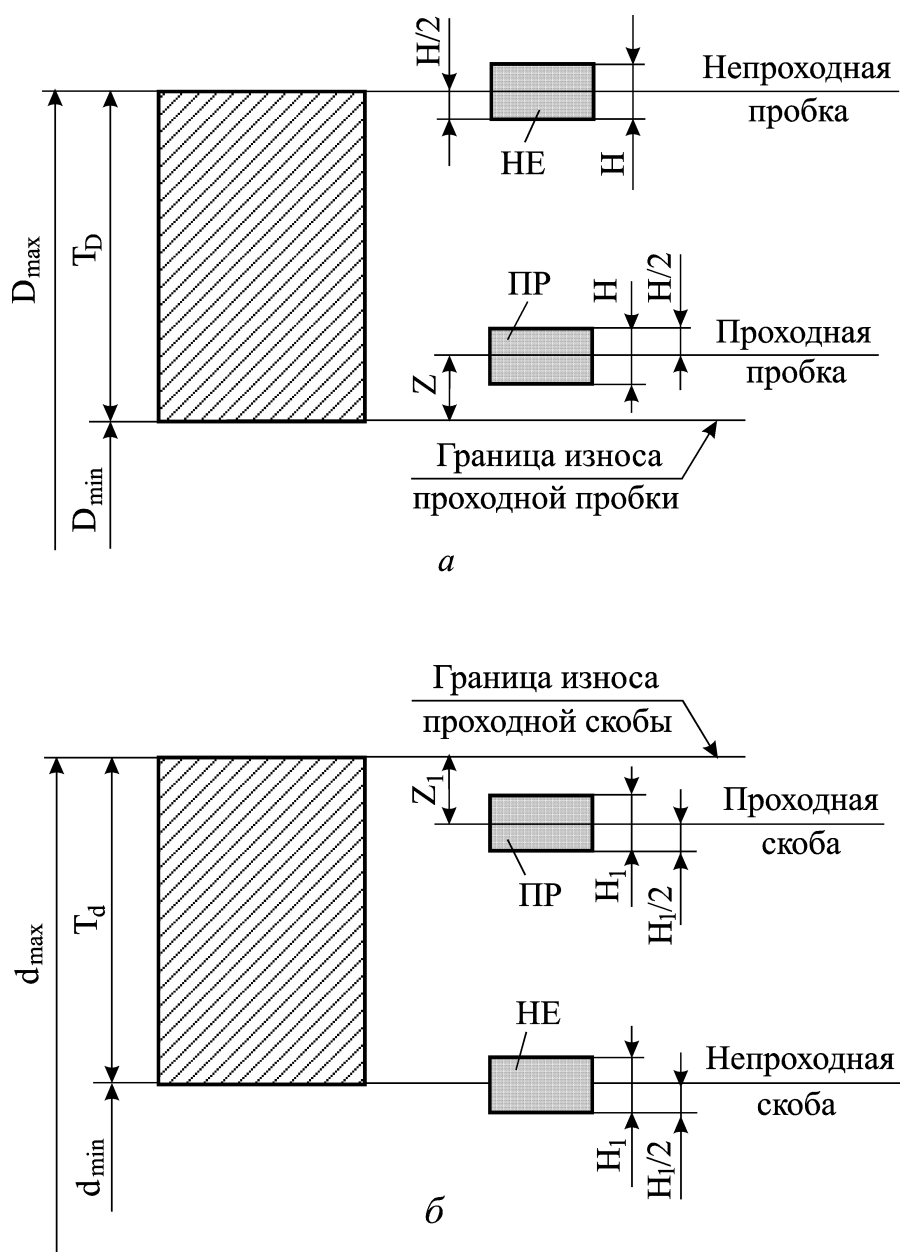


Рисунок 15 – Схемы расположения полей допусков гладких калибров для контроля отверстий (а) и валов (б) с номинальными размерами до 180 мм и допуском изготовления по IT9-IT17

Схемы полей допусков гладких калибров для номинальных размеров свыше 180 мм приведены в ГОСТ 24853-81. Расположение полей допусков калибров, предназначенных для контроля отверстий и валов с размерами свыше 180 мм, отличается от расположения полей допусков калибров, используемых для контроля подобных деталей с размерами до 180 мм, смеще-

нием допуска непроходных калибров и границы износа проходных калибров внутри поля допуска детали на величину α – для калибров-пробок и α_1 – для калибров скоб. Это связано с тем, что с увеличением размеров деталей погрешность контроля калибрами увеличивается и главным образом за счет появления значительных упругих деформаций контрольных инструментов.

Допуски и отклонения калибров в зависимости от качества и номинального размера контролируемой детали установлены ГОСТ 24853-81.

1.4.2 Расчет исполнительных размеров гладких предельных калибров. Маркировка калибров

Для того чтобы проходные ПР и непроходные НЕ калибры выполняли указанные функции необходимо определенным образом рассчитать их исполнительные размеры. Под исполнительными размерами калибра понимают размеры, проставляемые на его рабочем чертеже и содержащие номинальный размер и предельные отклонения.

Для расчета исполнительных размеров калибр-пробок по ГОСТ 24853-81 определяются величины H, Z и Y , а для расчета калибр-скоб соответственно величины H_1, Z_1 и Y_1 .

Исполнительные размеры калибров определяются по формулам:

- размеры калибр-пробок:

$$P - ПР_{нов} = (D_{\min} + Z) \pm H/2;$$

$$P - ПР_{изн} = D_{\min} - Y;$$

$$P-HE = D_{\max} \pm H/2,$$

- размеры калибр-скоб:

$$P-ПР_{нов} = (d_{\max} - Z_1) \pm H_1/2;$$

$$P-ПР_{изн} = d_{\max} + Y_1;$$

$$P-HE = d_{\min} \pm H_1/2;$$

$$K-PP = (d_{\max} - Z_1) \pm H_p / 2;$$

$$K-И = (d_{\max} + Y_1) \pm H_p / 2;$$

$$K-HE = d_{\min} \pm H_p / 2.$$

Гладкие нерегулируемые калибры должны изготавливаться в соответствии с требованиями ГОСТ 2015-84, а гладкие регулируемые калибры – с требованиями ГОСТ 2216-84. Основные требования к калибрам: высокая точность изготовления, большая жесткость при малой массе, износоустойчивость, коррозионная стойкость, стабильность рабочих размеров, удобство в работе.

Твердость измерительных поверхностей калибров должна быть в пределах 57...65 HRC₃.

При маркировке на калибр наносят: номинальный размер детали, для контроля которого предназначен калибр; буквенное обозначение поля допуска изделия, на рабочих калибрах; величину предельных отклонений изделия в миллиметрах; тип калибра (например, Р-PP, Р-HE, К-И) и товарный знак завода изготовителя.

ЛЕКЦИЯ 8

1.5 Нормирование точности формы и расположения поверхностей деталей

Поверхности изделий, полученные после окончательной обработки, всегда отличаются от номинальных поверхностей, заданных чертежом и технической документацией, как по форме, так и расположению и, кроме того, имеют шероховатость или ряд чередующихся выступов и впадин сравнительно малых размеров. Например, вместо цилиндрического вала получается вал конусообразный или бочкообразной формы, торцовые поверхности которого не перпендикулярны оси вала.

Отклонения формы и расположения поверхностей деталей машин и механизмов снижают точность взаимного расположения составных частей, точность их относительного перемещения при работе, повышают износ из-за нарушения целостности смазочного слоя и местного возрастания контактных напряжений, отрицательно влияют на прочность соединений с натягом. Поэтому все отклонения формы и расположения поверхностей ограничиваются допусками. Нормирована также и шероховатость поверхности.

Отклонения формы и расположения поверхностей принято обозначать буквой Δ , а допуск формы и расположения поверхностей – T . Участок поверхности или линии, к которому относится допуск или отклонения формы или расположения поверхностей называют нормированным участком. Нормированный участок обозначают буквой L .

1.5.1 Отклонения и допуски формы плоских и цилиндрических поверхностей деталей. Обозначение допусков формы на чертежах

Под *отклонением формы поверхности (или профиля)* понимают отклонение формы реальной поверхности (реального профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля). *Реальная поверхность* – поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды. *Реальный профиль* – профиль, получаемый при сечении реальной поверхности плоскостью. *Номинальная поверхность* – идеальная поверхность, номинальная форма которой задана чертежом или другой технической документацией. *Номинальный профиль* – это профиль сечения номинальной поверхности плоскостью. Шероховатость поверхности не включается в отклонение формы, а волнистость включается и нормируется дополнительно, если допуск волнистости меньше допуска формы.

Отсчет отклонений формы поверхности осуществляется от *прилегающей поверхности*, имеющей форму номинальной поверхности, соприкаса-

ющейся с реальной поверхностью и расположенной вне материала детали так, что отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение, Аналогично оценивается отклонение формы профиля.

Для нормирования отклонения формы устанавливаются как *дифференцированные (элементарные)*, так и *комплексные (суммарные)* показатели. Параметром для количественной оценки отклонения формы является наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности по нормали к последней.

Отклонения формы плоских поверхностей

Точность изготовления плоских поверхностей определяется комплексными показателями – *отклонением от прямолинейности в плоскости (сечении) и отклонением от плоскостности*.

Отклонение от прямолинейности в плоскости – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой. Графическая интерпретация данного определения показана на рисунке 16.

Примеры обозначения допуска на отклонение от прямолинейности приведены на рисунке 17.

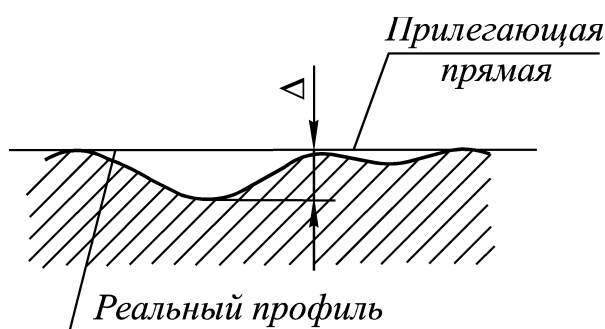


Рисунок 16 – Отклонение от прямолинейности в плоскости

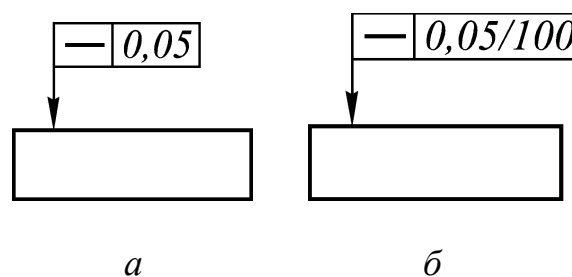


Рисунок 17 – Обозначение допуска на отклонение от прямолинейности:
a – на всей длине; *б* – на 100 мм

Отклонение от плоскостности – наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости. Данное определение иллюстрирует рисунок 18.

Примеры обозначения допуска на отклонение от плоскостности приведены на рисунке 19.

Частными видами отклонения от прямолинейности в плоскости и отклонения от плоскостности являются *выпуклость и вогнутость*.

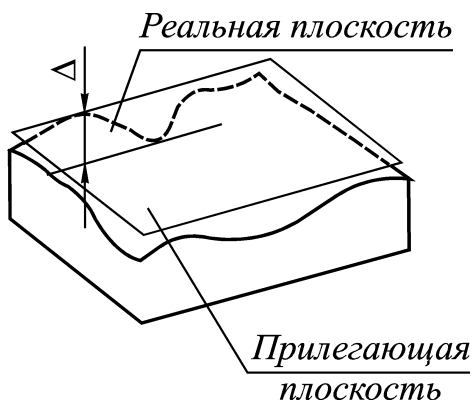


Рисунок 18 - Отклонение от плоскостности

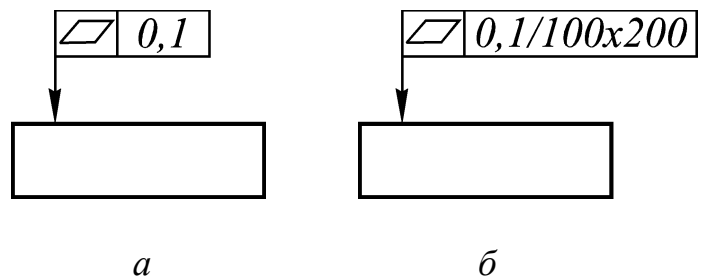


Рисунок 19 - Обозначение допуска на отклонение от плоскостности:

a – на всей плоскости; *б* – на плоскости 100x200 мм

Отклонения формы цилиндрических поверхностей

Точность формы цилиндрических поверхностей определяется отклонением контура в поперечном сечении и отклонением образующей цилиндра в продольном сечении.

Комплексным показателем отклонения формы в поперечном сечении является *отклонение от круглости*, определяемое как наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности. Иллюстрация данного определения показана на рисунке 20, *a*.

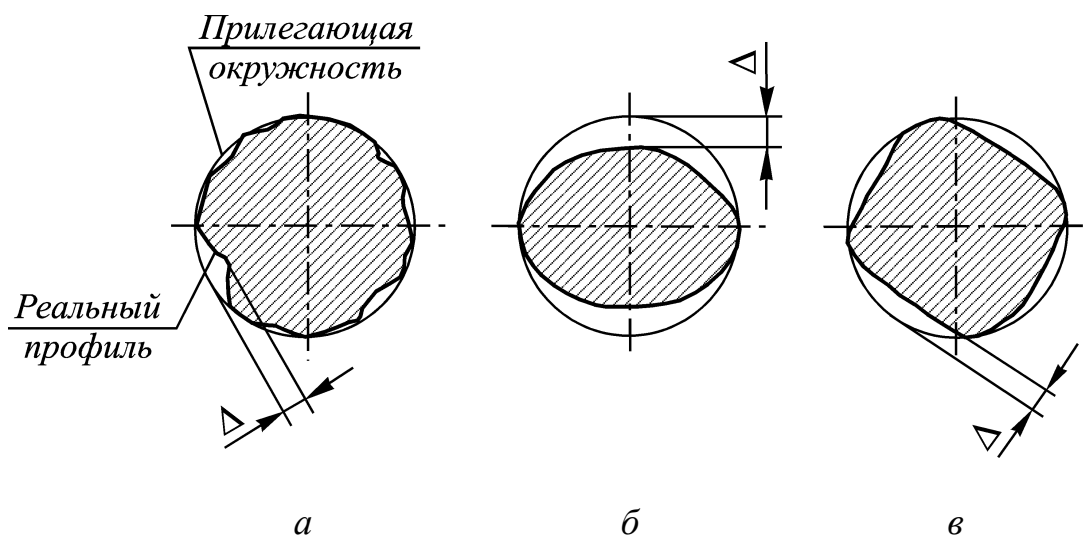


Рисунок 20 – Отклонение от круглости и ее частые виды:
a – общий случай; частные виды: *б* – овальность; *в* – огранка

Частными видами отклонения от круглости являются **овальность**, показанная на рисунке 20, *б* и **огранка**, изображённая на рисунке 20, *в*.

На рисунке 21 представлено обозначение допуска на отклонение от круглости.

Комплексным показателем отклонения формы в продольном сечении является **отклонение профиля продольного сечения**, определяемое как наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности, лежащих в плоскости продольного сечения, до соответствующей стороны прилегающего профиля. Графическое изображение отклонения профиля продольного сечения показано на рисунке 22, *а*.

Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются **конусообразность**, показанная на рисунке 22, *б*, **бочкообразность**, изображённая на рисунке 22, *в* и **седлообразность**, представленная на рисунке 22, *г*.

На рисунке 23 показано обозначение допуска на отклонение профиля продольного сечения.

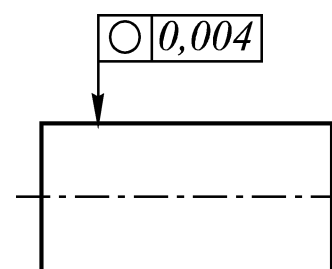


Рисунок 21 – Обозначение допуска на отклонение от круглости

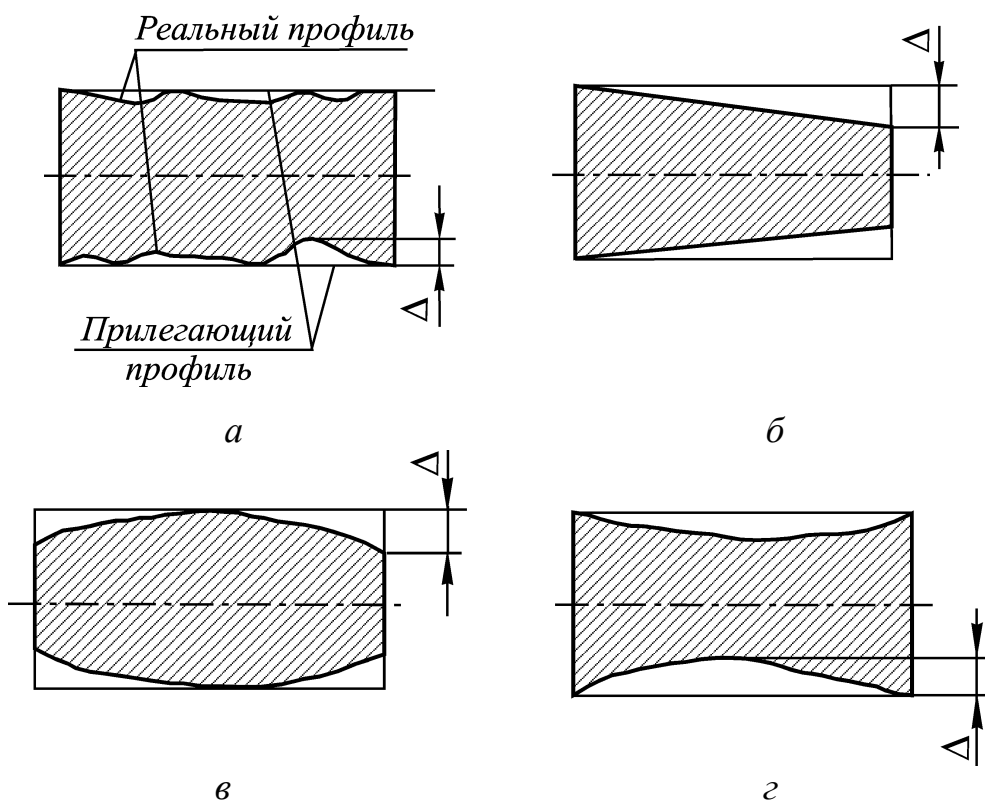


Рисунок 22 – Отклонение профиля продольного сечения и его частные виды:
a – общий случай; частные виды: *б* – конусообразность; *в* – бочкообразность;
г – седлообразность

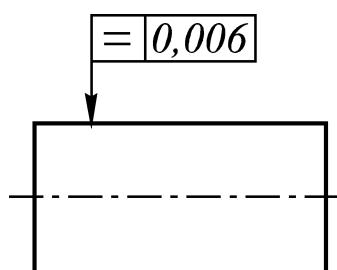


Рисунок 23 – Обозначение допуска на отклонение профиля продольного сечения

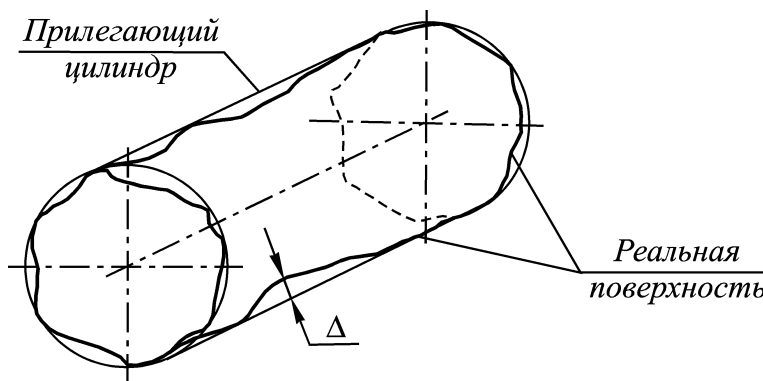


Рисунок 24 – Отклонение от цилиндричности

Наиболее полно отклонения формы цилиндрической поверхности от прямого круглого цилиндра определяются комплексным показателем – **отклонением от цилиндричности**, включающим все виды отклонений в поперечном и продольном сечениях и определяющимся как наибольшее

расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра. Графическое изображение отклонения от цилиндричности представлено на рисунке 24.

На рисунке 25 показано обозначение допуска на отклонение от цилиндричности.

Согласно ГОСТ 24643-81 для каждого вида допуска формы установлено 16 степеней точности от 1 (точной) до 16 (грубой). В зависимости от соотношения между допуском формы и допуском размера установлено три уровня относительной геометрической точности:

- | | | |
|---------------|---|---|
| 1) нормальный | $\frac{T_{\phi}}{T_p} \cdot 100 \%$ | 60 % (для плоских поверхностей),
30 % (для цилиндрических поверхностей); |
| 2) повышенный | 40 % (для плоских поверхностей),
20 % (для цилиндрических поверхностей); | |
| 3) высокий | 25 % (для плоских поверхностей),
12,5 % (для цилиндрических поверхностей). | |

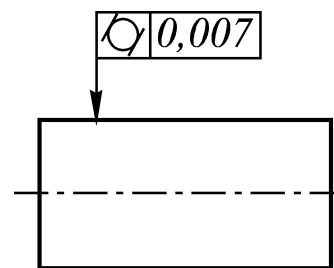


Рисунок 25 – Допуск на отклонение от цилиндричности

1.5.2 Отклонения и допуски расположения поверхностей деталей.

Обозначение допусков расположения на чертежах

Отклонением расположения поверхности или профиля называют отклонение реального расположения поверхности (профиля) от его номинального расположения. Количественно оценка отклонений может производиться либо от баз (поверхность, линия, точка), либо учитывается номинальное взаимное расположение поверхностей. Причем при оценке отклонений расположения отклонения формы рассматриваемых поверхностей (профилей) должны быть исключены из рассмотрения.

Базы подразделяются на конструкторские, определяющие расположение детали в сборочной единице или механизме, технологические, определяющие расположение заготовки на станке в процессе обработки, и измерительные, определяющие расположение детали при измерении. Для повышения точности изготовления деталей необходимо стремиться к принципу совмещения баз.

Основными видами отклонений расположения являются следующие.

Отклонение от параллельности – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями (рисунке 26, *а*), между плоскостью и осью (рисунком 26, *б*) или между осями в одной плоскости (рисунком 26, *в*).

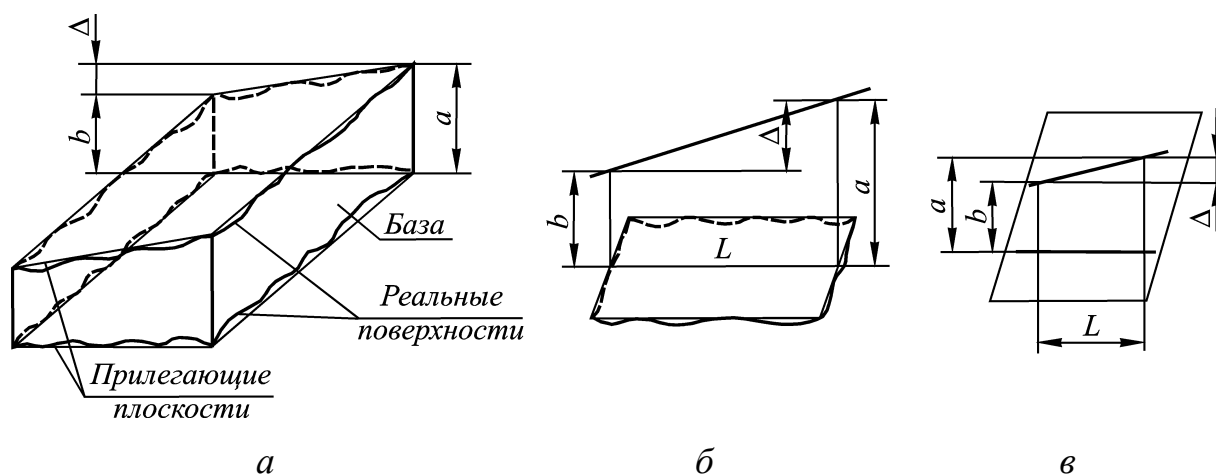


Рисунок 26 - Отклонение от параллельности:

а – между плоскостями, *б* – между плоскостью и осью, *в* – между осями
в одной плоскости

Пример обозначения допуска на отклонение от параллельности приведен на рисунке 27.

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – отклонение угла между плоскостями от прямого угла, выраженное в линейных величинах Δ на длине нормируемого участка L . Изображение отклонения от перпенди-

кулярности показано на рисунке 28.

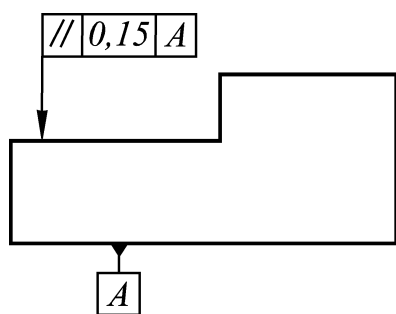


Рисунок 27 - Допуск на отклонение от параллельности

На рисунке 29 представлено обозначение допуска на отклонение от перпендикулярности.

Отклонение от симметричности – наибольшее расстояние Δ между базовой плоскостью симметрии и плоскостью симметрии рассматриваемого элемента (рисунок 30).

Пример обозначения допуска на отклонение от симметричности приведен на рисунке 31.

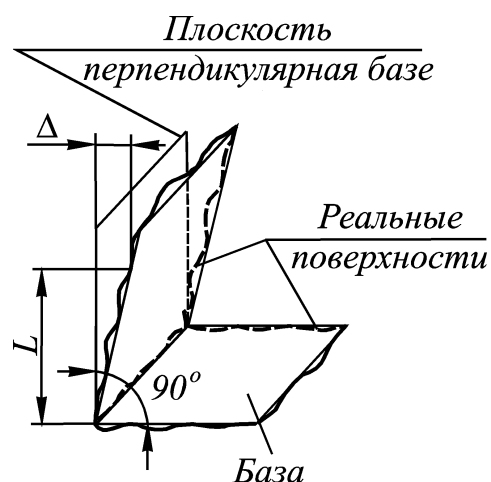


Рисунок 28 - Отклонение от перпендикулярности

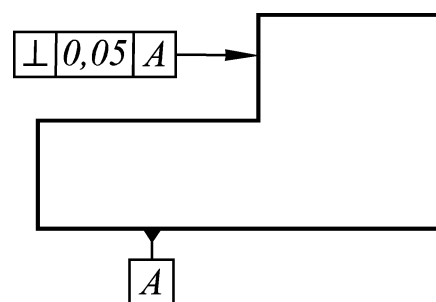


Рисунок 29 – Допуск на отклонение от перпендикулярности

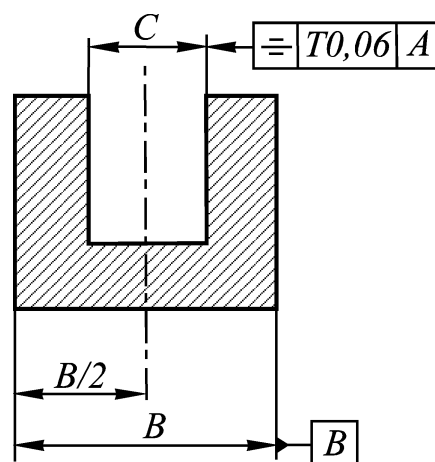


Рисунок 31 – Допуск

на отклонение от симметричности

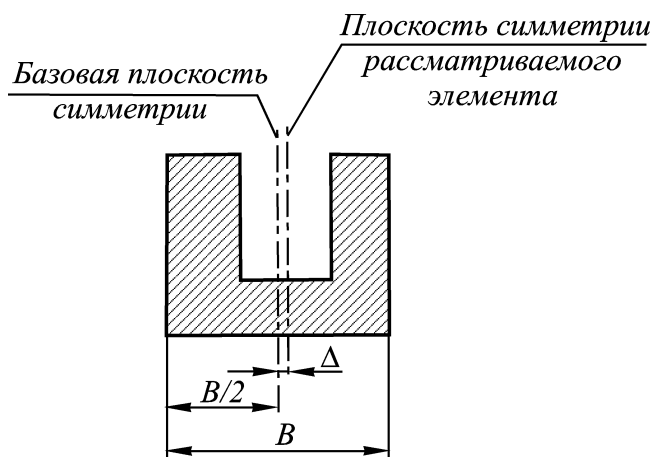


Рисунок 30 – Отклонение от симметричности

обозначение допуска на отклонение от соосности.

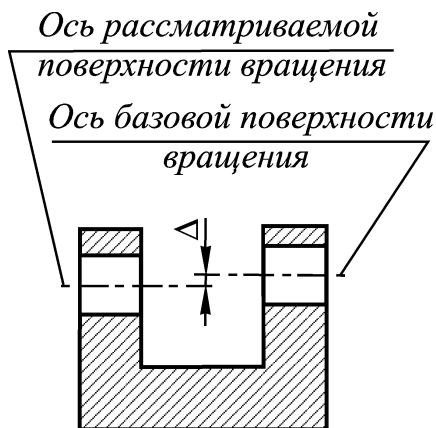


Рисунок 32 – Отклонение от соосности

Отклонение от соосности – наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности вращения или между общей осью и осями двух или нескольких поверхностей вращения, Схематическое изображение отклонения от соосности приведено на рисунке 32.

На рисунке 33 представлено

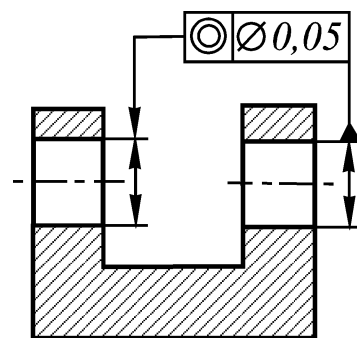


Рисунок 33 – Допуск на отклонение от соосности

Отклонение от пересечения осей – наименьшее расстояние Δ между рассматриваемой и базовой осями. Схема, изображающая отклонение от пересечения осей, представлена на рисунке 34.

Пример обозначения допуска на отклонение от пересечения осей приведен на рисунке. 35.

Позиционное отклонение – наибольшее отклонение Δ реального расположения элемента (его центра оси или плоскости симметрии) от его номи-

нального расположения в пределах нормируемого участка. На рисунке 36 показана схема, поясняющая данное определение.

На рисунке 37 представлено обозначение допуска на позиционное отклонение.

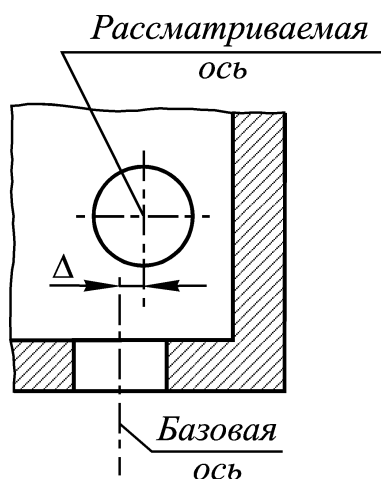


Рисунок 34 – Отклонение от пересечения осей

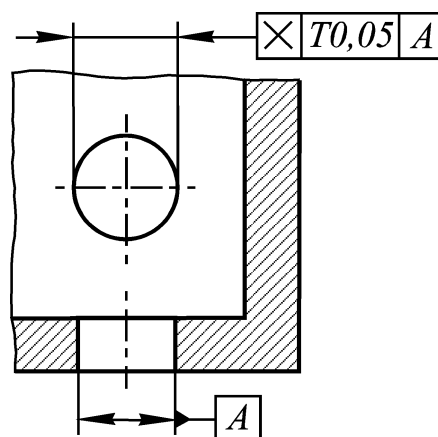


Рисунок 35 – Допуск на отклонение от пересечения осей

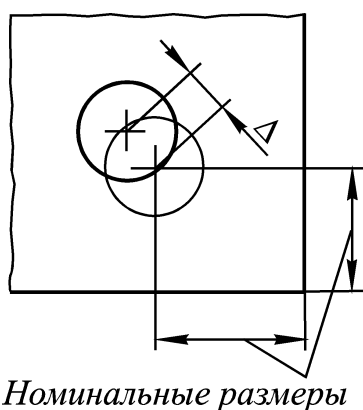


Рисунок 36 – Позиционное отклонение

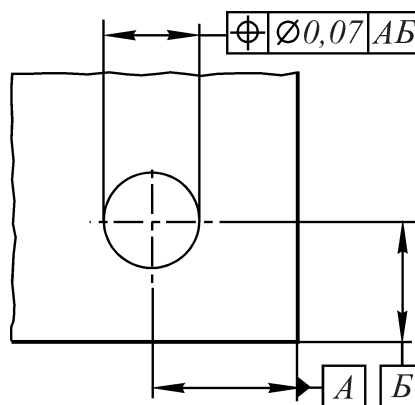


Рисунок 37 – Допуск на позиционное отклонение

1.5.3 Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей деталей. Зависимый и независимый допуски формы и расположения. Обозначение на чертежах

(для самостоятельного изучения)

Суммарным отклонением формы и расположения называется отклонение, являющееся результатом совместного проявления отклонений формы и расположения рассматриваемой поверхности или рассматриваемого профиля относительно заданных баз.

Радиальное биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси. Это видно из рисунка 38. Оно является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси и не включает в себя отклонений формы и расположения образующей поверхности вращения. Радиальное биение выявляется при повороте изделия вокруг базовой оси на 360° .

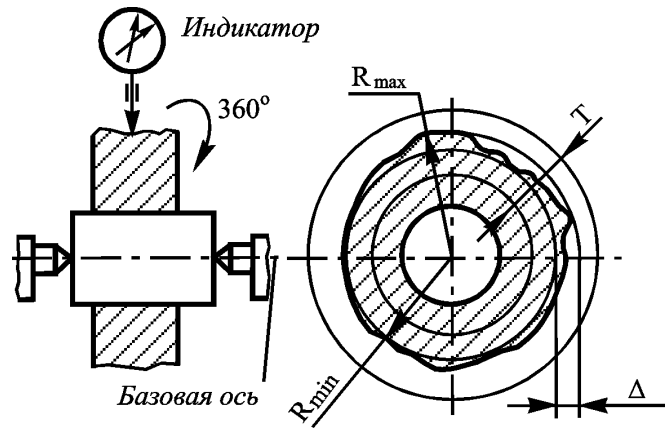


Рисунок 38 – Радиальное биение

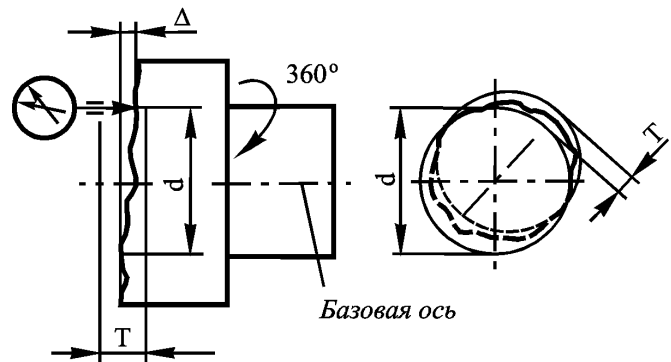


Рисунок 39 – Торцовое биение

Торцовое биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной ба-

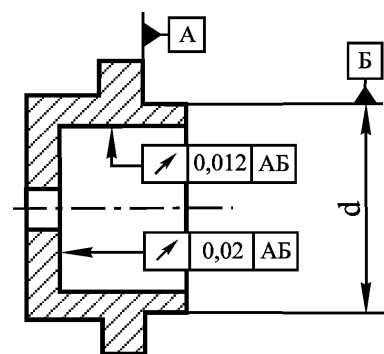


Рисунок 40 – Примеры обозначения радиального и торцового биений

зовой оси (рисунок 39). Профиль расположен в сечении торцевой поверхности цилиндром заданного диаметра d , соосным с базовой осью, а если диаметр не задан, то в сечении наибольшего диаметра. Это биение при плоской форме торца является результатом совместного проявления отклонения от общей плоскости точек, лежащих на линии пересечения торцевой поверхности с секущим цилиндром, и отклонения от перпендикулярности торца относительно базовой оси на длине, равной диаметру рассматриваемого сечения. Торцовое биение не включает в себя всего отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности. Данное биение выявляется при повороте изделия на 360° .

