

Н. С. КОЗЛОВСКИЙ, А. Н. ВИНОГРАДОВ

**ОСНОВЫ
СТАНДАРТИЗАЦИИ,
ДОПУСКИ, ПОСАДКИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ
ИЗМЕРЕНИЯ**

Второе издание,
переработанное и дополненное

*«Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебника
для машиностроительных техникумов»*



Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1982

ББК 34.41
К59
УДК [621.753 (075.3)]:001.32

Рецензент В. М. Ключников

Козловский Н. С., Виноградов А. Н.
К59 Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения: Учебник для учащихся техникумов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 с., ил.

В пер. 75 к.

Изложены основы стандартизации, взаимозаменяемости и технических измерений, рассмотрены системы допусков и посадки типовых соединений. Большое внимание уделено допускам на размеры гладких элементов деталей в их посадках, образующимся при соединении этих деталей. Основные положения системы допусков и посадок типовых соединений пояснены расчетными примерами.

Во второй редакции (1-е изд. 1979 г.) учтены изменения в стандартах, а также замечания и пожелания преподавателей техникумов.

К $\frac{276924}{028 (01)-52}$ 117-82

ББК 34.41
6П5.1

© Издательство «Машиностроение», 1982 г.

ВВЕДЕНИЕ

Согласно «Основным направлениям экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» для дальнейшего роста материально-технической базы коммунизма в процессе развития промышленности нашей страны должны решаться важные задачи. В частности, необходимо значительно увеличить масштабы создания, освоения и внедрения в производство новой высокоэффективной техники; расширить и систематически обновлять номенклатуру и ассортимент конструкционных материалов; увеличить выпуск материалов, способных заменять черные и цветные металлы; широко использовать прогрессивную (малосточную, безотходную и энергосберегающую) технологию; повысить уровень специализации, кооперирования и концентрации производства; значительно расширить масштабы реконструкции действующих предприятий.

Решениями XXVI съезда КПСС предусмотрено опережающее развитие машиностроения и металлообработки. Требуется в короткие сроки обеспечить серийное производство новых, высокоэффективных, высококачественных машин и другого оборудования для различных отраслей промышленности. Существенно увеличить производство машин и оборудования с программным управлением. Необходимо повысить эффективность машиностроительного производства путем совершенствования его технологии, глубокой унификации деталей, узлов и технологических процессов, увеличения выпуска высокопроизводительных специальных и агрегатных станков, внедрения систем контроля качества и технического уровня машиностроительной продукции.

Роль стандартизации в повышении эффективности производства. Качеством продукции называется совокупность свойств продукции, обуславливающая ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением. Таким образом, качество

любого вида продукции определяется ее свойствами, химическим составом, размерами и другими параметрами, установленными с учетом надежности и стоимости. Оценить и гарантировать качество изделий можно только в том случае, если их качественные характеристики четко определены и должным образом узаконены. Документами, в которых установлены необходимые качественные характеристики и показатели различной продукции, являются стандарты.

В плановом социалистическом государстве важнейшей особенностью стандартизации является ее активная роль в управлении народным хозяйством. В нашей стране это обеспечивается следующими мерами: все работы по стандартизации проводятся в плановом порядке; стандарты разрабатываются в интересах развития народного хозяйства с учетом и на основе новейших достижений и перспектив развития науки и техники; стандарты являются общегосударственными обязательными документами и за их соблюдением ведется регулярный надзор. Благодаря этому стандартизация в СССР является важнейшим средством повышения эффективности производства, управления качеством продукции и снижения себестоимости.

В условиях научно-технической революции и развивающихся международных технико-экономических связей роль стандартизации все больше возрастает. Она становится важнейшим средством дальнейшего повышения технического уровня всей продукции, содействует сокращению сроков проектирования и внедрения новой техники, способствует расширению унификации и агрегатирования.

Особенности развития народного хозяйства страны потребовали создания соответствующих форм и методов стандартизации. К таким формам относятся комплексная и опережающая стандартизация, а также стандартизация межотраслевых систем. Методами, повышающими эффективность стандартизации, являются унификация, типизация и агрегатирование.

10 ноября 1970 г. ЦК КПСС и СМ СССР приняли постановление «О повышении роли стандартов в улучшении качества выпускаемой продукции». Успех выполнения задач, стоящих перед промышленностью СССР, зависит от строгого соблюдения всеми работниками народного хозяйства страны стандартов, понимания их роли, а также основных положений, направления развития и методов

стандартизации. Поэтому изучение основ стандартизации введено во всех технических и экономических средних и высших специальных учебных заведениях.

В «Основных направлениях социального и экономического развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» указано на необходимость значительно повысить качество всей продукции; привести ассортимент всех видов изделий в соответствие с современными требованиями народного хозяйства и развития научно-технического прогресса; постоянно увеличивать объем продукции высшего качества; активно внедрять комплексные системы управления качеством; совершенствовать стандарты и технические условия на готовую продукцию, комплектующие изделия, материалы, сырье и т. д.

Таким образом, задачи, поставленные XXVI съездом КПСС перед промышленностью и, в частности, перед машиностроением, определяют характер деятельности и развития стандартизации на предстоящее десятилетие.

Значение взаимозаменяемости при современной организации производства. Научно-технический прогресс требует непрерывного увеличения выпуска однотипных изделий высокого качества (автомобилей, тракторов, часов и пр.), имеющих минимальную стоимость и одинаковые технические характеристики. Например, точность хода у всех часов той или иной марки должна находиться в заданных пределах; однотипные автомобили должны иметь заданные одинаковые скорости, грузоподъемность и т. д. Выполнить эти требования можно только при соответствующей организации производства. К таким организационным мерам относятся специализация и кооперирование отдельных предприятий, а также развитие массового и серийного типов производства.

Специализация заключается в сокращении номенклатуры и увеличении серийности изделий, выпускаемых какой-либо отраслью промышленности, определенным предприятием, цехом или участком. Существуют следующие виды специализации: предметная — отдельные предприятия специализируются на выпуске тех или иных изделий (турбины, часов); технологическая — предприятия выпускают определенные полуфабрикаты, например литье для станков; детальная — выпуск отдельных типов деталей или узлов (крепёжных деталей, подшипников качения и т. д.). Специализация благоприятствует механизации и автоматизации технологических процессов, развитию

поточного производства, снижению стоимости и повышению качества продукции.

Кооперирование выражается в том, что специализированные предприятия поставляют свои изделия соответствующего качества, в согласованном количестве и в установленные сроки заводам, выпускающим конечную продукцию. Например, автомобилестроительные заводы получают по договорам листовую сталь, изделия из стекла и резины, двигатели внутреннего сгорания, приборы, подшипники и другие изделия от специализированных предприятий.

Массовое производство создает условия, при которых конечные изделия собирают без подгонки совместно работающих деталей и узлов и выпускают сразу с заданными свойствами. Для организации массового производства необходимы большие первоначальные затраты на изготовление специальных станков, приспособлений, инструмента. Однако массовое производство дает большой экономический эффект и облегчает частичную и полную автоматизацию технологических процессов.

При серийном производстве изделия определенного типа (турбины, координатно-расточные станки и пр.) выпускают партиями, но изделия одного и того же типа в разных партиях различаются размерами или конструктивным исполнением некоторых узлов. В связи с этим в серийном производстве необходимы периодическое изменение технологических процессов и переналадка оборудования.

Одним из основных условий осуществления массового и серийного производства является взаимозаменяемость одинаковых деталей, узлов и комплектующих изделий.

Взаимозаменяемость выражается в том, что при сборке нет необходимости в подгонке соединяемых деталей и комплектующих изделий, а конечная продукция имеет заданные технические характеристики. Например, станки обеспечивают установленную точность обработки, автомобили имеют заданную скорость и т. д.

В машино- и приборостроении широко используют стандартные нормативно-технические документы, стандартные детали, а также комплектующие изделия, изготовленные на специализированных предприятиях, поэтому взаимозаменяемость базируется на стандартизации и способствует ее развитию, а также развитию специализации и кооперированию в промышленности.

6

Влияние точности деталей на взаимозаменяемость. Одним из основных условий осуществления взаимозаменяемости является точность деталей, узлов и комплектующих изделий по геометрическим параметрам, к которым относятся: точность размеров или нормированные допуски; характер соединения деталей при сборке (подка); точность формы и расположения поверхностей; шероховатость и волнистость поверхностей.

Точность размеров, формы и расположения поверхностей, а также шероховатость поверхностей в настоящее время оцениваются долями микрометров. Поэтому способы определения действительных значений перечисленных геометрических параметров или методы технических измерений весьма трудоемки и требуют соответствующих измерительных средств.

Краткие сведения по истории стандартизации и взаимозаменяемости. Принципы стандартизации и взаимозаменяемости использовались с давних времен. Так, в Древнем Риме водопроводы сооружали из труб строго определенных диаметров, в Древнем Египте для строительства пирамид использовали унифицированные блоки высокой точности. В начале XVIII в. по указанию Петра I была построена серия судов с якорями, вооружением и снаряжением одинаковых размеров. В металлообрабатывающей промышленности впервые в мире взаимозаменяемое производство было осуществлено во второй половине XVIII в. при массовом изготовлении ружей на Тульском, а затем на Ижевском заводах.

Интенсивное развитие стандартизации, взаимозаменяемости и метрологии в нашей стране началось после Великой Октябрьской социалистической революции. Уже в 1918 г. был опубликован декрет Совнаркома РСФСР «О введении Международной метрической десятичной системы мер и весов», положивший основу развития работ по стандартизации в области измерительной техники и приборостроения. Большое внимание стандартизации в те годы уделяли В. И. Ленин, Ф. Э. Дзержинский, В. В. Куйбышев и другие видные руководители государства. В 1924 г. приказом Председателя ВСНХ СССР Ф. Э. Дзержинского был создан первый постоянный центр в промышленности «Бюро промышленной стандартизации Главного экономического управления ВСНХ СССР», а в 1925 г. — Комитет стандартизации при Совете Труда и Обороны. Первым Председателем Комитета стандартиза-

7

ции был В. В. Куйбышев. В те же годы партия на повестку дня поставила вопросы повышения качества выпускаемых изделий на базе стандартизации. В стране были разработаны единые государственные (общесоюзные) стандарты (ОСТ). В металлообрабатывающей промышленности была внедрена государственная система допусков, предусматривавшая четыре класса точности со сравнительно полным для того времени набором посадок и асимметричным расположением полей допусков для основных валов и отверстий.

В 1931 г. были разработаны и утверждены стандарты на гладкие калибры, допуски резьб и т. д. Затем были созданы стандарты на допуски зубчатых колес и передач, шлицевых соединений, тугих резьб, шероховатость поверхности и др.; разработаны новые методы расчета точности и теоретические основы стандартизации и взаимозаменяемости. Разработки в области стандартизации были поставлены на научную основу. Постановление Совнаркома СССР от 5 июня 1933 г. «По докладу о положении дела стандартизации в Союзе ССР» указывает на необходимость сосредоточения разработки проектов стандартов в научно-исследовательских институтах, проектных организациях, а также непосредственно на предприятиях.

В 1940 г. введена категория государственных стандартов (ГОСТ), обязательных к применению во всех отраслях народного хозяйства Советского Союза. В 1954 г. был создан Комитет стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР, который в настоящее время именуется: Государственный Комитет СССР по стандартам.

В истекшем десятилетии проведены большие работы по обновлению стандартов, созданию и внедрению в практику стандартизации таких новых форм как стандартизация крупных межотраслевых систем, совершенствованию системы аттестации качества продукции и др. В «Основных направлениях социального и экономического развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» указано на необходимость совершенствования стандартов и технических условий.

В современных условиях расширения научных, технических и торговых связей различных стран возросла роль международной стандартизации. С 1947 г. ведущей организацией в этой области является Международная организация по стандартизации (ИСО). В рамках СЭВ действует Постоянная комиссия СЭВ по стандартизации (ПКС).

СУЩНОСТЬ СТАНДАРТИЗАЦИИ И ЕЕ ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

§ 1.1. Основные понятия

Теоретическими проблемами, практическими вопросами и перспективами развития стандартизации занимаются авторитетные международные и государственные организации. Внедрение единой системы стандартизации и измерительного дела в стране — функция Госстандарта СССР. В отраслях народного хозяйства стандартизацией руководят службы, подчиненные общесоюзным и республиканским министерствам (отделы министерств, головные и базовые организации, отделы, лаборатории и бюро стандартизации на предприятиях). В союзных республиках стандартизацией руководят советы министров или госпланы республик через республиканские отделы и базовые организации по стандартизации.

Деятельность ИСО направлена на развитие стандартизации в международном масштабе с целью облегчения и расширения научных, технических и экономических межгосударственных связей. Стандартизация в рамках СЭВ осуществляется в целях обеспечения взаимозаменяемости различных машин, механизмов, приборов, комплектующих изделий и другой продукции, производимой социалистическими странами для взаимных поставок. Это способствует развитию унификации однотипных изделий, экономии сырья и материалов, повышению массовости, концентрации и специализации производства в странах — членах СЭВ.

В СССР разработана государственная система стандартизации (ГСС), которая состоит из комплекса взаимосвязанных стандартов и упорядочивает проведение работ по стандартизации в масштабе всей страны. Стандартами ГСС установлены основные понятия, цели и задачи стандартизации; организация, а также методика проведения и планирования работ по стандартизации; порядок разработки, утверждения, обращения и внедрения стандартов и других нормативно-технических документов; порядок внесения изменений в стандарты; контроль за

внедрением и соблюдением стандартов; объекты стандартизации, категории и виды стандартов; правила построения, оформления и хранения стандартов.