Примеры обозначения допусков радиального и торцового биений на чертежах показаны на рисунке 40.

Полное радиальное биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси. Это биение является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.

Полное торцовое биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Это биение является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонения от перпендикулярности относительно базовой оси.

На рисунке 41 представлены примеры обозначения полного радиального и полного торцового биений на чертежах.

Биение в заданном направлении – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения

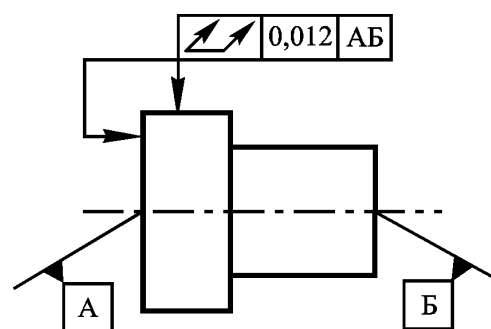


Рисунок 41 – Примеры обозначения полного радиального и полного торцового биений на чертежах.

в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление, до вершины этого конуса. Графическое изображение биения в заданном направлении приведено на рисунке. 42.

Биение в заданном направлении является результатом совместного проявления в заданном направлении отклонений формы профиля рассматриваемого сечения и отклонений расположения оси рассматриваемой поверхности относительно базовой оси. Направление рекомендуется задавать по нормали к рассматриваемой поверхности.

Допуск расположения или формы может быть **независимым и зависимым**.

Независимый допуск – допуск, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей и который не зависит от действительного размера рассматриваемого или базового элемента. Его числовое значение постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по заданному чертежу.

Зависимый допуск – переменный допуск расположения или формы, минимальное значение которого указывается на чертеже или технических требованиях и который допускается превышать на величину $T_{дон}$, соответствующую отклонению действительного размера рассматриваемого и (или) базового элемента данной детали от проходного предела, т.е. наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия. Полное значение зависимого допуска для данной детали

$$T_{зав} = T_{min} + T_{дон}.$$

Зависимый допуск разрешается превышать на величину предельных отклонений вала или отверстия. Зависимые допуски расположения назнача-

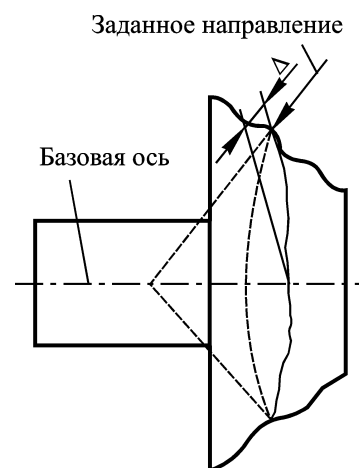


Рисунок 42 – Биение в заданном направлении

ют главным образом в случаях, когда необходимо обеспечить собираемость деталей, сопрягающихся одновременно по нескольким поверхностям с заданной величиной зазора или натяга.

Зависимый допуск формы или расположения на чертеже обозначают условным знаком \textcircled{M} , который помещают:

- после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента (рисунок 43, а);
- после буквенного обозначения базы (рисунок 43, б) и без буквенного обозначения базы (рисунок 43, в, в третьем поле рамки), если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента;
- после числового значения допуска и буквенного обозначения базы (рисунок 43, г) или без буквенного обозначения базы (рисунок 43, д), если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элемента.

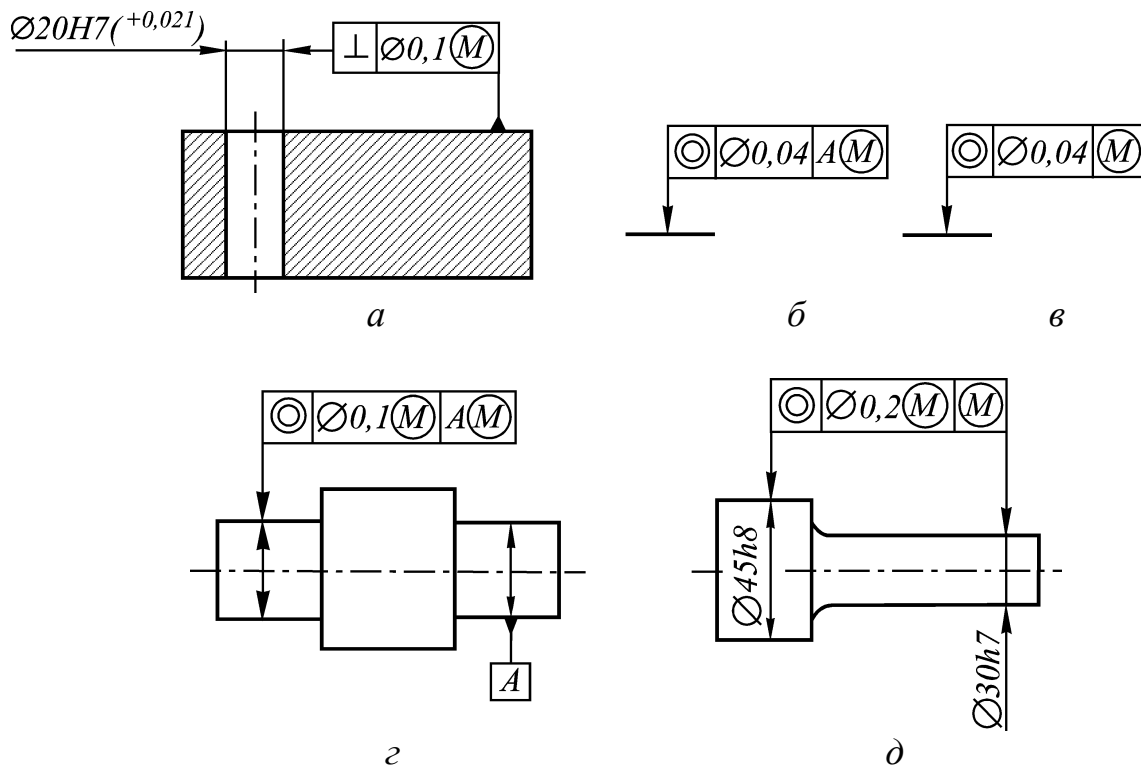


Рисунок 43 – Обозначение на чертежах зависимых допусков формы и расположения поверхностей

Отклонения формы и расположения поверхностей назначаются лишь тогда, когда по условиям эксплуатации или изготовления детали величина отклонения формы и расположения должна быть меньше допуска на размер. Если отклонения формы и расположения не оговорены, то это значит, что они ограничиваются полем допуска на размер соответствующей поверхности.

1.5.4 Влияние отклонений формы и расположения поверхностей на качество деталей

(для самостоятельного изучения)

При изготовлении детали необходимо получить не только заданную точность размеров, но и обеспечить точность геометрической формы, точность взаимного расположения поверхностей и обработать поверхности с указанной на чертеже шероховатостью.

Основными причинами, вызывающими отклонения формы и расположения поверхностей при механической обработке являются: упругие деформации технологической системы, неравномерность припуска на обработанной поверхности детали, неоднородность химического состава и прочностных характеристик детали в различных сечениях и др.

Отклонения формы и расположения поверхностей снижают как эксплуатационные, так и технологические показатели изделий. Это обусловлено тем, что отклонения формы и расположения поверхностей искажают характер соединения, снижают точность изделия и надежность его работы, повышают трудоемкость сборки. Искажение формы и отклонение расположения поверхностей приводят к более интенсивному износу деталей вследствие нарушения целостности масляного слоя и неравномерного распределения контактных напряжений, что в итоге способствует снижению ресурса работы

изделия.

Отклонения формы поверхностей негативно сказываются на прочности соединения с натягом, например, при установке подшипника на вал или в корпус в зависимости от схемы работы.

Таким образом, для обеспечения заданного качества изделий и их ресурса отклонения формы и расположения поверхностей не должны превышать допустимых значений.

ЛЕКЦИЯ 9

1.6 Нормирование шероховатости и волнистости поверхностей деталей

1.6.1 Основные положения по нормированию шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности наряду с другими факторами, определяющими качество поверхностью (волнистостью, отклонениями формы и физико-механическими свойствами поверхностного слоя) оказывает большое влияние на эксплуатационные свойства деталей, сборочных единиц и изделий машиностроения, в том числе на качество сопряжений, в расчет которых входят параметры качества поверхности и поверхностного слоя.

Возможность эффективного и единообразного нормирования и контроля шероховатости поверхности обеспечивается стандартизацией терминов и определений, номенклатуры параметров и рядов их значений для количественной оценки, общих правил установления требований к шероховатости в технической и нормативной документации, условных обозначений этих требований. Кроме того, имеются стандарты на методы и средства контроля шероховатости поверхности.

Термины и определения основных геометрических понятий, относящихся к шероховатости обработанных поверхностей, установлены ГОСТ 25142-82. Некоторые из основных терминов и определений представлены в таблице 1 и проиллюстрированы на рисунке 44.

Таблица 1 – Некоторые из основных терминов и определений, относящихся к шероховатости поверхности

№ п/п	Термин	Определение
----------	--------	-------------

1	Шероховатость поверхности	Совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины
2	Базовая линия	Линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности
3	Базовая длина l	Длина базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности
4	Отклонение профиля y	Расстояние между точкой профиля и базовой линией
5	Средняя линия профиля m	Базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально
6	Линия выступов (впадин) профиля	Линия эквидистантная средней линии, проходящая через высшую (низшую) точку профиля в пределах базовой длины

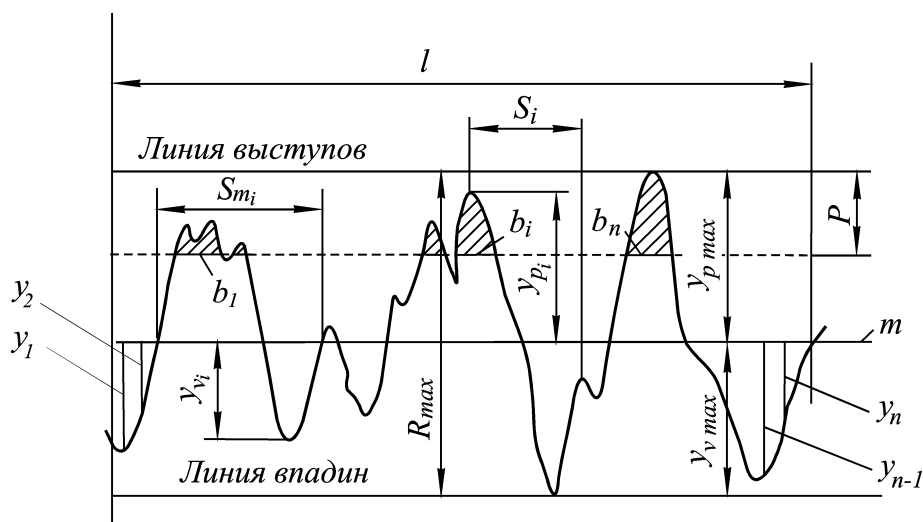


Рисунок 44 – Профилограмма к определению основных параметров шероховатости поверхности

Основные положения по нормированию шероховатости поверхности, установленные ГОСТ 2789-73 сводятся к следующему.

1. Требования к шероховатости поверхности должны быть обоснованными и устанавливаться исходя из функционального назначения поверхности.

2. Требования к шероховатости поверхности должны устанавливаться путем указания числового значения (наибольшего, номинального или диапазона значений) параметра (параметров) и значений базовой длины, которой происходит определение параметра.

3. Требования к шероховатости должны устанавливаться без учета дефектов поверхности (царапины, раковины и т.п.).

4. При использовании номинальных числовых значений параметров шероховатости должны быть установлены допустимые отклонения. Допустимые отклонения параметров шероховатости в процентах от номинальных значений следует выбирать из ряда: 10, 20, 40. Отклонения могут быть односторонними и симметричными.

5. Параметры шероховатости (один или несколько) выбирают из приведенной номенклатуры:

а) среднее арифметическое отклонение профиля Ra – среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|,$$

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

б) высота неровностей профиля по десяти точкам Rz – сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины

$$Rz = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{p_i}| + \sum_{i=1}^5 |y_{v_i}|}{5},$$

где y_{p_i} – высота i -го наибольшего выступа профиля, y_{v_i} – глубина i -ой наибольшей впадины профиля;

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

$$R_{\max} = y_{p_{\max}} + y_{v_{\max}},$$

где $y_{p_{\max}}$ – высота наибольшего выступа профиля, $y_{v_{\max}}$ – глубина наибольшей впадины профиля;

г) средний шаг неровностей профиля S_m – среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины

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

где S_{m_i} – шаг неровностей, равный длине отрезка средней линии между точками пересечения ее с одноименными сторонами соседних неровностей, n – число средних шагов в пределах базовой длины;

д) средний шаг местных выступов профиля S – среднее значение ша-

гов местных выступов профиля, находящихся в пределах базовой длины

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

где S_i – шаг местных выступов профиля, n - число шагов неровностей по вершинам в пределах базовой длины;

е) относительная опорная длина профиля t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине

$$t_p = \frac{\eta_p}{l}.$$

Опорная длина профиля η_p равна сумме длин отрезков, отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины $\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i$.

6. Типы направлений неровностей поверхности и числовые значения параметров шероховатости (наибольшие, номинальные и диапазоны значений) выбирают из таблиц ГОСТ 2789.

7. Относительная опорная длина профиля t_p в процентах от базовой длины l выбирается из ряда: 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90.

8. Числовые значения уровня сечения профиля p выбирают из ряда: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 процентов от R_{\max} .

1.6.2 Обозначение шероховатости поверхности на чертежах

На чертежах шероховатость поверхности обозначают по ГОСТ 2.309-73 для всех получаемых по данному чертежу поверхностей детали независимо от метода их образования.

Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рисунке 45.

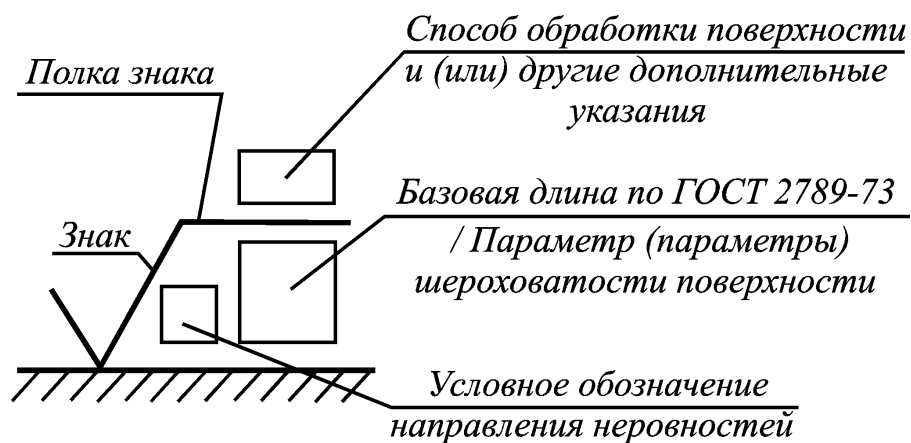


Рисунок 45 – Структура обозначения шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности, обрабатываемой по данному чертежу, обозначают одним из знаков \surd , ∇ и \surd . Знак \surd применяют для поверхности, метод обработки которой не устанавливается; знак ∇ – для поверхности, обрабатываемой со снятием слоя материала; \surd – для поверхности, обрабатываемой без снятия слоя материала. Этим же знаком без указания числового значения обозначают поверхности, не подлежащие обработке по данному чертежу, шероховатость поверхности которых обеспечивается состоянием поставки (например, изготовлением детали из сортамента).

Условные обозначения направления неровностей должны соответствовать обозначениям, приведенным в таблице 2, их приводят на чертеже при необходимости.

Базовую длину в обозначении шероховатости поверхности не указывают, если требования к шероховатости нормируют указанием параметра Ra или Rz и определение параметра производится в пределах базовой длины, соответствующей значению параметра в таблице ГОСТ 2789-73.

Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789-73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа: $Ra\ 1,25$; $R_{\max}\ 6,3$; $S_m\ 0,63$; $S\ 0,032$; $t_{50}\ 70$.

При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхно-

сти в обозначении шероховатости приводят пределы значений параметра, размещая их в две строки, например:

$$Ra\ 1,00 ; R_z\ 0,080 ; R_{max}\ 0,80 ; t_{50}\ 50 \text{ и т.п.} \\ 0,63 ; 0,032 ; 0,32 ; 70$$

Таблица 2 – Обозначение направления неровностей

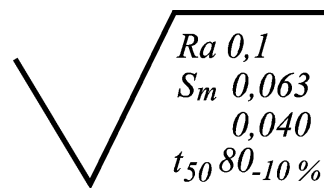
Типы направления неровностей	Схематическое изображение	Обозначение направления неровностей
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающееся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		

Причем в верхней строке приводят значение параметра соответствующее более грубой шероховатости.

При указании номинального значения параметра шероховатости в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями по ГОСТ 2789-73, например: $Ra\ 1,25 \pm 20\ %$; $R_z\ 80_{-10\ %}$; $S_m\ 0,63^{+20\ %}$; $t_{50}\ 70 \pm 40\ %$.

При указании двух и более параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке:

- параметр высоты неровностей профиля,
- параметр шага неровностей профиля,
- относительная опорная длина профиля.



Способ обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в том случае, если он является единственным для данной поверхности.

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок.

1.6.3 Методы и средства контроля шероховатости поверхности

(для самостоятельного изучения)

Существует два метода контроля шероховатости поверхности: качественный и количественный.

Качественный контроль шероховатости поверхности осуществляют путем сравнения с образцами или образцовыми деталями визуально или на ощупь. Государственный стандарт (ГОСТ 9378-75) устанавливает образцы шероховатости, полученные механической обработкой, снятием позитивных отпечатков гальванопластикой или нанесением покрытий на пластмассовые отпечатки. На каждом образце указаны значения параметра Ra (мкм) и вид обработки образца. Визуально можно удовлетворительно оценить поверхности с $Ra = 0,6 \dots 0,8$ мкм и более.

Количественный контроль параметров шероховатости осуществляют бесконтактными и контактными средствами измерений.

При выборе метода и типа прибора необходимо учитывать возмож-

ность контроля предписанного чертежом параметра, пределы измерения, допускаемые отклонения контролируемого параметра, погрешность измерения и прибора, производительность прибора, форму, размеры и материал детали и другие факторы.

Для количественной оценки шероховатости поверхности бесконтактным методом используют два способа – увеличение их с помощью оптической системы или использование отражательных способностей обработанной поверхности.

Принцип действия приборов светового сечения заключается в получении увеличенного изображения профиля измеряемой поверхности с помощью лучей, направленных наклонно к этой поверхности, и измерении высоты неровностей в получаемом изображении. Как видно из рисунка 46, световой луч проходит через диафрагму 1 с узкой щелью и конденсор 2 и проецирует световую полосу поверхности 3 объективом 4 в фокальную плоскость окуляра 5. Высоту микронеровностей измеряют с помощью окуляра микрометра. Наиболее распространенными приборами данного типа являются МИС-11 и ПСС-2.

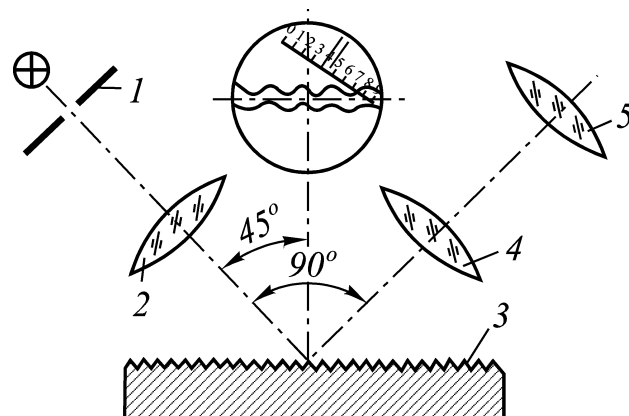


Рисунок 46 – Принцип действия приборов светового сечения

Принцип действия интерферометров основан на использовании явления интерференции света, отраженного от образцовой и исследуемой поверхностей. Форма образующихся интерференционных полос зависит от вида и высоты (до 1 мкм) неровностей контролируемой поверхности. Типичным представителем данного типа приборов является прибор ММИ-4.

В щуповых приборах контактного действия для измерения высоты неровностей используют вертикальные колебания иглы, перемещаемой по

контролируемой поверхности. Колебания преобразуются в электрическое напряжение с помощью индуктивных, механотронных, пьезоэлектрических и других преобразователей.

Отечественной промышленностью выпускаются профилографы-профилометры моделей 250, 252, 296, 7669 (автоматизированный) и т.д. Например, в профилографе-профилометре модели 252 использован индуктивный преобразователь, который позволяет записывать профиль неровностей в увеличенном масштабе в виде профилограммы или измерять па-

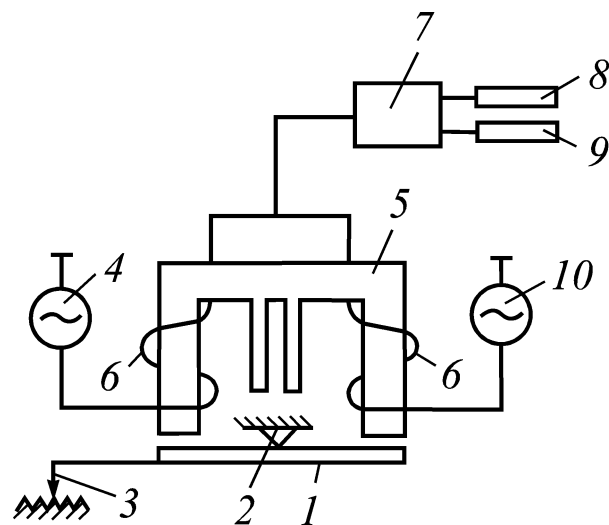


Рисунок 47 – Принципиальная схема профилографа-профилометра

раметры шероховатости в цифровом виде по шкалам приборов. Прибор, как видно из рисунка 47, снабжен преобразователем, электронным измерительным блоком 7 со счетно-решающим блоком 8 и записывающим устройством 9. Индуктивный преобразователь выполняют в виде сдвоенного сердечника 5 с двумя катушками 6. Катушки и две половины первичной обмотки дифференциального входного трансформатора включены по мостовой схеме, питание которой происходит от генераторов 4 и 10 с частотой 10 кГц. При перемещении по контролируемой поверхности алмазная игла 3 преобразователя вместе с якорем 1, подвешенном на опоре 2, совершает крутильные колебания. Повороты якоря перераспределяют индуктивности катушек, изменяя тем самым выходное напряжение дифференциального трансформатора. Изменения амплитуды напряжения характеризуют высоту микронеровностей, а изменение частоты (при работе прибора в режиме профилометра) – их шаг. Числовые значения параметров определяют с помощью цифрового отсчетного устройства. При работе прибора в режиме профилографа изменения

напряжения подаются на записывающее устройство.

1.6.4 Влияние шероховатости поверхности на качество деталей

(для самостоятельного изучения)

Как показали результаты экспериментальных исследований, шероховатость поверхностей в совокупности с физико-механическими свойствами поверхностного слоя оказывает влияние на эксплуатационные свойства деталей машин.

Наиболее изучено по сравнению с другими параметрами поверхностного слоя, влияние шероховатости поверхности на сопротивление усталости металла. Установлено, что с увеличением высоты микронеровностей предел выносливости материалов снижается.

На предел выносливости конструкционных материалов влияет направление микронеровностей. Как показали результаты экспериментальных исследований, при одинаковых значениях шероховатости поверхности предел выносливости материала образцов с направлением микронеровностей, расположенных перпендикулярно их оси, в 1,5 раза ниже, чем у таких же образцов с направлением микронеровностей вдоль их оси.

Шероховатость поверхности влияет также на коррозионную стойкость металлов. Обычно рост шероховатости поверхности ведет к увеличению активности коррозии. Это связано с увеличением реальной площади корродируемой поверхности и росту электрохимической неоднородности поверхностного слоя. При газовой коррозии во впадинах собираются агрессивные примеси среды (сульфиды, хлориды и т.д.), интенсифицирующие коррозию. Защитные окисные пленки на поверхности с грубым рельефом в большей степени склонны к растрескиванию.

Шероховатость поверхности детали (высота, форма и направление микронеровностей) оказывает влияние на износостойкость только в период приработки. От шероховатости зависит также длительность этого периода.

Экспериментально установлено, что для каждой конкретной детали существует оптимальная шероховатость, при которой коэффициент трения $K_{тр}$ и износ оказываются минимальными. Оптимальной следует считать шероховатость поверхности близкую к «равновесной». При этом снижается износ, сокращается продолжительность приработки, предотвращается развитие явлений повреждаемости.

1.6.5 Основные положения по нормированию волнистости поверхности

(для самостоятельного изучения)

Волнистость поверхности – это периодически повторяющиеся неровности, у которых расстояние между вершинами выступов или углублениями впадин больше базовой длины l . Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатостью поверхности, она оказывает влияние на надежность работы изделий и поэтому должна быть нормирована. Рекомендациями РС 3951-73 установлено три параметра, характеризующие волнистость: высота волнистости W_z ; наибольшая высота волнистости W_{max} и средний шаг волнистости S_w . Схема волнистости поверхности и параметры её характеризующие приведены на рисунке 48.

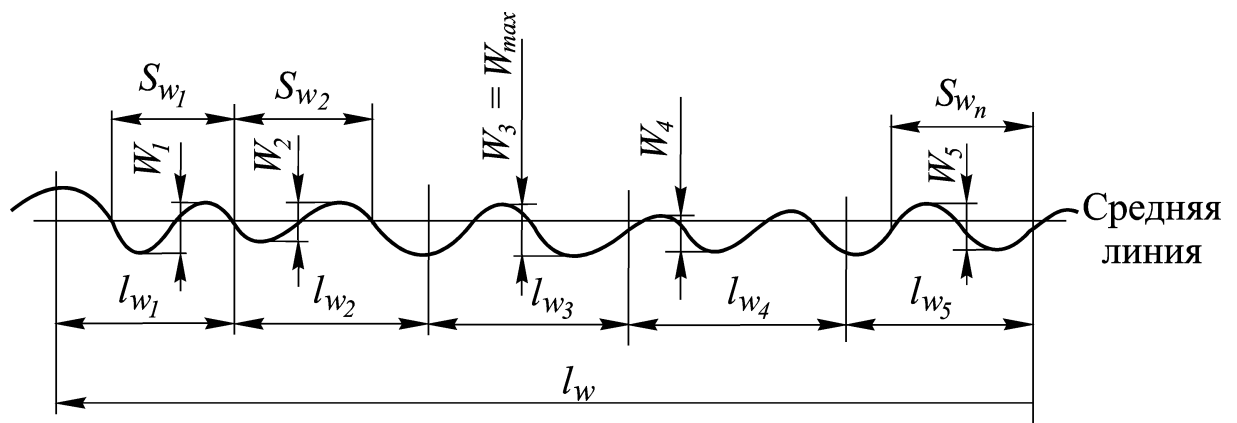


Рисунок 48 – Параметры

волнистости поверхности

Высота волнистости W_z – среднее арифметическое значение из пяти высот волнистости $(W_1, W_2, W_3, W_4, W_5)$, определяемых на пяти одинаковых участках измерения волнистости $(l_{W_1}, l_{W_2}, l_{W_3}, l_{W_4}, l_{W_5})$, длина каждого из которых не менее $S_{W_{\max}}$:

$$W_z = \frac{1}{5}(W_1, W_2, W_3, W_4, W_5).$$

Наибольшая высота волнистости W_{\max} – расстояние между наивысшей и наинизшей точками измеренного профиля в пределах участка измерения l_W , определенное на одной полной волне.

Средний шаг волнистости S_W – среднее арифметическое значение длин волн S_{W_i} , измеренных по средней линии

$$S_W = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{W_i}.$$

Неровности для которых

$$40 \leq \frac{S_W}{W_z} \leq 1000,$$

относят к волнистости, при отношении $\frac{S_W}{W_z} < 40$ – к шероховатости поверхности, а при $\frac{S_W}{W_z} > 1000$ – к отклонениям формы.

ЛЕКЦИЯ 10

1.7 Нормирование точности подшипников качения

Подшипники качения – наиболее распространенные стандартные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным по-

верхностям, определяемым наружным диаметром D наружного кольца и внутренним диаметром d внутреннего кольца, и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами.

1.7.1 Классы точности подшипников качения

Качество подшипников при прочих равных условиях определяется:

1) точностью присоединительных размеров d , D и ширины колец B ; точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипников и их шероховатостью; точностью формы и размеров тел качения в одном подшипнике и шероховатостью их поверхностей;

2) точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биением дорожек качения и торцов колец.

В зависимости от указанных показателей точности ГОСТ 520-89 устанавливает следующие классы точности подшипников, обозначаемых (в порядке убывания точности) 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2, Т. При этом наибольшее распространение получили подшипники классов точности: 0, 6, 5, 4, 2.

Класс точности подшипника выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизмов. Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения и в случаях, когда требуется высокая точность вращения вала. Например, подшипники класса точности 6 применяют в автомобиле- и тракторостроении, подшипники класса точности 5 и 4 – при производстве газотурбинных двигателей и на шпинделях шлифовальных станков, подшипники класса точности 2 – в гироскопических и других прецизионных приборах.

Класс точности подшипника указывают через тире перед условным обозначением подшипника, например 6-205, 5-308.

С повышением класса точности подшипников значительно возрастает трудоемкость их изготовления и стоимость. Это подтверждается данными, приведенными в таблице 3.

Таблица 3 – Стоимость изготовления подшипников в зависимости от класса точности

Класс точности	Стоимость подшипников, выраженная в процентах по отношению к стоимости подшипников класса точности 0
0	100
6	250
5	550
4	800
2	1100

В связи с вышеизложенным не следует применять подшипники высоких классов точности в сборочных единицах, где это не вызывается технической необходимостью.

1.7.2 Допуски и посадки подшипников качения

Для сокращения номенклатуры подшипники изготавливают с отклонениями размеров наружного и внутреннего диаметров не зависимо от посадки, по которой их будут монтировать. Для всех классов точности подшипников верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным нулю. Таким образом, диаметры наружного D_m и внутреннего d_m колец приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а следовательно, посадку соединения наружного кольца подшипника с корпусом назначают в системе вала, а посадку соединения внутреннего кольца под-

шипника с валом – в системе отверстия. Однако поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца расположено в «минус» от номинального размера, а не в «плюс», как у обычного основного отверстия, т.е. не в «тело» кольца, а вниз от нулевой линии, что видно из рисунка 49.

Такое расположение поля допуска установлено с целью обеспечения сравнительно небольшого натяга в соединении внутреннего кольца подшипника с валом при использовании имеющихся в ЕСКД полей допусков на валы под переходные посадки, с учетом, что в большинстве подшипниковых соединений вращается вал, а корпус с наружным кольцом неподвижен.

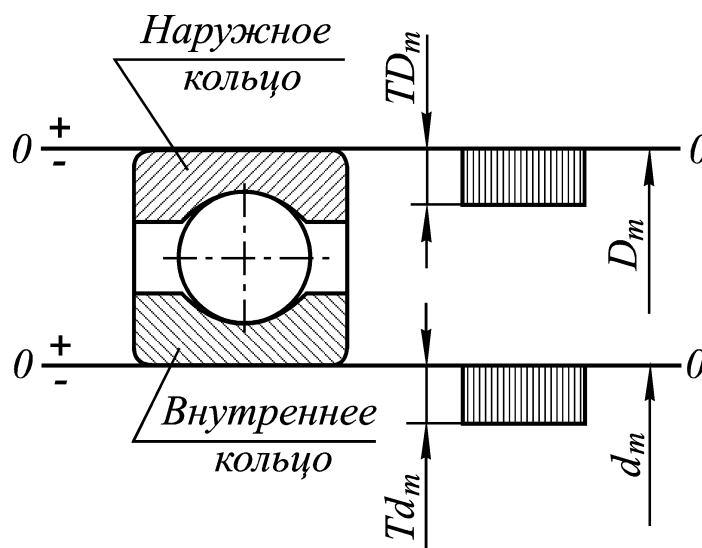


Рисунок 49 – Расположение полей допусков посадочных диаметров колец подшипников

Посадка подшипника в корпус в этих же условиях, как будет показано в дальнейшем, должна быть с небольшим зазором, поэтому поле допуска на диаметр наружного кольца располагается в «тело» детали или в «минус», как принято в общем машиностроении для основного вала.

Вследствие овальности конусообразности и других отклонений формы при измерении могут быть получены различные значения диаметра колец подшипников в разных сечениях. В связи с этим стандартом установлены предельные отклонения номинальных d , D и средних d_m , D_m диаметров колец. Средние диаметры d_m и D_m определяют расчетом как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего диаметров, измеренных в двух крайних сечениях кольца.

К шероховатости посадочных и торцовых поверхностей колец подшипников, а также валов и корпусов предъявляют повышенные требования. Например, у колец подшипников класса точности 4 и 2 диаметром до 250 мм параметр шероховатости Ra должен быть в пределах 0,63...0,32 мкм. Особое значение имеет шероховатость поверхности дорожек и тел качения. Уменьшение параметра шероховатости поверхности Ra от 32...0,16 мкм до 0,16...0,08 мкм повышает ресурс подшипника более чем в два раза, а дальнейшее уменьшение параметра шероховатости Ra до 0,08...0,04 мкм – еще на 40 %.

Выбор посадок колец подшипников на вал и в корпус осуществляется согласно ГОСТ 3325-85, исходя из условий работы сборочной единицы, в которую входят подшипники. При этом учитываются: схема работы сборочной единицы (вращается вал с внутренним кольцом или корпус с наружным кольцом); вид нагружения колец и режим работы подшипника.

Практически чаще всего сборочные единицы, содержащие подшипники, работают по схеме, когда вращается внутренне кольцо с валом, а наружное кольцо и корпус неподвижны. Поля допусков посадок колец подшипников на вал и в корпус для данной схемы приведены на рисунке 50.

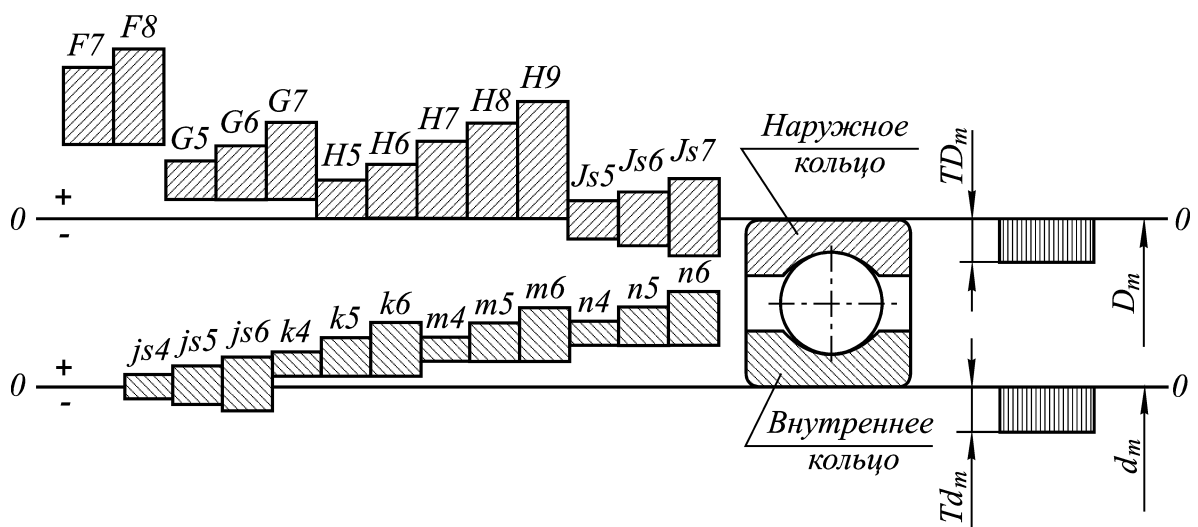


Рисунок 50 – Схемы полей допусков посадок колец подшипников на вал и в корпус при вращении вала с внутренним кольцом подшипни-

В этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения внутреннего кольца подшипника с валом. Это достигается за счет использования полей допусков валов под переходные посадки (основные отклонения js, k, m, n), что, благодаря специфическому расположению поля допуска внутреннего кольца (вниз от нулевой линии), позволяет получить в соединении небольшой, чаще всего гарантированный натяг. Исключение представляет случай, когда предельные отклонения вала расположены симметрично относительно нулевой линии. Однако в этом случае вероятность получения натяга в соединении достаточно велика (96...98 %).

Применять для рассматриваемого соединения валы с полями допусков под неподвижные посадки недопустимо, так как получаемые при этом натяги сильно осложняют условия монтажа и демонтажа подшипников, а в процессе их эксплуатации возможны поломки в связи со значительными внутренними напряжениями в кольцах и шариках и заклинивание тел качения.

Поля допусков валов, как видно из рис. 50, выбирают по системе основного отверстия:

- для подшипников класса точности 0 и 6 – $js6, k6, m6, n6$;
- для подшипников класса точности 5 и 4 – $js5, k5, m5, n5$;
- для подшипников класса точности 2 – $js4, k4, m4, n4$.

Наружное кольцо подшипника в корпус при рассматриваемой схеме работы сборочной единицы должно устанавливаться свободно. Поля допусков отверстий корпусов выбирают по системе основного вала:

- для подшипников класса точности 0 и 6 – $Js7, H7, H8, H9, G7, F7, F8$;
- для подшипников класса точности 5 и 4 – $Js6, H6, G6$;
- для подшипников класса точности 2 – $Js5, H5, G5$.

В результате обеспечивается легкость монтажа, устраняется возможность заклинивания тел качения и создаются условия для периодического

проворачивания наружного кольца в корпусе, что способствует более равномерному износу его беговой дорожки.

Если вращается наружное кольцо с корпусом, а внутреннее кольцо и вал неподвижны, то в этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения наружного кольца с корпусом. Соединение внутреннего кольца с валом в рассматриваемом случае должно быть свободным. Поля допусков для отверстий корпусов и поля допусков на валы приведены в справочной литературе по нормированию точности подшипников.

Выбор посадок колец подшипников определяется также видом нагружения и режимом работы.

В случае если сборочная единица работает по схеме, вращается вал с внутренним кольцом, а корпус с наружным кольцом неподвижны, возможны две типовые схемы нагружения подшипника.

Первая типовая схема нагружения представлена на рисунке. 51, а. Радиальная нагрузка P_r постоянна по величине и направлению. В этом случае внутреннее кольцо подшипника испытывает **циркуляционное нагружение**, а наружное кольцо – **местное нагружение**.

При **местном нагружении**, показанном на рисунке 51, б, кольцо подшипника воспринимает радиальную нагрузку P_r , постоянную по направлению, лишь ограниченным участком беговой дорожки и передает ее ограниченному участку корпуса. Поэтому сопряжение наружного кольца подшипника с корпусом должно быть осуществлено по посадке с небольшим средневероятным зазором. За счет наличия зазора данное кольцо в процессе работы под действием отдельных толчков, сотрясений и других факторов будет периодически проворачиваться в корпусе, вследствие чего износ беговой дорожки станет более равномерным и долговечность подшипника существенно возрастет.

Циркуляционное нагружение создается на кольце при постоянно направленной радиальной нагрузке, когда место нагружения последователь-

но перемещается по окружности кольца со скоростью его вращения. Схема данного нагружения приведена на рисунке. 51, в. Посадка вращающегося циркуляционно нагруженного кольца должна обеспечивать гарантированный натяг, который исключает возможность относительного смещения или проскальзывания кольца и вала. Наличие вышеуказанных процессов приведет к развальцовке сопрягаемых поверхностей, потере точности, перегреву и быстрому выходу сборочной единицы из строя.

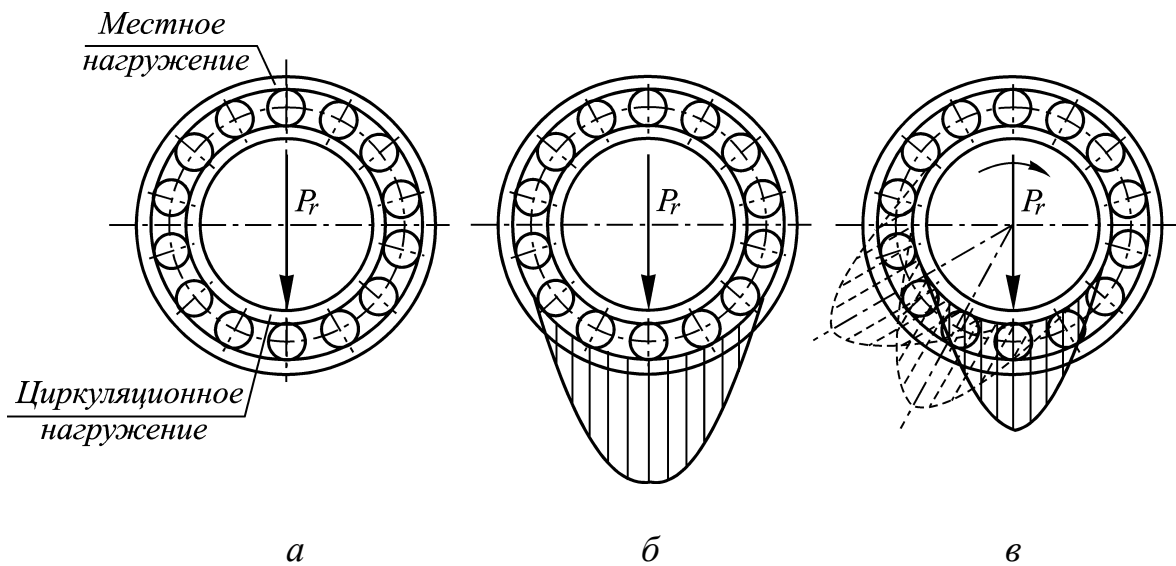


Рисунок 51 – Первая типовая схема нагружения подшипника и виды нагружения колец:

а – типовая схема нагружения; *б* – местное нагружение наружного кольца;
в – циркуляционное нагружение внутреннего кольца

Вторая типовая схема нагружения показана на рисунке 52, *а*. На кольца действуют две радиальные нагрузки, одна из которых P_r постоянна по величине и направлению, а другая, центробежная P_v , вращающаяся вместе с валом. При такой схеме нагружения внутреннее кольцо испытывает циркуляционное нагружение, а наружное кольцо – колебательное.

Равнодействующая сил P_r и P_v сила P_{r+v} совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно действия силы P_r , что

видно из рисунка 52, б. Такой вид нагружения кольца называется *колебательным*.

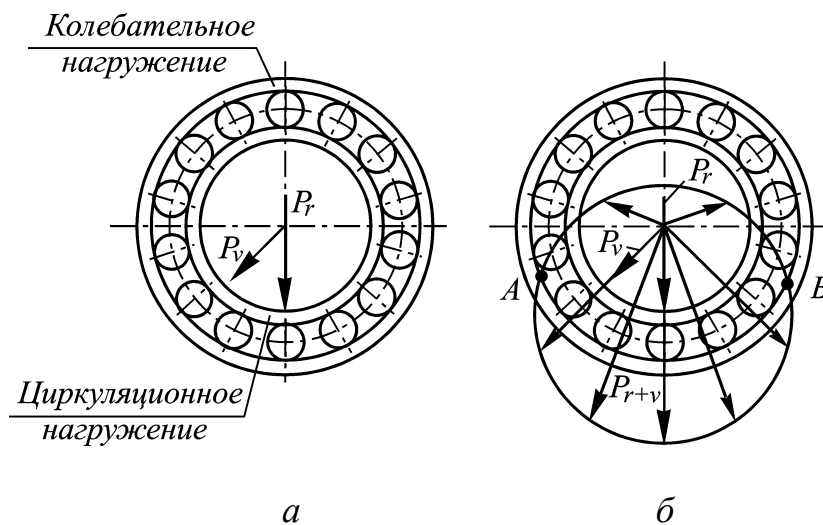


Рисунок 52 – Вторая типовая схема нагружения подшипника и виды нагружения колеи:

а – типовая схема нагружения; *б* – колебательное нагружение наружного кольца

Внутреннее кольцо воспринимает суммарную радиальную нагрузку последовательно всей контактной поверхностью дорожки качения, т. е. имеет *циркуляционное нагружение*, схема которого, аналогичная схеме, представленной на рисунке 52, в.

Режим работы подшипника принимается в зависимости от его расчетной долговечности. При расчетной долговечности более 10000 часов режим считается легким, при 5000...10000 часов – нормальным и при 2500...5000 часов – тяжелым. При ударных и вибрационных нагрузках, которые испытывают, например, трамвайные и железнодорожные буксы, валы дробильных машин и т.п., режим считается тяжелым независимо от расчетной долговечности.

Рекомендации по выбору посадок подшипников качения в зависимости от схемы работы, характера нагружения и режима работы приведены в ГОСТ 3325-85.

1.7.3 Обозначение посадок подшипников на чертежах

Поля допусков внутреннего и наружного колец подшипника принято обозначать соответственно буквами L и l с указанием класса точности подшипника, например, $L6$ и $l6$.

Для соединения колец подшипников с валами и корпусами применяют так называемые «подшипниковые» посадки, отличающиеся от посадок ГОСТ 25347-82 значениями зазоров и натягов. Это вызвано тем, что предельные отклонения размеров колец, выбираемых по ГОСТ 520-89, отличны от отклонений, установленных ГОСТ 25347-82. Посадки подшипников качения на сборочных чертежах, в соответствии с общими правилами, обозначаются в виде дроби.

Пример обозначения посадок подшипника на чертежах показан на рисунке 53. Допускается при обозначении посадок подшипника на вал и в корпус указывать только поля допусков вала и отверстия в корпусе. Это обозначение также указано на рисунке 53.

Если сборочная единица работает по схеме, вращается вал с внутренним кольцом подшипника (например, класса точности 6), а корпус с наружным кольцом подшипника – неподвижен, то циркуляционно нагруженное

кольцо можно установить на вал по одной из посадок – $\frac{L6}{js6}$, $\frac{L6}{k6}$; кольцо

подшипника, испытывающее местное нагружение, по посадкам – $\frac{H7}{l6}$, $\frac{G7}{l6}$;

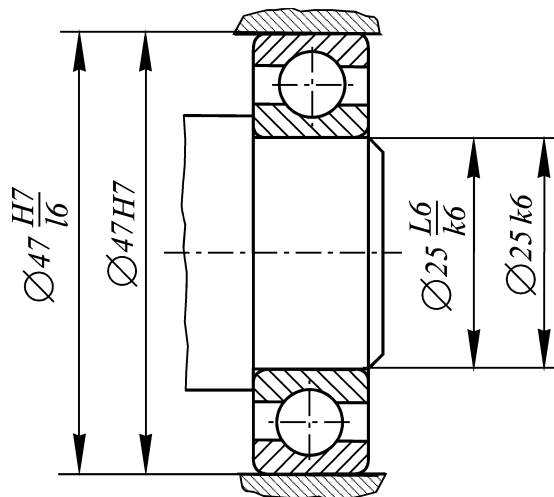


Рисунок 53 – Обозначение посадок подшипников на чертежах

колебательно нагруженное кольцо по посадке – $\frac{Js7}{l6}$.

ЛЕКЦИЯ 11

1.8 Нормирование точности шпоночных и шлицевых соединений

Шпоночные и шлицевые соединения предназначены для получения разъемных неподвижных соединений, передающих крутящие моменты. Они позволяют при необходимости осуществлять относительное осевое перемещение сопряженных деталей, например, при включении и выключении муфт или зубчатых колес.

Шпоночные соединения выполняют обычно по одной из переходных посадок. Их применяют в малонагруженных тихоходных передачах (кинематические цепи подач станков), в крупногабаритных соединениях (шестерни, маховики кузнечно-прессовых машин), во всех ответственных неподвижных соединениях (маховики двигателей внутреннего сгорания, центрифуги и т.д.), в единичных (опытных) экземплярах машин.

Шлицевые соединения совершеннее шпоночных. При одном и том же диаметре они передают значительно больший крутящий момент, обеспечивают высокую степень центрирования деталей, в них отсутствует съемная деталь – шпонка. В массовом и серийном производствах изготовление шлицевых деталей не сложнее и не дороже шпоночных, а сборка удобнее и быстрее.

1.8.1 Допуски и посадки шпоночных соединений, их обозначение на чертежах

Размеры допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками устанавливает ГОСТ 23360–78, с сегментными шпонками ГОСТ 24071–80.

Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки b . Остальные размеры задают так, чтобы исключить возможность зацемяления шпонки по высоте или чрезмерное занижение поверхностей соприкосновения боковых сторон.

На рисунке 54 приведены параметры призматических и сегментных шпонок. Для шпоночных пазов втулок на чертежах проставляют размер $d + t_2$ как единственно удобный для контроля. На валах предпочтительно указывать t_1 , но допускается и размер $d - t_1$.

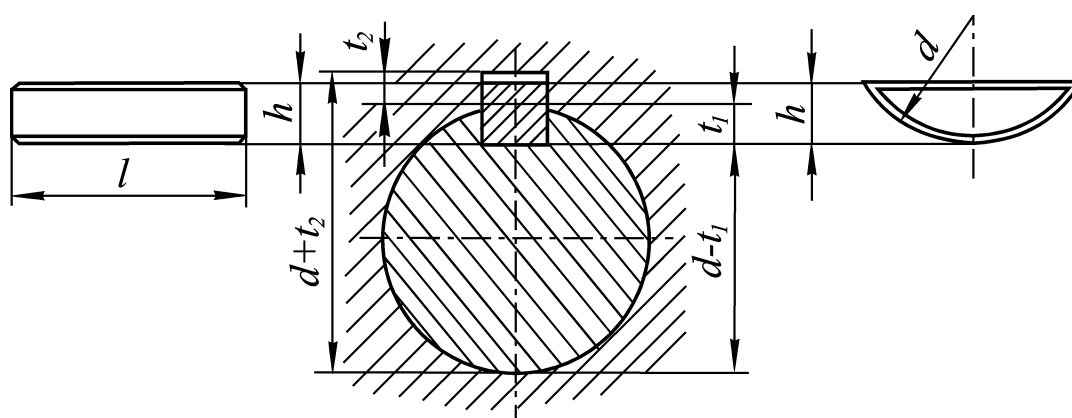


Рисунок 54 – Параметры призматических и сегментных шпонок

Высоту призматических шпонок выполняют по $h11$ (при высоте шпонок равной 2...6 мм – по $h9$), длину l – по $h14$, длину пазов – по $H15$, диаметр сегментных шпонок d – по $h12$. Как видно, из указанных элементов допуск всегда направлен «в тело», что гарантирует собираемость шпоночного соединения.

По ширине призматических шпонок предусмотрено три варианта соединений: *свободное, нормальное и плотное*, показанных на рисунке 55. Для сегментных применяют только *нормальное и плотное*.

Поля допусков для обоих типов шпонок одинаковы. Посадки выполняют только в системе вала, так как основной деталью является шпонка.

Наибольшее распространение в общем машиностроении получило нормальное соединение. Свободное соединение используется в

том случае, если шпонка является направляющей на валу или при объемной термообработке сопрягаемых деталей.

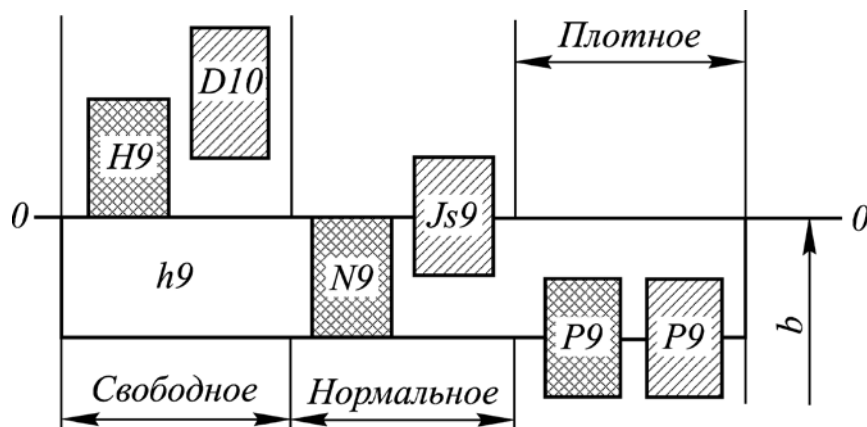


Рисунок 55 - Поля допусков для шпоночных соединений:

□ - поле допуска на ширину шпонки; ▨ - поле допуска на ширину паза втулки; ▩ - поле допуска на ширину паза втулки

1.8.2 Допуски и посадки прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений, их обозначение на чертежах.

Шлицевое соединение можно представить как многошпоночное соединение, у которого шпонки составляют одно целое с валом. По сравнению со шпоночным соединением оно является более прочным, нагрузка на вал и втулку распределяется равномернее, обеспечивая меньшую концентрацию напряжений. В тоже время шлицевое соединение обеспечивает лучшее центрирование и направление втулки на валу.

Шлицевые соединения подразделяются:

- по форме шлицевых поверхностей – на прямобочные, эвольвентные, треугольные и трапециидальные;
- по условиям эксплуатации – на подвижные и неподвижные;
- по условиям нагружения – на тяжелые, средние и легкие.

Наибольшее применение находят шлицевые соединения с прямобочным и эвольвентным профилем.

Прямобоочные шлицевые соединения регламентирует ГОСТ 1139–80. В соответствии с выше упомянутым ГОСТом существует три способа центрирования шлицевых соединений: по боковым поверхностям; по внутреннему диаметру и по наружному диаметру. Данные способы центрирования изображены на рисунке 56.

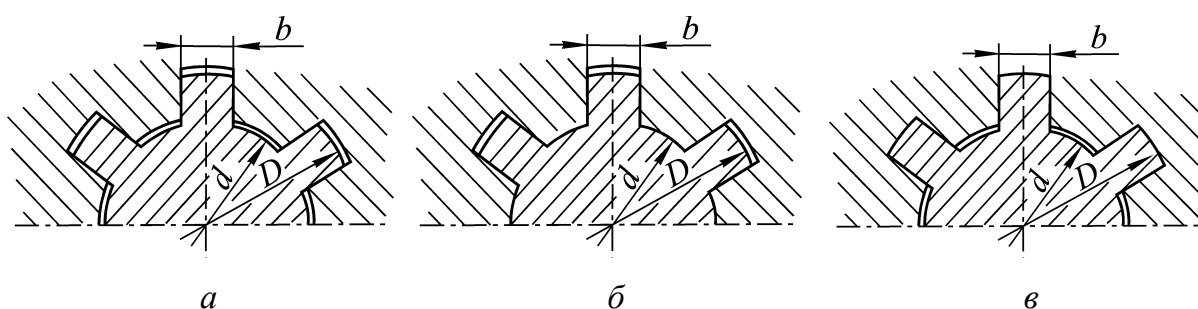


Рисунок 56 – Способы центрирования шлицевых соединений с прямобоочным профилем:

a – по боковым сторонам шлиц; *б* – по внутреннему диаметру;
в – по наружному диаметру

Метод центрирования по боковым сторонам зубьев обеспечивает достаточно точные поля допусков и посадки только по размеру. Данный метод центрирования самый простой и дешевый. Он назначается при невысоких требованиях к соосности сопрягаемых деталей, когда главное требование состоит в надежной передаче крутящего момента и отсутствии ударов при реверсе.

Методы центрирования по внутреннему d и наружному диаметру D примерно равноценны. Оба регламентируют точность и вид сопряжения по двум элементам: центрирующим диаметрам и боковым сторонам зубьев. По не центрирующему диаметру обеспечивается гарантированный зазор, что исключает его влияние на собираемость шлицевого соединения.

Посадки выбирают в зависимости от характера соединения из числа посадок предусмотренных для гладких цилиндрических соединений.

Для подвижных шлицевых соединений используют следующие посадки:

- 1) для сопряжения по центрирующему диаметру (либо по d , либо по D)

$$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H8}{e8} \text{ и др.};$$

- 2) для сопряжения по боковым сторонам шлиц

$$\frac{F8}{f7}; \frac{D9}{e8}; \frac{F10}{f8} \text{ и др.}$$

Для неподвижных соединений, передающих умеренные нагрузки, и при необходимости частой разборки применяют следующие посадки:

- 1) для сопряжения по центрирующему диаметру

$$\frac{H7}{h7}; \frac{H7}{js6} \text{ и др.};$$

- 2) для сопряжения по боковым сторонам шлиц

$$\frac{F8}{h8}; \frac{H8}{h8} \text{ и др.}$$

Для неподвижных соединений, передающих значительные, в том числе нагрузки:

- 1) для сопряжения по центрирующему диаметру

$$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{n6}; \frac{H7}{n7} \text{ и др.};$$

- 2) для сопряжения по боковым сторонам шлиц

$$\frac{D9}{k7}; \frac{D9}{js7}; \frac{F8}{js7} \text{ и др.}$$

Условные обозначения шлицевых соединений, вала и втулки. Для шлицевого соединения с параметрами $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру d , с посадками по $d - \frac{H7}{e8}$; по

$$D - \frac{H12}{a11} \text{ и по } b - \frac{H9}{f9}:$$

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{H9}{f9}.$$

Пример обозначения втулки для этого соединения

$$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 H9,$$

вала

$$d - 8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 f9.$$

Для этого же соединения при центрировании по наружному диаметру

D

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{h7} \times 7 \frac{F10}{h7}.$$

Пример обозначения втулки для этого соединения:

$$D - 8 \times 36 \times 40 H7 \times 7 F10,$$

вала

$$D - 8 \times 36 \times 40 h7 \times 7 h7.$$

При центрировании по боковым сторонам шлицев b

$$b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}.$$

Пример обозначения втулки для этого соединения:

$$b - 8 \times 36 \times 40 H12 \times 7 D9,$$

вала

$$b - 8 \times 36 \times 40 a11 \times 7 f8.$$

Как следует из приведенных примеров, ГОСТ допускает не указывать в обозначениях допуски нецентрирующих диаметров.

Допуски и посадки эвольвентных шлицевых соединений устанавливает ГОСТ 6033–80. В шлицевых эвольвентных соединениях втулку относительно вала наиболее часто центрируют по боковым поверхностям зубьев, что видно из рисунка 57, или по наружному диаметру. Центрирование по

внутреннему диаметру не рекомендуется.

При центрировании по боковым поверхностям шлиц установлен два вида допусков для ширины e впадины втулки и толщины s зуба вала, показанные на рисунке 58. $T_e(T_s)$ – допуск собственно на ширину впадины втулки (толщину зуба вала), а T – суммарный допуск, включающий отклонения формы и расположения элементов профиля впадины (зуба).

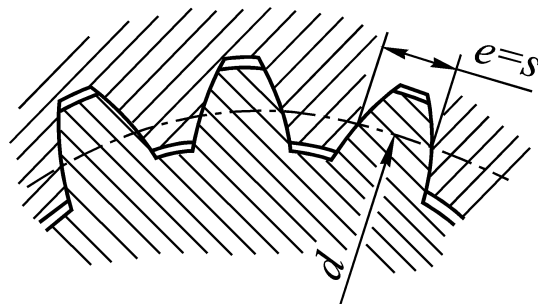


Рисунок 57 – Шлицевое соединение с эвольвентным профилем

Отклонения размеров e и s отсчитывают от их общего номинального размера по дуге делительной окружности.

Для ширины e впадины втулки установлено одно основное отклонение H и степени точности 7, 9, 11, для толщины s зуба вала установлены десять основных отклонений, представленных на рисунке 59, и степени точности 7–11. Посадки по боковым поверхностям зубьев установлены только в системе отверстия.

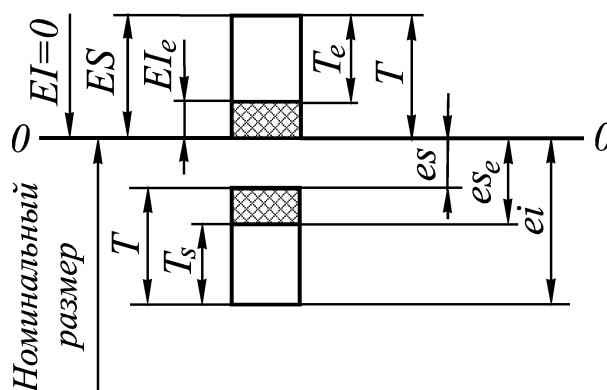


Рисунок 58 – Расположение полей допусков ширины e впадины втулки и толщины s зуба вала в эвольвентных шлицевых соединениях

При центрировании по наружному диаметру рекомендуется использовать следующие посадки

$$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{js6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{f7}$$

при этом на боковые поверхности зубьев втулки и вала предусмотрены сле-

дующие поля допусков:

- для втулки $9H$, $11H$;

- для вала $9h$, $9g$, $9d$,

$11c$, $11d$.

Эвольвентные шлицевые соединения на чертежах обозначаются следующим образом:

- при центрировании по боковым поверхностям шлиц

$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g}$ ГОСТ 6033 – 80 (с наружным диаметром $D = 50$ мм и модулем

$m = 2$ мм);

- при центрировании по наружному диаметру

$$50 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \text{ ГОСТ } 6033 - 80.$$

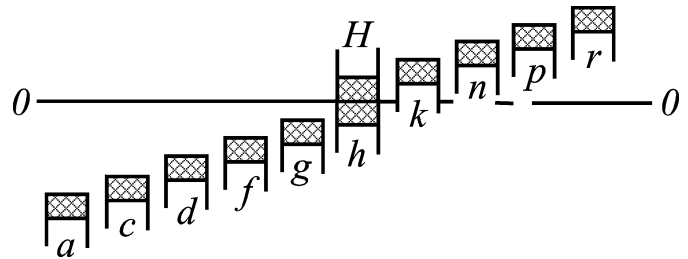


Рисунок 59 – Основные отклонения для ширины e впадины втулки и ширины s зуба вала в шлицевых эвольвентных соединениях

Лекция 12

1.9 Нормирование точности резьбовых соединений

1.9.1 Профиль и основные параметры метрической резьбы

Профиль и основные параметры метрической резьбы регламентируют ГОСТ 9150-81 и ГОСТ 24705-81. Номинальный профиль общий для наружной и внутренней резьб, т.е. для гайки и болта представлен на рисунке 60.

Основными элементами метрической резьбы являются: D и d – наружный диаметр соответственно для гайки и болта; D_2 и d_2 – средний

диаметр; D_1 и d_1 – внутренний диаметр; P – шаг резьбы; $\alpha = 60^\circ$ – угол профиля; l – длина свинчивания, равная длине соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьбы в осевом направлении. Для метрических резьб с крупным шагом длина свинчивания составляет $0,8d$, она принята в качестве высоты стандартных гаек.

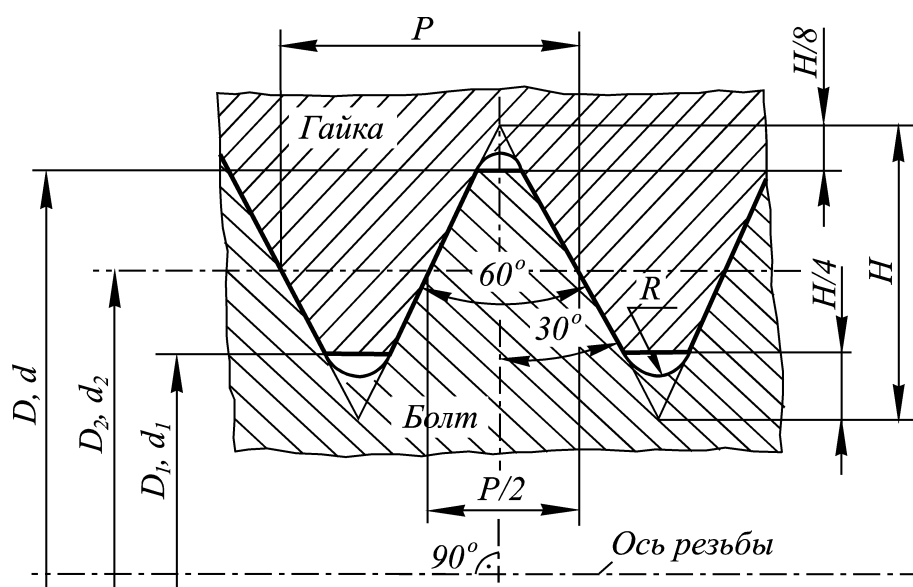


Рисунок 60 – Профиль и основные элементы метрической резьбы

Номинальный профиль метрической резьбы представляет собой равно-сторонний треугольник с плоскими срезами, выполненными по наружному и внутреннему диаметрам соответственно на расстоянии $H/8$ и $H/4$ от вершин исходного треугольника.

Форма впадины резьбы болта не регламентируется и может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной с номинальным радиусом закругления $R = H/6$, что более предпочтительно, поскольку способствует повышению циклической прочности болта.

Метрические резьбы с диаметрами от 0,25 до 600 мм согласно ГОСТ 8724-81 подразделяются на резьбы с крупными и мелкими шагами.

У резьб с крупными шагами каждому наружному диаметру соответствует определенный шаг в соответствие с зависимостью $D = d = 6P^{1,3}$. Например, для резьбы с крупным шагом М24 – Р = 3 мм. У резьб с мелкими шагами одному и тому же наружному диаметру могут соответствовать различные шаги, например: резьбы М18х1; М18х1,5; М18х2. Такие резьбы применяют при соединении тонкостенных деталей, малой длине свинчивания и повышенных требованиях к прочности соединений, особенно при переменных нагрузках.

1.9.2 Общие принципы нормирования точности цилиндрических резьб

Реальные резьбовые поверхности имеют отклонения профиля и размеров по сравнению с теоретическими (идеальными). Нормирование точности любых цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами, таких как метрической, трапецеидальной, упорной и др., построено по единым принципам.

Для обеспечения взаимозаменяемости болта и гайки на длине свинчивания устанавливают предельные контуры резьбы свинчиваемых деталей. Номинальный контур метрической резьбы показан на рисунке 61 толстой линией.

Действительные контуры свинчиваемых деталей определяются действительными размерами наружных $d(D)$, средних $d_2(D_2)$ и внутренних $d_1(D_1)$ диаметров, шага P и угла профиля α . Таким образом, резьбовое соединение будет надежным, если действительные размеры резьбы болта и гайки не будут выходить за предельные контуры резьбы на длине свинчивания.

Учитывая, что у большинства резьб по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены зазоры, как видно из рисунка 61, а поля допусков

болта и гайки расположены в «тело», то свинчиваемость резьб зависит только от шага, угла профиля и точности средних диаметров. Между погрешностями среднего диаметра резьбы, шага и угла профиля установлена математическая зависимость. Поэтому погрешности шага и угла профиля на длине свинчивания можно скомпенсировать соответствующим изменением среднего действительного диаметра резьбы.