Формулировки основных понятий и терминов по стандартизации, приведенные в ГСС, разработаны с учетом рекомендаций ИСО и СЭВ.

Стандартизация — установление и применение правил с целью упорядочения деятельности в определенной области на пользу и при участии всех заинтересованных сторон, в частности для достижения всеобщей оптимальной экономии при соблюдении условий эксплуатации и требований безопасности. Стандартизация основывается на объединенных достижениях науки, техники и передового опыта. Она определяет основу не только настоящего, но и будущего развития и должна осуществляться непрерывно.

Это определение показывает многогранность и научно-техническую значимость стандартизации. Из него следует, что стандартизация направлена на разработку таких обязательных правил, норм и требований, которые призваны обеспечить оптимальное качество продукции, повышение производительности труда, экономное расходование материалов, энергии, рабочего времени и гарантировать безопасность условий труда. Стандартизация является творческим процессом, который основан на последних достижениях науки, техники и практики и способствует дальнейшему прогрессу.

Стандартизация предусматривает установление единиц физических величин, терминов и обозначений, требований к продукции и производственным процессам (выбор и определение характеристик и качественных показателей продукции, методов контроля и измерения, технологических процессов и т. д.), а также требований, обеспечивающих безопасность людей и сохранность материальных ценностей.

Стандарт — нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным органом. Стандарт разрабатывается на основе достижений науки, техники, передового опыта и должен предусматривать решения, оптимальные для общества. Стандарт может быть разработан как на материальные предметы (например, на болты, гайки и т. п.), так и на нормы, правила, требования к объектам органи-

зационно-методического и общетехнического характера (например, на чертежный шрифт, форму спецификации на чертежах и пр.). В зависимости от сферы действия, содержания и уровня утверждения стандарты подразделяют на категории и виды.

Стандарт СЭВ — нормативно-технический документ СЭВ по стандартизации, фиксирующий результаты конкретной деятельности органов СЭВ по стандартизации, выполненный на основе современных достижений науки и техники и передового опыта. Стандарты СЭВ предназначены для применения в народном хозяйстве СССР.

Кроме стандартов, перечисленных в ГСС, в настоящее время издаются *международные стандарты* ИСО, значение которых как нормативно-технических документов международного применения расширяется. В СССР и других социалистических странах, рекомендации, содержащиеся в стандартах ИСО, учитываются при разработке национальных стандартов. Это способствует повышению качества и конкурентной способности советских товаров, ускоряет процесс внедрения новой техники.

Технические условия — нормативно-технический документ, устанавливающий комплекс требований к конкретным типам, маркам и артикулам продукции.

Параметр — численная характеристика основных размеров (шаг резьбы), режимов или состояний продукции (мощность двигателей), технологических процессов (обработка типовых деталей резанием) и физических явлений (температура образования льда).

Параметрический ряд — последовательный ряд числовых значений параметров, охватывающий заданный диапазон изменения данного параметра и построенный по определенной закономерности.

Размерный ряд — разновидность параметрического ряда, представляющая последовательный ряд числовых значений размеров, характеризующих форму однотипных объектов стандартизации. Например, наружные диаметры метрической резьбы изменяются в определенной последовательности (в мм): 1; 1,1; 1,2; 1,4 и т. д.

§ 1.2. Основные цели и задачи стандартизации

К основным задачам стандартизации относятся ускорение технического прогресса, повышение эффективности общественного производства и производительности труда, улучшение качества продукции и обеспечение его опти-

мального уровня, совершенствование организации управления народным хозяйством и установление рациональной номенклатуры выпускаемой продукции, развитие специализации в области проектирования и производства продукции, рациональное использование производственных фондов и экономия материальных и трудовых ресурсов, обеспечение охраны здоровья и безопасности труда, развитие международного экономического, технического и культурного сотрудничества, включая развитие экспорта товаров.

Для достижения этих целей необходимо, чтобы деятельность по стандартизации была направлена на решение следующих задач:

- установление требований к качеству готовой продукции на основе комплексной стандартизации качественных характеристик конечной продукции, сырья, материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий;
- разработку единой системы показателей качества продукции, методов и средств ее испытаний и контроля, а также необходимого уровня надежности изделий с учетом их назначения и условий эксплуатации;
- установление норм, требований и методов в области проектирования и производства продукции с целью обеспечения оптимального качества и устранения излишнего многообразия видов, марок и типоразмеров продукции;
- развитие унификации промышленной продукции, как важнейшего условия специализации производства, комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, повышения уровня взаимозаменяемости, эффективности эксплуатации и ремонта изделий;
- обеспечение единства и достоверности измерений в стране, совершенствование методов и средств измерений высшей точности;
- установление единых систем документации, а также единых терминов и обозначений в важнейших областях науки и техники;
- установление системы стандартов в области безопасности труда, охраны природы и улучшения использования природных ресурсов.

§ 1.3. Категории и виды стандартов

В настоящее время все многообразие нормативно-технической документации, действовавшей в промышленности СССР, в основном заменяется следующими кате-

гориями стандартов: государственными стандартами Союза ССР (ГОСТ); отраслевыми стандартами (ОСТ); республиканскими стандартами (РСТ); стандартами предприятий или объединений (СТП). Для стандартов каждой группы установлены область обязательного применения, объекты стандартизации и порядок утверждения.

ГОСТы являются обязательными документами для предприятий, организаций и учреждений Советского Союза, ОСТы и РСТ — для данной отрасли или республики, а также для всех потребителей продукции, выпускаемой по ОСТам и РСТ. СТП действуют только в пределах данного предприятия или объединения.

Стандарты разрабатывают на объекты многократного применения в науке и различных сферах народного хозяйства. Объектами стандартизации являются: конкретная продукция, ее основные эксплуатационные свойства, технические характеристики и показатели качества; сырье, материалы, полуфабрикаты, отдельные узлы и комплектующие изделия, их номенклатура, свойства, методы испытаний; научные и технические нормы, правила, требования, методы (предпочтительные числа, допуски, посадки, терминны, обозначения); единицы физических величин; различные системы конструкторской, технологической, эксплуатационной документации; типовые технологические процессы, технологическая оснастка (стандарты на универсально-сборные приспособления и т. д.), технологические нормы, режущий и измерительный инструмент; товары народного потребления, бытовые машины и приборы.

ГОСТы разрабатывают на продукцию массового и крупносерийного производства, прошедшую государственную аттестацию, а также на нормы, правила, обозначения, проектную, конструкторскую, технологическую и прочую нормативно-техническую документацию межотраслевого и межреспубликанского значения.

ОСТы разрабатывают на нормы, правила, термины, обозначения, технологические процессы, оснастку и инструменты, сырье, материалы, топливо, узлы, механизмы и конечную продукцию мелкосерийного, ограниченного или отраслевого применения. Если необходимо установить нормы, правила, требования, специфичные только для предприятий определенного министерства или ведомства, создают ведомственные технические условия.

РСТ устанавливают требования к продукции, выпу-

скаемой предприятиями союзной республики, имеющими союзное, республиканское или местное подчинение. Номенклатура такой продукции должна согласовываться с Госстандартом СССР и соответствующими союзными министерствами в ведомствах.

СТП разрабатывают на объекты стандартизации, применяемые только на данном предприятии.

Стандарты СЭВ издаются с целью облегчения научных, технических и экономических связей стран—членов СЭВ. Этим и определяются объекты стандартизации и область распространения стандартов СЭВ.

В зависимости от содержания и назначения стандарты всех категорий подразделяют на стандарты следующих видов: технических условий и требований; параметров, размеров, типов, конструкций, марок и сортаментов различной продукции; правил приемки и методов контроля; правил маркировки, утилизации, транспортирования и хранения; правил эксплуатации и ремонта; типовых технологических процессов. В одном стандарте могут содержаться данные, относящиеся к стандартам нескольких видов.

§ 1.4. Организация и методика проведения стандартизации

Наибольшая эффективность и комплексность проведения стандартизации в СССР достигается благодаря государственному планированию всех работ по стандартизации. Планы по стандартизации увязываются с соответствующими планами научно-исследовательских, опытно-конструкторских и экспериментальных работ. ГОСТ 1.0—68 предусматривает составление перспективных (долгосрочных — на 5, 10 и 15 лет) и годовых планов государственной, отраслевой и республиканской стандартизации, а также стандартизации на предприятиях. Все виды перспективных планов по стандартизации согласовываются с основными направлениями развития народного хозяйства страны на планируемый период и содержат задания на разработку новых и пересмотр существующих стандартов всех видов. Годовые планы разрабатывают в соответствии с перспективными. Работы, связанные с выполнением всех планов по стандартизации, включают в соответствующие разделы планов развития народного хозяйства СССР, союзных республик, министерств и ведомств.

Порядок разработки новых стандартов, установленный ГОСТ 1.0—68, включает шесть стадий: организацию раз-

работки стандарта и составление технического задания; разработку проекта стандарта или его первой редакции и рассылку на отзыв; обработку отзывов и разработку окончательной редакции проекта стандарта; подготовку, согласование и представление проекта стандарта на утверждение; рассмотрение проекта стандарта, его утверждение и регистрация; издание стандарта.

Рассмотрим некоторые особенности разработки стандартов. По каждому этапу намечают сроки выполнения. Составление технического задания начинают со сбора, изучения и анализа отечественных и зарубежных источников. При необходимости изучают передовой опыт изготовления, эксплуатации и применения аналогичной продукции. К проекту стандарта обязательно прикладывают пояснительную записку, содержащую обоснование целесообразности создания нового стандарта, отмены или изменений существующих стандартов; анализ и обоснование показателей, норм, надежности, технико-экономического эффекта; обоснование сроков внедрения и проведения мероприятий, связанных с внедрением нового стандарта, и другие сведения, зависящие от категории и вида стандарта.

Внедрение стандартов обычно требует значительной подготовки: издания необходимой технической документации и литературы; обеспечения новой продукции сырьем, материалами, полуфабрикатами; изготовления специальной технологической оснастки и оборудования; реорганизации существующих технологических линий, участков, цехов, а иногда создания специальных предприятий.

Новые стандарты внедряют по планам министерств и других ведомств. Порядок утверждения стандартов изложен в ГОСТ 1.2—68. На первой странице стандартов обязательно указывают сроки их действия.

Госстандарт СССР, министерства и ведомства осуществляют систематический и повседневный надзор за внедрением и соблюдением стандартов. При современном темпе развития научно-технического прогресса стандарты быстро «стареют», и их пересматривают не реже 1 раза в 5 лет по утвержденным планам.

§ 1.5. Стандартизация на предприятии

Работу по стандартизации, проводимую в пределах предприятия или организации, называют заводской стандартизацией. Она способствует повышению технического

Уровня данного предприятия (объединения) и вместе с тем является одним из важнейших звеньев государственной системы стандартизации, системы комплексного управления качеством продукции. Характер и направление заводской стандартизации зависит от особенностей и вида выпускаемой продукции, типа производства (массовое, серийное и т. д.) и прочих факторов. Объектами заводской стандартизации являются детали и узлы выпускаемой продукции, технологическая оснастка и инструменты, технологические процессы, вопросы организации и управления производством и качеством продукции и пр.

Кроме того, на предприятиях могут разрабатываться стандарты для ограничения или дополнения ГОСТов, ОСТов и РСТ типами, размерами, нормами и требованиями, которые находят преимущественное применение на данном предприятии. При этом характеристики, установленные в стандартах предприятия, должны полностью соответствовать характеристикам, принятым в исходных стандартах.

Вопросами стандартизации на предприятиях занимаются отделы или бюро стандартизации, подчиненные главному инженеру. В их функции входит организация разработки и пересмотра стандартов предприятия, проведение работ по унификации продукции и технологической оснастки, внедрение стандартов всех видов и категорий на предприятии, учет экономической эффективности стандартизации, обеспечение предприятия внутри- и внезаводской документацией в области стандартизации, участие в разработке мероприятий, способствующих повышению качества продукции.

Важнейшие функции отделов (бюро) стандартизации предприятий — участие в разработке государственных и отраслевых стандартов в соответствии с планами стандартизации, а также осуществление нормоконтроля технической документации, разрабатываемой предприятием.

Нормоконтроль (стандартизационный контроль) является обязательной и важнейшей формой проверки всех видов чертежей и технической документации. Он обеспечивает внедрение стандартов всех категорий в производство. При нормоконтроле устанавливается целесообразность разработки в новых конструкциях оригинальных и специальных деталей, узлов и механизмов; степень использования в проектируемых объектах стандартных и унифицированных деталей и узлов, а также ранее раз-

работанных удачных конструкций; соответствие размеров и других параметров ряду предпочтительных чисел; правильность выбора и обозначения допусков, посадок, шероховатости и отклонений формы и расположения поверхностей; комплектность и правильность оформления технической документации.

§ 1.6. Экономическая эффективность стандартизации

Все действующие в нашей стране стандарты можно разделить на две большие группы: направленные на повышение качества продукции и устанавливающие оптимальное разнообразие видов, марок и типоразмеров различной продукции.