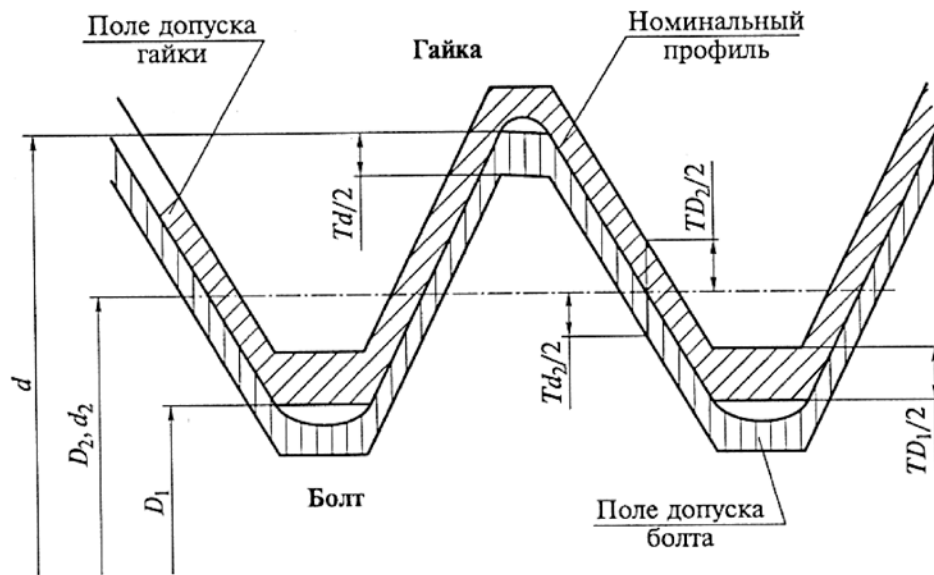
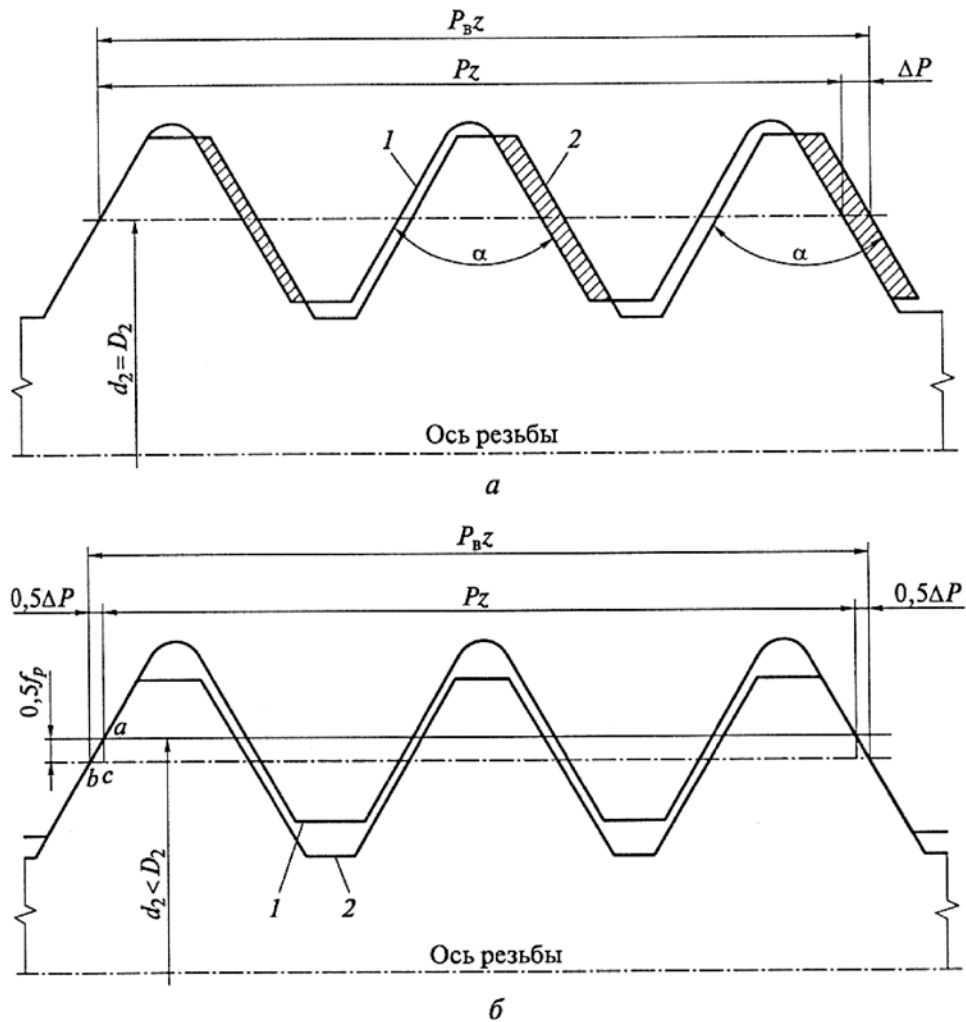


Рисунок 61 – Предельные контуры резьбового соединения при посадке с зазором

Отклонение шага резьбы ΔP – это разность действительных и номинальных расстояний между одноименными сторонами профиля, измеренных в осевом направлении на расстоянии, равном половине среднего диаметра от оси резьбы, в пределах длины свинчивания или заданной длины. Отклонения шага могут быть местными периодически повторяющимися или прогрессивно возрастающими, пропорциональными числу витков резьбы на длине свинчивания. Прогрессирующие погрешности шага обычно превышают погрешности других видов.

Для вывода *зависимости диаметральной компенсации от по-*

погрешности шага наложим на осевое сечение номинальной резьбы гайки с контуром 1, изображенном на рисунке. б2, а, осевое сечение реальной наружной резьбы болта с контуром 2, имеющей прогрессивно возрастающее отклонение шага ΔP , совместив левую сторону боковых профилей гайки и болта. При этом не учитываем отклонение угла профиля у контура 2. При одинаковых средних диаметрах резьбы ($d_2 = D_2$) и одном угле профиля α эти детали не свинчиваются из-за перекрытия контуров. При этом $\Delta P = P_g z - Pz$.



- 1 – профиль резьбы гайки
- 2 – профиль резьбы болта

Рисунок 62 – Схема диаметральной компенсации f_p погрешности

шага резьбы:

a – для несвинчивающейся резьбы; b – для свинчивающейся резьбы

Для обеспечения возможности свинчивания резьбовых деталей нужно компенсировать отклонение шага ΔP , т.е. уменьшить средний диаметр d_2 у болта или увеличить средний диаметр у гайки на величину f_p , сохранив соприкосновение (на заданной длине) сторон профилей наружной и внутренней резьб, что видно из рисунка 62, б. При этом отклонение шага ΔP расположится симметрично относительно номинальной длины свинчивания P_z . В результате из прямоугольного треугольника abc , показанного на рисунке 62, б, получим зависимость

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

где f_p и ΔP заданы в микрометрах.

Для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$, следовательно $\operatorname{ctg}30^\circ = 1,732$, тогда формула примет вид:

$$f_p = 1,732 \Delta P.$$

Абсолютное значение погрешности шага ΔP (накопленной или местной) при диаметальной компенсации может быть как положительным, так и отрицательным.

Отклонение угла профиля резьбы $\Delta\alpha/2$ и его диаметральная компенсация f_α . Отклонением угла профиля симметричной резьбы (или отклонениями углов наклона боковых сторон профиля для резьб с несимметричным профилем) называется разность между действительными $\alpha_\partial/2$ и номинальными $\alpha/2$ значениями половины данного угла профиля $(\Delta\alpha/2) = \alpha_\partial/2 - \alpha/2$.

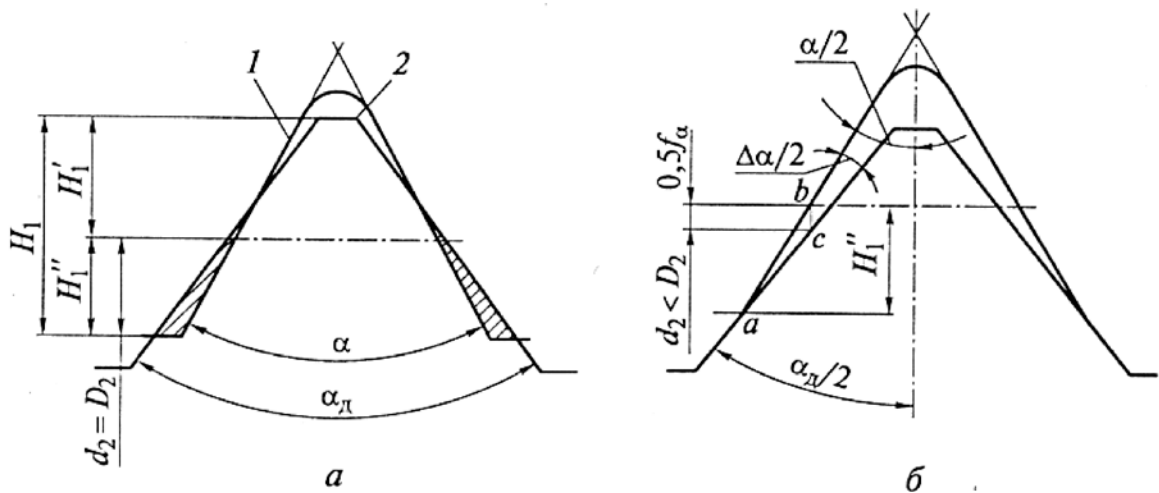
Если профиль резьбы симметричный, то отклонение угла профиля находится по формуле

$$\frac{\Delta\alpha}{2} = \frac{\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} + \left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)_{\text{лев}}}{2},$$

где $\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)_{\text{прав}}$ – отклонение угла правого профиля; $\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)_{\text{лев}}$ – отклонение угла левого профиля.

Компенсировать отклонение угла профиля резьбы можно также увеличением среднего диаметра внутренней резьбы или уменьшением среднего диаметра наружной резьбы.

Рассмотрим схему совмещения номинального профиля 1 резьбы гайки с углом профиля α и реального профиля 2 резьбы болта с углом профиля α_0 при одинаковых значениях среднего диаметра $d_2 = D_2$, представленную на рисунке 63, а. Свинтить эти резьбы нельзя из-за наличия перекрытых заштрихованных участков.



1 – профиль резьбы гайки

2 – профиль резьбы болта

Рисунок 63 – Схема диаметальной компенсации f_α угла профиля резьбы $\Delta\alpha$:

a – для несвинчивающейся резьбы; *б* – для свинчивающейся резьбы

Для обеспечения свинчивания, как видно из рисунка б3, б, нужно увеличить средний диаметр болта на величину f_α , при которой сохранится контакт профилей в точке a , а перекрытия профилей не будет. Из треугольника abc , используя теорему синусов, после ряда упрощений и преобразований получим формулу связи диаметральной компенсации f_α с отклонением угла профиля резьбы:

$$f_\alpha = 0,29P \frac{\Delta\alpha}{2},$$

где значение f_α указано в микрометрах, P – в миллиметрах, а $\Delta\alpha/2$ – в угловых минутах.

Приведенный средний диаметр резьбы – это измеренное (действительное) значение среднего диаметра резьбы, уменьшенное у внутренней и увеличенное у наружной резьбы на суммарную диаметральную компенсацию отклонений угла наклона боковой стороны профиля и шага резьбы.

Приведенный средний диаметр:

- для внутренней резьбы

$$D_{2np} = D_{2изм} - (f_p + f_\alpha);$$

- для наружной резьбы

$$d_{2np} = d_{2изм} + (f_p + f_\alpha),$$

где $D_{2изм}$ и $d_{2изм}$ – измеренные (действительные) значения среднего диаметра внутренней и наружной резьбы.

Условие свинчиваемости резьб

$$D_{2np} > d_{2np}.$$

Суммарный (полный) допуск среднего диаметра резьбы Td_2 (TD_2) задается в стандартах для большинства резьб с учетом допуска собственно среднего диаметра и величин компенсации f_p и f_α :

$$Td_2(TD_2) = Td_2'(TD_2') + f_p + f_\alpha,$$

где Td'_2 и TD'_2 - допуски на собственно средний диаметр при наличии погрешностей угла профиля и шага.

Лекция 13

1.9.3 Допуски и посадки метрической резьбы с зазором. Обозначение допусков и посадок метрических резьб на чертежах

Система допусков должна обеспечивать как свинчиваемость, так и прочность резьбового соединения. Основным параметром, определяющим точность и характер резьбового соединения (характер посадки), является средний диаметр. Поля допусков на наружный и внутренний диаметр гайки и болта построены таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор.

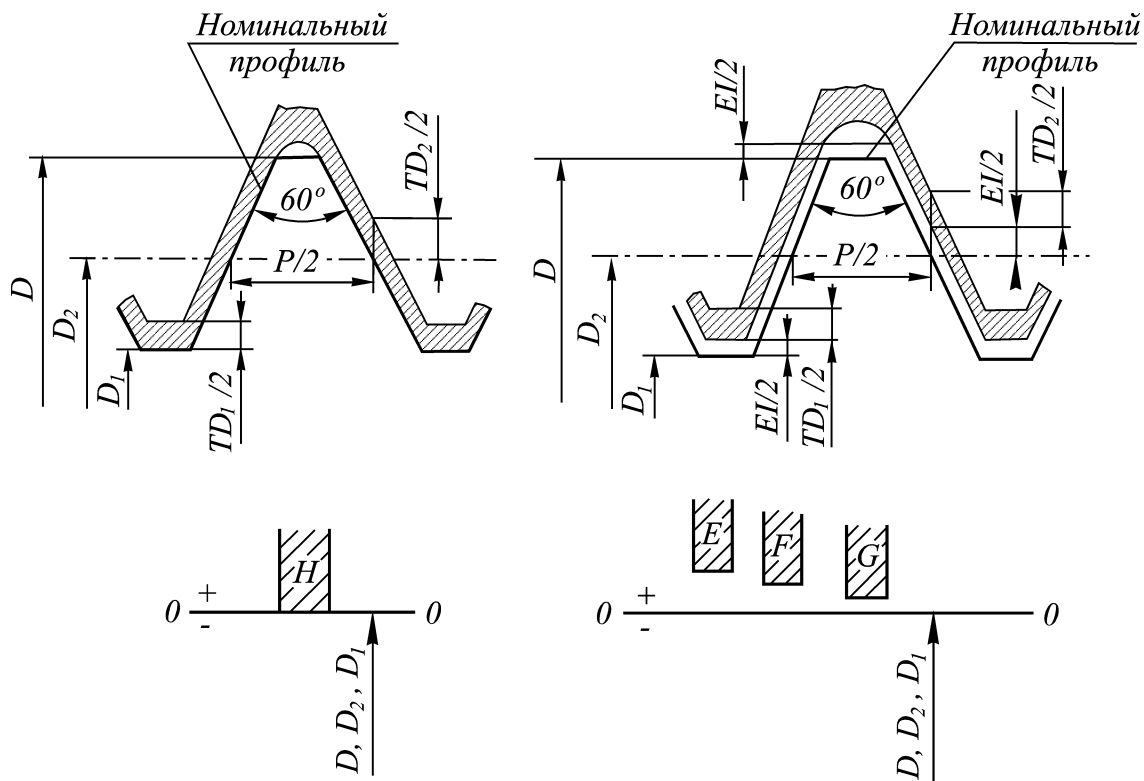
В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т.е. по среднему диаметру) различают посадки с зазором, натягом и переходные.

Из нескольких разновидностей метрических резьб наиболее широко применяется и действительно является универсальной только резьба с зазорами. Для получения различных посадок с зазором ГОСТ 16093–2004 предусматривает четыре основных отклонения для резьбы гаек – H , G , F , E и пять основных отклонений для болтов – h , g , f , e , d .

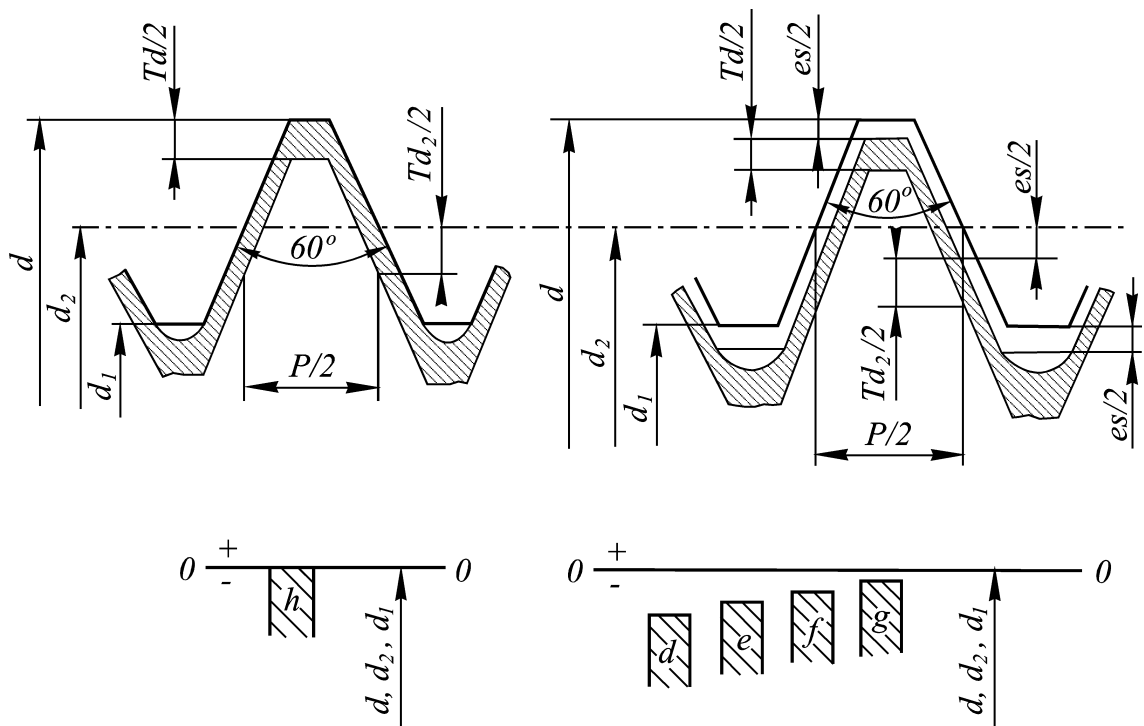
Схемы расположения полей допусков приведены на рисунке 64, из которых видно, что отклонения диаметров резьбы отсчитываются от номинального профиля, показанного утолщенными линиями, в направлении перпендикулярном оси резьбы.

Расположение полей допусков относительно номинального профиля резьбы определяется величиной основных отклонений: нижнего EI – для внутренней резьбы (гайки) и верхнего – es для наружной резьбы (болта), которые для данного шага не зависят от диаметра резьбы. Величины основ-

ных отклонений H и h соответственно для гаек и болтов равны нулю, а их сочетание характерно для посадки с наименьшим зазором, равным нулю.



a



б

Рисунок 64 – Схемы расположения полей допусков наружной (а) и внутренней (б) резьбы

Верхние отклонения для внутренней резьбы (по D_2 и D_1 и нижние – для наружной резьбы (по d_2 и d) зависят от величин допусков: TD_2 , TD_1 , Td_2 и Td , величина которых определяется в соответствии с принятой степенью точности. Установленные стандартом степени точности приведены в таблице 4.

Степень точности выбирается в зависимости от длин свинчивания резьбы и требований, предъявляемых к точности резьбового соединения. Длины свинчивания резьбовых деталей подразделяются на три группы: S – короткие, N – нормальные и L – длинные (ГОСТ 16093–2004). Длины свинчивания свыше $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$ относятся к группе N ; длины свинчивания меньше нормальных относятся к группе S , а больше – к группе L .

Таблица 4 – Степени точности метрических резьб

Резьба	Диаметр резьбы	Степень точности
Внутренняя	D_2	4, 5, 6, 7, 8, 9*
	D_1	4, 5, 6, 7, 8
Наружная	d_2	3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10*
	d	4, 6, 8

Вернее отклонение наружного диаметра гайки и нижнее отклонение внутреннего диаметра болта, как видно из схем, представленных на рисунке 64, не устанавливаются.

Поля допусков для метрической резьбы приведены в ГОСТ 16093–2004.

Как уже отмечалось, допуск среднего диаметра резьбы является суммарным, он учитывает не только допустимую погрешность собственно сред-

него диаметра $\Delta D_2(d_2)$, но также диаметральные компенсации погрешностей шага f_p и угла профиля f_α .

При одной и той же степени точности допуск по среднему диаметру гайки TD_2 на 1/3 больше допуска по среднему диаметру болта Td_2 , что учитывает технологические трудности, связанные с обработкой внутренних резьб.

Посадки резьбовых соединений могут быть получены в принципе любым сочетанием полей допусков резьбы гайки и болта из приведенных в ГОСТ. Наиболее распространена посадка с небольшим зазором ($6H/6g$) образованная сочетанием полей допусков гайки и болта, рекомендуемых для предпочтительного применения.

Обозначение резьбы состоит из двух частей: из обозначения геометрических параметров и полей допусков.

Обозначение геометрических параметров. Согласно стандарту приняты следующие обозначения:

1) резьба с крупным шагом должна обозначаться буквой M и номинальным диаметром, например: $M24$, $M64$;

2) резьба с мелким шагом должна обозначаться буквой M , номинальным диаметром и шагом, например: $M24 \times 2$, $M64 \times 3$;

3) для левой резьбы после условного обозначения ставят LH , например: $M24LH$; $M64 \times 3LH$;

4) многозаходные резьбы должны обозначаться буквой M , номинальным диаметром, числовым значением хода и в скобках буквой P и числовым значением шага, например: $M24 \times 3(P1)$ – резьба метрическая, трехзаходная, с шагом 1 мм; $M24 \times 3(P1)LH$ – резьба метрическая, левая, трехзаходная (ход 3 мм), с шагом 1 мм.

Обозначение допусков резьбы. Согласно стандарту обозначение поля допуска состоит из цифры, обозначающей степень точности, и буквы (строчной для болта и прописной для гайки), обозначающей основное отклонение.

Например: $6h$; $6g$; $6H$.

Обозначение поля допуска болта состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска наружного диаметра.

Например: $7h6h$, где $7h$ – поле допуска среднего диаметра болта (7-я степень точности, основное отклонение – h); $6h$ – поле допуска наружного диаметра болта (6-я степень точности, основное отклонение – h).

Если обозначения полей допусков среднего и наружного диаметра болта одинаковы, то в обозначении поля допуска резьбы болта они не повторяются. Например: $6h$, где $6h$ – поле допуска среднего диаметра болта (6-я степень точности, основное отклонение – h); $6h$ – поле допуска наружного диаметра болта (6-я степень точности, основное отклонение – h).

Обозначение поля допуска гайки состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска внутреннего диаметра. Например: $7H6H$, где $7H$ – поле допуска среднего диаметра гайки (7-я степень точности, основное отклонение – H); $6H$ – поле допуска внутреннего диаметра гайки (6-я степень точности, основное отклонение – H).

Если обозначения полей допусков среднего и наружного диаметров гайки одинаковы, то в обозначении поля допуска резьбы гайки они не повторяются. Например: $6H$, где $6H$ – поле допуска среднего диаметра гайки (6-я степень точности, основное отклонение – H); $6H$ – поле допуска внутреннего диаметра гайки (6-я степень точности, основное отклонение – H).

Точность резьбы можно контролировать дифференцированным (контроль каждого параметра в отдельности) и комплексным (контроль расположения контура резьбы в предписанном поле допуска) методами. Метод контроля каждого параметра резьбы в отдельности трудоемок, поэтому его применяют для точных резьб: ходовых винтов, резьбовых калибров, метчиков и т.п. Комплексный контроль резьбы выполняют либо с помощью предельных

калибров, либо с помощью проекторов и шаблонов с предельными контурами.

Лекция 14

1.10 Нормирование точности цилиндрических зубчатых колес и передач

1.10.1 Виды передач по эксплуатационному назначению

(для самостоятельного изучения)

Зубчатые передачи получили широкое распространение в конструкциях современных машин и механизмов для передачи вращательных движений или моментов сил с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами, а именно: малыми габаритами; высоким КПД; большой надежностью в работе; постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; возможностью применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений.

В зависимости от расположения и формы зубьев зубчатые колеса подразделяют на прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейными зубьями. Наибольшее распространение получили эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями. Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляются обычно коническими колесами с прямыми и круговыми зубьями, реже тангенциальными. Зубчатые передачи для преобразования вращательного движения в по-

ступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой. Для валов с перекрещивающимися осями применяют зубчато-винтовые передачи.

По эксплуатационному назначению зубчатые передачи можно разделить на отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

Отсчетные передачи входят в состав точных кинематических цепей измерительных приборов, следящих систем, делительных механизмов приспособлений, станков и т. п. Обычно указанные передачи работают при малых скоростях. Основное эксплуатационное требование – высокая кинематическая точность. Зубчатые колеса таких передач характеризуются малым модулем и небольшой длиной зуба.

Скоростные передачи входят в состав кинематических цепей различных коробок передач, редукторов, двигателей. Такие передачи работают при высоких скоростях (до 150 м/с) и достаточно больших мощностях.

Основным требованием к скоростным передачам является требование обеспечения плавности работы, т. е. бесшумность и отсутствие вибраций. В основном это передачи с зубчатыми колесами средних размеров.

Силовые передачи передают большие усилия при небольших скоростях. Основное требование – полнота контакта зубьев, особенно по длине зуба. Обычно такие передачи характеризуются большими модулями и большой длиной зуба.

Показатели работы зубчатых передач зависят от окружных скоростей колес, от величины окружных скоростей. Зубчатые передачи делятся на тихоходные, среднескоростные и быстроходные. К **тихоходным передачам** можно отнести кинематические передачи, а также силовые. К **среднескоростным** относятся передачи общего назначения. К **быстроходным** – передачи с большими окружными скоростями колес (до 150 м/с).

К **передачам общего назначения** не предъявляются повышенные эксплуатационные требования ни по одному из трех рассмотренных выше.

Взаимозаменяемость зубчатых передач возможна лишь с учетом зависимостей между погрешностями колес и передач и вызванными ими отклонениями кинематических и динамических характеристик.

Для регламентации точности отдельных видов зубчатых передач (цилиндрических, конических и др.) созданы системы допусков именно на передачи, а не на отдельные зубчатые колеса, так как точность зубчатых передач как самостоятельных звеньев машины зависит не только от точности входящих в зацепление зубчатых колес, но и от точности расположения осей в корпусах.

Системы допусков для различных передач имеют много общего. Построение систем допусков зубчатых колес рассмотрим на примере системы допусков для цилиндрических зубчатых передач.

1.10.2 Система допусков цилиндрических зубчатых колес и передач

Зубчатые колеса, как и любые другие детали, изготавливают с погрешностями, вызываемыми погрешностями профиля зубообрабатывающих инструментов (фрез, долбяков), их установки на станке, отклонениями размеров и формы заготовки, а также неточностью установки заготовки на станке, неточностями в кинематических цепях станка. Совместное действие перечисленных погрешностей приводит к кинематической погрешности колеса, неплавности его работы и нарушению прилегания поверхностей зубьев как по длине, так и по высоте зуба. Предельные отклонения параметров зубчатого колеса ограничены системой допусков (ГОСТы: 1643-81, 9178-81, 1758-81 и т.д.).

По точности изготовления зубчатые колеса разделяют на двенадцать степеней точности, с 1-й по 12-ю – в порядке убывания точности. Степень точности – заданный уровень допустимого несоответствия значений действительных параметров зубчатых колес расчетным (номинальным) значениям. В настоящее время допуски предусмотрены для степеней точности от 3-й

до 12-й. Для 1-й и 2-й степеней точности допуски будут вводиться по мере надобности. В машиностроении, например, применяют зубчатые передачи следующих степеней точности: 3-5-й – в измерительных механизмах (образцовые колеса); 6-9-й – в ответственных передачах станков, редукторах и приводах авиационных двигателей; 8-10-й – в сельхозмашиностроении; 11-12-й – в неответственных передачах. Для каждой степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются нормы кинематической точности, плавности и контакта.

Кинематическая точность

Нормы кинематической точности определяют точность передачи вращения с одного вала на другой, т.е. величину полной погрешности (ошибки) угла поворота зубчатого колеса в пределах оборота.

Комплексными показателями, позволяющими оценить нормы кинематической точности, являются: *кинематическая погрешность зубчатого колеса* $F_{к.л.к.}$ и *кинематическая погрешность передачи* $F_{к.п.п.}$. Остановимся подробнее на кинематической погрешности зубчатого колеса.

Кинематической погрешностью зубчатого колеса называется разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого точным (измерительным) колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес (т.е. при отсутствии перекоса и непараллельности осей); ее выражают в линейных величинах длиной дуги делительной окружности.

График кинематической погрешности зубчатого колеса приведен на рисунке 65.

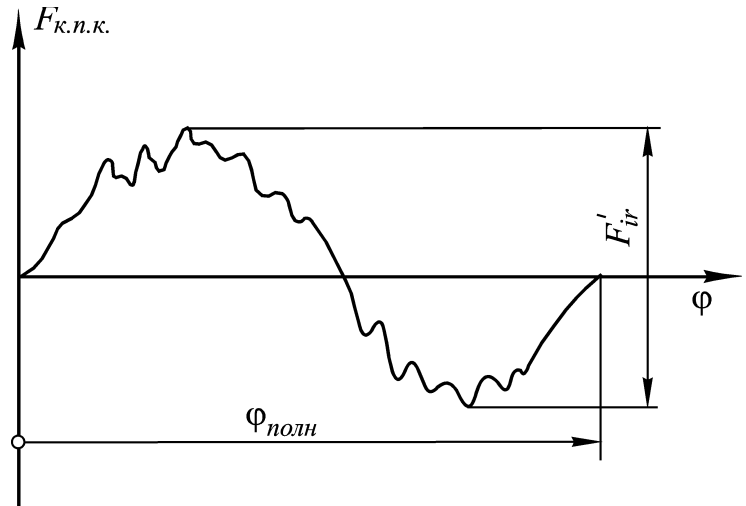
Если кинематическая погрешность колес при контроле их на рабочей оси не превышает допускаемых значений и требование селективной сборки не выдвигается, то контроль кинематической точности передачи не обяза-

лен.

Стандарты (например, ГОСТ 1643-81 - для цилиндрических колес) позволяют устанавливать норму кинематической точности колеса также по комплексу отдельных показателей, например, радиальному биению зубчатого венца и колебанию длины общей нормали.

Радиальное биение зубчатого венца F_{rr}

– наибольшая разность расстояний от рабочей оси зубчатого колеса до делительной прямой элемента нормального исходного контура, условно наложенного на профиль зубьев колеса. Схема, поясняющая определение радиального биения зубчатого венца, приведена на рисунке 66.



F'_{ir} – наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса

$\varphi_{полн}$ – полный угол поворота зубчатого колеса

Рисунок 65 – График кинематической

Рисунок 66. Радиальное биение зубчатого венца измеряется на биениемере.

Колебание длины общей нормали F_{dw} – разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном зубчатом колесе (рисунок 67). Колебание длины общей нормали определяется по формуле

$$W = m \cos \alpha_d \left[\frac{\pi}{2} (2n - 1) + z \cdot \text{inv} \alpha_d \right],$$

где m – модуль зубчатого колеса; z – число зубьев зубчатого колеса;

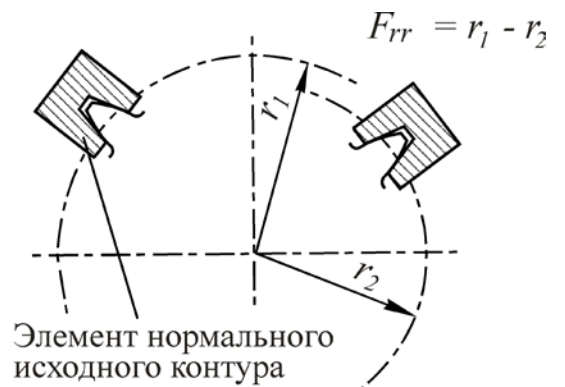


Рисунок 66 – Радиальное биение зубчатого венца

$inv\alpha_\delta$ – инволюта угла исходного контура (при $\alpha_\delta = 20^\circ$, $inv\alpha_\delta = 0,014904$);
 α_δ – угол исходного контура (равный углу зацепления); $n = 0,111z + 0,5$ –
число зубьев, охватываемых при измерении (округляется до ближайшего це-
лого числа).

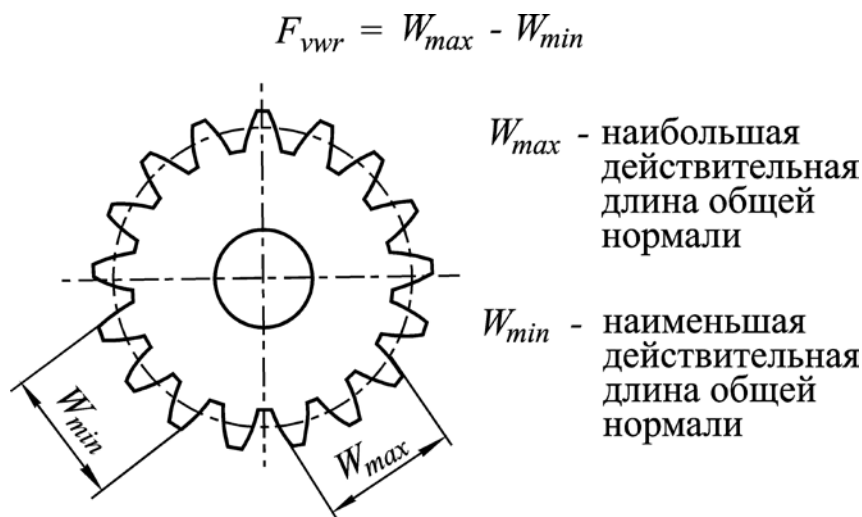


Рисунок 67 – Колебание длины общей нормали

Измерение длины общей нормали осуществляется нормалеммером.

Плавность работы

Норму плавности зубчатого колеса наиболее часто устанавливают по показателям *циклической погрешности зубчатого колеса* f_{zkr} и *местной кинематической погрешности* f_{ir}' .

Циклическая погрешность зубчатого колеса - удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса. Аналитически или с помощью анализаторов кинематическую погрешность можно представить в виде спектра гармонических составляющих, приведенных на рисунке 68, амплитуда и частота которых зависят от характера составляющих погрешностей (отклонения шага зацепления, погрешности профиля зуба и т.д.).

Кроме того, норма плавности зубчатого колеса может быть установлена по результатам измерения комплекса отдельных показателей плавности, например, отклонения шага зацепления и погрешности профиля зуба, что позволяет ГОСТ 1643-81.

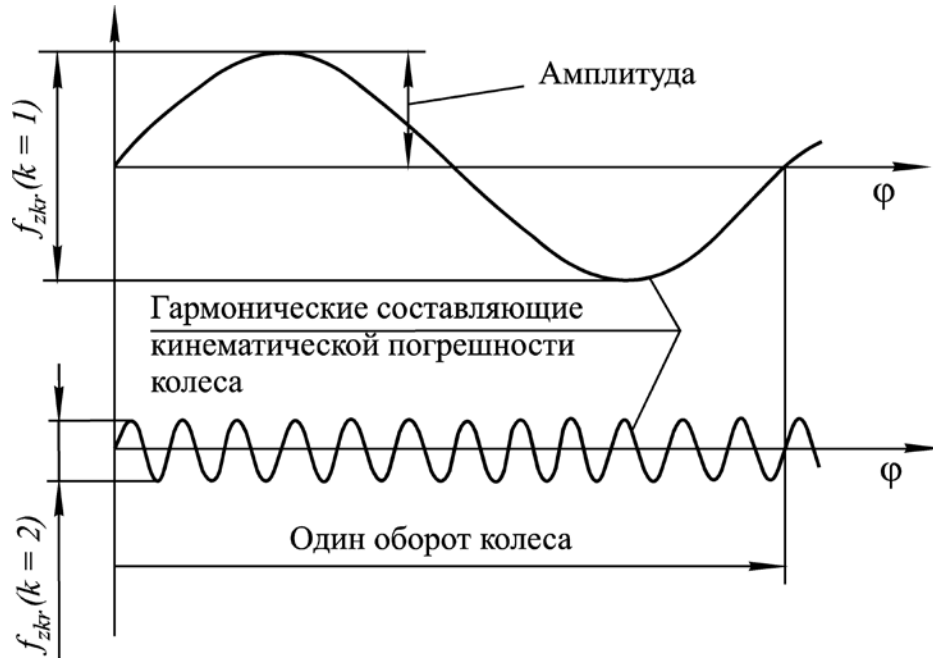


Рисунок 68 – Спектр гармонических составляющих кинематической погрешности

Отклонение шага зацепления $f_{pbr} = P_D - P_H$

– разность между действительным P_D и номинальным P_H шагами зацепления (рисунок 69). Шаг зацепления – это расстояние между одноименными соседними эвольвентами, измеренное по дуге основной окружности или любой касательной к основной окружности.

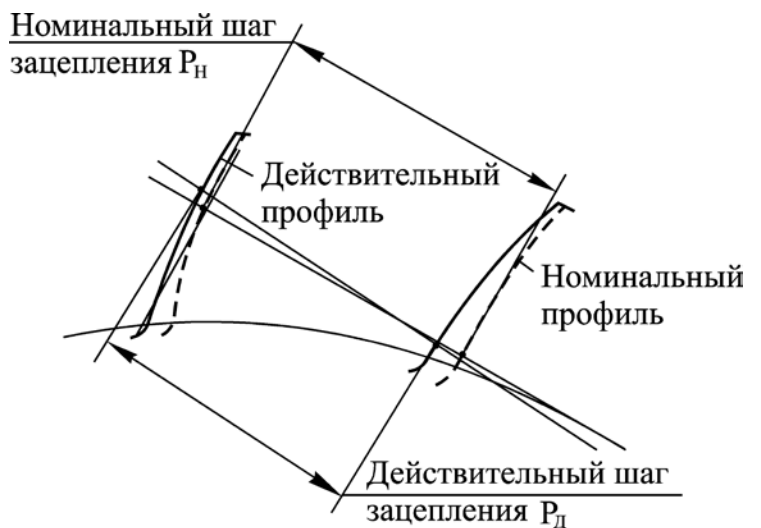


Рисунок 69 – Отклонение шага зацепления

Отклонение

шага зацепления может быть измерено при помощи шагомера или большого инструментального микроскопа.

Погрешность профиля

зуба f_{pbr} – расстояние по нормали между двумя номинальными торцовыми профилями, между которыми размещается действительный профиль зуба. Пояснение данного определения представлено на рисунке (рисунке 70). Погрешность эвольвентного профиля зуба может быть измерена с помощью эвольвентомера МИЗ со сменным диском, диаметр которого равен диаметру основной окружности проверяемого колеса.

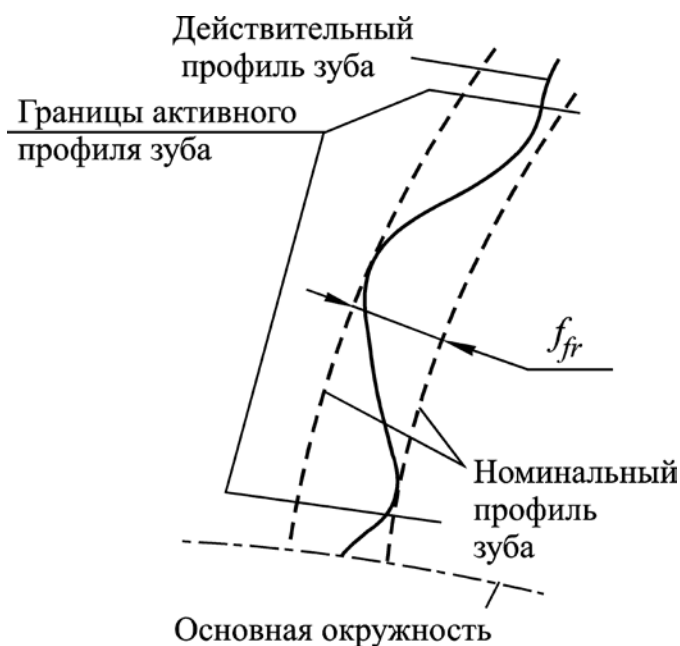


Рисунок 70 – Погрешность профиля зуба

Контакт зубьев

Показателем, определяющим контакт зубьев в передаче, является **суммарное пятно контакта** – часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям парного зубчатого колеса после вращения собранной передачи при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование обоих зубчатых колес. Суммарное пятно контакта изображено на рисунке 71.

Норма контакта характеризуется отношением расстояния между крайними точками следов прилегания (за вычетом разрывов, превышающих величину модуля) к полной длине зуба $\left(\frac{a-c}{b} \cdot 100\% \right)$, а по высоте зуба – отношением средней высоты пятна прилегания по всей длине зуба к рабочей

высоте зуба $\left(\frac{h_m}{h_p} \cdot 100 \% \right)$.

Нормы кинематической точности, плавности и контакта для передачи или колеса могут быть назначены как одной степени точности, так и разных степеней. Допускается комбинирование степеней точности, т.е. назначение для каждой нормы разных степеней точности. Однако при этом требуется, чтобы нормы плавности работы были не более чем на две степе-

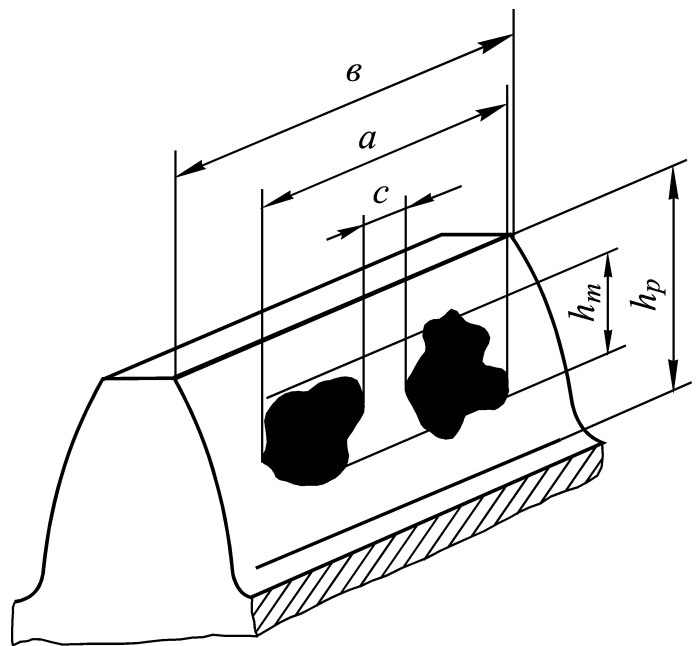


Рисунок 71 – Пятно контакта

ни точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности, а нормы контакта зубьев могут быть назначены по любым степеням более точным, чем нормы плавности работы, или на одну степень грубее норм плавности. В результате комбинирования степеней точности по нормам кинематической точности, плавности и контакта улучшаются эксплуатационные качества колеса без значительного повышения стоимости его изготовления.

Боковой зазор

Независимо от точности изготовления передач и колес (норм кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев) назначаются требования к боковому зазору между нерабочими профилями зубьев в собранной передаче, объединенные в норму бокового зазора. Боковой зазор $j_{n \min}$ обеспечивает небольшой люфт (поворот) зубчатого колеса в передаче при заторможенном или неподвижном втором колесе. Этот зазор необходим для

предотвращения заклинивания передачи при ее нагреве во время работы, для компенсации ошибок монтажа и для обеспечения смазывания колес.

Установлено шесть видов сопряжений *A, B, C, D, E* и *H*, представленные на рисунке 72, которые определяют величину гарантированного наименьшего бокового зазора $j_{n \min}$.

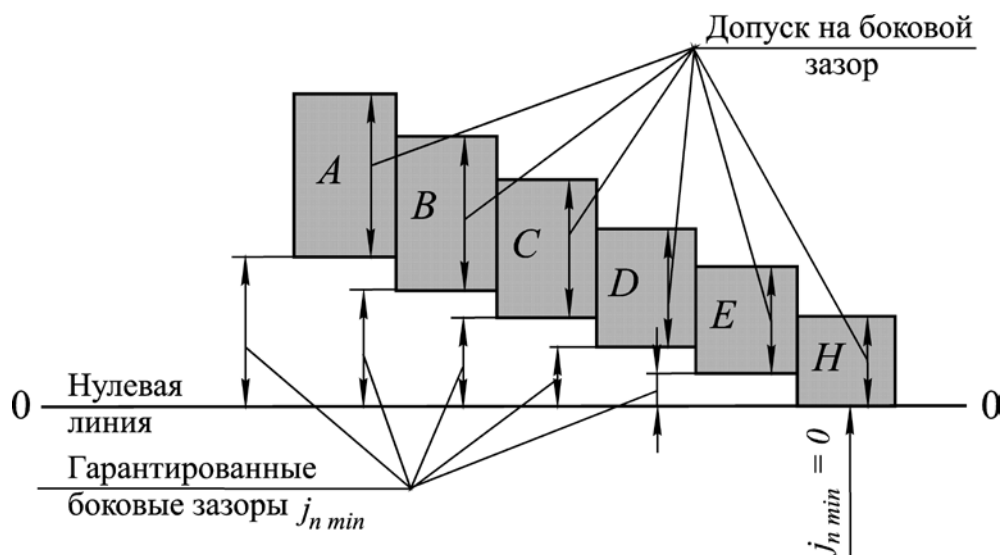


Рисунок 72 – Виды сопряжений и гарантированные боковые зазоры

На каждый вид сопряжения установлен допуск. Видам сопряжений *H* и *E* соответствует вид допуска на боковой зазор *h*, сопряжениям *D, C, B* и *A* соответственно виды допусков *d, c, b, a*. Кроме того, установлены увеличенные допуски *x, y, z*, которые при необходимости могут быть использованы вместо предусмотренных выше видов допусков для каждого вида сопряжения.

Стандартом установлены шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами: *I, II, III, IV, V, VI*. Сопряжения *H* и *E* обеспечиваются при *II* классе, сопряжения *D, C, B* и *A* соответственно при *III, IV, V* и *VI*. В обоснованных случаях это соответствие между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния может изменяться.

Показателем, обеспечивающим гарантированный боковой зазор для зубчатого колеса с внешними (внутренними) зубьями, является наименьшее дополнительное смещение $-E_{H_s}$ ($+E_{H_i}$) исходного контура.

При нарезании зубчатых колес инструментами реечного типа форма профиля зуба и его толщина зависят от установки режущего инструмента по отношению к колесу. Зубчатое колесо получается со смещением исходного контура в том случае, когда его делительная окружность катится не по средней линии рейки (или по делительной поверхности исходного производящего колеса), а по параллельной ей линии. Расстояние по нормали между делительной окружностью колеса и средней линией исходной рейки называют смещением E_{H_r} исходного контура. Смещение исходного контура может быть отрицательным, когда делительная прямая исходного контура пересекает делительную окружность зубчатого колеса (рисунок 73, а) и положительным, когда делительная окружность колеса не пересекается делительной прямой исходного контура (рисунок 73, б). Для обеспечения в передаче

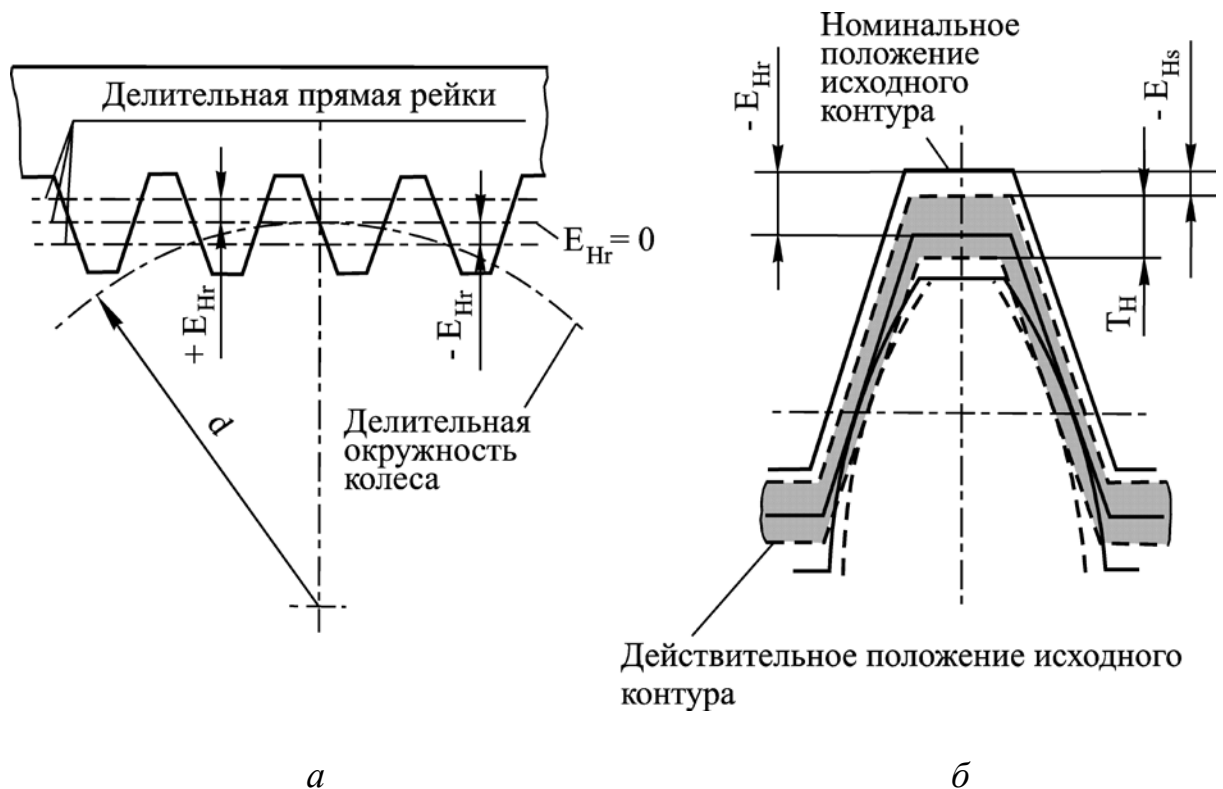


Рисунок 73 – Смещение исходного контура:

a – дополнительное; b – наименьшее

гарантированного бокового зазора производится дополнительное смещение исходного контура от его номинального положения в тело зубчатого колеса на величину E_{H_r} . Наименьшее дополнительное смещение E_{H_s} исходного контура для зубчатого колеса с внешними зубьями берется со знаком «минус», а для колеса с внутренними зубьями E_{H_i} со знаком «плюс». Из рисунка 73, б видно, что с увеличением смещения исходного контура зуб колеса становится тоньше, а зазор боковой передачи больше. На наименьшее смещение исходного контура, как и на любой линейный размер, назначается допуск T_H . Смещение исходного контура должно находиться в диапазоне

$$\left| E_{H_s} \right| \leq \left| E_{H_r} \right| \leq \left| E_{H_s} + T_H \right|.$$

Контроль дополнительного смещения исходного контура производится при помощи зубомера смещения, известного под названием тангенциальный зубомер.

1.10.3. Условное обозначение точности зубчатых колес и передач на чертежах

Точность зубчатых колес и передач на чертеже обозначают степенью точности и видом сопряжения по нормам бокового зазора. Например 7-С ГОСТ 1643-81, означает точность передачи 7-й степени точности по всем трем нормам с видом сопряжения зубчатых колес С и соответствием между видом сопряжения С и видом допуска s на боковой зазор, а также между видом сопряжения С и классом отклонений межосевого расстояния.

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния точность зубчатых колес и передач обозначают тремя цифрами и

двумя буквами. Первая цифра означает степень по нормам кинематической точности, вторая - степень по нормам плавности работы, третья - по нормам контакта зубьев: первая из букв вид сопряжения, а вторая вид допуска на боковой зазор.

Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта, с видом сопряжения *D*, видом допуска на боковой зазор *c* и несоответствием между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния

$$8 - 7 - 6 - Dc / IV \text{ ГОСТ } 1643-81.$$

Лекция 15

1.11. Нормирование точности углов и посадки конусов

(для самостоятельного изучения)

1.11.1. Нормирование точности углов конусов

При конструировании различных изделий широко используются: нормальные углы общего назначения, нормальные конусности и углы конусов для стандартизированных деталей (штифты, инструментальные конусы, арматура и т.п.), а также специальные углы. Специальные углы допускаются, когда их значения связаны расчетными зависимостями с другими размерами и их нельзя округлять до значений нормальных углов.

Конические поверхности деталей машин, приборов и механизмов имеют различное назначение, от которого зависят и требования к обработке конусов. Конические соединения обеспечивают высокую точность центрирования, при неподвижных посадках обеспечивают передачу больших крутящих моментов с возможной частой и легкой «сборкой – разборкой», при плотных посадках обеспечивают газо-, водо- и маслонепроницаемость, при любых по-

садках путем осевого смещения конических деталей друг относительно друга можно получить нужный характер сопряжения (зазор или натяг).

Передача значительных крутящих моментов от шпинделей металлообрабатывающих станков режущим инструментам (свёрлам, зенкерам, развёрткам) осуществляется с помощью конических хвостовиков с малой конусностью. При этом используются две системы конусов: Морзе и метрическая.

На рисунках 74 и 75 представлены основные размеры призматических элементов деталей, конусов и конических сопряжений.

Для призматических элементов деталей, конусов и конических сопряжений установлены следующие основные термины и обозначения:

α – угол призматического элемента детали, угол конуса;

$\alpha/2$ – угол уклона;

L – длина стороны конуса;

L_1 – длина стороны угла, длина образующей конуса;

L_p – длина конического сопряжения;

L_s – осевое расстояние от большого основания конуса до заданного сечения;

L_x – осевое расстояние от большего основания конуса до произвольно расположенного сечения;

D – диаметр поперечного сечения большого основания конуса;

d – диаметр поперечного сечения малого основания конуса;

d_x – диаметр произвольно расположенного поперечного сечения;

D_s – диаметр заданного поперечного сечения (в котором задан допуск);

$Z_e; Z_i$ – базорасстояния конусов, наружного и внутреннего;

Z_p – базорасстояние соединения.

l – основная плоскость поперечного сечения (в ней задается номинальный диаметр);

2 – базовая плоскость поперечного сечения (определяет осевое поло-

жение сопряженных конусов).

Конус (наружный или внутренний) характеризуется: диаметром большого основания D , диаметром малого основания d , углом конуса α , углом уклона $\alpha/2$, длиной конуса L , что видно из рисунка 75.

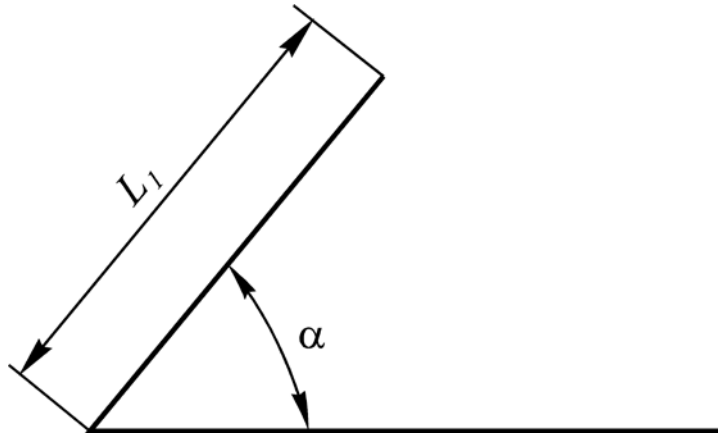


Рисунок 74 – Основные размеры призматических элементов деталей

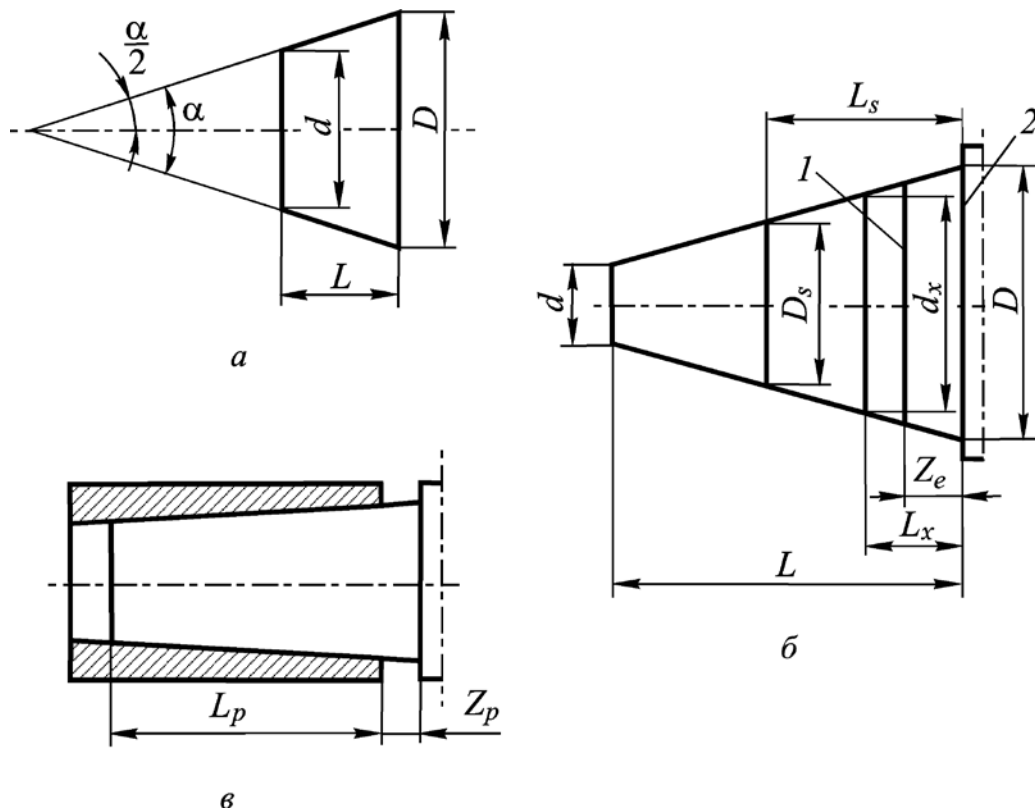


Рисунок 75 – Параметры

конуса (a), основные размеры конусов

(б)

и конического сопряжения (в)

Угол уклона $\frac{\alpha}{2}$ связан с размерами D , d и L соотношениями

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{\left(\frac{D}{2} - \frac{d}{2}\right)}{L} \quad \text{или} \quad 2\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{(D-d)}{L} = C,$$

где C – конусность, а $\frac{C}{2} = \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = i$ – уклон.

Конусность C – это отношение разности диаметров двух поперечных сечений к расстоянию между ними. Конусность часто указывают в виде отношения $1:x$, где x – расстояние между поперечными сечениями конуса, разность диаметров которых равна 1 мм, например, $C-1:20$.

Допуски углов призматических элементов деталей и конусов стандартизованы для длин меньшей стороны угла до 2500 мм. Стандарт устанавливает 17 степеней точности углов (от АТ1 до АТ17 в порядке убывания точности).

На рисунке 76 представлены поля допусков призматических элементов деталей и конусов.

Допуски углов выражают одним из четырёх способов:

AT_{α} – допуск угла в угловых единицах (в микрорадианах, градусах, минутах и секундах), так, например, $AT_{\alpha}17 = 4^{\circ}31'01''$;

AT'_{α} – округленное значение допуска угла (в угловых единицах), например, если допуск $AT_{\alpha}17 = 4^{\circ}31'01''$, то соответствующий ему округленный допуск $AT'_{\alpha}17 = 4^{\circ}$;

AT_h – допуск угла призматических элементов (рисунок 76, а) либо угла конуса (рисунок 76, в), выраженный отрезком на перпендикуляре к короткой стороне углов;

AT_D – допуск угла конуса, выраженный допуском на разность диаметров в двух нормальных к оси конуса сечениях на заданном расстоянии L между ними (рисунок 76, б), определяется по перпендикуляру к оси конуса.

Как показано на рис. 77, допуск угла может располагаться относительно номинального размера угла в «плюс» – $(+AT)$, в «минус» – $(-AT)$ или симметрично – $(\pm AT/2)$.

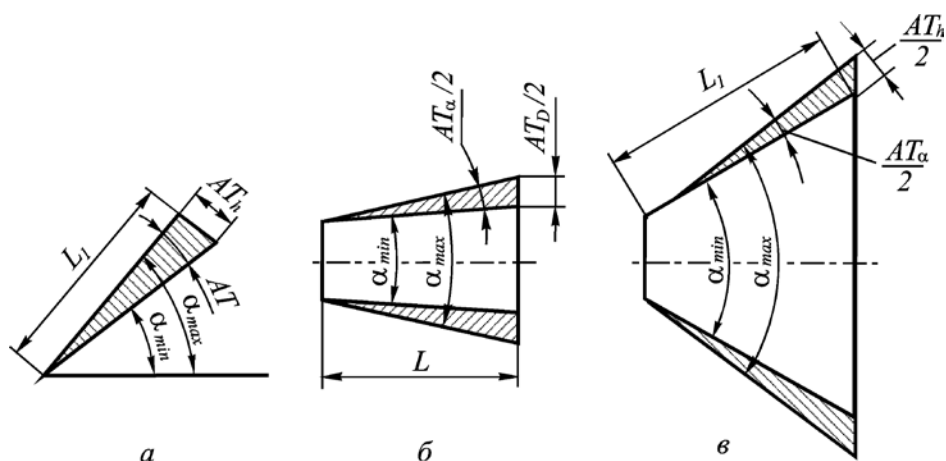


Рисунок 76 – Поля допусков углов призматических элементов деталей (а) и конусов (б, в).

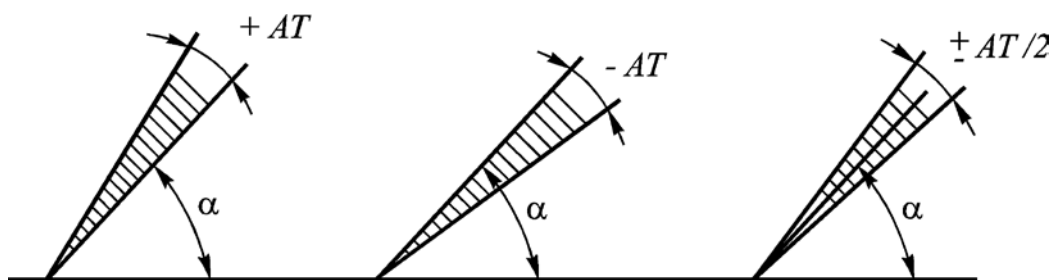


Рисунок 77 – Варианты расположения поля допуска угла относительно номинального размера угла:

а – в «плюс» $(+AT)$; б – в «минус» $(-AT)$; в – симметрично $(\pm AT/2)$.

Допуски углов по степеням точности изменяются с коэффициентом 1,6, равным знаменателю ряда R5 предпочтительных чисел. Интервалы размеров

L и L_1 также построены в соответствии с рядом $R5$. С увеличением длин L и L_1 (рисунок 76) допуски углов уменьшаются от интервала к интервалу с коэффициентом 1,25, равным знаменателю ряда $R10$.

1.11.2. Точность и посадки конических соединений

Гладкие конические соединения применяют с целью обеспечения герметичности, высокой прочности, самоцентрируемости элементов соединения. Они допускают регулирование зазора и натяга, быструю сборку и разборку деталей соединения.

Без отклонений от номинального конуса изготовить коническую деталь не представляется возможным. Под номинальным понимается конус, определяемый номинальной поверхностью и номинальными размерами: номинальным диаметром конуса D , d или D_s , номинальной длиной L конуса, номинальным углом α или номинальной конусностью C .

Для надёжной эксплуатации конического соединения необходимо, чтобы отклонения действительных размеров конуса находились в пределах установленных допусков.

Для конусов различают:

T_D – допуск диаметра конуса в любом сечении; равен разности предельных диаметров конуса в одном и том же поперечном сечении (рисунок 78);

T_{D_s} – допуск диаметра конуса в заданном сечении; равен разности предельных диаметров конуса в заданном сечении;

AT_α – допуск угла конуса (рисунок 77);

T_{FR} – допуск круглости конуса (допуск формы конуса в поперечном сечении);

T_{FL} – допуск прямолинейности образующей (допуск формы конуса в

продольном сечении).

Допуски T_D и T_{D_s} выбираются по ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-82. Допуски AT_α должны соответствовать ГОСТ 8908-81, а допуски формы конусов – ГОСТ 25643-81.

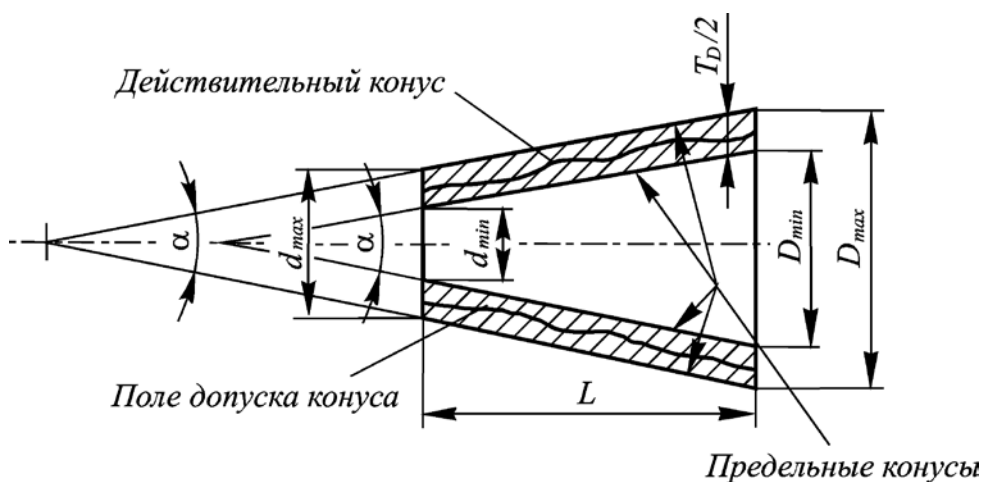


Рисунок 78 – Действительный и предельные конусы

Все точки реальной поверхности конуса, как видно из рисунка 78, должны находиться в поле допуска, под которым понимают область пространства, ограниченную предельными конусами.

Допуски конусов назначают одним из двух способов:

- **совместным нормированием** всех видов допусков одним допуском T_D диаметра конуса в любом сечении. Допуск T_D определяет поле допуска конуса, ограниченное двумя предельными конусами, между которыми должны находиться все точки реальной поверхности конуса. Поле допуска конуса ограничивает не только отклонения диаметра, но и отклонения угла и формы конуса;

- **раздельным нормированием** каждого вида допуска, а именно допуска T_{D_s} диаметра конуса в заданном сечении, допуска AT_α угла конуса, допуска T_{FR} круглости и допуска T_{FL} прямолинейности образующей конуса.

Допуски угла AT_α конуса и допуски формы конуса T_{FR} и T_{FL} назначают в том случае, если отклонения угла конуса ограничены более узкими пределами, чем это возможно при более полном использовании допуска T_D .

Для конических соединений установлены посадки с зазором, натягом и переходные. По способу фиксации осевого расположения сопрягаемых конусов посадки разделяют на посадки с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов конусов (базовых плоскостей, рисунок 79, а); посадки с фиксацией по заданному осевому смещению конусов (рисунок 79, в); посадки с фиксацией по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов (рисунок 79, б); посадки с фиксацией по заданной силе запрессовки (посадки с натягом, рисунок 79, з). Первые два типа посадок назначают в системе отверстия с полями допусков, сопрягаемых конусов одного качества. Соединения с зазором применяют в соединениях, в которых необходимо регулировать зазор между сопрягаемыми деталями (например, соединения конусной шейки шпинделя станка с конусными вкладышами подшипника скольжения). К ним относят также соединения, обеспечивающие герметичность и разобщение одного пространства от другого как в покое, так и при взаимном перемещении соединяемых деталей (например, арматурные краны). Соединения с натягом могут быть получены путем приложения осевой силы, создающей соответствующий натяг, необходимый при передаче крутящего момента. Под влиянием осевой силы происходит самоцентрирование деталей (оси сопрягаемых деталей совпадают). Конусные соединения обеспечивают более легкую по сравнению с цилиндрическими соединениями разборку, позволяют регулировать натяг в процессе работы.

Для получения различных посадок (с зазором, с натягом и переходных) используют основные отклонения $d, e, f, q, h, J, s, k, m, n, p, r, s, t, u, x, z$ для наружных конусов и H, J_s, N – для внутренних конусов в качествах с 4 по 12-й.

Обозначения допусков конусов и гладких конических соединений на чертежах регламентирует ГОСТ 2.320-82.

Обозначение допусков конусов:

- если конус определяется конусностью, то предельные отклонения необходимо указывать под обозначением числовыми значениями AT , как показано на рисунке 80, а, либо условными, как изображено на рисунке 80, в, либо смешанными, как обозначено на рисунке 80, г;

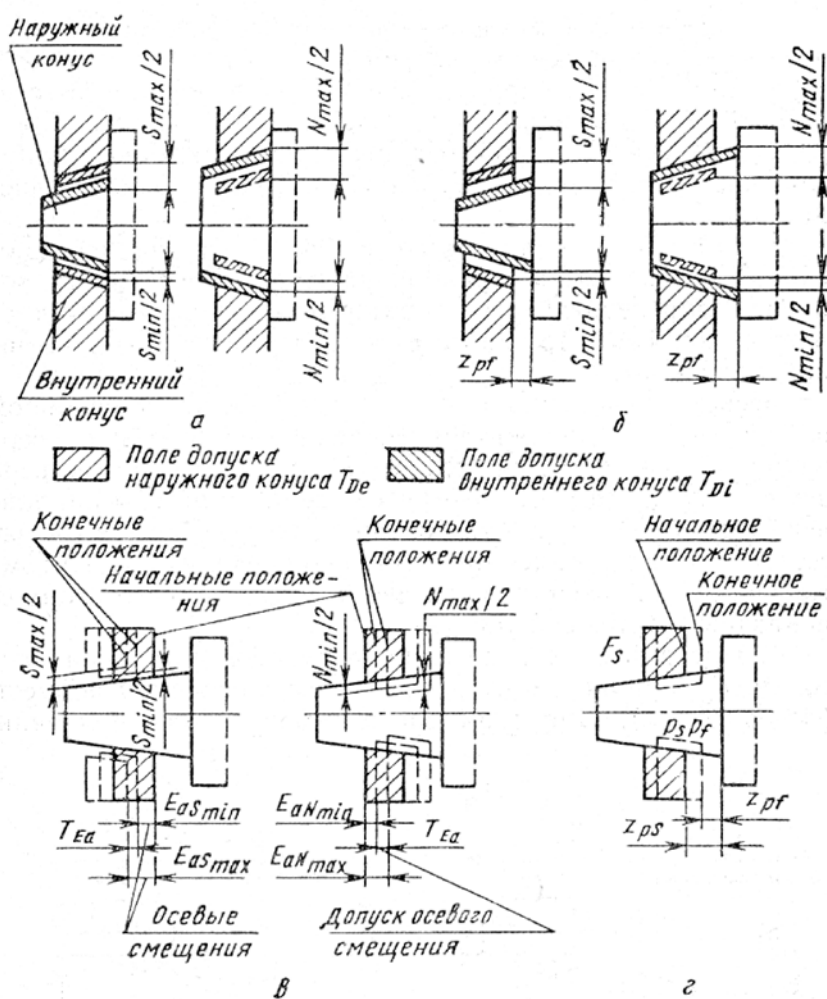


Рисунок 79 – Посадки конусов с фиксацией:

а – путем совмещения конструктивных элементов конусов; б – по заданному осевому расстоянию z_{pf} между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов; в – по заданному осевому смещению конусов; г – по заданному усилию

запрессовки F_S

- если конус определен углом конуса, то предельные отклонения следует указывать числовыми значениями непосредственно после номинального размера, как показано на рисунке 80, б;

- при условии назначения допуска T диаметра конуса в любом сечении значение конусности или угла конуса необходимо заключить в прямоугольную рамку, Таким же образом обозначается и расстояние от базовой плоскости до плоскости в заданном сечении, что видно из рисунка 80, б.