Такое деление стандартов позволяет установить два основных источника экономического эффекта от стандартизации: 1) экономия, получаемая в результате повышения качества продукции и доходов от внешней торговли; 2) экономия от увеличения массовости и серийности продукции, концентрации производства и снижения эксплуатационных расходов в результате сокращения излишнего разнообразия однородной продукции.

Стандартизация обеспечивает экономию независимо от отрасли промышленности на всех стадиях жизненного цикла изделий (ЖЦ), т. е. в процессе проектирования, производства и эксплуатации.

Экономия в процессе проектирования (в том числе проведения опытно-конструкторских работ) обусловливается широким использованием в новых конструкциях стандартных, унифицированных и покупных изделий; сокращением объема работ по проектированию основных объектов производства, технологической оснастки и приспособлений; уменьшением объема работ по разработке и размножению рабочих чертежей и другой технической документации; сокращением времени на согласование и утверждение вновь выпускаемой технической документации.

В процессе производства себестоимость изготовления продукции снижается за счет уменьшения затрат на материалы, изготовление технологической оснастки, приспособлений и специального оборудования; уменьшения стоимости покупных изделий по сравнению со стоимостью таких же изделий собственного производства; снижения накладных расходов.

Кроме того, унификация и стандартизация снижают трудоемкость изготовления конечной продукции и способствуют высвобождению производственных площадей, оборудования и рабочей силы.

Экономия в процессе эксплуатации обуславливается повышением надежности изделий и снижением затрат на ремонт.

Способы достижения наивысшего экономического эффекта от стандартизации зависят от отрасли промышленности. Например, в машино- и приборостроении следует широко применять стандартизацию, унификацию и агрегатирование, развивать специализацию предприятий, широко использовать межотраслевые системы стандартов (ЕСКД, ЕСТП и пр.), повышать надежность изделий и т. д.

Подсчет экономической эффективности стандартизации проводят для обоснования планов стандартизации, выявления целесообразности разработки стандарта, выбора оптимального варианта стандартизации и в других целях.

Экономическую эффективность стандартизации в каждом конкретном случае необходимо рассматривать комплексно, с учетом всех экономических, технических и организационных сторон, а также масштабов внедрения стандарта и длительности его действия. Эффективность внедрения стандарта определяют путем сопоставления всех затрат на разработку и внедрение с суммой, которую можно получить от применения стандарта. Методы подсчета экономической эффективности стандартизации изложены в ГОСТ 20779—75, ГОСТ 20780—75 и ГОСТ 14.005—75.

§ 1.7. Основные сведения о качестве продукции

Под *качеством продукции* понимают совокупность ее свойств, обеспечивающих использование продукции в соответствии с ее назначением. Основными свойствами продукции зависят от ее вида и назначения. Например, качество металлов определяется химическим составом и механическими свойствами; качество деталей — их конструкцией, технологичностью, точностью, прочностью, жесткостью, износостойкостью и т. д.; качество машин, приборов, оборудования (ковачных изделий) — совершенством их конструкции и эксплуатационными показателями.

Совершенство конструкций определяется совершенством кинематической схемы механизма, принятыми методами расчета, технологичностью деталей и сборочных единиц, технической эстетичностью и т. д.

Эксплуатационные свойства готовых изделий подразделяют на общие и специфические. Важнейшим эксплуатационным свойством приборо- и машиностроительной продукции является надежность. Специфические свойства зависят от типа и назначения изделия.

Наиболее полно качество всех видов продукции характеризуется экономичностью. Уже сейчас в лабораториях получают металлы, содержащие ничтожное количество примесей, — так называемые чистые металлы. Такие металлы пока очень дороги и широко не применяются. Технически возможно создать станок, автомобиль, самолет, рассчитанные на весьма длительный срок службы. Но такие машины окажутся очень дорогими и мало эффективными в эксплуатации, так как непрерывный рост темпов научно-технического прогресса ускоряет моральное старение продукции, особенно машиностроительной. Поэтому с учетом интересов народного хозяйства экономичность продукции может быть достигнута только в том случае, если выпускаемая продукция удовлетворяет современные потребности народного хозяйства страны при минимально возможных затратах на проектирование, производство и эксплуатацию. Соблюдение этого условия обеспечивает *оптимальный уровень качества продукции*.

Уровень качества продукции — относительная характеристика качества продукции, основанная на сравнении показателей качества оцениваемой (проектируемой, изготовленной, исследуемой и т. д.) продукции с базовыми значениями соответствующих показателей. При сопоставлении образцов отечественной и зарубежной продукции часто пользуются техническим уровнем продукции, так как экономические показатели, учитываемые при определении уровня качества продукции, для зарубежной продукции, как правило, неизвестны.

Технический уровень продукции называют относительную характеристику качества продукции, основанную на сопоставлении значений, характеризующих техническое совершенство оцениваемой продукции, с соответствующими базовыми значениями.

Качество продукции оценивают *показателями качества продукции* — количественными характеристиками основных свойств продукции. Показатели, применяемые для оценки уровня качества продукции, в частности машиностроительной, разделяют на следующие группы:

экономические — характеризуют затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию или потребление продукции;

назначения — характеризуют свойства продукции, зависящие от ее основных функций (мощность, скорость резания и т. д.); сюда же относятся конструктивные показатели;

надёжности — долговечность, безотказность и др.;

эргонимические — способствуют созданию оптимальных условий труда, обеспечивающих наивысшую производительность и сохранение жизнедеятельности человека;

эстетические — характеризуют выразительность, рациональность, совершенство формы конечного изделия;

технологичности — характеризуют условия изготовления изделий с заданными эксплуатационными качествами при наименьших затратах;

унификации — характеризуют абсолютную и относительную идентичность изделия стандартными и унифицированными деталями и узлами;

транспортбельности — характеризуют удобство перемещения изделия;

летельно-правовые — характеризуют пилотную защиту и чистоту продукции, предназначенной для внешней торговли;

экологические и безопасности.

Качество продукции обеспечивается конструктивными, технологическими, научно-техническими, организационно-техническими мерами и должно поддерживаться на протяжении всего периода существования изделия — от жизненного цикла, т. е. с начала проектирования до утилизации.

Качество продукции закладывается уже в процессе проектирования, которое должно проводиться с учетом новейших достижений и прогноза развития научно-технического прогресса.

При изготовлении продукции требования, обеспечивающие заданные показатели качества, получают материальное воплощение, т. е. детали должны изготавливаться из соответствующих материалов, иметь намеченную форму и заданные размеры. В производстве качество обеспечивается рациональной технологией обработки, измерения и т. д.

Качество продукции должно сохраняться в процессе обращения, т. е. во время хранения, транспортирования и монтажа.

В процессе эксплуатации продукции (до полного изнашивания или морального старения) качество поддерживается с помощью соблюдения установленных правил эксплуатации и ремонта.

Проблема существенного и систематического повышения качества продукции имеет большое политическое, социальное, экономическое и научно-техническое значение. Так, для удовлетворения растущих общественных потребностей и создания материально-технической базы коммунизма необходим количественный рост выпуска высококачественной продукции. Массовое производство продукции высокого качества возможно только при высоких темпах научно-технического и экономического развития народного хозяйства страны и является лучшим свидетельством всестороннего прогресса нашего общества.

Ввиду исключительного народнохозяйственного значения и сложности проблемы качества продукции в СССР систематически проводится работа по совершенствованию методов управления качеством продукции. В 1976 г. Издательством стандартов выпущены рекомендации «Комплексная система управления качеством продукции». Основная роль в управлении качеством продукции отводится стандартизации на всех ее уровнях — общесоюзном, отраслевом, республиканском и на уровне предприятий. По вопросам терминологии, обеспечения и оценки качества продукции разработано и внедрено много специальных стандартов. Ведущая роль в управлении качеством продукции отводится самим предприятиям.

В современных условиях управление качеством продукции должно обеспечивать высокое качество продукции при снижении общих издержек производства, повышении качества благодаря стандартизации технологических процессов, создание изделий, качественно превосходящих лучшие мировые образцы.

Главной современной особенностью проблемы качества является ее комплексный, межотраслевой характер. Это объясняется необходимостью комплексного повышения качества материалов, полуфабрикатов, комплектующих изделий и конечной продукции; широким применением сложных, высоконадежных систем, которые комплектуются из машин и механизмов, получаемых от различных предприятий.

Важным стимулом повышения качества продукции служит аттестация качества. Порядок аттестации уста-

новлен рядом официальных документов, к которым относятся «Основные положения о порядке аттестации продукции машиностроения и других отраслей промышленности» (разработаны Госстандартом СССР, ГКНТ и Госпланом СССР в 1974 г.), методические указания Госстандарта СССР и другие отраслевые и ведомственные материалы.

Всю продукцию, подлежащую аттестации, относят к высшей, первой или второй категории качества. Промышленная продукция *высшей категории качества* по показателям технического уровня качества должна превосходить лучшие отечественные и зарубежные образцы или соответствовать им, определять технический прогресс в народном хозяйстве, обеспечивать значительное повышение производительности труда, экономию материалов, топлива и электроэнергии, удовлетворение потребностей населения страны и быть конкурентноспособной на внешнем рынке.

Эта продукция должна характеризоваться стабильностью показателей качества, основанной на строгом соблюдении технологии и высокой культуре производства, удовлетворять художественно-эстетическим показателям и, как правило, иметь повышенные гарантии показателей качества. Промышленная продукция относится к высшей категории качества на срок от 1 года до 3 лет, а особо сложная — до 5 лет. Продукции высшей категории качества присваивается государственный Знак качества (ГОСТ 1.9—67).

Продукция *первой категории качества* по технико-экономическим показателям должна соответствовать современным требованиям стандартов (технических условий) и удовлетворять потребностям народного хозяйства и населения страны.

К *второй категории качества* относится продукция, которая по технико-экономическим показателям не соответствует современным требованиям народного хозяйства и населения страны, морально устарела и подлежит модернизации или снятию с производства в сроки, установленные министерством—потребителем этой продукции.

ГЛАВА 2

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ

§ 2.1. Научно-технические принципы стандартизации

Стандартизация всегда должна быть направлена на решение важнейших практических задач и способствовать научно-техническому прогрессу. Опыт отечественной и зарубежной стандартизации показывает, что для достижения этой цели стандартизацию необходимо проводить, руководствуясь определенными принципами.

Принцип системности. Технический прогресс и повышение качества продукции требуют системного подхода к процессу производства и, в частности, к проведению стандартизации. В настоящее время необходимо, чтобы стандартизация охватывала все этапы производства и эксплуатации сырья, материалов, комплектующих изделий и конечной продукции, а также устанавливала взаимосвязанные требования к качеству всех видов продукции. На принципе системности базируется осуществление комплексной и опережающей стандартизации, разработка и внедрение комплексных систем управления качеством продукции.

Принцип предпочтительности. Стандарты устанавливают на изделия, применяемые во многих отраслях промышленности. Они распространяются на большие диапазоны параметров, и поэтому при разработке стандартов применяют принцип предпочтительности, который обеспечивает ограничение разнообразия номенклатуры и типоразмеров различных одноименных изделий (болтов, подшипников качения и т. д.), расширение областей применения или уровня взаимозаменяемости, отдельных типоразмеров одноименных изделий (например, шариковых подшипников средней серии с наиболее распространенными внутренними диаметрами), увеличение серийности и удешевление продукции, развитие специализации и кооперирования предприятий.

Особое значение принцип предпочтительности имеет как принцип систематизации параметров машин, их частей и деталей, проводимой при унификации и стандартизации. Это обеспечивается применением рядов предпоч-

пительных чисел для построения параметрических рядов.

Принцип прогрессивности и оптимизации стандартов является сущностью стандартизации и отражен в определениях, принятых для стандартизации и стандарта. Новые стандарты должны отвечать современным требованиям науки и техники. От внедрения новых стандартов должна быть получена максимально возможная экономия при минимальных затратах. Осуществлению этого принципа способствуют опережающая и комплексная стандартизация, основанные на принципах системности, прогрессивности и оптимизации стандартов.

Принцип функциональной взаимозаменяемости стандартных изделий обеспечивает взаимозаменяемость изделий по эксплуатационным показателям и поэтому является главным принципом при комплексной и опережающей стандартизации.

Принцип взаимовязки стандартов. Без осуществления этого принципа невозможна разработка новых общетехнических и межотраслевых стандартов, а также развитие комплексной стандартизации.

Научно-исследовательский принцип. Разработка всех видов стандартов при необходимости должна сопровождаться проведением научно-исследовательских работ.

Принцип минимального удельного расхода материалов. Стоимость материалов и полуфабрикатов в машиностроении составляет от 40 до 80 % стоимости готовой продукции. С учетом объема производства снижение расходов на материалы даже на 1 % дает большой экономический эффект, поэтому при разработке стандартов необходимо выбирать рациональные конструкции деталей, пользоваться новыми методами расчетов, применять прогрессивные технологические процессы и т. д.

Принцип патентной чистоты стандартов. Недопустимо использовать при проектировании и изготовлении новых машин, механизмов, приборов и в других случаях оригинальные конструкции, технологические процессы, методы испытаний и измерений и прочие объекты, запатентованные в других государствах. Нарушение этого правила вызывает применение международных санкций.

§ 2.2. Системы предпочтительных чисел

Все однотипные изделия массового потребления (сортовой прокат, крепежные детали, подшипники качения, электродвигатели и т. п.) по отношению к конечной про-

дукции (станки, экскаваторы и пр.) являются комплектами изделиями и применяются очень широко во многих отраслях промышленности при самых разнообразных условиях работы. Широкие потребности в подобных изделиях требуют увеличения их типоразмеров.