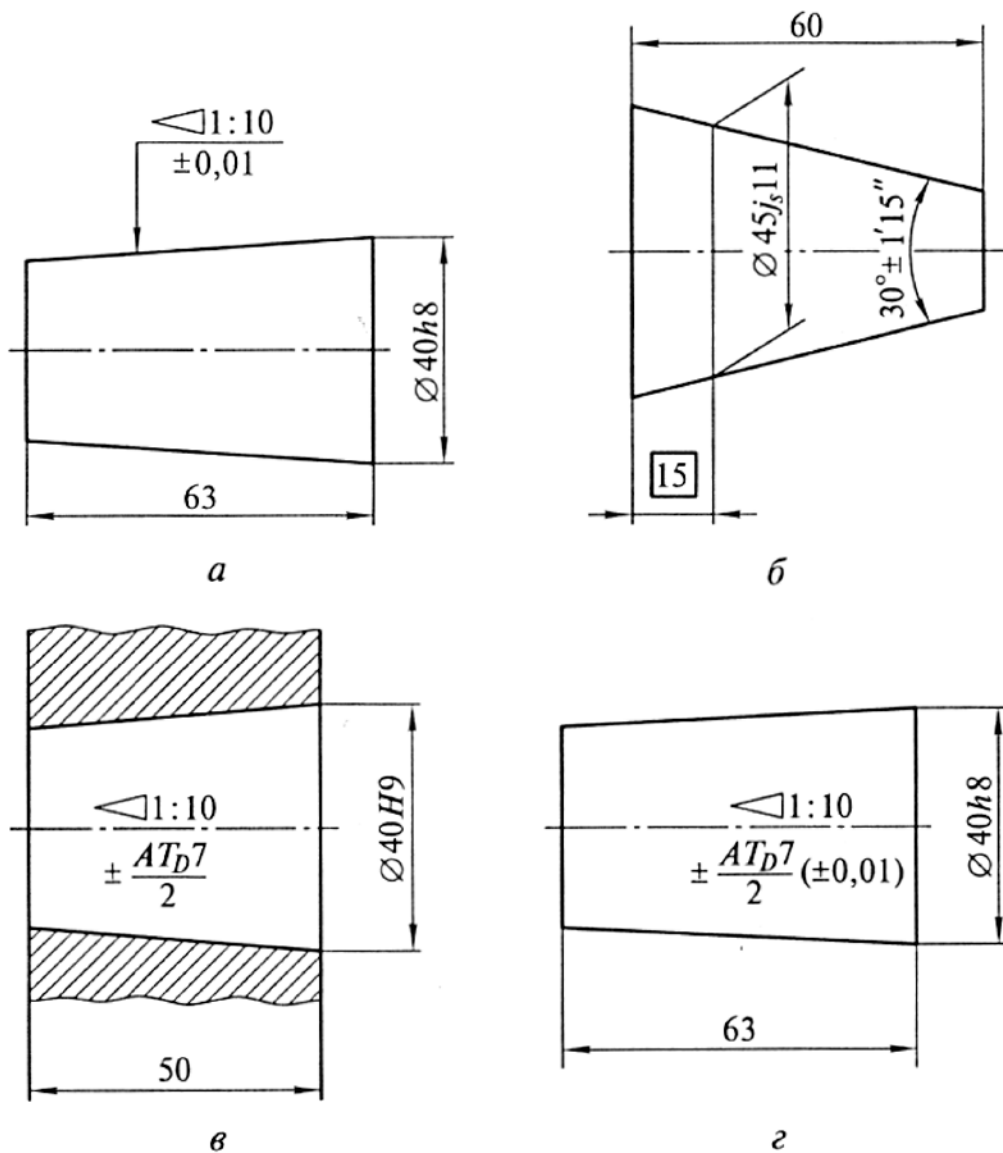


Рисунок 80 – Числовой (а, б), условный (в) и смешанный (г) способы обозначения допусков конусов на чертежах

Обозначение гладких конических соединений на чертежах:

– при посадке с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов размеры, определяющие характер соединения на сборочном чертеже, могут быть указаны только как справочные (рисунок 81, а);

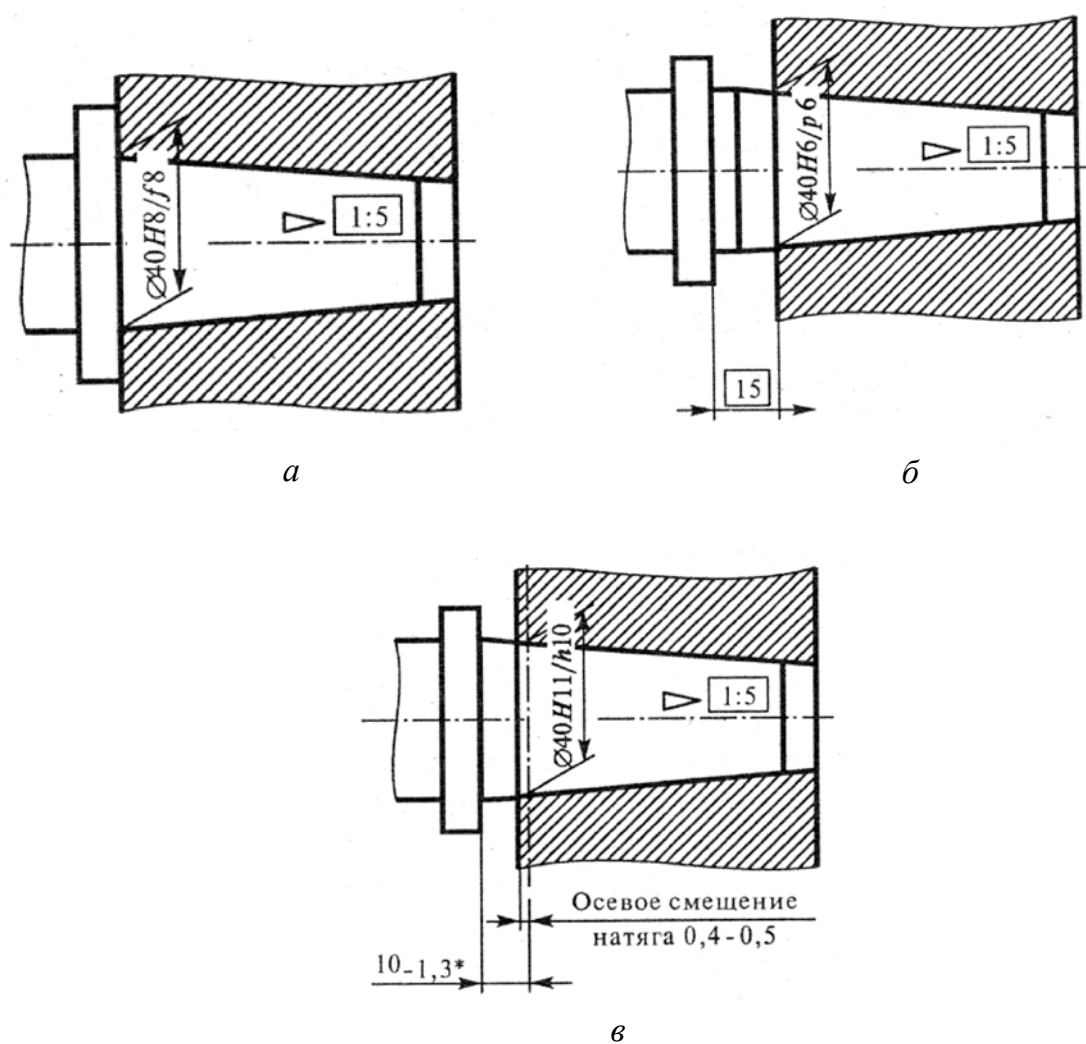


Рисунок 81 – Обозначение гладких конических соединений на чертежах

– при посадке с фиксацией по заданному осевому расстоянию Z_{pf} между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов должен быть нанесен

размер, определяющий расстояние между базовыми плоскостями, заключенный в прямоугольную рамку (рисунок 81, б);

– при посадке с фиксацией по заданному взаимному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения должен быть указан размер осевого смещения, а начальное положение конусов отмечается штрихпунктирной линией с двумя точками (рисунок 81, в);

– при посадке с фиксацией по заданному усилию запрессовки, прилагаемому в начальном положении сопрягаемых конусов, заданное усилие запрессовки указывается в технических требованиях «Усилие запрессовки $F_s = \dots Н$ ».

Лекция 16

1.12 Точность размерных цепей

1.12.1 Основные термины и определения. Классификация размерных цепей. Задачи, решаемые с помощью размерных цепей

Машины и механизмы состоят из множества различных деталей, взаимно связанных между собой и имеющих линейные и диаметральные размеры. Для обеспечения правильной работы любой сборочной единицы и машины в целом, взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц, необходимо выдержать эти размеры в определенных пределах, поскольку изменение размера любой из множества деталей вызовет нарушение положения других деталей, составляющих эту сборочную единицу или машину. Вышеуказанные требования обеспечиваются за счет расчета размерных цепей, проводимых на стадии конструирования машин и проектирования технологических процессов.

Размерная цепь – это совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное расположение осей

или поверхностей одной детали (поддетальная размерная цепь) или нескольких деталей (сборочная размерная цепь).

Размер служащий исходным при постановке задачи или получающийся последним в ходе ее решения называется **замыкающим звеном** A_{Δ} (на чертежах не обозначается). Остальные размеры цепи называются **составляющими звеньями** и обозначаются A_i .

Замыкающее звено – расстояние между поверхностями или осями (зазор, натяг). Оно может быть положительным, отрицательным или равным нулю.

Составляющие звенья, с увеличением которых замыкающее звено также увеличивается, называются **увеличивающими** и обозначаются \vec{A}_i . Звенья, с увеличением которых A_{Δ} уменьшается, называют **уменьшающими** и обозначают \bar{A}_i .

Построим сборочную размерную цепь для сопряжения шпонки с валом, приведенную на рисунке 82, *а*. Размерную цепь изображают в виде примыкающих отрезков произвольного масштаба. В одном ряду откладывают увеличивающие звенья, а в другом – уменьшающие и замыкающие звенья. Направление стрелок должно образовывать замкнутый контур.

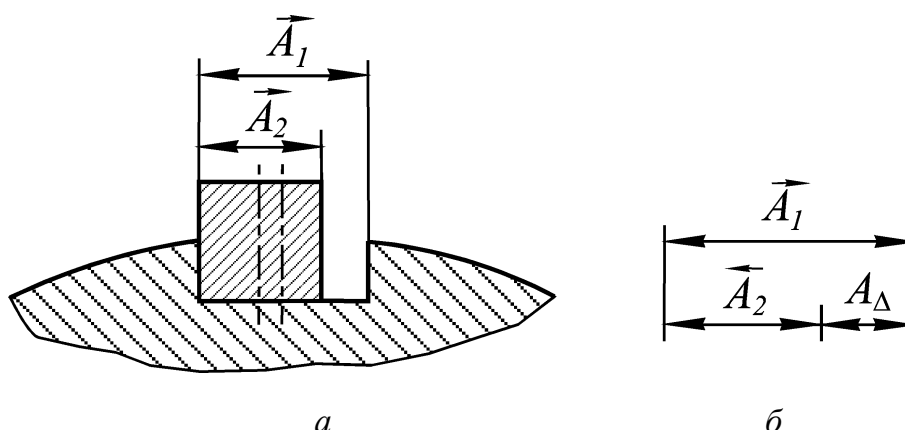


Рисунок 82 – Сопряжение шпонки с валом (*а*) и сборочная размерная цепь для данного сопряжения (*б*)

На рисунке. 82, б представлена сборочная размерная цепь для вышеуказанного сопряжения, в которой замыкающее звено A_{Δ} определяет зазор. При определении увеличивающих и уменьшающих звеньев остальные звенья полагаются неизменными.

Для детали, представленной на рисунке 83, а, построим поддетальную размерную цепь, приведенную на рисунке 83, б.

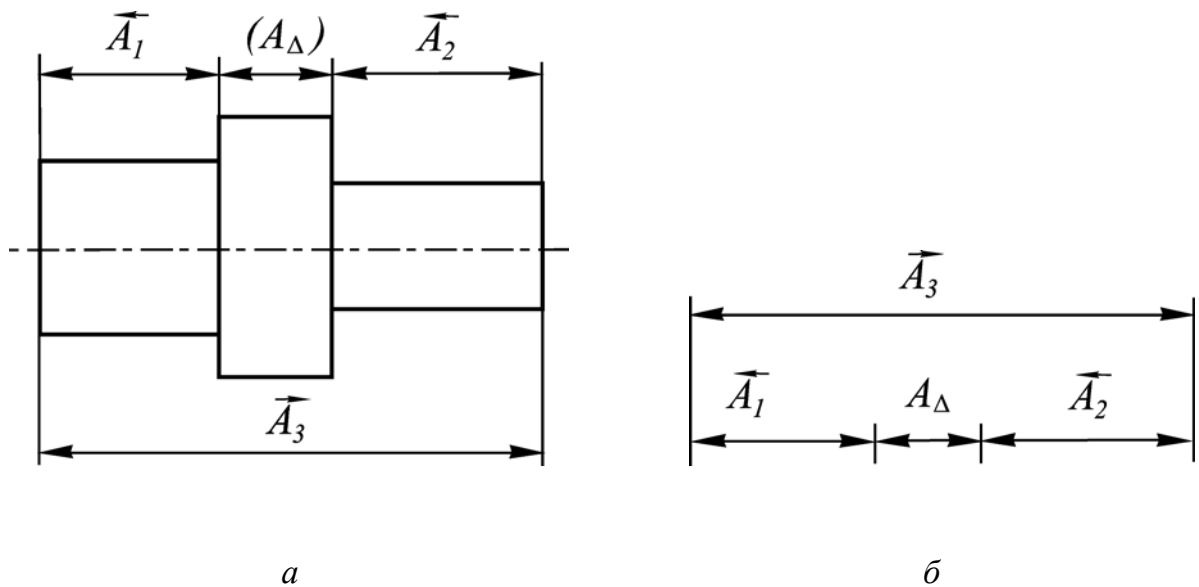


Рисунок 83 – Деталь (а) и размерная цепь для нее (б)

Исходя из рисунка 82, б, номинальное значение замыкающего звена будет равно

$$A_{\Delta} = \vec{A}_1 - \vec{A}_2, \quad (5)$$

а из рис. 83, б, соответственно

$$A_{\Delta} = \vec{A}_3 - (\vec{A}_1 + \vec{A}_2). \quad (6)$$

Если обозначить: m – общее число звеньев; $(m - 1)$ – число составляющих звеньев; n – число увеличивающих звеньев; p – число уменьшающих звеньев, то в общем виде можно записать

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} \bar{A}_i. \quad (7)$$

При решении размерных цепей различают прямую и обратную задачи.

Прямая задача – определение допусков и предельных отклонений составляющих звеньев по предельным значениям исходного звена. Это конструкторская задача.

Обратная задача – определение номинального размера (7), предельных отклонений и допуска замыкающего звена по допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Это технологическая задача. Обе задачи решают методом максимума-минимума и вероятностным методом.

Метод максимума-минимума обеспечивает полную взаимозаменяемость всех деталей и сборочных единиц и исходит из допущения, что в процессе изготовления или сборки возможны сочетания наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или наоборот. **Вероятностный метод** допускает вероятность несоблюдения требуемых зазоров или натягов у незначительной части изделий, т.е. обеспечивает неполную взаимозаменяемость, при которой эта часть изделий требует дополнительной доработки. Зато этот метод позволяет несколько расширить допуски на изготовление деталей и сборочных единиц.

Рассмотрим решение прямой и обратной задач вышеуказанными методами.

1.12.2 Расчет размерных цепей методом максимума-минимума

Рассмотрим вначале решение обратной задачи, как наиболее простой

Решение обратной задачи

Обратимся к формуле (7). Очевидно

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \max} - \sum_{i=n+1}^{n+p} \bar{A}_{i \min}, \quad (8)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \min} - \sum_{i=n+1}^{n+p} \bar{A}_{i \max}. \quad (9)$$

Вычтем почленно (9) из (8)

$$A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n (\bar{A}_{i \max} - \bar{A}_{i \min}) + \sum_{i=n+1}^{n+p} (\bar{A}_{i \max} - \bar{A}_{i \min}),$$

учитывая, что $T\bar{A}_i = \bar{A}_{i \max} - \bar{A}_{i \min}, \quad T\bar{A}_i = \bar{A}_{i \max} - \bar{A}_{i \min},$

получим $TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n T\bar{A}_i + \sum_{i=n+1}^{n+p} T\bar{A}_i = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i, \quad (10)$

т.е. допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев.

Введем обозначения:

$$E_S A_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta}; \quad E_i A_{\Delta} = A_{\Delta \min} - A_{\Delta};$$

$$E_S A_i = A_{i \max} - A_i; \quad E_i A_i = A_{i \min} - A_i.$$

Вычтем почленно (7) из (8) и (9)

$$A_{\Delta \max} - A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n (\bar{A}_{i \max} - \bar{A}_i) - \sum_{i=n+1}^{n+p} (\bar{A}_{i \min} - \bar{A}_i),$$

с учетом введенных обозначений

$$E_S A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n E_S \bar{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} E_i \bar{A}_i, \quad (11)$$

т.е. верхнее отклонение замыкающего звена равно разности верхних отклонений увеличивающих и нижних отклонений уменьшающих звеньев.

Аналогично $A_{\Delta \min} - A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n (\bar{A}_{i \min} - \bar{A}_i) - \sum_{i=n+1}^{n+p} (\bar{A}_{i \max} - \bar{A}_i),$

$$E_i A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n E_i \bar{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} E_S \bar{A}_i, \quad (12)$$

т.е. нижнее отклонение замыкающего звена равно разности нижних отклонений увеличивающих и верхних отклонений уменьшающих звеньев.

Исходя из формул (11) и (12) можно записать

$$TA_{\Delta} = E_S A_{\Delta} - E_i A_{\Delta}; \quad TA_i = E_S A_i - E_i A_i.$$

Рассмотрим пример решения обратной задачи.

У детали, представленной на рисунке 84, требуется определить номинальный размер, допуск и предельные размеры замыкающего звена.

Для решения поставленной задачи строим размерную цепь, представленную на рисунке 85.

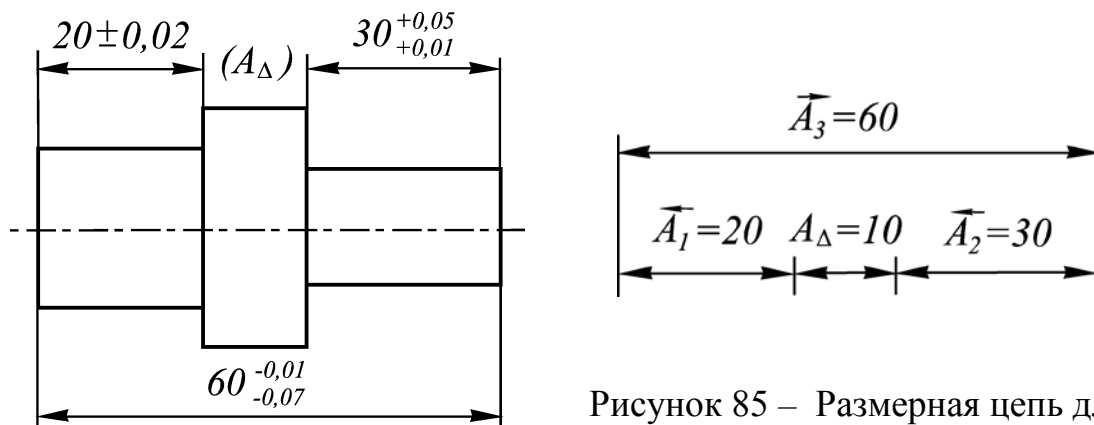


Рисунок 84 – Деталь

Рисунок 85 – Размерная цепь для детали, представленной на рисунке 84

Номинальный размер замыкающего звена A_{Δ} находим по формуле (7)

$$A_{\Delta} = 60 - (20 + 30) = 10 \text{ мм.}$$

Пользуясь формулой (10), определим допуск замыкающего звена

$$T_{\Delta} = 0,04 + 0,04 + 0,06 = 0,14 \text{ мм.}$$

Предельные отклонения замыкающего звена определим, используя формулы (11) и (12).

$$E_S A_{\Delta} = -0,01 - (-0,02 + 0,01) = 0; \quad E_i A_{\Delta} = -0,07 - (0,02 + 0,05) = -0,14 \text{ мм.}$$

Проверяем допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = E_S A_{\Delta} - E_i A_{\Delta} = 0 - (-0,14) = 0,14 \text{ мм, т.е. } A_{\Delta} = 10_{-0,14}$$

Решение прямой задачи

Решение прямой задачи осуществляется двумя способами:

- способом равных допусков;
- способом допусков одного качества (равноточных допусков).

При использовании *способа равных допусков* полагают, что допуски всех составляющих размеров одинаковы

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{m-1} = T_{cp} A_i.$$

Тогда пользуясь формулой (6) запишем

$$TA_{\Delta} = (m-1)T_{cp} A_i,$$
$$T_{cp} A_i = \frac{TA_{\Delta}}{(n+p)}, \quad (13)$$

где $(m-1) = (n+p)$ - количество составляющих звеньев.

Такой метод применяется, когда звенья лежат в одном интервале, что бывает весьма редко. Этот способ применяют для прикидочного расчета с последующей корректировкой, полученных результатов.

Более обоснован способ допусков одного качества. При этом способе учитывают, что допуск составляющих звеньев определяется из выражения

$$TA_i = a_i i_i$$

где a_i - число единиц допуска (коэффициент точности); i_i - единица допуска i - го составляющего размера.

На основании формулы (10)

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

Полагаем также, что точность изготовления составляющих размеров одинакова, то есть размеры выполняются по одному качеству. И следовательно, коэффициенты точности всех размеров равны

$$a_1 = a_2 = \dots = a_{m-1} = a_{cp},$$

тогда

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-i} i_i} . \quad (14)$$

Сравниваем полученный коэффициент с ближайшим табличным, определяем требуемый квалитет, и зная интервалы размеров, выписываем допуски.

Как правило, допуски для увеличивающихся размеров назначают как для основного отверстия H , т.е. весь допуск в «+», а для уменьшающихся, как для основного вала h , т.е. весь допуск в «-». Далее при необходимости допуски корректируют, пользуясь формулами (10), (11), (12).

Рассмотрим пример решения прямой задачи.

Пусть дана размерная цепь, приведенная на рисунке 86. На основе решения данной размерной цепи при $A_{\Delta \max} = 20,6$ мм, $A_{\Delta \min} = 20$ мм и $TA_{\Delta} = 0,6$ мм определить: TA_i ; $E_S A_i$; $E_I A_i$.

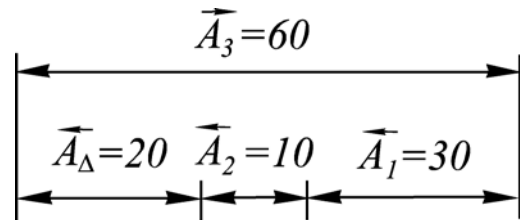


Рисунок 86 – Размерная цепь для решения прямой задачи

Задачу решим двумя способами:

способом равных допусков и способом допусков одного квалитета (равноточных допусков).

Способ равных допусков. Определим допуски доставляющих размеров.

$$TA_i = \frac{TA_{\Delta}}{n + p} = \frac{600}{3} = 200 \text{ мкм} = 0,2 \text{ мм}.$$

Для увеличивающихся звеньев допуски назначают как для основного отверстия

$$E_S(\bar{A}_i) = TA_i; \quad E_I(\bar{A}_I) = 0,$$

а для уменьшающихся размеров как для основного вала

$$E_S(\bar{A}_i) = 0; \quad E_I(\bar{A}_i) = -TA_i.$$

Поэтому $\bar{A}_1 = 30_{-0,2}$; $\bar{A}_2 = 10_{-0,2}$; $\bar{A}_3 = 60^{+0,2}$. Такое решение не учиты-

вает номинальные значения размеров, которые лежат в разных интервалах

$$A_1 = 30(18...30); \quad A_2 = 10(6...10); \quad A_3 = 60(50...80).$$

Поэтому более правомерно использовать способ одного качества точности (способ равноточных допусков).

Способ равноточных допусков. Воспользуемся формулой (14), по которой коэффициент точности, одинаковый для всех звеньев цепи, находят как

$$a = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i_i} = \frac{600}{i_1 + i_2 + i_3} = \frac{600}{1,31 + 0,9 + 1,86} \approx 147.$$

$$i_1 = 1,31(18...30); \quad i_2 = 0,90(6...10); \quad i_3 = 1,86(50...80).$$

Ближайшее табличное значение $a_{табл} = 160$ для IT12. Следовательно, допуски составляющих звеньев назначаются по 12 качеству:

$$TA_1 = 0,21 \text{ мм}; \quad TA_2 = 0,15 \text{ мм}; \quad TA_3 = 0,25 \text{ мм}.$$

Теперь размеры имеют равноточные допуски, учитывающие их номинальное значение

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i = 0,21 + 0,15 + 0,25 = 0,61 \text{ мм},$$

а задано было $TA_{\Delta} = 0,6$ мм, поэтому чтобы исходное условие было выполнено уменьшают допуск наименее ответственного размера.

1.12.3 Вероятностный метод расчета размерных цепей

(для самостоятельного изучения)

При расчете размерных цепей методом максимума-минимума предполагалось, что в процессе обработки и сборки деталей возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание, что приводит к снижению точности замыкающего звена или к уменьшению допуска составляющих звеньев. Но та-

кое сочетание маловероятно, так как отклонения размеров в основном группируются около середины поля допуска. Если допустить ничтожно малую вероятность (0,27 %) несоблюдения предельных значений замыкающего размера, то можно значительно расширить допуски составляющих размеров и тем самым снизить себестоимость изготовления деталей. На этом принципе и основан теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей.

Решение обратной задачи

Номинальный размер замыкающего звена определяется также как и при методе максимума-минимума. Полагая, что погрешности составляющих и замыкающего размеров подчиняются закону нормального распределения, а границы их вероятного рассеивания (6σ) совпадают с границами полей допусков можно принять

$$TA_i = 6\sigma_{A_i} \text{ или } \sigma_{A_i} = \frac{TA_i}{6},$$

соответственно $TA_{\Delta} = 6\sigma_{A_{\Delta}} \text{ или } \sigma_{A_{\Delta}} = \frac{TA_{\Delta}}{6}.$

При этом у 0,27 % деталей размеры замыкающих звеньев могут выходить за пределы поля допуска. Тогда допуск замыкающего звена можно получить по формуле

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} (TA_i)^2} \quad (15)$$

При использовании других законов распределения (закона равной вероятности, закона Симпсона и т.д.) формула (15) примет вид

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} (TA_i)^2 \cdot k_i^2} \quad (16)$$

где k_i и k_{Δ} - коэффициенты, характеризующие отличие распределения погрешностей i -го и замыкающего звеньев от распределения по закону Гаусса.

Если все составляющие звенья имеют симметричный относительно номинального размера допуск, то и замыкающее звено имеет симметричный допуск и его предельные отклонения определяются по формулам

$$E_S(A_\Delta) = +\frac{TA_\Delta}{2}; \quad E_i(A_\Delta) = -\frac{TA_\Delta}{2},$$

где E_S и E_i - верхнее и нижнее предельные отклонения размеров.

В противном случае для определения предельных значений замыкающего звена необходимо ввести понятие координаты середины поля допуска E_C , которое рассчитывается по формуле

$$E_C(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n E_c(\bar{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} E_c(\bar{A}_i). \quad (17)$$

Тогда наибольший предельный размер замыкающего звена

$$A_{\Delta \max} = A_\Delta + E_S A_\Delta, \quad \text{где} \quad E_S A_\Delta = E_C(A_\Delta) + \frac{TA_\Delta}{2},$$

а наименьший предельный размер замыкающего звена

$$A_{\Delta \min} = A_\Delta + E_i A_\Delta, \quad \text{где} \quad E_i A_\Delta = E_C(A_\Delta) - \frac{TA_\Delta}{2}.$$

Решение прямой задачи

Допуски составляющих размеров размерной цепи при заданном допуске замыкающего звена определяются теми же двумя способами, что и при методе максимума-минимума.

При способе равных допусков принимают, что величины TA_i , $E_C(A_i)$ и k_i для всех составляющих размеров одинаковы. По заданному допуску TA_Δ определяют средние допуски $T_{cp} A_i$, удовлетворяющие равенству (15) или (16).

Уравнение для определения $T_{cp} A_i$ получают из равенства (16)

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{(m-1)(T_{cp}A_i)^2 k_i^2},$$

$$T_{cp}A_i = \frac{k_{\Delta}TA_{\Delta}}{k_i\sqrt{(m-1)}}.$$

Найденные значения $T_{cp}A_i$ и $E_C(A_i)$ корректируют, учитывая требования конструкции и возможность применения процессов изготовления деталей, экономическая точность которых близка к требуемой точности размеров. Правильность решения задачи проверяют по формуле (16).

При способе назначения допусков одного качества расчет в общем аналогичен решению задачи методом полной взаимозаменяемости.

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}k_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)^2 k_i^2}}.$$

Далее, как и по способу максимума-минимума, выбирается ближайший квалитет и допуски корректируются из условий конструкции и технологических возможностей.

1.12.4 Методы достижения требуемой точности замыкающего звена

(для самостоятельного изучения)

Метод групповой взаимозаменяемости (метод селективной сборки)

– это изготовление деталей со сравнительно широкими допусками, сортировка сопрягаемых деталей на равное число групп с более узкими групповыми допусками и сборка деталей из одноименных групп.

При селективной сборке наибольшие зазоры (в подвижных посадках) и наибольшие натяги (в неподвижных посадках) уменьшаются, а наименьшие увеличиваются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к средней величине зазора или натяга посадки, что видно из рисунка 87.

В переходных посадках наибольшие зазоры и натяги уменьшаются, приближаясь с ростом числа групп к тому натягу или зазору, который соот-

ветствует серединам полей допусков деталей.

Производственный и эксплуатационный опыт показал, что максимальное число групп сортировки $n_{\max} = 4...5$ и лишь в подшипниковой промышленности n достигает 10 и более.

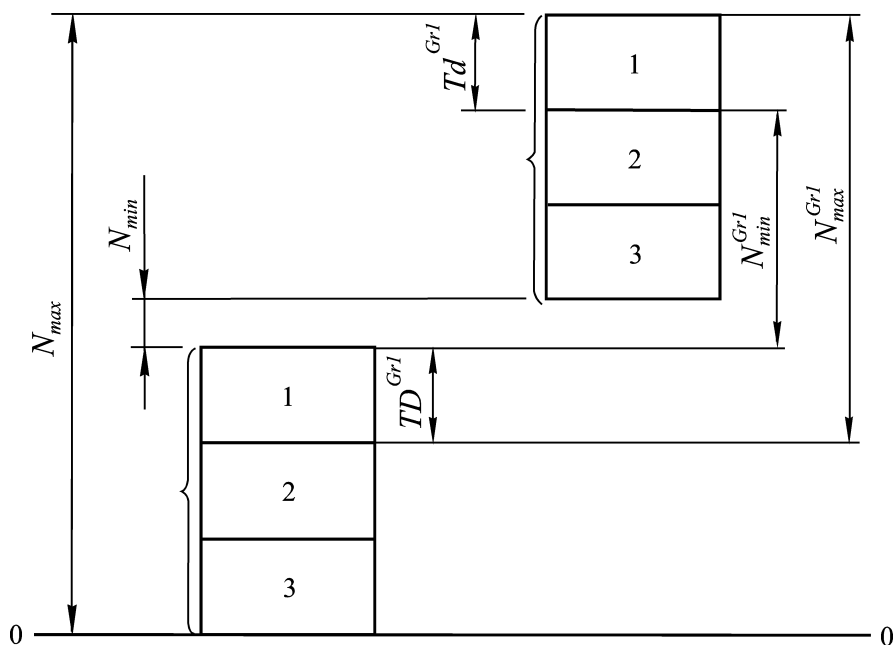


Рисунок 87 – Схема, поясняющая селективную сборку

Селективная сборка позволяет в n раз увеличить точность сборки без уменьшения допусков на изготовление деталей. Однако этот вид сборки имеет и недостатки: усложненный контроль, увеличение трудоемкости разборки деталей на группы, увеличение незавершенного производства из-за разного количества деталей в парных группах, неполная взаимозаменяемость. Поэтому применение селективной сборки целесообразно только в массовом и крупносерийном производстве, где затраты на сортировку окупаются высоким качеством изделий.

Метод регулирования - он предполагает такой расчет размерных цепей, при котором заданная точность замыкающего звена достигается изменением (регулированием) одного заранее выбранного составляющего размера, называемого компенсатором. Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, регулируемого упора, клина и т.д. При этом

все остальные составляющие размеры цепи изготавливаются с расширенными, экономически целесообразными допусками.

Номинальный размер компенсирующего звена K определяется из уравнения

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} \vec{A}_i \pm K .$$

Значение K берется со знаком "плюс", когда он является увеличивающим размером, и со знаком "минус", когда он уменьшающий.

Метод регулирования позволяет достигнуть высокой точности соединений и поддерживать эту точность в процессе эксплуатации, но приводит к увеличению числа деталей в машине, что усложняет конструкцию, процесс сборки и эксплуатацию.

Метод пригонки - при этом методе предписанная точность замыкающего размера достигается дополнительной обработкой при обработке детали по одному из заранее выбранному размеру цепи. Остальные размеры выполняются с расширенными экономически целесообразными допусками. Для того чтобы пригонка всегда осуществлялась за счет выбранного размера, необходимо по этому размеру оставлять припуск, достаточный для пригонки, но вместе с тем он должен быть минимальным для сокращения объема пригоночных работ.

Способ пригонки применяется в единичном и мелкосерийном производстве, когда нельзя использовать другие средства достижения требуемой точности.

Лекция 17-18

2 МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ МАШИНОСТРОЕНИЯ

2.1 Общие положения и задачи метрологического обеспечения

Метрологическое обеспечение (МО) – установление и применение научных и организационных основ, технических средств, правил и норм, необходимых для достижения единства и требуемой точности измерений.

Научной основой МО является современная прикладная теория измерений, представляющая собой совокупность двух взаимно дополняющих друг друга направлений: метрологии и автометрии.

Метрология - это наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности. Слово "метрология" происходит от греческих слов *metron* (мера) и *lagos* (понятие). Основные задачи метрологии - это развитие общей теории измерений, установление единиц физических величин, разработка методов и средств измерений, разработка способов определения точности измерений, обеспечение единства измерений и единообразия средств измерений, установление эталонов и образцовых средств измерений, разработка методов передачи размеров единиц от эталонов и образцовых средств рабочим средствам измерений.

К **автометрии** относятся теоретические основы проектирования автоматических измерительных и контрольных приборов и измерительно-информационных систем (ИИС).

Техническими основами МО является совокупность технических средств, приемов и способов, используемых на производстве для достижения требуемой точности, достоверности и надежности измерительной информации. Это, прежде всего, разработка и внедрение государственных эталонов физических величин, обеспечивающих воспроизведение единиц с наивысшей точностью, а также система передачи размеров единиц физических величин от эталонов всем средствам измерений с помощью образцовых средств измерений (ОСИ) и других средств поверки; система разработки, выпуска в эксплуатацию и внедрения на предприятиях широкой номенклатуры рабочих средств измерений (РСИ); система обязательных государственных испытаний средств измерений, система обязательных государственной и ведомственной поверки или метрологической аттестации ОСИ, РСИ; система стан-

дартных образцов состава и свойств веществ и материалов; система стандартных справочных данных о физических константах и свойствах веществ и материалов.

Организационной основой МО является метрологическая служба, состоящая из государственной и ведомственных метрологических служб.

Основными целями МО изделий машиностроения являются:

- обеспечение высокого качества изделий; сокращение сроков и стоимости научных исследований, разработки и производства новой техники;

- обеспечение единства, требуемой точности измерений, достоверности и эффективности контроля качества изделий, снижение трудоемкости контрольно-измерительных операций;

- достижение высокой эффективности применения средств измерений, обеспечение их метрологической надежности, сокращение номенклатуры применяемых средств измерений;

- обеспечение условий безопасности труда и охраны окружающей среды.

В перечень **основных задач метрологического обеспечения промышленности** входят:

- определение путей наиболее эффективного использования научных и технических достижений в области метрологии и автометрии;

- стандартизация основных правил, положений, требований и норм метрологического обеспечения;

- определение рациональной номенклатуры измеряемых параметров, установление оптимальных норм точности измерений, порядка выбора и назначений средств измерений;

- организация и проведение метрологической экспертизы на стадиях разработки, производства и испытаний изделий;

- разработка и применение прогрессивных методов измерений, методик

и средств измерений;

автоматизация сбора, хранения и обработки измерительной информации;

осуществление ведомственного контроля за состоянием и применением на предприятиях отрасли образцовых, рабочих и нестандартизованных средств измерений;

проведение обязательных государственной или ведомственной поверок средств измерений, их ремонта; обеспечение постоянной готовности к проведению измерений;

развитие метрологической службы отрасли и др.

Метрологическое обеспечение осуществляется в соответствии с требованиями, установленными в стандартах Государственной (ГСИ) и отраслевой (ОСИ) систем обеспечения единства измерений, методических указаниях и инструкциях, утвержденных Госстандартом, руководящих и нормативно-технических документах отрасли и заказчика.

2.2 Виды и методы измерения физических величин

Физическая величина – это одно из свойств физического объекта, общее в качественном отношении для многих физических объектов, но в количественном отношении индивидуальное для каждого из них.

Основным свойством физической величины является ее **размерность**.

Единицей физической величины называют физическую величину фиксированного размера, которой условно присвоено числовое значение, равное единице, и применяемую для количественного выражения однородных с ней физических величин.

Наиболее распространенной во всем мире и принятой у нас в стране является Международная система единиц (СИ), содержащая семь основных единиц, две дополнительные и ряд производных.

Основные единицы: длина – метр (м); масса – килограмм (кг); время –

секунда (с); сила электрического тока - ампер (А); термодинамическая температура - Кельвин (К); сила света - кандела (кд); количества вещества - моль (моль).

Дополнительные единицы приняты для измерения плоского угла - радиан (рад) и телесного угла - стерадиан (ср).

Производные единицы системы (СИ) получают из основных с помощью уравнений связи между физическими величинами. Так, единицей силы является ньютон: $F = ma = 1 \text{ кг} \cdot 1 \text{ м} / \text{с}^2 = 1 \text{ Н}$.

Кроме системных единиц у нас в стране применяются некоторые **вне-системные единицы**, удобные для практики и традиционно используемые, например, миллиметры ртутного столба для измерения давления, киловатт-час для измерения мощности.

На практике наиболее часто используют кратные и дольные единицы.

Кратная единица – это единица физической величины, в целое число раз большая системной или внесистемной единицы.

Дольная единица – это единица физической величины, в целое число раз меньшая системной единицы.

Измерением называется нахождение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств.

Под получившим распространение термином **измерительная информация** понимают данные о количественных характеристиках (параметрах) свойств, явлений, веществ, материалов, изделий, продукции, процессов, полученных в результате прямых измерений или измерительного контроля.

Существуют различные виды и методы измерений.

Виды измерений классифицируют по следующим признакам:

- физическая сущность измеряемых физических величин;
- характеристика точности (измерения равноточные, неравноточные);
- число измерений случайной величины (измерения однократные, многократные);

- измерение определяемой величины во времени (измерения статические, динамические);

- метрологическое назначение (измерения технические, метрологические);

- способ получения числового значения физической величины (прямые, косвенные, совместные, совокупные);

- выражение результатов измерений (измерения абсолютные, относительные).

Равноточные измерения – ряд измерений какой-либо величины, выполненными одинаковыми по точности средствами измерений и в одних и тех же условиях с одинаковой тщательностью. Например, измерение у детали одного и того же размера разными микрометрами одинаковой точности при одинаковой температуре и влажности помещения, в котором производят измерения.

Неравноточные измерения – ряд измерений какой-либо величины, выполненными различающимися по точности средствами измерений и (или) в разных условиях. В этом случае размер одной и той же детали определяется в разных условиях (например, в разных цехах) или разными средствами измерений (например, в одном цехе штангенциркулем, а в другом микрометром), разными операторами.

Однократное измерение – измерение, выполненное один раз.

Многократное измерение – измерение одной и той же физической величины, результат которого получен из нескольких следующих друг за другом измерений (наблюдений), т.е. измерение, состоящее из ряда однократных измерений.

Метрологические измерения – измерения, выполненные при помощи рабочих эталонов и образцовых средств измерения.

Технические измерения – измерения, выполненные при помощи рабо-

чих средств измерения.

При **прямом измерении** искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных. Примерами прямых измерений являются измерения длины с помощью линейных мер или температуры термометром. Прямые измерения составляют основу более сложных – косвенных.

При **косвенном измерении** искомое значение величины находят на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям, например тригонометрические методы измерения углов, при которых острый угол прямоугольного треугольника определяют по измеренным длинам катетов и гипотенузы.

Совместные измерения – одновременные измерения двух или нескольких разнородных величин для установления зависимости между ними (ряд одновременных, прямых измерений электрического сопротивления проводника и его температуры для установления зависимости сопротивления от температуры).

Совокупные измерения – проводимые одновременно измерения нескольких одноименных величин, при которых искомое значение величин находят решением системы уравнений, получаемых при прямых измерениях различных сочетаний этих величин (нахождение значений массы отдельных гирь набора по известному значению массы одной из гирь: сравнивая массы различных сочетаний гирь, получают систему уравнений, из решения которой находят массу одной из гирь, входящих в набор).

Абсолютные измерения основаны на прямых измерениях одной или нескольких основных величин, то есть по шкале прибора определяется полное значение измеряемой величины.

Относительные измерения основаны на измерении отношения величины к одноименной величине, играющей роль единицы, или измерения величины по отношению к одноименной величине, принимаемой за исходную.

Методом измерений называют совокупность приемов использования

принципов и средств измерений. Различают: метод непосредственной оценки, в котором значение искомой величины определяют непосредственно по отчетному устройству измерительного средства; метод сравнения с мерой, в котором измеряемую величину сравнивают с величиной, воспроизводимой мерой.

Метод сравнения с мерой имеет несколько разновидностей: нулевой метод, дифференциальный метод, метод замещения и метод совпадений.

Нулевой метод (или метод полного уравнивания) – это метод сравнения с мерой, в котором результирующий эффект воздействия измеряемой величины и встречного воздействия меры на сравнивающее устройство сводят к нулю. Иллюстрация, поясняющая данный метод, приведена на рисунке 88, а.

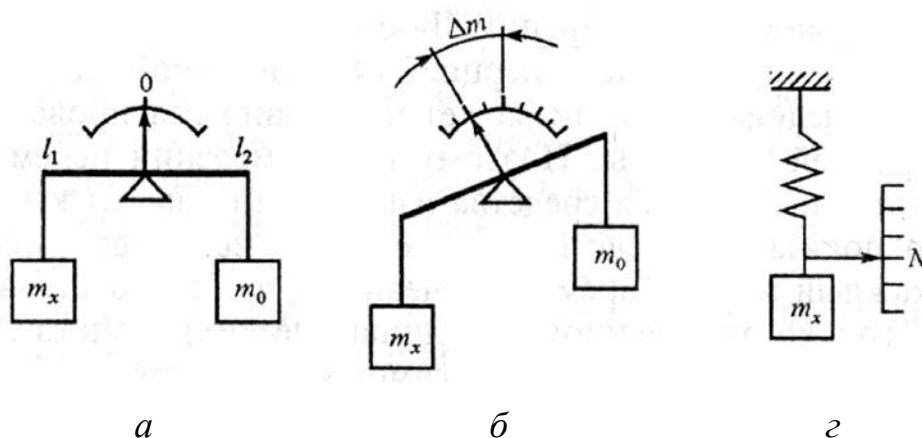


Рисунок 88 – Методы сравнения с мерой:

а – нулевой метод; б – дифференциальный метод; в – метод замещения

При **дифференциальном методе** полное уравнивание не производят, а разность между измеряемой величиной и величиной, воспроизводимой мерой, отсчитывается по шкале прибора, что видно из рисунка 88, б.

Метод замещения – метод сравнения с мерой, в котором измеряемую величину замещают известной величиной, воспроизводимой мерой. Иллю-

страция для пояснения данного метода приведена на рисунке 88, в.

В *методе совпадений* разность между измеряемой величиной и величиной воспроизводимой мерой измеряют, используя совпадения отметок шкал или периодических сигналов. Например, измерение числа оборотов вала с помощью стробоскопа – вал периодически освещают вспышками света, и частоту вспышек подбирают так, чтобы метка нанесенная на вал, казалась наблюдателю неподвижной.

Методы измерений подразделяются на контактные и бесконтактные. При контактном методе измерения чувствительный элемент измерительного средства приводится в контакт с измеряемым объектом, при бесконтактном – чувствительный элемент измерительного средства не контактирует с объектом измерения.

2.3. Измерительные средства. Основные понятия и классификация. Метрологические показатели средств измерений

2.3.1 Измерительные средства. Основные понятия и классификация

Измерительные средства - это технические средства, используемые при измерениях и имеющие нормированные метрологические свойства.

Измерительные средства подразделяются на эталоны, меры, инструменты и приборы.

Эталоны - это средства, официально утвержденные и обеспечивающие воспроизведение и (или) хранение единицы физической величины с целью передачи ее размера нижестоящим по поверочной схеме средствам измерений.

Меры - средства измерения, воспроизводящие единицу измерения, либо дробное или кратное ее значение. Меры подразделяются штриховые, концевые, меры массы, меры индуктивности (образцовая катушка индуктивно-

сти) и т.п.

Измерительный прибор - средство измерений, предназначенное для выработки сигнала измерительной информации в форме, доступной для непосредственного восприятия наблюдателем. В зависимости от формы представления информации различают аналоговые и цифровые приборы. Аналоговым называют измерительный прибор, показания которого являются непрерывной функцией измеряемой величины, например, стрелочный вольтметр, ртутно-стеклянный термометр, гладкий микрометр и т.д. В цифровом приборе осуществляется преобразование аналогового сигнала измерительной информации в цифровой код, и результат измерения отражается на цифровом табло: цифровые штангенциркули, цифровые вольтметры, частотомеры и т.д.

Измерительные приборы классифицируются:

1) по конструкции: на штриховые инструменты с нониусом, микрометрические (основаны на принципе действия винтовой пары); рычажно-механические (с зубчатыми, рычажно-зубчатыми и пружинными механизмами); оптико-механические; пневматические (расходомерные, манометрические); электрические (электро-контактные, электро-индуктивные, емкостные, фотоэлектрические); лазерные; приборы и устройства технического зрения; бесшкальные контрольные инструменты,

2) по назначению: на универсальные (предназначенные для измерения одноименных физических величин различных изделий); специализированные (для измерения изделий определенного типа, например, зубчатых колес); либо определенных параметров изделия, например, шероховатости,

3) по степени механизации: ручного действия; механизированные, полуавтоматы и автоматы.

Все приборы содержат чувствительный элемент, находящийся под воздействием измеряемой величины, измерительный механизм и отсчетное устройство.

Измерительная установка – совокупность функционально объединенных средств измерений и вспомогательных устройств, предназначенных для выработки сигнала измерительной информации в форме, удобной для непосредственного восприятия наблюдателем и расположенная в одном месте.

Измерительная система – совокупность средств измерений и вспомогательных устройств, соединенных между собой каналами связи, предназначенная для выработки сигналов измерительной информации в форме, удобной для автоматической обработки, передачи и (или) использования в системах управления, контроля диагностики и т.п.

К измерительной системе можно отнести координатно-вычислительные комплексы, состоящие из измерительного блока и ЭВМ.

Измерительный преобразователь – средство измерений, предназначенное для преобразования сигналов измерительной информации в форму, целесообразную для передачи, обработки или хранения. Измерительная информация на выходе измерительного преобразователя, как правило, недоступна для непосредственного восприятия наблюдателем. Измерительные преобразователи очень разнообразны, однако, все они обладают нормированными метрологическими характеристиками. Так, к измерительным преобразователям относятся термопары, измерительные трансформаторы тока и напряжения, измерительные усилители и т.д.

Меры, измерительные приборы и измерительные преобразователи бывают образцовые и рабочие. Образцовые – предназначены для передачи единиц измерений, а также дробных или кратных их значений рабочим средствам измерения и для поверки последних. Рабочие – используются для проведения измерений не связанных с передачей единиц измерения.

2.3.2 Метрологические показатели средств измерений

Важнейшими показателями средств измерений являются такие показатели, от которых зависит качество получаемой с помощью этих средств измерительной информации.

Метрологический показатель средства измерений – это показатель одного из свойств средства измерений, влияющий на результат измерения и его погрешность.

ГОСТ 8.009-84 устанавливает комплекс нормируемых метрологических показателей средств измерений.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся метрологические показатели средств измерений, которые обеспечиваются определенными конструктивными решениями средств измерений и их отдельных узлов. Графическая иллюстрация некоторых метрологических показателей средств измерений представлена на рисунке 88.

1. **Длина деления шкалы** – расстояние между осями (центрами) двух соседних отметок шкалы, измеренное вдоль воображаемой линии, проходящей через середины самых коротких отметок шкалы.

2. **Цена деления шкалы** - разность значений измеряемой величины, соответствующих двум соседним отметкам шкалы.

3. **Диапазон показаний шкалы** – область значений шкалы, ограниченная конечным и начальным значениями шкалы, т.е. наибольшим и наименьшим значениями измеряемой величины.

4. **Диапазон измерений** – область значений измеряемой величины, которые могут быть получены данным измерительным средством с нормированной для него погрешностью.

5. **Порог чувствительности средства измерений** – показатель средства измерений, выражаемый наименьшим значением изменения физической величины, начиная с которой может осуществляться ее измерение данным средством.

6. **Вариация показаний измерительного прибора** – разность показаний прибора в одной и той же точке диапазона измерений при плавном подходе к этой точке со стороны меньших и больших значений измеряемой величины.

7. **Чувствительность** – отношение изменения показаний прибора к вызвавшему его изменению измеряемой величины.

8. **Стабильность средства измерения** - качество средства измерения, отражающее неизменность во времени его метрологических свойств.

9. **Измерительное усилие прибора** - сила, создаваемая прибором при контакте с изделием и действующая по линии измерения.

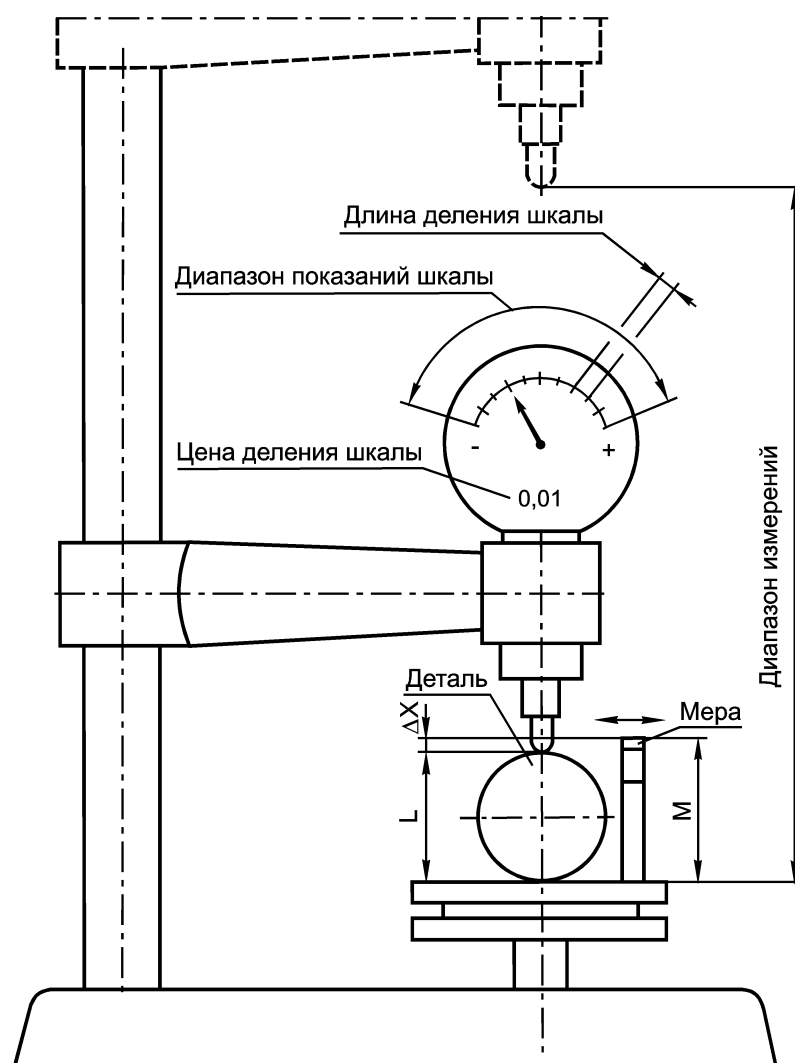


Рисунок 89 – Схема, поясняющая некоторые из основных метрологических показателей средств измерений и относительный метод измерения

10. **Предел допустимой погрешности средства измерений** –

наибольшее значение погрешности средства измерений, устанавливаемое нормативным документом для средств измерений данного типа, при котором оно признается годным к применению.

Погрешности средств измерений возникают в результате воздействия большого числа факторов, обусловленных их изготовлением, хранением, эксплуатацией и условиями проведения измерений.

На погрешность средств измерений большое влияние оказывают условия его применения. Величина, которую не измеряют данным средством измерения, но которая оказывает влияние на результаты измерений этим средством, называется влияющей физической величиной. Этой величиной может быть температура, давление, влажность, запыленность окружающей среды, механические и акустические вибрации и т.п.

Нормальными условиями для проведения линейных и угловых измерений считаются: температура – 20 °С, атмосферное давление – 760 мм рт. ст., относительная влажность – 58 % и др.

Погрешность средства измерения, возникающая при использовании его в нормальных условиях, когда влияющие величины находятся в пределах нормальной области значений, называют основной. Если значение влияющей физической величины выходит за пределы нормальной области значений, появляется дополнительная погрешность.

11. Класс точности средства измерений (ГОСТ 8401-80) – это обобщенная характеристика средства измерений, определяемая пределами основных и дополнительных погрешностей, а также другими свойствами средств измерений.

2.4 Методика выполнения измерений

(для самостоятельного изучения)

Методикой выполнения измерений (МВИ) называют конструктор-

ский либо технологический документ (или раздел) содержащий совокупность требований к методам, средствам, условиям, алгоритму операций подготовки и проведения измерений, порядку и способу обработки их результатов, выполнение которых обеспечивает получение заданных в МВИ значений показателей точности измерений.

МВИ разрабатываются на измерения, значения показателей точности которых нормированы и должны быть оценены до выполнения измерений. Подразделяются методики на типовые и рабочие.

Типовые МВИ применяют в основном как информационную основу для разработки рабочих методик, и в этом случае МВИ должны содержать общие требования к одному или нескольким вариантам применения методов и средств измерений. Типовая методика может быть использована и в качестве рабочей, в этом случае она должна содержать всю необходимую информацию для выполнения измерений.

Рабочие МВИ кроме требований к выполнению измерений должны содержать и количественную оценку погрешности измерений. Такие методики разрабатывают в соответствии с требованиями рабочей технической документации, и применяют для определения значений параметров изделий, технологических процессов и других объектов измерений непосредственно на рабочих местах операторами, проводящими измерения, и лицами, участвующими в их подготовке.

Методика выполнения измерений должна содержать разделы, отражающие назначение и область применения методики, условия проведения измерений и их нормы точности, средства проведения измерений и вспомогательные устройства, соответствующие получению требуемой измерительной информации, метод измерений и последовательность подготовки, проведения и обработки результатов измерений, требования к квалификации операторов и безопасности проведения измерений.

Раздел «Назначение и область применения» включает в себя наиме-

нование области применения методики (предназначена ли МВИ для контроля или испытания), наименование измеряемой физической величины или параметра и диапазон их измерений; наименование (шифр) объекта, содержащего измеряемые физические величины или параметры; характеристику измерений (прямые, косвенные измерения, с единичным или многократными измерениями); изменение измеряемых физических величин (параметров) во времени, пространстве и по форме; форму представления результатов измерений.

Раздел «Условия выполнения измерений» должен содержать сведения о влияющих на результаты измерения величинах: параметры окружающей и применяемой при измерении сред (температура, влажность, давление, состав), электрических, магнитных полей, механических, воздействий, режимов работы объекта и средств измерений.

В разделе «Нормы точности измерений» указывают значения показателей точности измерений каждой физической величины или параметра и зависимости, выражающие связь показателей точности и перечисленные в разделе "Условия проведения измерений" влияющих величин. Зависимости показателей точности измерений от влияющих величин могут быть представлены в виде формул или графиков, либо указываются изменения измеряемых параметров от влияющих величин.

Раздел «Средства измерений и вспомогательные устройства» должен содержать измерительные схемы (функциональные схемы измерительных каналов), наименования и типы средств измерений; межповерочные интервалы средств измерений; технические характеристики средств измерений и вспомогательных устройств, позволяющие осуществить автоматизацию получения и регистрации измерительной информации.

Раздел «Метод измерений» должен содержать наименование метода измерений с указанием используемых принципов измерений.

В разделе «Подготовка и проведение измерений» указывают правила,

нормы и операции по подготовке и проведению измерений в последовательности: подготовка объекта измерения; сборка измерительной системы и монтаж первичных преобразователей на объекте измерения; подготовка регистрирующих устройств; проведение измерений; регистрация показаний средств измерений.

При подготовке объекта измерения указывают сведения о состоянии объекта в пространстве, положение органов управления, значение давления в пневмо- или гидросистеме, время прогрева объекта, и т.п., а также операции по обеспечению готовности объекта к проведению измерений. Последовательность сборки измерительной системы и монтажа первичных преобразователей должны пояснять схемы и чертежи.

Требования к проведению измерений должны содержать сведения о количестве измерений каждого значения физической величины или параметра; периодичность и способ контроля влияющих на результаты измерений величин; последовательность операций по измерению каждой физической величины. Если в измерительный канал включены показывающие средства измерений, то необходимо указывать форму и место записи результатов измерений.

Раздел «Обработка результатов измерений» должен содержать сведения о наименовании и обозначении физических величин и их единиц, применяемых для выражения результатов измерений; требования к количеству значащих цифр в значении результата измерения; формы представления результатов измерений, соответствующие выбранным показателям точности измерений и способам их выражения; способы обнаружения и правила исключения грубых погрешностей измерений; правила исключения систематических и учета случайных погрешностей измерений; введение поправок в результаты измерений; правила усреднений показаний средств измерений, полученных при прямых измерениях. Для обработки результатов измерений с помощью вычислительной техники в раздел включают ссылки на соответствующую

щие нормативные документы.

Раздел «Требования безопасности» должен содержать перечень правил и норм, обеспечивающих безопасность персонала, осуществляющего подготовку и проведение измерений. В нем указываются требования безопасности при транспортировании и размещении объектов и средств измерений, монтаже измерительных схем; при использовании материалов и веществ, входящих в состав объектов и средств измерений или применяемых при проведении измерений, которые обладают опасными или вредными действиями; нормируются допустимые уровни опасных и вредных производственных факторов, создаваемых средствами или объектами измерений; требования электро-, пожаро- и взрывобезопасности; требования к применению коллективной и индивидуальной защиты персонала, подготавливающего и проводящего измерения. Следует вводить также требования по экологической совместимости средств измерений и объектов измерений с окружающей средой.

В связи с интенсивным внедрением на предприятиях отрасли вычислительной техники получили распространение методики выполнения измерений с применением информационно-измерительных систем (ИИС). Целью таких методик является получение преимуществ автоматического сбора и обработки измерительной информации, проводимой зачастую «в темпе эксперимента».

В методики выполнения измерений с применением информационно-измерительных систем вводят дополнительный раздел «Структурная схема измерений и алгоритм ее работы», в котором отражены основные связи между отдельными частями ИИС, а также между ИИС и объектом измерений. Алгоритм функционирования схемы измерений должен быть описан достаточно подробно для понимания взаимодействия всех частей ИИС и порядка прохождения информационных потоков в звено регистрации и обработки. В разделе «Требования к квалификации обслуживающего персонала» должна быть отражена квалификация персонала в соответствии со сложностью при-

меняемой ИИС.

В разделе «Обработка информации и представление результатов измерений» отражают основные особенности автоматизированной обработки: производится ли обработка полностью в процессе измерений или выполняется с разрывом во времени; ограничивается ли обработка обратным преобразованием информации и получением физических значений измеряемых параметров или включает в себя определение расчетных параметров, анализ результатов и др.; производится ли накопление информации для длительного хранения с целью дальнейшего использования и на каких носителях.

При выполнении косвенных, совокупных или совместных измерений в разделе должны быть приведены расчетные соотношения между результатами прямых измерений и искомыми величинами. В окончательном протоколе измерений должен быть отмечен перечень результатов, выдаваемых в печать, а также перечень необходимой служебной информации (значения контрольных сигналов, признаки режимов работы, определяющие выбор диапазонов измерений и т.д.).

ЛЕКЦИЯ 19

2.5 Метрологическая экспертиза конструкторской и технологической документации

Мерой повышения производительности труда и качества выпускаемой продукции является метрологическая экспертиза (МЭ) технической документации на всех уровнях конструкторского и технологического циклов изготовления деталей, сборочных единиц и готовых изделий, новых технологических процессов, машин, аппаратов и приборов.

Метрологическая экспертиза конструкторской и технологической документации – это анализ и оценка технических решений по выбору пара-

метров, подлежащих измерению, по установлению норм точности измерений и обеспечению методами и средствами измерений процессов разработки, изготовления, испытания и применения продукции. Она является частью общего комплекса работ по метрологическому обеспечению производства и проводится с целью обеспечения эффективности контрольно-измерительных операций на стадиях разработки, изготовления, испытаний и эксплуатации продукции.

Метрологической экспертизе могут подвергаться документы на стадии подготовки и разработки технического задания: заявка, исходные требования заказчика, технические условия. Документы, используемые на стадии разработки конструкции: техническое предложение, эскизный проект, технический проект. Рабочая конструкторская документация: чертеж детали (сборочный, габаритный и монтажный), пояснительная записка, расчет, технические условия, программа и методики испытаний, эксплуатационные и ремонтные документы. Предварительные и перспективные проекты технологических процессов и рабочая технологическая документация: маршрутная карта, карта эскизов, технологическая инструкция, ведомость оснастки, ведомость технологических документов (в том числе ведомость операций технического контроля – карта технологического процесса), карта типового технологического процесса, операционная карта (в том числе операционная карта технического контроля – операционная карта типовая). Документы на стадии изготовления изделий: извещения об изменениях документации, в которой установлены нормы точности или содержатся сведения о методах и средствах измерений.

Целью МЭ рабочей конструкторской документации является решение вопроса о возможности контроля установленных в документации норм точности, долговечности и экономической целесообразности методов контроля. При МЭ различных видов рабочих конструкторских документов решаются задачи:

- проверка правильности терминологии при наличии текстовой записи;
- проверка взаимной увязки допусков на размеры, форму и расположение поверхностей и требований к шероховатости;
- проверка контролепригодности установленных норм точности средствами измерений;
- проверка правильности выбора средств измерений с учетом допустимой погрешности, условий и методик выполнения измерений;
- проверка достаточности методов контроля всех установленных в данном документе норм точности;
- проверка экономичности выбранного метода контроля, возможности автоматизации получения и обработки измерительной информации;
- проверка полноты и определенности описания операций контроля, наличия документации по эксплуатации средств измерений и методик выполнения измерений;
- проверка правильности организационных мероприятий, обеспечения безопасности труда и охраны окружающей среды.

В случае проверки достаточности методов контроля, если нормируемые параметры непосредственно не проверяются, а используются косвенные методы контроля, должна быть проверена правильность расчета, подтверждающая достаточность и достоверность этих методов.

Целью метрологической экспертизы чертежа детали является установление возможности контроля заложенных в чертеже норм точности.

Метрологическая экспертиза чертежа детали осуществляется в следующей последовательности:

- выявляются ограниченные допусками размеры, допуски формы и расположения, нормы на шероховатость поверхностей;
- проверяют правильность терминологии; взаимную увязку допусков на размеры, форму (расположение) и нормы шероховатости поверхностей;
- определяют контролепригодность допусков на размеры, допусков

формы и взаимного расположения поверхностей.

Результаты МЭ оформляются в виде списка предложений и замечаний, подписываются лицом, проводившим экспертизу, и утверждаются главным метрологом предприятия. Документация вместе со списком предложений и замечаний возвращается ее разработчику для внесения исправлений.

В качестве примера рассмотрим проведение метрологической экспертизы чертежа детали ступенчатого вала, представленного на рисунке 90.

На чертеже три размера (диаметры ступеней вала) ограничены допусками; назначены два суммарных допуска формы и взаимного расположения поверхностей (допуски радиального и торцевого биения) и три требования к шероховатости поверхности.

Проверяем правильность соотношений между допусками размеров и требованиями к шероховатости поверхности.

Шероховатость поверхности ступени $\varnothing 30h6$ назначена равной $Ra = 1,6$ мкм. В соответствии с существующими нормами для качества $IT6$ в интервале размеров от 18 до 50 мм рекомендована шероховатость $Ra = 1,6$ мкм (когда допуск формы ограничен допуском размера), т.е. принимаем решение указанную шероховатость на чертеже оставить. Требования к шероховатости поверхностей остальных ступеней ($\varnothing 25f9$ и $\varnothing 22js6$) не ниже рекомендованных.

При заданных допусках размеров контроль $\varnothing 30h6$ и $\varnothing 22js6$ может быть выполнен рычажным микрометром, основная инструментальная погрешность которого равна $\Delta_{cu} = 3$ мкм, а допускаемая погрешность измерения для данных размеров составляет $\delta = 4$ мкм, т.е. $\Delta_{cu} < \delta$. Измерение $\varnothing 25f9$ может быть осуществлено гладким микрометром, основная инструментальная погрешность которого $\Delta_{cu} = 8$ мкм, а допускаемая погрешность измерения для данного размера $\delta = 12$ мкм. То есть с точки зрения контроле-

пригодности установленные допуски возражений не вызывают.

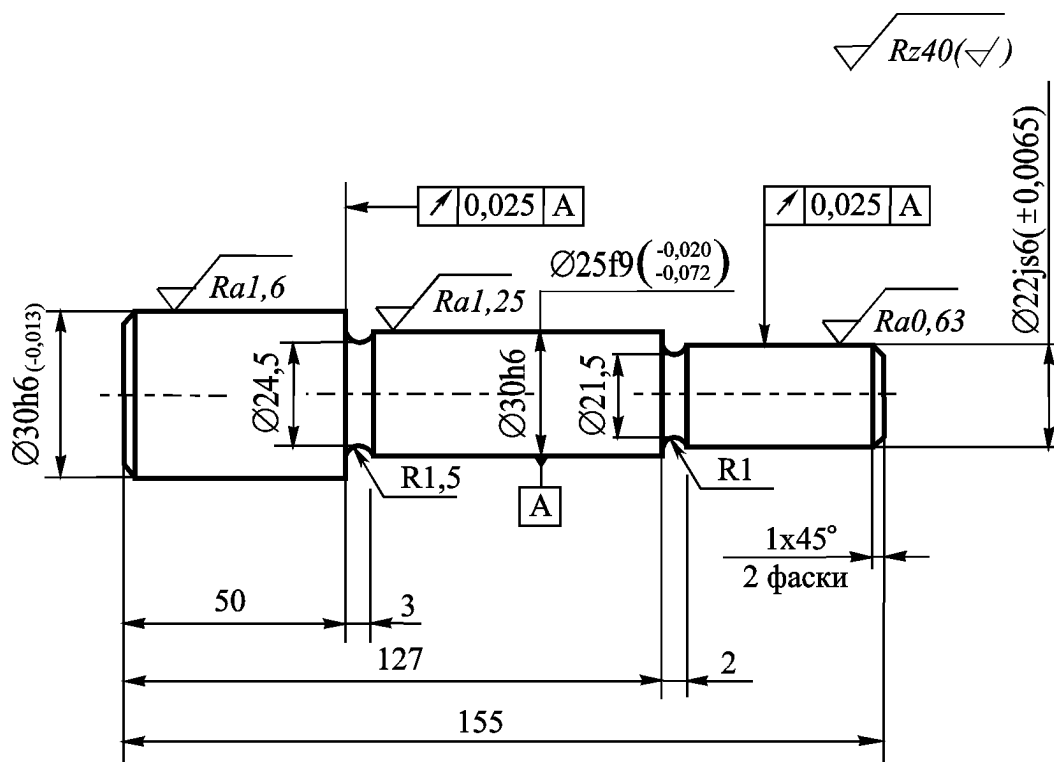


Рисунок 90 – Чертеж детали ступенчатого вала

Рассматриваем требования к допускам формы и расположения поверхностей. Выявляем, что средняя ступень, поверхность которой выбрана в качестве метрологической базы, имеет более грубый допуск на размер, чем обе крайние ступени. Для этой ступени установлен допуск на размер $f9$, величина которого составляет 52 мкм. Поскольку отклонения формы ступени дополнительно не ограничены, то отклонения от круглости, профиля продольного сечения и отклонение от прямолинейности образующих данной цилиндрической поверхности находятся в пределах допуска размера, т.е. в пределах кольцевой цилиндрической зоны 0,026 мм.

Контроль радиального биения ступени $\varnothing 22js6$ можно выполнить по измерительной схеме, приведенной на рисунке 91 при установке детали 1 на призмы 2. Радиальное биение измеряется рычажно-зубчатой измерительной головкой 3 типа ИГ с основной инструментальной погрешностью $\Delta_{cu} = 1,2$ мкм, закрепленной в штативе 4. Штатив и призмы располагают (базируют) на

плите 5.