Большое разнообразие одноименных комплектующих изделий крайне невыгодно, так как сопровождается увеличением ассортимента специального режущего и мерительного инструмента, приспособлений, заготовок; усложнением технологических процессов изготовления комплектующих изделий и конечной продукции; повышением стоимости продукции и ее ремонта.

Допустим, что для изготовления каких-либо машин желательны применять болты семи диаметров: 24, 25, 26, 27, 28, 29 и 30 мм. В этом случае для нарезки резьбы на болтах и в гайках, а также для сверления отверстий под болты понадобится семь комплектов резьбоварезного инструмента и сверл. Если применять болты только трех диаметров (24, 27 и 30 мм), то понадобится всего три комплекта металлорежущих инструментов, сократится число операций и оборудования для изготовления болтов и гаек и для сверления отверстий под болты; уменьшится разнообразие запасных деталей и, следовательно, упростится ремонт машин.

В данном примере один ряд размеров заменен другим, более рациональным рядом. Так как числа второго ряда создают более благоприятные условия для проектирования, изготовления и эксплуатации продукции, то они являются предпочтительными.

Предпочтительные числа образуют ряды чисел, построенные по определенным закономерностям. Наиболее целесообразными рядами предпочтительных чисел являются ряды, построенные по арифметическим или геометрическим прогрессиям.

Ряды, построенные по арифметическим прогрессиям, представляют собой последовательность чисел, в которой разность d между любыми соседними числами a_i и a_{i+1} остается постоянной, т. е. $d = a_i - a_{i-1} = \text{const}$. Например, по существующим стандартам внутренние диаметры подшипников качения средней серии в интервале от 20 до 110 мм имеют следующие значения: 20, 25, 30, 35,, 100, 105, 110 мм, т. е. образуют арифметическую прогрессию с разностью $d = 5$.

Существенным недостатком рядов, построенных по арифметическим прогрессиям, является неравномерное распределение членов ряда в заданных пределах. Это

Т а б л и ц а 2.1
Основные параметры рядов предпочтительных чисел

Ряд	Условное обозначение ряда	Знаменатель прогрессии	Число членов в десятичном интервале
Основной	R5	$\sqrt[5]{10} \approx 1,6$	5
	R10	$\sqrt[10]{10} \approx 1,25$	10
	R20	$\sqrt[20]{10} \approx 1,12$	20
	R40	$\sqrt[40]{10} \approx 1,06$	40
Дополнительный	R80	$\sqrt[80]{10} \approx 1,03$	80

объясняется тем, что отношения q последующих членов a_i к предыдущим a_{i-1} уменьшаются с возрастанием числовых значений членов ряда. В нашем примере для первых членов $q = 25:20 = 1,25$, а для последних $q = 110:105 \approx 1,047$. В арифметических прогрессиях наблюдается разреженность членов в зоне малых величин и густота членов в зоне больших величин.

Ряды предпочтительных чисел, построенные по геометрическим прогрессиям, имеют постоянное отношение каждого последующего члена a_i к предыдущему члену ряда a_{i-1} . Это отношение называют знаменателем прогрессии $q = a_i / a_{i-1}$. Например, ряд чисел 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16... образует геометрическую прогрессию со знаменателем $q \approx 1,6$.

Свойства этих прогрессий: 1) достаточно равномерное распределение членов в пределах ряда; 2) произведение или частное любых двух членов ряда является членом ряда этой же прогрессии ($1,6 \cdot 2,5 = 4$; $10 : 2,5 = 4$ и т. д.); 3) любой член ряда, возведенный в целую положительную или отрицательную степень, дает число, являющееся членом этого же ряда ($1,6^3 \approx 4$; $1/16 = 4$ и т. д.). Второе и первое свойства имеют важное практическое значение. Например, площади фигур или объем тел, стороны которых равны членам геометрической прогрессии, являются членами этой же прогрессии.

В настоящее время для построения рядов предпочтительных чисел используют обе системы, но чаще приме-

Т а б л и ц а 2.2
Основные ряды предпочтительных чисел в интервале от 1 до 10

R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40
1,00	1,00	1,00	1,00	4,00	4,00	4,00	3,15
			1,06				3,35
			1,12				3,55
			1,18				3,75
1,25	1,25	1,25	1,25	6,30	6,30	6,30	4,00
			1,32				4,25
			1,40				4,50
			1,50				4,75
1,60	1,60	1,60	1,60	10,00	10,00	10,00	5,00
			1,70				5,30
			1,80				5,60
			1,90				5,90
2,00	2,00	2,00	2,00	10,00	10,00	10,00	6,30
			2,12				6,70
			2,24				7,10
			2,36				7,50
2,50	2,50	2,50	2,50	10,00	10,00	10,00	8,00
			2,65				8,60
			2,80				9,00
			3,00				9,50
				10,00	10,00	10,00	10,00

няют ряды, построенные по геометрическим прогрессиям. Многочисленным опытом установлено, что требования всех отраслей промышленности наиболее полно удовлетворяют ряды предпочтительных чисел, составленных геометрическими прогрессиями со знаменателями $q = \sqrt[x]{10}$, где x — показатель степени, равный 5, 10, 20, 40 или 80.

В СССР действует система предпочтительных чисел и их рядов, построенная на указанном принципе (ГОСТ 8032—56). Этот стандарт устанавливает четыре основных и один дополнительный ряд предпочтительных чисел (табл. 2.1). Степень корня x входит в условные обозначения рядов: пятый ряд — R5, десятый ряд — R10 и т. д. Членами рядов предпочтительных чисел являются округленные числа, полученные путем умножения предыдущих чисел на знаменатель прогрессии. Предпочтительные числа основных рядов в интервале размеров от 1 до 10 мм приведены в табл. 2.2.

Ряды предпочтительных чисел безграничны. Числа свыше 10 в каждом десятичном интервале (от 10 до 100,

от 100 до 1000 и выше) получают умножением предпочтительных чисел, содержащихся в интервале от 1 до 10 мм на 10, 100 и т. д.; числа менее 1 мм получают умножением чисел в том же интервале на 0,1, 0,01 и т. д. Число членов всех рядов в каждом десятичном интервале равно показателю степени или числу, обозначающему номер ряда. В общем случае следует отдавать предпочтение ряду с меньшим порядковым номером, например ряд R5 предпочтительнее ряда R10 и т. д. При необходимости можно использовать производные ряды, образованные путем отбора или дополнения рядов; применяют составные ряды, имеющие в разных диапазонах размеров разные знаменатели прогрессии; в особых случаях допускается округлять предпочтительные числа 19, 131.

§ 2.3. Параметры и параметрические ряды

Одной из основных задач стандартизации является оптимизация ассортимента изделий, выпускаемых и потребляемых народным хозяйством страны. Для этого необходимо правильно решить следующие вопросы, связанные с разработкой стандартов: выбор параметра, соответствующего данному изделию; определение диапазона изменения стандартизуемых параметров; выбор градаций параметрического ряда в принятом диапазоне.

Параметры изделий подразделяют на главные, основные и вспомогательные 19, 131. Главным параметром называют тот параметр из числа основных, который наиболее полно характеризует изделие, остается неизменным длительное время и может измениться только при внедрении более совершенных изделий. Например, грузоподъемность — для мостовых кранов, пределы измерения — для микрометров и т. д.

Число для микрометров должно быть минимальным, но достаточным для полного представления о данном изделии. Вспомогательные параметры зависят от различных усовершенствований, отличаются нестабильностью и поэтому их не рекомендуется включать в стандарты.

Диапазон изменения главного стандартизуемого параметра или диапазона параметрического ряда ограничиваются наибольшим и наименьшим значениями данного пара-

метра. Например, для асинхронных электродвигателей серий А2 и АО2 диапазон изменения мощностей 0,4—125 кВт. Крайние значения параметров определяют исходя из потребностей всех отраслей народного хозяйства в течение срока действия стандарта, но без учета значений ограниченного применения.

Под градацией или построением параметрического ряда понимают закономерность изменения интервала между соседними членами ряда. Принцип построения параметрического ряда относится к основным факторам, определяющим технико-экономическую эффективность стандартов. При малых интервалах между соседними значениями стандартизуемых параметров (диаметрами болтов, мощностями электродвигателей и пр.) облегчается подбор изделий по расчетным значениям. Означко уменьшается серийность изделий одинаковых типов и размеров, а следовательно, усложняется технологическая подготовка производства, повышается стоимость изготовления и эксплуатации конечной продукции. Увеличение интервалов укрупняет серийность, но при этом иногда приходится применять изделия, имеющие завышенные параметры (электродвигатели с гораздо большей мощностью, чем требуется по расчету). Это вызывает увеличение стоимости комплектующих изделий, эксплуатационных расходов, массы и габаритов конечной продукции, поэтому, устанавливая градацию ряда, исходят из того, что рациональный ряд должен содержать наименьшее число типоразмеров изделий, обеспечивающее оптимальное соотношение между расходами материалов, стоимостью изготовления и эксплуатации. Последнюю задачу решают на основе технико-экономических расчетов.

Во многих отраслях машиностроения (металлорежущие станки, кузнечно-прессовое оборудование, дизели, сравнительно-дорожные машины и др.) преимущественно применяют параметрические ряды, основанные на рядах R10. Параметрические ряды узлов, комплектующих изделий и деталей экономичнее строить по более высоким рядам, например по ряду R20. Арифметические прогрессии применяют преимущественно для стандартизации крепежных изделий, подшипников качения, сортового проката и других деталей и узлов массового потребления.

Ряды предпочтительных чисел послужили основанием для стандартизации линейных размеров (ГОСТ 6636—69 или СТ СЭВ 514—77). В диапазоне от 0,001 до 20 000 мм

Т а б л и ц а 2.3
 Нормальные линейные размеры в интервале от 1 до 10 мм
 (ГОСТ 6636—69, СТ СЭВ 514—77)

Ra5	Re10	Ra20	Re40	Ra5	Re10	Ra20	Re10
1,00	1,00	1,00	1,00	4,0	4,0	3,2	3,2
		1,1	1,05			3,6	3,4
		1,15	1,1			3,6	3,6
		1,2	1,15			4,0	3,8
		1,4	1,2			4,0	4,0
1,6	1,6	1,4	1,4	6,3	6,3	4,5	4,2
		1,5	1,4			4,5	4,2
		1,6	1,5			5,0	4,5
		1,7	1,6			5,0	4,5
		1,8	1,7			5,6	4,5
2,5	2,5	2,0	2,0	10,0	10,0	6,3	6,0
		2,1	2,0			6,3	6,0
		2,2	2,1			7,1	6,7
		2,4	2,2			7,1	6,7
		2,6	2,4			8,0	7,5
2,5	2,5	2,8	2,6	10,0	10,0	8,0	8,0
		2,8	2,8			9,0	8,5
		3,0	2,8			9,0	8,5
		3,0	3,0			10,0	9,0

установлены четыре основных ряда чисел, соответствующих с некоторыми округлениями числам рядов R5, R10, R20 и R40. С учетом округления ряды нормальных линейных размеров условно обозначают Ra5, Re10, Ra20 и Re40 (табл. 2.3).

Номинальные размеры диаметров, уступов, расстояний между центрами линейно расположенных отверстий и другие размеры назначают только по ГОСТ 6636—69 или СТ СЭВ 514—77. Эти стандарты ограничивают разнообразие различных изделий и технологической оснастки, обеспечивают взаимозаменяемость деталей, узлов и комплектующих изделий, облегчают использование стандартных допусков и посадок. Размеры заготовок, промежуточных припусков, зависящие от других размеров, например средний диаметр резьбы, могут быть не согласованы с указанными стандартами.

Параметры, не относящиеся к линейным размерам, назначают по ГОСТ 8032—56. Близкое, а то и полное

соответствие чисел в ГОСТ 8032—56 и ГОСТ 6636—69 (СТ СЭВ 514—77) допускает увязку линейных размеров и параметров различных физических величин и явлений. Например, площадей и моментов сопротивления или инерции одних и тех же сечений.

§ 2.4. Виды и методы стандартизации

Понятие о комплексной стандартизации. Качество конечной продукции определяется качеством сырья, материалов, деталей, узлов, комплектующих изделий, совершенством методов расчета, технологическими процессами и другими факторами. Стандартизацию можно осуществлять, опираясь на достигнутое качество или исходя из качественных характеристик конечной продукции.

В первом случае стандартизацию проводят без учета требований определенного потребителя, а при изготовлении конечной продукции используют изделия, выпуск которых освобен. Это пассивный метод стандартизации, но он сохраняет свое значение для изделий массового производства (болтов, гаек, подшипников качения и пр.).

Во втором случае качественные показатели и стандарты на сырье, материалы, комплектующие изделия, а также нормативно-технические документы разрабатывают исходя из требований, предъявляемых к конечным изделиям. В этом случае стандартизация активно воздействует на развитие науки и техники. Такой метод стандартизации называют *комплексным*.

Комплексная стандартизация обеспечивает взаимную увязку требований к конечной продукции, сырью, материалам и комплектующим изделиям с учетом современного уровня развития науки и техники. Комплексная стандартизация, основанная на принципе системности, создает благоприятные условия для планирования работ по стандартизации и планомерного развития соответствующих отраслей промышленности.

К современным методам осуществления комплексной стандартизации относится разработка программ комплексной стандартизации важных видов продукции. Эти программы состоят из взаимосвязанных стандартов и технических условий, обеспечивающих комплексное решение следующих задач: выбор наиболее целесообразных направлений стандартизации; разработка опережающих

стандартов на сырье, материалы, комплектующие изделия; стандартизация технологических процессов, оборудования, оснастки, контроля и испытания продукции, методов организации и подготовки производства; определение объема и сроков выполнения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, а также состава исполнителей.

Программы комплексной стандартизации увязывают работу большого числа организаций по обеспечению наиболее высокого качества конечной продукции и способствуют дальнейшему развитию стандартизации.

Опережающая стандартизация. В зависимости от влияния на развитие народного хозяйства выделяют два вида стандартизации: 1) устанавливающую свойства существующей продукции и фиксирующую достигнутый уровень производства и 2) способную воздействовать на развитие промышленности в нужном направлении.

В первом случае стандарты содержат показатели, которые имеет освоенная продукция. Например, ГОСТ 1050—74 устанавливает механические свойства углеродистых качественных сталей: для стали 08 $\sigma_r = 176$ МПа; $\sigma_b = 294$ МПа и т. д. Такие стандарты нужны, однако более прогрессивна стандартизация второго вида — опережающая.

Опережающая стандартизация осуществляется с учетом прогрессивного развития во времени показателей качества объектов стандартизации. В опережающих стандартах устанавливают несколько возрастающих, более прогрессивных показателей качества, опережающих достигнутый уровень, и указывают сроки введения этих показателей в действие. Сроки назначают обоснованно, с учетом освоения производства необходимого сырья, материалов, комплектующих изделий и оборудования, а также решения научных, технических и других сопутствующих задач.

Таким образом, опережающая стандартизация ставит определенные задачи перед соответствующими учреждениями и промышленными предприятиями, стимулирует их деятельность в повышении научно-технического прогресса. При опережающей стандартизации сокращается объем работ по пересмотру и перенесению действующих стандартов, так как заранее намеченные ступенчатые сроки введения более высоких качественных показателей удлиняют сроки действия изданных стандартов.

Унификация и агрегатирование. Унификация — разновидность или метод стандартизации, заключающийся в рациональном уменьшении типов, видов и размеров объектов одинакового назначения.

В прошлом преобладало индивидуальное проектирование, когда заново конструировали все механизмы, узлы и детали, даже весьма распространенные. При этом мало учитывали опыт проектирования и эксплуатации изделий аналогичного назначения. Такой подход к проектированию требовал больших затрат времени и высокой квалификации проектировщиков. Кроме того, высокий процент специальных деталей и узлов во вновь создаваемых объектах вызывал увеличение сроков и стоимости изготовления и ремонта. Вместе с тем различные машины, приборы, оборудование содержат много деталей, узлов, механизмов аналогичного назначения. Например, подшипники всегда применяют для осуществления вращательного движения; зубчатые передачи служат для преобразования угловых скоростей и крутящих моментов в приводах машин и независимо от вида машины имеют много общего в своих конструкциях.

Подобное обстоятельство позволяет создавать типовые детали, узлы и механизмы, которые без каких-либо переделок можно применять в разнообразных конечных изделиях. Такие типовые изделия широкого применения обычно изготавливают на специализированных предприятиях, что значительно ускоряет и упрощает проектирование и изготовление вновь проектируемых объектов.

Унификацию проводят на основе анализа и изучения конструктивных вариантов и особенностей работы изделий аналогичного назначения (муфт, вариаторов, подшипников и пр.). Путем сопоставления различных вариантов создают один или несколько типов одноименных изделий и устанавливают ряд размеров, например диаметров подшипников качения, который полностью удовлетворяет запросы промышленности. Если унификации подвергаются изделия массового применения (болты, подшипники), то она заканчивается разработкой стандартов и даже организацией специализированного производства. Унификация может иметь самостоятельное значение, если унифицируются изделия, имеющие ограниченное применение. Уровень или степень унификации конечной продукции характеризуют несколькими показателями, например от-

ношении числа унифицированных деталей к общему числу деталей данного изделия.

Агрегатирование — метод создания новых машин, приборов и оборудования путем компоновки стандартных и унифицированных деталей, узлов и механизмов, имеющих одинаковые геометрические размеры и назначение.

Рассмотрим сущность агрегатирования на следующем примере. Любой механизм для подъема грузов, например грузоподъемная лебедка, состоит из электродвигателя, тормоза, зубчатой передачи и барабана, на котором закреплен трос, сообщающий грузу заданное перемещение. Эти узлы монтируют на сварных рамах или литых плитах. Такая конструктивная общность позволила стандартизовать и унифицировать основные узлы грузоподъемных лебедок (муфты, тормоза, барабаны, подшипниковые узлы барабанов), оформить зубчатые передачи в виде зубчатых механизмов (редукторов) и организовать серийное или даже массовое производство этих изделий. Благодаря этому проектирование лебедок сводится к выполнению элементарных расчетов, подбору по найденным параметрам стандартизованных и унифицированных узлов и механизмов, разработке общего вида и конструированию рамы или плиты. Таким образом, при изготовлении лебедок основное время затрачивают на изготовление рамы (плиты) и монтаж готовых узлов и механизмов.

Унификация и агрегатирование находят все большее применение во всех отраслях приборостроения и машиностроения, так как использование их принципов значительно сокращает трудоемкость проектирования, изготовления и ремонта изделий, расширяет возможности стандартизации, повышает уровень взаимозаменяемости продукции и специализации предприятий, механизации и автоматизации производственных процессов, улучшает качество продукции, а также облегчает перестройку производства при переходе предприятий на выпуск новой продукции и освоение ее выпуска.

§ 2.5. Стандартизация крупных межатраслевых систем

Цель этого вида стандартизации — создание систем взаимосвязанных стандартов, обеспечивающих наивысшую эффективность проведения важных работ общегосударственного значения. К таким системам относится ГСС (см. § 1.1).

34

Сбор и обработка непрерывно возрастающего потока информации о народнохозяйственной деятельности страны потребовали создания *автоматизированной системы управления (АСУ)*. Для осуществления автоматизированной обработки информации в СССР введена *Единая десятичная система классификации промышленной и сельскохозяйственной продукции (ЕДСКП)*. По этой системе все множество продукции разделено на 100 классов. Например, автомобили, тракторы, мотоциклы, сельскохозяйственные и другие машины относятся к классу, имеющему код 45. Классы подразделены на 10 подклассов (автомобили обозначены цифрой 1, тракторы—2 и т. д.), подклассы — на 10 групп, группы — на 10 подгрупп, а подгруппы — на 10 видов.

Единая система технологической подготовки производства (ЕСТПП) представляет собой систему организации и управления процессом технологической подготовки производства на базе широкого применения прогрессивных типовых технологических процессов, стандартной переналаживаемой оснастки и агрегатного оборудования; насыщения производства средствами механизации и автоматизации; совершенствования инженерно-технических и управленческих работ.

Основное назначение ЕСТПП заключается в создании необходимых условий для подготовки производства к освоению выпуска изделий высшей категории качества в кратчайшие сроки при минимальных затратах; организации производства, допускающей его непрерывное совершенствование и быструю переналадку на выпуск новых изделий, и т. д.

Стандарты ЕСТПП относятся к 14-му классу и подразделяются на 6 классификационных групп (0, 1, 2, 3, 4, 5). Условное обозначение стандарта, относящегося к нулевой группе (общие положения), имеет порядковый номер 01: ГОСТ 14.001—73. ЕСТПП основана на комплексном использовании ряда современных общетехнических систем (ЕСКД, ЕСТД и др.).

Единая система конструкторской документации (ЕСКД) устанавливает порядок разработки, оформления, учета, хранения, размножения, изменения чертежей и другой конструкторской документации, разрабатываемой предприятиями и организациями СССР. ЕСКД обеспечивает взаимный обмен конструкторской документацией без каких-либо переделок, благодаря обязательным правилам оформления и соблюдения комплектности докумен-

2*

35

таци. Это облегчает межведомственные связи, техническую подготовку и переналадку производства, кооперирование и унификацию при проектировании промышленной продукции. ЕСКД способствует снижению трудоемкости проектирования, так как допускает некоторые упрощения при разработке чертежей.

По классификации государственных стандартов класса стандартов ЕСКД присвоена цифра 2. Все стандарты, относящиеся к ЕСКД, распределяются по классификационным группам, имеющим свои шифры: общие положения — 0; основные положения — 1; классификация и обозначение изделий в конструкторских документах — 2; общие правила выполнения чертежей — 3; правила выполнения чертежей изделий машино- и приборостроения — 4; правила обращения конструкторских документов — 5; правила выполнения эксплуатационной и ремонтной документации — 6; правила выполнения схем — 7; правила выполнения документов строительных и судостроительных — 8; прочие стандарты — 9.

Номера стандартов в каждой классификационной группе обозначают двузначной цифрой, следующей за цифрой группы. Таким образом, стандарт ЕСКД, относящийся к группе 3, с порядковым номером в указанной группе 02 (масштабы чертежей). 1968 г. издания имеет следующее обозначение: ГОСТ 2.302—68.

Единая система технологической документации (ЕСТД) устанавливает обязательный порядок разработки, оформления и обращения всех видов технологической документации на машино- и приборостроительных предприятиях СССР для изготовления, транспортирования, установки (монтажа) и ремонта изделий этих предприятий. На основе технологической документации осуществляют планирование, подготовку и организацию производства, устанавливают связи между отделами и цехами предприятий, а также между исполнителями (конструктором, технологом, мастером, рабочим). Технологическая документация возникает уже на стадии проектирования; на ней базируются изготовление, эксплуатация и ремонт изделий.

Созданы государственные системы обеспечения единства измерений (ГСИ, см. гл. 7), *защиты материалов от коррозии и старения, обеспечения безопасности труда* и др. Работы по созданию комплексных систем проводятся также в рамках СЭВ. Например, разрабатывается система конструкторской документации СЭВ.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ

§ 3.1. Общие положения

Вопросы точности деталей и их соединений имеют прикладное значение, поэтому прежде чем приступить к изучению последующих разделов курса, следует ознакомиться с конструкцией и принципом действия какого-либо реального механизма и получить полное представление о влиянии точности основных деталей и характера типовых соединений на его работоспособность. В качестве такого механизма рассмотрим двухскоростную коробку передач, содержащую основные типовые соединения (рис. 3.1).

К основным деталям коробки передач относятся ведущий 1 и ведомый 14 валы с насаженными на них зубчатыми колесами. Блок шестерен 5 соединен с валом 1 с помощью шлицев так, что может перемещаться вдоль вала. Колеса 16 и 18 соединены с валом 14 шпонками 19 и фиксируются в осевом направлении втулками 15 и 17. Валы установлены в неразъемном корпусе 12 на радиальных шарикоподшипниках 2. Осевые смещения валов ограничены фланцевыми крышками 3 и прокладками 20. Корпус закрыт крышкой 13.

Для переключения скоростей служит устройство, состоящее из рукоятки 11 и рычага 6, неподвижно закрепленных на оси 7. С верхним концом рычага 6 шарнирно соединена вилка 4, охватывающая большую из шестерен блока 5. Если блок шестерен находится в положении, показанном на чертеже, то вращение ведущего вала не передается на вал 14. При повороте рукоятки 11 в направлении стрелок А или В блок шестерен входит в зацепление с колесом 16 (показано штрихпунктиром) или 18. При этом вал 14 вращается с угловыми скоростями, которые определяются передаточными числами $u_1 = 58/22$ или $u_2 = 52/28$. Переключающее устройство в трех указанных положениях фиксируется шариком 8, который под действием пружины 9 заскакивает в углубления шайбы 10. На рис. 3.1 обозначения посадок даны только для подшипниковых узлов вала 14.

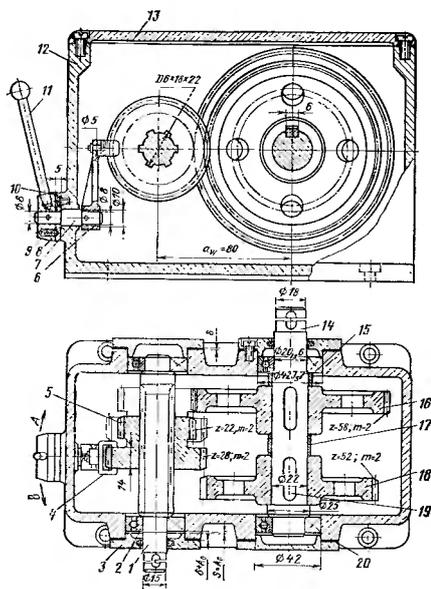


Рис. 3.1

Основным показателем качества коробки передач является надежность работы всех ее деталей и соединений в течение намеченного срока при действии заданных нагрузок. Важнейшая кинематическая характеристика — равномерность вращения ведомого вала с требуемыми угловыми скоростями. Для изготовления высококачественных коробок необходимо: 1) выбрать для зубчатых колес и валов наиболее подходящие материалы и режимы термообработки (особенно для зубьев); 2) с помощью современных методов расчета определить основные раз-

меры зубчатых передач и валов (межосевое расстояние a_w , модули зацепления, диаметры зубчатых колес и валов, размеры шпонок, шлицев и т. д.); 3) подобрать подшипники качения, имеющие необходимую точность и работоспособность; 4) изготовить детали с такой геометрической точностью, которая обеспечит нужный характер соединений и сборку коробок без дополнительной обработки и подгонки деталей.