Отклонение от круглости $\Delta_{кр}$ базовой поверхности в процессе измерения полностью войдет в погрешность измерения радиального биения, т.е. погрешность измерения только за счет этой составляющей может быть равной 0,026 мм.

В соответствии с нормативными документами погрешность измерения радиального биения может быть принята равной 30 % контролируемого параметра, т.е. его величина не должна превышать 0,009 мм. Учитывая, что погрешность базирования $\Delta_{баз}$ является не единственной составляющей погрешности измерения $\Delta_{изм}$ примем ее допустимую величину $0,7\Delta_{изм}$. Тогда $\Delta_{баз} = \Delta_{кр} = 0,7 \cdot 0,009 = 0,006$ мм.

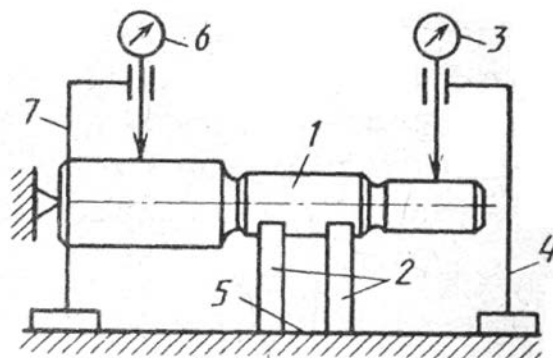


Рисунок. 91 – Схема контроля радиального биения

Таким образом, для обеспечения необходимой точности контроля радиального биения ступени диаметром $\varnothing 22_{js6}$ необходимо ввести допуск на отклонение от круглости базовой поверхности не более 0,006 мм.

Между допуском формы и требованием к шероховатости поверхности должно быть выдержано соотношение $Ra \leq 0,15T_{\phi} \leq 0,15 \cdot 6 = 0,9$ мкм, т.е. для средней ступени надо изменить требования к шероховатости поверхности: вместо $Ra = 1,25$ мкм поставить на чертеже $Ra = 0,8$ мкм.

При анализе возможности контроля торцевого биения первой ступени видно, что для поверхности торца не установлены дополнительные требования к шероховатости поверхности (общее требование $Rz = 40$ мкм).

В соответствии с рекомендациями между допуском на торцевое биение T_c и требованием к шероховатости поверхности должны быть выдержаны соотношения:

$$Ra \leq 0,1T_c \leq 0,1 \cdot 25 \leq 2,5 \text{ мкм};$$

$$Rz \leq 0,4T_c \leq 0,4 \cdot 25 \leq 10 \text{ мкм}.$$

Устанавливаем значение шероховатости торцевой поверхности $Ra = 2,5 \text{ мкм}$ ($Rz = 10 \text{ мкм}$).

Контроль торцевого биения, как видно из рисунка 92, можно выполнить рычажно-зубчатой измерительной головкой 3, закрепленной в штативе 4. На погрешность контроля торцевого биения окажет влияние отклонение от круглости базовой поверхности, которое выразится в перекосе детали 1, когда напротив одной из опор 2 окажется выступ неровности базы, а напротив другой - впадина.

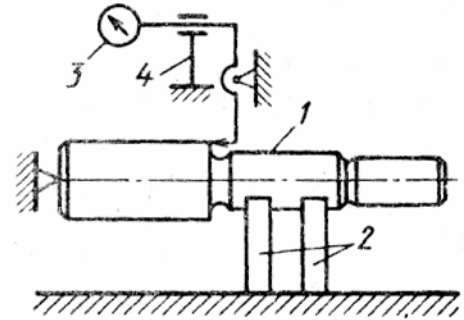


Рисунок 92 – Схема измерения торцевого биения

Эта погрешность (перекос) $\Delta_{пер}$ может достигнуть величины допуска круглости $0,006 \text{ мм}$, умноженного на отношение радиуса средней ступени (13 мм) к расстоянию между опорами (60 мм), т.е.

$$\Delta_{пер} = 0,006 \frac{13}{60} \leq 0,0012 \text{ мм}.$$

Однако в сравнении с заданным допуском на торцевое биение, равным $0,025 \text{ мм}$, величиной $\Delta_{пер}$ можно пренебречь.

Таким образом, на основании проведенной метрологической экспертизы чертежа следует дополнить технические требования к детали, установить допуск на круглость базовой поверхности A , равный $0,006 \text{ мм}$; ужесточить требования к шероховатости поверхности ступени $\varnothing 25 f9$ до $Ra = 0,8 \text{ мкм}$; установить требования к шероховатости торца $Ra = 2,5 \text{ мкм}$.

Цели и задачи МЭ рабочей технологической документации те же, что и метрологической экспертизы рабочей конструкторской документации. Если МЭ рабочей технологической документации предшествовала МЭ рабочей

конструкторской документации, то экспертизе могут подвергаться только нормы точности, установленные сверх норм, имеющих в рабочей конструкторской документации. Например, введенные технологической службой производственные допуски или допуски на промежуточные операции.

При метрологической экспертизе рабочей технологической документации уделяется большое внимание соответствию производительности метода контроля производительности технологического процесса, а также полноте и определенности описания операций контроля. При недостаточной производительности метода контроля рассматривают возможность применения статистического контроля, полуавтоматических или автоматических измерительных средств или методов активного контроля. Полнота описаний зависит от вида технологического документа, если по характеру технологического документа не представляется возможным дать полное описание метода контроля, то, на эту операцию должна быть составлена операционная карта технологического контроля или технологическая инструкция.

Замечания, сделанные на основании МЭ, должны быть конкретными и понятными без устных пояснений эксперта. Предложения, в отличие от замечаний, могут быть как конкретными (например, заменить одно измерительное средство другим), так и более общими (например, заменить метрологическую базу без указания вариантов замены, обосновать выбор нормируемого параметра и др.).

Результаты МЭ оформляются в виде списка предложений и замечаний. подписываются лицом, проводившим экспертизу, и утверждаются главным метрологом предприятия. Документация вместе со списком предложений и замечаний возвращается ее разработчику для внесения исправлений.

2.6 Метрологическая экспертиза образцов техники

Метрологическая экспертиза образцов техники проводится на стадиях разработки технического задания (технического предложения), эскизного

(технического) проекта, предварительных испытаний опытных образцов и при необходимости - на стадии серийного производства.

Ответственной за организацию МЭ является Центральная головная организация метрологической службы (ЦГОМС), а ответственными за проведение метрологической экспертизы являются головная организация метрологической службы (ГОМС) по ее специализации и базовые организации метрологической службы (предприятия отрасли).

Проведение МЭ осуществляется экспертной комиссией, состав которой комплектуется головной организацией, ответственной за проведение метрологической экспертизы опытного или серийного изделия.

В состав экспертной комиссии входят специалисты ГОМС представитель ЦГОМС, главный метролог предприятия-разработчика (изготовителя проверяемого изделия), а также могут быть включены представители Госстандарта, специалисты других предприятий отрасли, представитель заказчика.

В программе проведения МЭ указывают наименование изделия (его шифр); перечень документации на изделие, предъявляемое на экспертизу; требования к проведению МЭ на стадиях разработки технического задания, эскизного или технического проекта, предварительных испытаний изделия.

При проведении МЭ на стадии разработки технического задания или технического предложения осуществляют проверку оптимальности номенклатуры контролируемых параметров, обоснование требований точности к ним, возможности обеспечения контроля этих параметров существующими методами и средствами измерений, оценивают необходимость разработки новых средств и методов измерений, проводят анализ перспективности предлагаемых к применению или разработке средств метрологического обеспечения.

Если метрологическая экспертиза проводится на стадии технического или эскизного проекта, то в проектной документации проверяется отражение:

достаточности основных параметров, подлежащих измерению и контролю при производстве, испытаниях и эксплуатации изделия; обоснованности выбора параметров; пределов допускаемых погрешностей измерений по каждому контролируемому параметру изделия для эксплуатационных условий; правильности составления методик выполнения измерений.

Разрабатываются рекомендации: по построению систем контроля и метрологического обеспечения изделия на всех этапах производства и эксплуатации; по уровню автоматизации процессов измерения и контроля параметров изделий, а также поиска неисправностей. Назначают технические и эксплуатационные характеристики средств измерений, входящих в комплектацию изделия; определяют расчетные значения показателей эффективности средств (систем) измерений и контроля на различных этапах технического обслуживания, данные по обеспечению постоянной готовности средств измерений и возможности их ремонта и обслуживания.

При проведении МЭ на стадии предварительных испытаний опытных образцов выполняют работы по проверке правильности выбора контролируемых параметров изделия и допусков на них с учетом их метрологического обеспечения в условиях, близких к эксплуатационным. Проверяют соответствие средств измерений требованиям метрологического обеспечения изделия; устанавливают значения погрешностей измерения каждого контролируемого параметра. Намечают номенклатуру средств измерений, подлежащих периодической поверке в условиях эксплуатации, последовательность и сроки периодической поверки средств измерений. Осуществляют оценку контролепригодности изделия, степени автоматизации контроля, удобства эксплуатации средств измерений. Проверяют правильность выбора и применения средств измерений испытательного оборудования, используемого при проведении заводских испытаний.

Экспертная комиссия по результатам проведения метрологической экспертизы составляет заключение и передает его главному управлению

предприятия-разработчика, предприятию-разработчику (изготовителю), центральной головной организации.

ЛЕКЦИЯ 20

2.7 Анализ точности и обработка результатов измерений

2.7.1 Погрешность и точность измерений, основные понятия и классификация. Анализ источников погрешностей измерений, методы и средства их исключения и уменьшения

Любые измерения направлены на получение результата, т.е. оценки истинного значения физической величины в принятых единицах. Вследствие несовершенства средств и методов измерений, воздействия внешних факторов и многих других причин результат каждого измерения неизбежно отягощен погрешностью. При этом точность измерения тем выше, чем ближе результат измерения оказывается к истинному значению. Количественной характеристикой качества измерений является *погрешность измерения*, определяемая как разность между измеренным $x_{изм}$ и истинным $x_{ист}$ значениями измеряемой величины

$$\Delta x = x_{изм} - x_{ист}, \quad (18)$$

где Δx - погрешность измерения.

Строго говоря, применение формулы (18) для вычисления погрешности измерения невозможно. Поскольку истинное значение измеряемой величины неизвестно. Поэтому это выражение погрешности используется только в теоретических исследованиях, а на практике $x_{ист}$ заменяется на его оценку – действительное значение величины x_{δ} , и погрешность рассчитывается по формуле

$$\Delta x = x_{изм} - x_{\delta}. \quad (19)$$

Поскольку действительное значение измеряемой величины только с той или иной степенью приближения заменяет истинное, то погрешность измерения, найденная относительно действительного значения, будет отличаться от погрешности измерения, которая могла бы быть найдена относительно истинного значения и является приближенной оценкой «истинной» погрешности измерения.

Погрешность, выраженная в соответствии с формулами (18) и (19) имеет размерность измеряемой величины и называется **абсолютной погрешностью**, т.е. это разность между значением величины, полученным при измерении и ее истинным значением. **Относительная погрешность измерения** – это отношение абсолютной погрешности к истинному значению измеряемой величины.

Как уже говорилось, погрешность измерения возникает в результате наложения элементарных погрешностей, вызываемых разными причинами. В зависимости от причины возникновения различают следующие виды погрешностей. **Инструментальная погрешность** – составляющая погрешности измерения, зависящая от погрешностей применяемых средств (качества их изготовления). **Погрешность метода измерения** – составляющая погрешности измерения, вызванная несовершенством метода измерения. **Погрешность настройки** – составляющая погрешности измерения, возникающая из-за несовершенства осуществления процесса настройки. **Погрешность отсчитывания** – составляющая погрешности измерения, вызванная недостаточно точным отсчитыванием показаний средств измерений (например, погрешность параллакса). **Погрешность поверки** – погрешность измерений при поверке средств измерений.

Рассмотренные выше причины вызывают появление систематических и случайных погрешностей, из которых складывается суммарная погрешность измерения. Эти причины могут приводить к грубым погрешностям измерений.

Систематическая погрешность является составляющей погрешности измерения, которая остается постоянной или закономерно изменяется при повторных измерениях одной и той же величины. К систематическим относятся, например, погрешности от неисправности прибора или от несоответствия действительного значения меры ее номинальному значению. Систематические погрешности могут быть изучены опытным путем и исключены из результатов измерений. В целях исключения систематической погрешности вводится поправка – значение величины, одноименной с измеряемой, прибавляемое к полученному при измерении значению величины с целью исключения систематической погрешности.

Случайная погрешность – составляющая погрешности измерения, изменяющаяся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины, вследствие большого числа неподдающихся учету причин. Например, погрешности от вариации показаний измерительного прибора, погрешности округления или отсчитывания показаний прибора. Случайные погрешности нельзя исключить из результатов измерений, но их влияние можно уменьшить путем многократных повторных наблюдений одной величины и обработкой опытных данных.

Грубая погрешность – погрешность измерения, существенно превышающая ожидаемую при данных условиях погрешность. Результаты измерений, содержащие грубые погрешности, исключаются как недостоверные.

Графическая интерпретация составляющих погрешности результата измерения приведена на рисунке 93.

Для оценки возможной погрешности измерений необходимо знать закономерности появления случайных погрешностей. При большом числе наблюдений их значения, как правило, распределяются по закону Гаусса.

Распределение значений случайных погрешностей Δ_i зависит от точности наблюдений и может быть определено по их среднему квадратическому отклонению, которое вычисляется по формуле

$$\sigma(\Delta) = \sqrt{(m_1\Delta_1^2 + m_2\Delta_2^2 + \dots + m_i\Delta_i^2 + \dots + m_n\Delta_n^2) / n},$$

где m_i - число наблюдений, содержащих погрешность Δ_i , n – общее число наблюдений.

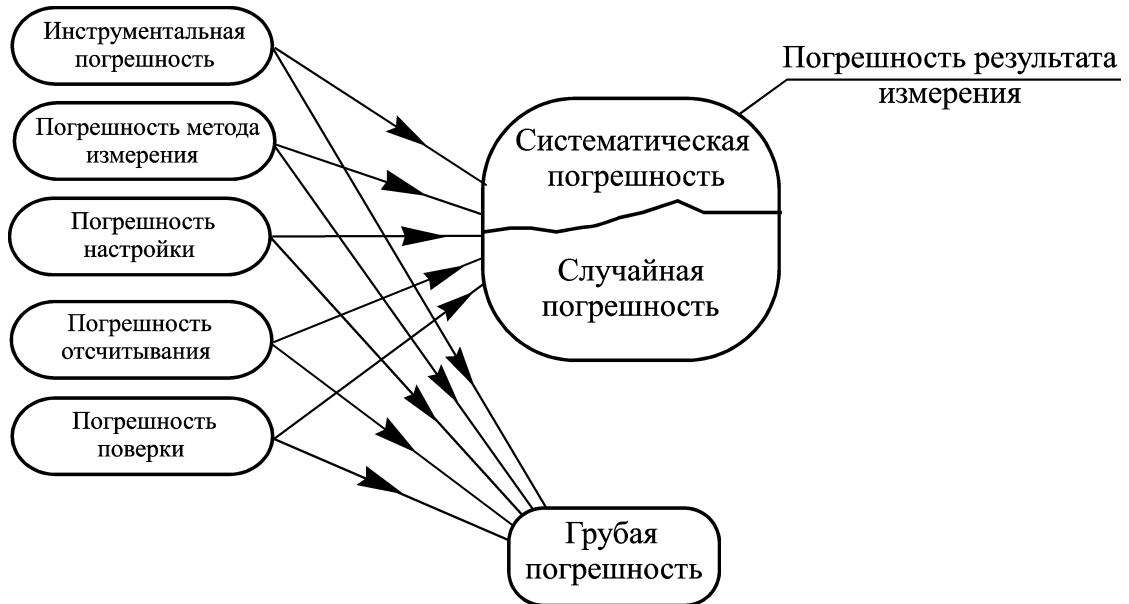


Рисунок 93 – Составляющие погрешности измерения

Вероятность появления погрешности Δ_i равна отношению m_i/n . Вероятность появления погрешностей в каком-либо интервале значений определяется по плотности распределения вероятности случайных погрешностей $f(\Delta)$, которую вычисляют по формуле

$$f(\Delta) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\left(\frac{\Delta}{\sigma\sqrt{2}}\right)^2}.$$

Для графического определения вычерчивается кривая $f(\Delta) \sim \Delta$ при заданном значении $\sigma(\Delta)$ (рисунок 94). Вероятность погрешностей в выбранном интервале значений, например Δ_1 и Δ_2 , равна отношению площади под кривой в этом интервале (показано штриховкой) ко всей площади под кривой. Кривая распределения стремится к нулю при увеличении абсолютных значений погрешностей.

Вероятность появления погрешностей $|\Delta| > 3\sigma$ равна $\approx 0,3\%$, т.е. прак-

тически исключена. Погрешность $\Delta_{np} = \pm 3\sigma$ называется *предельной погрешностью измерений*. Погрешности измерений $\Delta > \Delta_{np}$ относятся к грубым погрешностям.

Случайную погрешность можно уменьшить путем многократных наблюдений. Если какую-либо величину измерять много раз, то вероятным значением этой величины, или ее *математическим ожиданием*, будет среднее арифметическое значение \bar{X} , подсчитанное по результатам x_i этих наблюдений и принимаемое за *результат измерения*:

$$\bar{X} = (x_1 + x_2 + \dots + x_i + \dots + x_n) / n.$$

Погрешность результата измерения и среднее квадратическое отклонение результата измерения вычисляют по формулам

$$\Delta\bar{X} = \frac{\Delta_{np}}{\sqrt{n}} = \pm \frac{3\sigma(\Delta\bar{X})}{\sqrt{n}};$$

$$\sigma(\Delta\bar{X}) = \sqrt{\frac{[(x_1 - \bar{X})^2 + (x_2 - \bar{X})^2 + \dots + (x_n - \bar{X})^2]}{(n-1)}}.$$

Погрешность результата измерения (среднего арифметического значения) уменьшается при увеличении числа наблюдений. Если при обработке результатов наблюдений выявлены грубые погрешности $x_i - \bar{X} > 3\sigma(\Delta\bar{X})$, то их исключают и выполняют повторные расчеты.

При измерениях случайные и систематические погрешности проявляются одновременно. Если систематические погрешности отсутствуют или учтены поправками, то суммарная предельная погрешность измерения

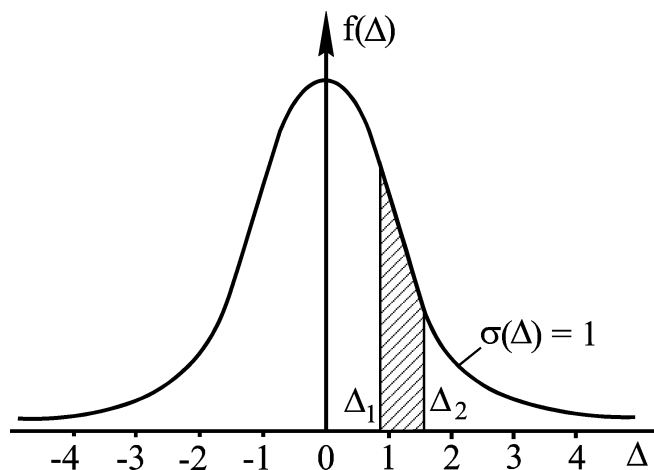


Рисунок 94 – Кривая распределения случайных погрешностей

$$\Delta_{np} = \pm \sqrt{\Delta_{np_1}^2 + \Delta_{np_2}^2 + \dots + \Delta_{np_i}^2 + \dots + \Delta_{np_n}^2},$$

где Δ_{np_i} - предельные погрешности измерительных приборов, установочных мер, температурных деформаций, деформаций от измерительного усилия, базирования приборов и других факторов, из которых складывается суммарная погрешность данного измерения.

2.7.2. Выбор средств измерений

Выбор средства измерения определяется измеряемой величиной, принятым методом измерения и требуемой точностью результата измерения.

Одну и ту же метрологическую задачу можно решить с помощью различных измерительных средств, которые имеют не только разную стоимость, но и различные точность и другие метрологические показатели, а следовательно, дают неодинаковые результаты измерения. Измерения с применением средств измерений недостаточной точности малоценны, даже вредны, так как могут быть причиной неправильных выводов. Применение излишне точных средств измерений экономически не выгодно. При выборе средств и метода измерений также учитывают диапазон измерений измеряемой величины, условия измерений, эксплуатационные качества средств измерений, их стоимость.

Стремятся выполнить условие

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta_{мет}^2 + \Delta_{си}^2 + \Delta_o^2 + \Delta_{усл}^2} \leq \delta,$$

где Δ_{Σ} - суммарная погрешность измерения, $\Delta_{мет}$ - предельная погрешность метода измерения, $\Delta_{си}$ - предельная погрешность средства измерения, Δ_o - погрешность оператора, $\Delta_{усл}$ - дополнительная погрешность условий измерения, δ - допускаемая погрешность измерения.

Величина предельной погрешности средства измерения $\Delta_{си}$ будет определяться выбранным средством измерения, а допускаемая погрешность

измерений δ зависит от допуска измеряемого параметра. Допускаемые погрешности измерения приняты следующими:

- для грубых допусков $\delta = 0,2T$;
- для остальных допусков $\delta = 0,35T$,

где T - допуск контролируемого параметра, задаваемый конструктором.

Допускаемая погрешность измерения включает случайные и неучтенные систематические погрешности измерения. Предельная погрешность средства измерения должна быть меньше допускаемой погрешности измерений, т.е. $\Delta_{cu} < \delta$, однако экономически нецелесообразно выбирать Δ_{cu} менее 0,1 табличного допуска IT . Следовательно, точность средства измерения должна быть на порядок выше точности контролируемого параметра.

ЛЕКЦИЯ 21

2.7.3. Методы обработки и анализа результатов измерений и оценки их погрешности

Прямые измерения с многократными наблюдениями

Обработка результатов наблюдений производится в следующей последовательности:

1. Исключить известные систематические погрешности из результатов наблюдений (введением поправки).
2. Вычислить среднее арифметическое исправленных результатов наблюдений, принимаемое за результат измерения:

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i .$$

3. Вычислить оценку среднего квадратического отклонения (СКО) результатов наблюдений

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}{n-1}}.$$

Вычислив оценку СКО результата наблюдений, целесообразно проверить наличие в группе наблюдений грубых погрешностей, помня, что при нормальном законе распределения ни одна случайная погрешность $x_i - \bar{X}$, с вероятностью практически равной единице, не может выйти за пределы $\pm 3\sigma$. Наблюдения, содержащие грубые погрешности, исключают из группы и заново повторяют вычисления \bar{X} и σ .

4. Вычислить оценку СКО результата измерения $S_{\bar{X}}$ по формуле

$$S_{\bar{X}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}{n(n-1)}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}.$$

5. Проверить гипотезу о том, что результаты наблюдений принадлежат нормальному распределению.

Приближенно о характере распределения можно судить, построив гистограмму. Строгие методы проверки гипотез осуществляются с использованием специальных критериев (χ^2 - Пирсона, ω^2 - Мизеса-Смирнова и др.).

При числе наблюдений $n < 15$ принадлежность их к нормальному распределению не проверяют, а доверительные границы случайной погрешности результата определяют лишь в том случае, если достоверно известно, что результаты наблюдений принадлежат нормальному закону.

6. Вычислить доверительные границы ε случайной погрешности результата измерения при заданной вероятности P :

$$\varepsilon = t_q S_{\bar{X}},$$

где t_q - коэффициент Стьюдента.

7. Вычислить границы суммарной неисключенной систематической погрешности (НСП) результата измерений.

Неисключенная систематическая погрешность результата образуется из неисключенных систематических погрешностей метода, средств измерений, погрешностей поправок и др.

При суммировании эти составляющие рассматриваются как случайные величины. При отсутствии данных о виде распределения неисключенных составляющих систематических погрешностей их распределения принимают за равномерные. При равномерном распределении неисключенных систематических погрешностей границы неисключенной систематической погрешности результата измерения θ вычисляют по формуле

$$\theta = k \sqrt{\sum_{i=1}^m \theta_i^2}, \quad (20)$$

где θ_i - граница i -й неисключенной составляющей систематической погрешности; k - коэффициент, определяемый принятой доверительной вероятностью (при $P = 0,95$ $k = 1,1$); m - количество неисключенных составляющих.

Доверительную вероятность для вычисления границ НСП принимают той же, что при вычислении границ случайной погрешности результата измерения.

8. Вычислить доверительные границы погрешности результата измерения.

Анализ соотношения между неисключенной систематической погрешностью и случайной погрешностью показывает, что если $\frac{\theta}{S_{\bar{x}}} < 0,8$, то неисключенной систематической погрешностью можно пренебречь и принять границы погрешности результата Δ равным $\pm \varepsilon$. Если $\frac{\theta}{S_{\bar{x}}} > 8$, то случайной погрешностью можно пренебречь и принять границы погрешности результата равным $\pm \theta$.

Если оба неравенства не выполняются, вычисляют СКО результата как

сумму неисключенной систематической погрешности и случайной составляющей:

$$S_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \frac{\theta_i^2}{3}} + S_{\bar{X}} . \quad (21)$$

Границы погрешности результата измерения в этом случае вычисляют по формуле

$$\Delta = \pm K S_{\Sigma} .$$

Коэффициент K вычисляют по эмпирической формуле

$$K = \frac{\varepsilon + \theta}{S_{\bar{X}} + \sqrt{\sum_{i=1}^m \frac{\theta_i^2}{3}}} .$$

Стандартом регламентирована и форма записи результатов измерений. При симметричном доверительном интервале погрешности результат измерения представляют в форме $\bar{X} \pm \Delta$, где \bar{X} - результат измерения.

При отсутствии данных о видах функции распределения составляющих погрешности результата или при необходимости дальнейшей обработки результатов, результат измерения представляют в форме \bar{X} , $S_{\bar{X}}$, n , θ .

Прямые однократные измерения с точным оцениванием погрешности

При однократных измерениях для получения результата измерения используют одно-единственное значение отсчета показаний прибора. Будучи по сути дела случайным, однократный отсчет x включает в себя инструментальную, методическую и личную составляющие погрешности измерения, в каждой из которых могут быть выделены систематические и случайные составляющие.

При измерении с точным оцениванием погрешности проблема заключается в выявлении и оценке систематических и случайных составляющих

погрешностей с последующим их отдельным суммированием.

Особенностью однократного измерения является то, что законы распределения случайных составляющих неизвестны и представление о них приходится формировать на основе ограниченной априорной информации, а иногда и волевым порядком.

Сравнительно легко, путем поверки или по паспортным данным может быть получена оценка систематической погрешности прибора, а анализом метода измерения – оценка систематической погрешности методического происхождения. При наличии в документации на прибор сведений о дополнительных систематических погрешностях, обусловленных влияющими величинами, эти погрешности также оцениваются и учитываются.

После исключения из отчета всех известных систематических погрешностей можно полагать, что погрешность исправленного результата $x_{испр}$ состоит из неисключенных остатков систематических погрешностей и случайных составляющих погрешностей. Неисключенные систематические погрешности переводят в категорию случайных и оценивают каждую составляющую своими границами. При этом рекомендуется распределение вероятностей принимать равномерным, если погрешности заданы границами и нормальным, если заданы средним квадратическим отклонением.

В качестве границ составляющих неисключенной систематической погрешности принимают, например, пределы допустимых основных и дополнительных погрешностей средств измерений применявшихся при поверке в качестве образцовых, погрешности расчетных поправок и др.

Если неисключенные систематические погрешности оценены своими границами θ_i , доверительные границы суммарной неисключенной систематической погрешности определяют по формуле (20).

Составляющие случайных погрешностей могут быть заданы средними квадратическими отклонениями σ_i , найденными предварительно опытным путем по результатам многократных наблюдений, либо доверительными гра-

ницами Δx_i . В первом случае доверительные границы ε результирующей случайной погрешности результата определяются по формуле

$$\varepsilon = t \sqrt{\sum_{i=1}^m \sigma_i^2},$$

где σ_i - оценка СКО i -ой составляющей, t - коэффициент, зависящий от доверительной вероятности и числа наблюдений. В качестве t можно использовать коэффициент Стьюдента, соответствующий оценке той составляющей, которая вычислена по меньшему числу наблюдений.

Если же случайные составляющие погрешности заданы доверительными границами Δx_i , отвечающими одной и той же вероятности, то доверительные границы случайной погрешности результата вычисляются по формуле

$$\varepsilon = \sqrt{\sum_{i=1}^m \Delta x_i^2}.$$

Получив по отдельности оценки неисключенной систематической и случайной погрешностей результата однократного измерения, целесообразно сопоставить их между собой. В случае, когда оказывается необходимым учитывать обе составляющие, суммирование их выполняется по формуле (21).

Как и при измерениях с многократными наблюдениями однократный отсчет может содержать грубую погрешность. Во избежание грубой погрешности однократное измерение рекомендуется повторить 2-3 раза, приняв за результат среднее арифметическое. Статистической обработке эти отсчеты не подвергаются. Результат однократного измерения записывается в форме $x_{испр} \pm \Delta$.

Косвенные измерения

При косвенных измерениях искомое значение величины находят расчетом на основе измерения других величин, связанных с измеряемой величи-

ной известной зависимостью

$$A = f(a_1, \dots, a_m) \quad (22)$$

Результатом косвенного измерения является величина A , которую находят подстановкой в формулу (22) значений аргументов a_i .

Поскольку каждый из аргументов a_i , измеряется с некоторой погрешностью, то задача оценивания погрешности результата сводится к суммированию погрешностей измерения аргументов. Однако особенность косвенных измерений состоит в том, что вклад отдельных погрешностей измерения аргументов в погрешность результата зависит от вида функции (22).

Для оценки погрешностей существенно разделить косвенных измерений на линейные и нелинейные косвенные измерения. При *линейных косвенных измерениях* уравнение измерений имеет вид

$$A = \sum_{i=1}^m b_i a_i, \quad (23)$$

где b_i – постоянные коэффициенты при аргументах a_i .

Любые другие функциональные зависимости (22) относятся к нелинейным косвенным измерениям.

Результат линейного косвенного измерения вычисляют по формуле (23), подставляя в нее измеренные значения аргументов.

Погрешности измерения аргументов могут быть заданы своими границами Δa_i , либо доверительными границами $\Delta a(P)_i$ с доверительными вероятностями P_i .

При малом числе аргументов (меньше пяти) простая оценка погрешности результата ΔA получается суммированием предельных погрешностей (без учета знака), т.е. подстановкой границ $\Delta a_1, \Delta a_2, \dots, \Delta a_m$ в выражение

$$\Delta A = \Delta a_1 + \Delta a_2 + \dots + \Delta a_m. \quad (24)$$

Однако эта оценка является излишне завышенной, поскольку такое суммирование фактически означает, что погрешности измерения всех аргу-

ментов одновременно имеют максимальное значение и совпадают по знаку. Вероятность такого совпадения практически равна нулю. Для нахождения более реалистичной оценки переходят к статистическому суммированию погрешностей аргументов. Полагая, что в заданных границах погрешности аргументов распределены равномерно, доверительные границы $\Delta A(P)$ погрешности результата измерения рассчитывают по формуле

$$\Delta A(P) = k \sqrt{\sum_{i=1}^m b_i^2 \Delta a_i^2},$$

где коэффициент $k = 1,1$ при $P = 0,95$.

Если погрешности измерения аргументов заданы доверительными границами с одинаковыми доверительными вероятностями, то полагая распределение этих погрешностей нормальным, доверительные границы результата находят по формуле

$$\Delta A(P) = \sqrt{\sum_{i=1}^m b_i^2 [\Delta a_i(P)]^2} \quad (25)$$

При различных доверительных вероятностях погрешностей аргументов их необходимо привести к одному и тому же значению P .

Нелинейные косвенные измерения характеризуются тем, что результаты измерений аргументов подвергаются функциональным преобразованиям. Но, как показано в теории вероятностей, любые, даже простейшие функциональные преобразования случайных величин, приводят к изменению законов их распределения.

При сложной функции (22) и в особенности, если это функция нескольких аргументов, отыскание закона распределения погрешности результата связано со значительными математическими трудностями. Поэтому при нелинейных косвенных измерениях приходится отказываться от использования интервальных оценок погрешности результата, ограничиваясь приближенной верхней оценкой ее границ. В основе приближенного оценивания погрешности нелинейных косвенных измерений лежит линеаризация функции

(22) и дальнейшая обработка результатов, как при линейных измерениях.

Запишем выражение для полного дифференциала функции A :

$$dA = \frac{\partial A}{\partial a_1} da_1 + \frac{\partial A}{\partial a_2} da_2 + \dots + \frac{\partial A}{\partial a_m} da_m. \quad (26)$$

По определению полный дифференциал функции – это приращение функции, вызванное малыми приращениями ее аргументов.

Учитывая, что погрешности измерения аргументов всегда являются малыми величинами по сравнению с номинальными значениями аргументов, можно заменить в (26) дифференциалы аргументов da_i на погрешности измерений Δa_i , а дифференциал функции dA на погрешность результата измерения ΔA :

$$\Delta A = \frac{\partial A}{\partial a_1} \Delta a_1 + \frac{\partial A}{\partial a_2} \Delta a_2 + \dots + \frac{\partial A}{\partial a_m} \Delta a_m. \quad (27)$$

Полагая, как и прежде, что распределения погрешностей аргументов подчиняются равномерному закону, при числе слагаемых $m < 5$ границы погрешности результата можно определить по формуле (24). В том случае, когда погрешности аргументов заданы их доверительными границами, оценку погрешности результата измерения вычисляют по (25). В обоих случаях роль коэффициентов b_1, b_2, \dots, b_n , выполняют частные производные $\frac{\partial A}{\partial a_i}$.

Применив формулу (27), получим несколько простых правил оценивания погрешности результата косвенного измерения.

Правило 1. Погрешности в суммах и разностях. Если a_1 и a_2 измерены с погрешностями Δa_1 и Δa_2 и измеренные значения используются для вычисления суммы или разности $A = a_1 \pm a_2$, то суммируются абсолютные погрешности (без учета знака):

$$\Delta A = \Delta a_1 + \Delta a_2.$$

Правило 2. Погрешности в произведениях и частных. Если из-

меренные значения a_1 и a_2 используются для вычисления $A = a_1 \cdot a_2$ или $A = a_1/a_2$, то суммируются относительные погрешности $\delta A = \delta a_1 + \delta a_2$, где $\delta a = \Delta a/a$.

Правило 3. Измеренная величина умножается на точное число. Если a используется для вычисления произведения $A = B \cdot a$, в котором B не имеет погрешности, то $\delta A = |B|\delta a$.

Правило 4. Возведение в степень. Если a используется для вычисления степени $A = a^n$, то $\delta A = n\delta a$.

Правило 5. Погрешность в произвольной функции одной переменной. Если a используется для вычисления функции $A(a)$, то

$$\delta A = \frac{dA}{da} \delta a.$$

Вывод этих правил не приводится и может быть легко сделан самостоятельно. Использование правил позволяет получить не слишком завышенную оценку предельной погрешности результата нелинейного косвенного измерения при не слишком большом числе аргументов ($m < 5$).