§ 3.2. Виды взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость — свойство независимо изготовленных деталей занимать свое место в сборочной единице без дополнительной механической или ручной обработки при сборке, обеспечивая при этом нормальную работу собираемых изделий (узлов, механизмов, машин).

Рассмотрим это определение. *Независимое изготовление деталей* означает следующее. В современном производстве детали разных типов и конструкций изготавливают строго по чертежам на разных рабочих местах и часто даже в разных цехах. Детали в процессе обработки проходят много технологических операций. Например, заготовки блоков шестерен 5 (см. рис. 3.1) вытачивают на токарном станке, шлицевую поверхность в блоках обрабатывают на протяжном станке, зубья меньшей шестерни блока обрабатывают на зубострогальном, а большей — на зубофрезерном станках. По соответствующему чертежу и технологическому процессу изготавливают валы 1. Также независимо друг от друга изготавливают валы 14, собираемые с ними колеса 16 и 18 и другие детали данных коробок передач.

Разъясним следующую часть определения: *детали должны занимать свое место в сборочной единице без дополнительной обработки*. Сборочная единица — это часть машины или прибора, состоящая из нескольких деталей, соединенных между собой. Например, вал 1 с блоком шестерен 5 и подшипниками 2 образует сборочную единицу из четырех деталей. Вал 14 со шпонками, зубчатыми колесами, втулками и подшипниками образует сборочную единицу из девяти деталей.

После установки этих сборочных единиц в корпусе, сборки с корпусом механизма переключения и крышки 13 получаем коробку передач, которая является частью более сложной сборочной единицы какой-либо машины.

Таким образом, сборка заключается в последовательном соединении деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц в общую систему — механизм, машину, прибор.

Сборку можно вести двумя способами: с подгонкой и без подгонки соединяемых деталей или сборочных единиц. Рассмотрим сборку шпонок с валом 14. Шпоночные пазы фрезеруют при изготовлении валов сразу по заданным размерам независимо от способа сборки. При сборке с подгонкой каждую шпонку по ширине 6 мм подгоняют (припиливают или шлифуют) к «своему» пазу. При сборке без подгонки на сборку поступают партии окончательно обработанных валов и шпонок; любые шпопки и валы, взятые без выбора из этих партий, закладывают в пазы валов без пригонки, получая необходимые соединения. Сборку без подгонки применяют в массовом и поточном производстве, а с подгонкой — в единичном и мелкосерийном.

Наконец, в определении указано, что сборка без подгонки должна обеспечивать *нормальную работу собранного изделия*. Для пояснения рассмотрим особенности сборки и работы ведомого вала 14. Для равномерного вращения вала 14 (наряду с другими мерами) необходимо исключить радиальное смещение колес и проворачивание их относительно валов. Для этого колеса с валами, а также шпопки по ширине с пазами валов и колес должны соединяться без зазора в результате упругих деформаций материала деталей, т. е. с натягами. В коробке передач колеса с валами можно собирать только внутри корпуса вручную, поэтому для сборки колес с валами 14 применяют соединения с зазорами. С учетом недопустимости радиальных смещений колес зазоры должны быть незначительными (несколько микрометров). Шпопки с валами собирают до насадки колес. В результате погрешностей обработки возможны смещения шпоночных пазов на валах и в ступицах колес. Для компенсации этих смещений и облегчения насадки колес на валы по ширине шпонок и пазов ступиц также должны быть предусмотрены зазоры, не оказывающие отрицательного влияния на качество соединения.

Таким образом, изготовление деталей с необходимой точностью и применение соединений, отвечающих условиям работы и сборки, обеспечивает работоспособность изделий при сборке без подгонки.

Взаимозаменяемость не обеспечивается одной только точностью геометрических параметров. Пусть, например, зубчатые колеса, поступившие на сборку, изготовлены по заданным размерам, но у части из них не обеспечена необходимая твердость зубьев при термической обработке. Такие зубчатые колеса менее долговечны, и фактически взаимозаменяемость собранных узлов в данной партии будет нарушена. Поэтому современным направлением взаимозаменяемости является *функциональная взаимозаменяемость*, при которой точность и другие эксплуатационные показатели деталей, сборочных единиц и комплектов изделий должны быть согласованы с назначением и условиями работы конечной продукции. *Взаимозаменяемость по геометрическим параметрам является частным видом функциональной взаимозаменяемости.*

Взаимозаменяемость бывает полная и неполная, внешняя и внутренняя. *Полная взаимозаменяемость* позволяет получать заданные показатели качества без дополнительных операций в процессе сборки. При *неполной взаимозаменяемости* при сборке сборочных единиц и конечных изделий допускаются операции, связанные с подбором и регулировкой некоторых деталей и сборочных единиц. Она позволяет получать заданные технические и эксплуатационные показатели готовой продукции при меньшей точности деталей. Функциональная взаимозаменяемость может быть только полной, а геометрическая — и полной, и неполной.

Внешняя взаимозаменяемость — это взаимозаменяемость узлов и комплектующих изделий (электродвигателей, подшипников качения и пр.) по эксплуатационным параметрам и присоединительным размерам. Например, эксплуатационными параметрами являются: для электродвигателей — мощность, частота вращения, напряжение, ток; для подшипников качения — коэффициент работоспособности, предельная частота вращения. К *присоединительным размерам* относятся диаметры, число и расположение отверстий в лапах электродвигателей; внутренний и наружный диаметры и ширина колец подшипников качения.

Внутренняя взаимозаменяемость обеспечивается точностью параметров, которые необходимы для сборки деталей в узлы, а узлов в механизмы. Например, взаимозаменяемость шариков или роликов подшипников качения, узлов ведущего и ведомого валов коробок передач (см. рис. 3.1) и т. д.

Принципы взаимозаменяемости распространяются на детали, сборочные единицы, комплектующие изделия и конечную продукцию.

§ 3.3. Взаимозаменяемость и точность размеров

Взаимозаменяемость изделий обеспечивается точностью их параметров, в частности размеров. Однако в процессе изготовления неизбежно возникают погрешности Δx , численные значения которых находят по формуле

$$\Delta x_i = x_i - x,$$

где x — заданное значение размера (параметра); x_i — действительное значение того же параметра.

Погрешности подразделяют на систематические, случайные и грубые (промахи).

Систематическими называют погрешности, постоянные по величине и направлению или изменяющиеся по определенному закону. Они могут быть вызваны упрощениями кинематических схем передаточных механизмов, ошибками настройки станков или приборов, температурными деформациями и пр. Влияние этих ошибок на результаты обработки и измерения можно учесть и даже устранить.

Случайные погрешности — это погрешности, величину и направление которых заранее нельзя предусмотреть. Их появление обусловлено примерно одинаковым воздействием большого числа независимых друг от друга случайных факторов. Случайные погрешности могут быть вызваны нестабильностью химических, физических и механических свойств материалов, непостоянством размеров заготовок, изменением сил резания, погрешностями измерения и др.

Грубые погрешности называют погрешности, явно не соответствующие процессу обработки или измерения. Они в основном бывают следствием просчетов или недосмотра и подлежат устранению.

Влияние случайных погрешностей на точность изделий можно оценивать методами теории вероятностей и математической статистики. Многочисленными опытами доказано, что распределение случайных погрешностей чаще всего подчиняется закону нормального распределения, который характеризуется кривой Гаусса (рис. 3.2, а). Максимальная ордината кривой соответствует среднему

значению данного размера \bar{x} (при неограниченном числе измерений называется математическим ожиданием и обозначается $M(x)$). По оси абсцисс откладывают случайные погрешности или отклонения от \bar{x} $\Delta x_i = x_i - \bar{x}$. Отрезки, параллельные оси ординат y_i , выражают вероятность появления случайных погрешностей соответствующей величины.

Кривая Гаусса симметрична относительно максимальной ординаты. Следовательно, отклонения от \bar{x} одинаковой абсолютной

величины, но разных знаков $\pm \Delta x_i$ одинаково возможны. Форма кривой показывает, что малые отклонения (по абсолютному значению) появляются значительно чаще, чем большие, а появление весьма больших отклонений практически маловероятно. Поэтому допустимые погрешности ограничиваются некоторыми предельными значениями $\pm V/2$ (V — практическое поле рассеяния случайных погрешностей, равное разности между наибольшими и наименьшими измеренными размерами в партии деталей). Значение V определяют из условия достаточной точности при оптимальных затратах на изготовление изделий. При регламентированном поле рассеяния за пределы $\pm V/2$ может выходить не более чем 0,27 % случайных погрешностей. Это значит, что из 1000 обработанных деталей бракованных может оказаться не более трех. Дальнейшее уменьшение процента появления бракованных изделий в технико-экономическом отношении не всегда целесообразно, так как приводит к чрезмерному увеличению практического поля рассеяния, а следовательно, увеличению допусков и снижению точности изделий. Форма кривой зависит от методов обработки и измерения изделий: точные методы дают кривую 1 (см. рис. 3.2, а), имеющую поле рассеяния V_1 ; методом высокой точности соответствует кривая 2, для которой $V_2 < V_1$; методом низкой точности — кривая 3 ($V_3 > V_1$).

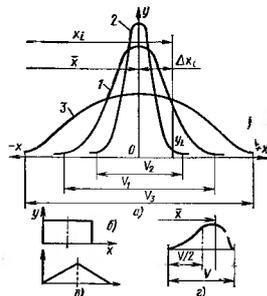


Рис. 3.2

В условиях массового производства распределение случайных погрешностей, возникающих при обработке деталей, достаточно хорошо описывается законом нормального распределения Гаусса. Кроме того, в зависимости от принятого технологического процесса, объема производства и других обстоятельств случайные погрешности могут распределяться по законам равномерного (рис. 3.2, б), треугольника (рис. 3.2, в), Максвелла (рис. 3.2, г) и др. Центр группирования случайных погрешностей может совпадать с координатой среднего размера \bar{x} (см. рис. 3.2, а) или смещаться относительно ее (см. рис. 3.2, з).

Нельзя полностью устранить влияние причин, вызывающих погрешности обработки и измерения, можно лишь уменьшить погрешность, применяя более совершенные технологические процессы обработки. Точностью размера (любого параметра) называют степень приближения действительного размера к заданному, т. е. *точность размера определяется погрешностью*: с уменьшением погрешности точность увеличивается, и наоборот.

Допустим, для коробок передач (см. рис. 3.1) изготовлена партия шпонок, которые должны иметь ширину $b = 6$ мм. При измерении оказалось, что действительная ширина первой шпонки $b_1 = 5,97$ мм, второй $b_2 = 5,995$ мм. Тогда погрешность изготовления первой шпонки $\Delta b_1 = b - b_1 = 5,97 - 6 = -0,03$ мм, а второй $\Delta b_2 = b_2 - b = 5,995 - 6 = -0,005$ мм. Так как $\Delta b_2 < \Delta b_1$, то вторая шпонка изготовлена точнее первой.

На практике взаимозаменяемость обеспечивается ограничением погрешностей. С уменьшением погрешностей действительные значения параметров, в частности размеров, приближаются к заданным. При небольших погрешностях действительные размеры так мало отличаются от заданных, что их погрешности не ухудшают работоспособности изделий.

Погрешность размера (любого параметра), при которой сохраняется работоспособность изделий, называют допустимой погрешностью или *допуском* T размера. В стандартах допуски установлены по условию $T \geq V$.

§ 3.4. Меры, обеспечивающие взаимозаменяемость. Эффективность взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость обеспечивается комплексом расчетных, конструктивных и технологических мер.

Расчеты деталей по всем качественным показателям должны быть согласованы с требованиями, предъявляе-

мыми к конечному изделию. Важное значение имеют химические, физические и механические свойства материалов, стабильность размеров и формы заготовок и полуфабрикатов.

При конструировании необходимо широко применять общетехнические нормы и стандарты, а также унифицированные и стандартные детали, сборочные единицы и комплектующие изделия; обеспечивать технологичность конструкций; согласовывать точность деталей с условиями работы конечной продукции.

К технологическим мерам относятся правильно разработанная и строго соблюдаемая технология; соответствие технологическому процессу оборудования, приспособлений, режущего и мерительного инструмента; проверка изделий по всем параметрам — размерам, твердости, износостойкости, химическому составу. Кроме того, точность, которую способны обеспечить станки, приспособления, режущий и измерительный инструмент, должна несколько превышать точность, установленную для выпускаемой продукции.

Ремонт машин и приборов, основанный на принципах взаимозаменяемости, должен производиться путем замены деталей и сборочных единиц, пришедших в негодность, новыми из числа запасных. В связи с этим при проектировании и изготовлении машин и приборов определяют номенклатуру и расход запасных частей и предусматривают их выпуск.

Эффективность взаимозаменяемости объясняется соответствием ее принципам современным условиям производства. Полная взаимозаменяемость требует высокой точности изготовления деталей. Однако она настолько упрощает процесс сборки, что все операции сводятся к простому соединению деталей и сборочных единиц и поддаются точному нормированию. Это облегчает автоматизацию технологических процессов и позволяет производить поточную сборку на конвейерах рабочими невысокой квалификации.

Взаимозаменяемость способствует внедрению в производство специальных станков, приспособлений, режущего и измерительного инструмента, что обеспечивает снижение стоимости и повышение качества продукции. Развитие взаимозаменяемости стимулирует широкую стандартизацию различной продукции массового потребления — полуфабрикатов, сортового проката, крепежных

изделий, электродвигателей, редукторов, приборов и пр. Это, в свою очередь, способствует развитию специализации и кооперирования предприятий. Взаимозаменяемость упрощает и ускоряет ремонт. Принципы взаимозаменяемости используются и дают экономический эффект в массовом, серийном и даже в единичном производстве, так как во всех машинах и приборах широко применяются стандартные материалы, полуфабрикаты, детали и комплектующие изделия.

ГЛАВА 4

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПО ДОПУСКАМ И ПОСАДКАМ

§ 4.1. Поверхности, размеры, отклонения и допуски

СТ СЭВ 145—75 устанавливает основные определения допусков и посадок для элементов деталей и их соединений, имеющих гладкие цилиндрические или плоские параллельные поверхности. Примерами таких элементов деталей и их соединений могут служить цилиндрические поверхности диаметром 22 мм валов 14 (см. рис. 3.1), отверстий в ступицах колес 16 и 18 и соединения перечисленных деталей между собой; параллельные плоскости, определяющие размеры поперечных сечений шпонок 19 и пазов для них, а также соединения шпонок по ширине $b = 6$ мм с пазами вала 14 и колес. Терминология, применяющаяся для допусков и посадок других типовых соединений, основана на терминологии, установленной стандартом СТ СЭВ 145—75 для гладких цилиндрических соединений.

Поверхности деталей бывают цилиндрические, плоские, конические, эвольвентные, сложные (шлицевые, винтовые) и др. Кроме того, поверхности бывают сопрягаемые и несопрягаемые. *Сопрягаемые* — это поверхности, по которым детали соединяются в сборочные единицы, а сборочные единицы в механизмы. *Несопрягаемые* или *свободные* — это конструктивно необходимые поверхности, не предназначенные для соединения с поверхностями других дета-

лей. Так, на рис. 3.1 сопрягаемыми поверхностями являются цилиндрические поверхности диаметром 22 мм вала 14 и колес, шлицевые поверхности вала 1 и блока шестерен 5, эвольвентные рабочие поверхности зубьев зубчатых колес; несопрягаемыми — торцовые поверхности венцов колес 16 и 18, поверхности их дисков, наружная поверхность бурта диаметром 25 мм вала 14.

Внутренние цилиндрические поверхности, а также внутренние поверхности с параллельными плоскостями (отверстия в ступицах, шпоночные пазы и пр.) являются охватываемыми. Их условно называют отверстиями. Диаметры отверстий обозначают D . Наружные поверхности (цилиндрическая поверхность диаметром 22 мм вала 14, боковые грани шпонок) являются охватываемыми. Их условно называют *валами* и обозначают d .

Размеры выражают числовые значения линейных величин (диаметров, длин и т. д.) и делятся на номинальные, действительные и предельные. В машино- и приборостроении все размеры в технической документации задают и указывают в миллиметрах.

Номинальный размер (обозначают D) — размер, относительно которого определяют предельные размеры и отсчитывают отклонения. Номинальные размеры являются основными размерами деталей или их соединений. Их назначают в результате расчетов деталей на прочность, жесткость, износостойкость и по другим критериям работоспособности, или исходя из конструктивных, технологических и эксплуатационных соображений. Сопрягаемые поверхности имеют общий номинальный размер. Значения номинальных размеров округляют обычно в большую сторону (ГОСТ 6636—69 или СТ СЭВ 514—77).

Допустим, из расчета на прочность получено, что диаметр вала 14 под колесом 16 равен 20,6 мм. Округляя численное значение по ряду R_{a10} (ГОСТ 6636—69 или СТ СЭВ 514—77), принимаем номинальный диаметр вала в расчетном сечении $D = 22$ мм. Этот размер является также номинальным диаметром отверстия в ступице колеса 16 и соединения этих деталей. Диаметры остальных поверхностей вала намечаем конструктивно с учетом требований прочности, технологичности конструкции и сборки вала с другими деталями.

Действительный размер (D_p , d_p) — размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Погрешность измерения, а следовательно, и выбор измерительных средств необходимо согласовывать с точностью, которая требуется для данного размера. Это объясняется тем,

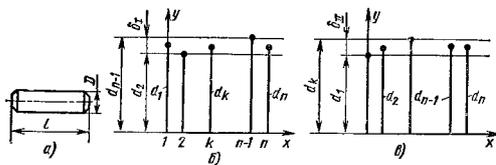


Рис. 4.1

что измерения высокой точности, с малыми погрешностями, выполняются сложными приборами, обходятся дорого и не всегда технически целесообразны. Например, поверхность буртика диаметром 25 мм вала 14 может быть обработана и измерена со значительно меньшей точностью, чем сопрягаемые поверхности диаметром 22 мм того же вала.

Предельные размеры — два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер. Большой из двух предельных размеров называют **наибольшим предельным размером** (D_{\max} , d_{\max}), а меньший — **наименьшим предельным размером** (D_{\min} , d_{\min}).

Предельные размеры позволяют оценивать точность обработки деталей.

Допустим, производится обработка двух партий штифтов (по n штифтов в каждой) по размеру $D = 20$ мм (рис. 4.1, а). В результате влияния случайных факторов действительные размеры отличаются от заданного значения. На рис. 4.1, б показан разброс действительных размеров в первой партии. По оси абсцисс отложены номера штифтов в порядке измерений 1, 2, ..., k , ..., $n-1$, n , а по оси ординат — действительные значения диаметров d_1 , d_2 , ..., d_n . Действительные размеры колеблются в пределах от некоторого наименьшего размера d_k до наибольшего d_{n-1} . Разность этих размеров $\delta_1 = d_{n-1} - d_k$ определяет разброс действительных размеров или погрешность обработки деталей в первой партии. По результатам измерений штифтов второй партии построена аналогичная диаграмма (рис. 4.1, в). Погрешность обработки деталей в этой партии меньше, чем в первой: $\delta_{II} = d_k - d_1 < \delta_1$.

Сопоставление диаграмм позволяет сделать следующие выводы. С уменьшением разброса δ действительные размеры приближаются к заданному, поэтому разность предельных действительных размеров характеризует точность обработки деталей. Так как $\delta_{II} < \delta_1$, то во второй партии штифты обработаны точнее, чем в первой.

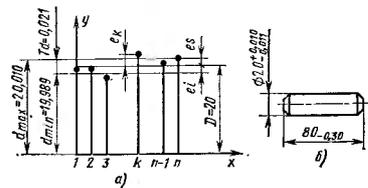


Рис. 4.2

Если предельные значения действительных размеров намечены (предписаны) заранее исходя из назначения и условий работы детали, то они являются наибольшим и наименьшим предельными размерами. Пользуясь ими, можно отбраковывать детали.

Пусть из условий работоспособности штифтов при номинальном диаметре $D = 20$ мм установлены предельные размеры (рис. 4.2, а): $d_{\max} = 20,010$ мм и $d_{\min} = 19,989$ мм. Тогда все штифты, имеющие $d_{\max} > 20,010$ мм и $d_{\min} < 19,989$ мм, отбраковываются. Штифты, у которых $d_{\max} > 20,010$ мм, относятся к исправному браку, а штифты, у которых $d_{\min} < 19,989$ мм, — к неисправному.

Отклонением называют алгебраическую разность между размером (действительным, предельным) и соответствующим номинальным размером. Отклонения отверстий обозначают E , валов e .

Действительное отклонение (E_r , e_r) равно алгебраической разности действительного и номинального размеров (например, отклонение k -го штифта e_k , рис. 4.2, а):

$$E_r = D_r - D; e_r = d_r - d. \quad (4.1)$$

Предельное отклонение равно алгебраической разности предельного и номинального размеров. Различают верхнее, нижнее и среднее отклонения. **Верхнее отклонение** (ES , es) равно алгебраической разности наибольшего предельного и номинального размеров:

$$ES = D_{\max} - D; es = d_{\max} - D. \quad (4.2)$$

Нижнее отклонение (EI , ei) равно алгебраической разности наименьшего предельного и номинального размеров:

$$EI = D_{\min} - D; ei = d_{\min} - D. \quad (4.3)$$

Среднее отклонение (E_m, e_m) равно полусумме верхнего и нижнего отклонений:

$$E_m = 0,5(ES + EI); e_m = 0,5(es + ei). \quad (4.4)$$

Отклонения являются алгебраическими величинами и могут быть положительными, если предельный или действительный размер больше номинального; отрицательными, если предельный или действительный размер меньше номинального, и равными нулю — при равенстве указанных размеров. Поэтому всегда следует учитывать знак отклонения, и в формулах (4.1)–(4.4) не допускается перестановка вычитаемых. В справочниках, как правило, отклонения указаны в микрометрах; на чертежах их следует давать в миллиметрах. При выполнении расчетов в качестве единицы отклонения удобно использовать микрометр.

Пример 4.1. Определить предельные и средние отклонения для штифтов, у которых $D = 20$ мм, $d_{\max} = 20,010$ мм и $d_{\min} = 19,989$ мм.
Решение. По формулам (4.2)–(4.4) находим $es = d_{\max} - D = 20,010 - 20 = 0,010$ мм; $ei = d_{\min} - D = 19,989 - 20 = -0,011$ мм; $e_m = 0,5(es + ei) = 0,5(0,010 + (-0,011)) = -0,0005$ мм.

Значения верхних и нижних предельных отклонений на чертежах и в других технических документах представляют в миллиметрах с их знаками непосредственно после номинального размера. Если отклонения имеют разные абсолютные значения, то их помещают одно над другим (верхнее над нижним) и пишут меньшими цифрами, чем те, которые приняты для номинальных размеров. Так, размер штифта $D = 20$ мм с отклонениями, вычисленными в примере 4.1, на чертеже запишем следующим образом: $\varnothing 20^{+0,010}_{-0,011}$ (см. рис. 4.2, б). Число знаков в обоих отклонениях обязательно выравнивают (запись $\varnothing 20^{+0,01}_{-0,011}$ неправильная).

Если отклонения имеют одинаковые абсолютные значения, но разные знаки, то указывают только одно отклонение со знаком \pm , например $\varnothing 10 \pm 0,011$. Отклонения, равные нулю, можно не указывать. Например, записи $80^{+0,03}$ и $80_{-0,03}$ (рис. 4.2, б) обе правильные и означают, что верхнее отклонение равно нулю, а нижнее — отрицательное. Если диаметр отверстия $D = 22$ имеет отклонения $ES = 21$ мкм и $EI = 0$, то на чертеже следует записать $\varnothing 22^{+0,021}$ или $\varnothing 22^{+0,021}$.

Предельные отклонения, как и предельные размеры, характеризуют точность действительных размеров и погрешности обработки деталей.

Пример 4.2. Для партии штифтов $D = 20$ мм установлены предельные размеры $d_{\max} = 20,010$ и $d_{\min} = 19,989$ мм, при которых предельные отклонения равны $es = 0,010$ и $ei = -0,011$ мм. При отбраковке оказались штифты с действительными размерами $d_1 = 20,016$ и $d_2 = 19,982$ мм. Определить годность этих штифтов.

Решение. Сравним действительные размеры с предельными, найдем, что для первого штифта d_1 больше d_{\max} на $0,006$ мм ($d_1 - d_{\max} = 20,016 - 20,010 = 0,006$); для второго — d_2 меньше d_{\min} на $0,007$ мм ($d_2 - d_{\min} = 19,982 - 19,989 = -0,007$). Вычисляем действительные отклонения по формуле (4.1) и сравниваем их с предельными: $e_1 = d_1 - D = 20,016 - 20 = 0,016$ мм; $e_2 = d_2 - D = 19,982 - 20 = -0,018$ мм. Для первого штифта e_1 больше es на $0,006$ ($e_1 - es = 0,016 - 0,010$), а для второго — e_2 меньше ei на $0,007$ мм ($e_2 - ei = -0,018 - (-0,011) = -0,007$).

Таким образом, независимо от способа расчета оба штифта оказались бракованными, так как у первого штифта действительный размер и действительное отклонение больше предельных на $0,006$ мм, а у второго меньше на $0,007$ мм.

Следовательно, для обработки деталей и оценки точности их изготовления должны быть заданы или предельные размеры, или предельные отклонения. Для составления стандартных таблиц по допускам и посадкам, при выполнении ряда расчетов и проведении многих измерений гораздо удобнее пользоваться предельными отклонениями, а не предельными размерами, поэтому в стандартных таблицах допусков и посадок приведены числовые значения верхних и нижних отклонений. В таблицах отклонения приводят, как правило, в микрометрах и обязательно со знаками.

Понятие о допуске размера. Разброс действительных размеров неизбежен, но при этом не должна нарушаться работоспособность деталей и их соединений, т. е. действительные размеры годных деталей должны находиться в допустимых пределах, которые в каждом конкретном случае определяются предельными размерами или предельными отклонениями. Отсюда и происходит такое понятие как допуск размера.

Допуск (T — общее обозначение, TD — отверстия, Td — вала) равен разности наибольшего и наименьшего предельных размеров

$$TD = D_{\max} - D_{\min}; \quad (4.5)$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} \quad (4.6)$$

или абсолютной величине алгебраической разности верхнего и нижнего отклонений

$$TD = ES - EI; \quad (4.7)$$

$$Td = es - ei. \quad (4.8)$$

Указание к выводу формул (4.7) и (4.8). Как следует из формул (4.2), (4.3) и рис. 4.2, а, наибольший и наименьший предельные размеры равны суммам номинального размера и соответствующего предельного отклонения

$$D_{\max} = D + ES; \quad D_{\min} = D + EI. \quad (4.9)$$

$$d_{\max} = D + es; \quad d_{\min} = D + ei. \quad (4.10)$$

Подставив в формулу (4.5) значения предельных размеров из формул (4.9), получим $TD = D + ES - (D + EI)$. Сократив подобные члены, получим формулу (4.7) для определения допуска отверстия через предельные отклонения. Аналогично выводится формула (4.8).

Допуск всегда является положительной величиной независимо от способа его вычисления. На чертежах допуск указывают только через предельные отклонения, например $\varnothing 10^{+0,025}_{-0,005}$.

Пример 4.3. Вычислить допуск по предельным размерам и отклонениям. Дано: $d_{\max} = 20,010$ мм; $d_{\min} = 19,989$ мм; $es = 10$ мкм; $ei = -11$ мкм.

Решение 1. Вычисляем допуск через предельные размеры по формуле (4.6): $Td = 20,010 - 19,989 = 0,021$ мм. 2. Вычисляем допуск по предельным отклонениям по формуле (4.8): $Td = 10 - (-11) = 21$ мкм = $0,021$ мм.

Пример 4.4. По заданным условным обозначениям вала и отверстия (приведены в решении) определить номинальный и предельные размеры, отклонения и допуски (в мм и мкм).

Решение 1. Вал $\varnothing 22^{-0,015}_{-0,002}$. Поскольку на чертежах номинальные размеры с отклонениями всегда указывают в мм, то $D = 22$ мм; $es = -0,015$ мм = -15 мкм; $ei = 0,002$ мм = 2 мкм. По формулам (4.10) $d_{\max} = 20,000 + 0,015 = 20,015$; $d_{\min} = 20,000 - 0,002 = 20,002$ мм. Допуск вала по формулам (4.6) и (4.8): $Td = 20,015 - 20,002 = 0,013$ мм; $Td = 15 - 2 = 13$ мкм.

2. Отверстие $\varnothing 20^{+0,021}$; $D = 20$ мм; $ES = 0,021$ мм = 21 мкм; $EI = 0$; по формулам (4.9) $D_{\max} = 20,021$; $D_{\min} = 20$ мм; по формулам (4.5) (4.7) $TD = 20,021 - 20 = 0,021$ мм; $TD = 21 - 0 = 21$ мкм.

3. Вал $\varnothing 80_{-0,03}$; $D = 80$ мм; $es = 0$; $ei = -0,03$ мм = -30 мкм; по формулам (4.10) $d_{\max} = 80$; $d_{\min} = 80 - 0,03 = 79,97$ мм; по формулам (4.6) и (4.8) $Td = 80 - 79,97 = 0,03$ мм; $Td = 0 - (-30) = 30$ мкм.

§ 4.2. Графическое изображение допусков и отклонений

Графический способ изображения допусков и отклонений, которые устанавливаются на размеры деталей и их соединений, обладает высокой наглядностью. Этот метод

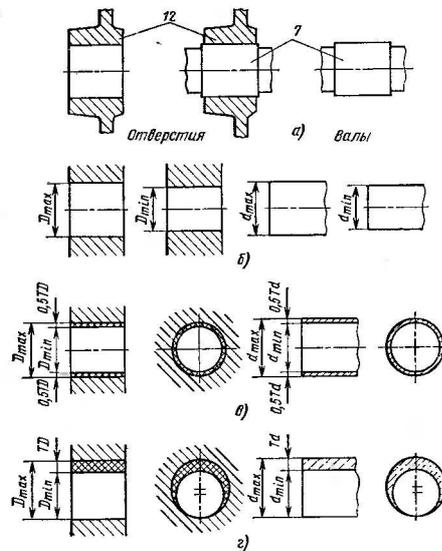


Рис. 4.3

позволяет быстро определить характер соединения деталей и облегчает выполнение различных расчетов, связанных с точностью деталей и соединений. Рассмотрим принцип графического изображения допусков отдельных деталей (рис. 4.3).

На рис. 4.3, а показано сопряжение оси 7 с корпусом 12 (см. рис. 3.1). У всех годных деталей, поступающих на сборку, размеры сопрягаемых поверхностей (рис. 4.3, б) находятся в пределах от D_{\max} до D_{\min} для отверстия (корпус 12) и от d_{\max} до d_{\min} для вала (вал 7). При графическом изображении допусков детали, для которых строятся схемы допусков, не вычерчивают, вместо деталей на схе-

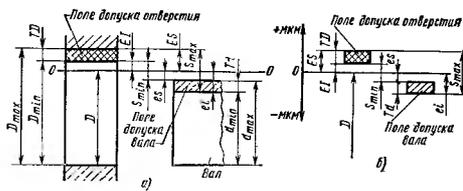


Рис. 4.4

мах дают условные изображения отверстий и валов без соблюдения масштаба (рис. 4.3, б, в и г)

Совместим контуры отверстий и валов (отдельно), изготовленных по предельным размерам, так, чтобы совпали их осевые линии (рис. 4.3, в). Тогда действительные размеры всех годных деталей окажутся в зонах, ограниченных предельными размерами. Сумма этих зон, расположенных симметрично относительно оси, выражает допуск отверстия TD и вала Td ($0,5T \cdot 2 = T$). Однако такое изображение допусков неудобно. Для упрощения и повышения наглядности эскизов удобнее изображать зоны допусков отверстий и валов целиком (рис. 4.3, г). Для этого предельные контуры отверстий и валов совместим нижними образующими. Тогда при тех же размерах допуски можно изобразить зонами, расположенными между верхними образующими совмещенных контуров.

Типовые примеры графического изображения допусков, отклонений, номинальных и предельных размеров и других параметров точности отверстий и вала показаны на рис. 4.4, а. Эти схемы построены на основе изложенного принципа. Масштаб при построении таких схем выдержать нельзя, так как допуски на обработку деталей в сотни и тысячи раз меньше номинальных размеров. В примере 4.4 для $D = 22$ мм $TD = 21$ мкм, что составляет менее $1/1000D$. Поэтому горизонтальные линии, определяющие предельные размеры D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} и d_{\min} , проводят на произвольных расстояниях от нижней линии, являющейся нижней образующей совмещенных контуров отверстий или валов. Кроме того, проводят горизонтальную линию OO , называемую нулевой. Нулевая линия — линия, положение которой соответствует номинальному размеру. От нее откладывают отклонения при графическом

изображении допусков и посадок; положительные — в одну сторону (например, вверх), а отрицательные — в другую (вниз).

На схемах указывают номинальный D и предельные (D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} , d_{\min}) размеры, предельные отклонения (ES , EI , es , ei) поля допусков и другие параметры.

Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поля допусков показывают зонами, которые ограничены двумя линиями, проведенными на расстояниях, соответствующих верхнему и нижнему отклонениям (см. рис. 4.4, а).

Положение поля допуска относительно номинального размера или нулевой линии определяется одним из двух отклонений — верхним или нижним, которое называют *основным*. В системе допусков и посадок СЭВ за основное отклонение принято меньшее из двух отклонений по абсолютному значению, т. е. ближайшее к нулевой линии. Для схемы, показанной на рис. 4.4, а, основными отклонениями являются: для поля допуска — отверстия — нижнее отклонение EI ; для поля допуска вала — верхнее отклонение es .

Предельные отклонения откладывают от нулевой линии, а их численные значения вполне определяют величину и положение поля допуска относительно этой же линии. Это обстоятельство позволяет применить более простой способ графического изображения полей допусков — через один отклонения (рис. 4.4, б). На таких упрощенных схемах не указывают номинальные и предельные размеры. Положение нулевых линий всегда соответствует концу вектора номинального размера, который условно направляют снизу вверх. Благодаря этому упрощенные схемы можно вычерчивать в масштабе; они получаются более наглядными, простыми и компактными, чем схемы на рис. 4.4, а.

Пример 4.5. Даны размеры соединения оси 7 с корпусом 12 (см. рис. 3.1): диаметры оси (вала) $\varnothing 10_{-0,015}^{+0,015}$ и отверстия в корпусе $\varnothing 10_{-0,015}^{+0,015}$. Построить схему полей допусков через предельные размеры.

Решение. 1. Определяем параметры отверстия и вала по формулам (4.7)–(4.10): $D = 10$ мм; $EI = 0$; $ES = TD = 0,015$ мм = 15 мкм; $D_{\max} = 10,015$ и $D_{\min} = 10$ мм. 2. Определяем параметры вала: $D = 10$ мм; $es = -0,005$ мм = -5 мкм; $ei = -0,014$ мм = -14 мкм; $Td = 9$ мкм; $d_{\max} = 9,995$ и $d_{\min} = 9,986$ мм. 3. Определяем

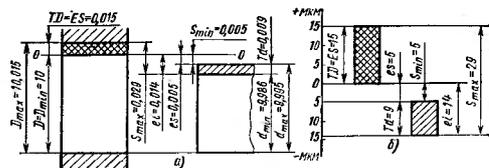


Рис. 4.5

основные отклонения: для отверстия $EI = 0$; для вала $es = -0,005$ мм. 4. Строим схему графического изображения полей допусков (рис. 4.5, а), указывая значения расчетных параметров.

Пример 4.6. По данным примера 4.5. построить упрощенную схему расположения полей допусков в масштабе.

Решение. Для построения схемы находим предельные отклонения: $ES = 15$; $EI = 0$; $es = -5$; $ei = -14$ мкм. Наберем масштаб отклонений $ME = E/eI$ (E или e — значение отклонения, мкм; I — единица длины чертежа, см). Масштаб выбираем с учетом заданных отклонений и желаемых размеров чертежа. В данном примере, учитывая величину отклонений, принимаем $ME = 5$ мкм/см.

Для построения схемы на чертеже проводим нулевую линию и перпендикулярно к ней ось ординат (рис. 4.5, б), на которой наносим деления, указывающие, сколько микрометров содержится в 1 см. В соответствии с принятым масштабом в 1 см содержится 5 мкм. После этого изображаем поля допусков, наносим все условные обозначения, их значения и выполняем необходимые вычисления (протяженность схем вдоль нулевой линии произвольна, но должна обеспечивать наглядность чертежа).

§ 4.3. Единица допуска и понятие о качествах

Точность размеров определяется допуском — с уменьшением допуска точность повышается, и наоборот. Однако значение допуска без учета величины и характера размера, назначения и условий работы детали не может служить мерой точности. Это объясняется следующим.

1. Каждый технологический метод обработки деталей характеризуется своей экономически обоснованной оптимальной точностью, но практика показывает, что с увеличением размеров возрастают технологические трудности обработки деталей с малыми допусками и оптимальные допуски при неизменных условиях обработки несколько увеличиваются. Обобщение опыта обработки деталей на металлорежущем оборудовании позволило выразить взаи-

мосвязь между экономически достижимой точностью и размерами с помощью условной величины, называемой единицей допуска.

Единица допуска $i(I)$ выражает зависимость допуска от номинального размера и служит базой для определения стандартных допусков. В системе допусков и посадок СЭВ единицу допуска, мкм, вычисляют по формулам:

для размеров до 500 мм

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D_m} + 0,001 D_m; \quad \text{мкм} \quad (4.11)$$

для размеров свыше 500 до 10 000 мм

$$I = 0,004 D_m + 2,1; \quad \text{мкм} \quad (4.12)$$

где D_m — средний диаметр интервала в мм.

В формулах (4.11) и (4.12) первое слагаемое учитывает влияние погрешностей обработки, а второе — влияние погрешностей измерения и температурных погрешностей.

2. К размерам, даже имеющим одинаковые значения, могут предъявляться различные требования в отношении точности. Это объясняется большим разнообразием механизмов, а также узлов и деталей, отличающихся конструкциями, назначением и условиями работы. Поэтому стандартные системы допусков и посадок содержат ряд классов.

Классом называют совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Допуск для классов за некоторым исключением устанавливается по формуле

$$T = ai(I), \quad (4.13)$$

где a — число единиц допуска.

В пределах одного и того же класса a постоянно, поэтому все номинальные размеры в каждом классе имеют одинаковую степень точности. Однако допуски в одном и том же классе для разных размеров все же изменяются, так как с увеличением размеров увеличивается единица допуска [см. формулы (4.11) и (4.12)]. При переходе от классов высокой точности к классам грубой точности допуски увеличиваются вследствие увеличения числа единиц допуска, поэтому в разных ква-

литатах изменяется точность одних и тех же номинальных размеров (см. табл. 5.2).

Пример 4.7. На размер $\varnothing 23$ установлен допуск $T = 52$ мкм. На размер $\varnothing 280$ установлены допуски, в первом случае — 81, во втором — 130 и в третьем — 210 мкм. Определить, в каком случае на размер $\varnothing 280$ установлен более точный и в каком менее точный допуск, чем на размер $\varnothing 23$.

Решение. 1. Вычислим единицы допусков. В формулу (4.11) подставим заданные размеры, весьма близкие к средним размерам интервалов: для $\varnothing 23$ $i = 0,45\sqrt[3]{23} + 0,001 \cdot 23 \approx 1,31$; для $\varnothing 280$ $i = 0,45\sqrt[3]{280} + 0,001 \cdot 280 \approx 3,23$ мкм. 2. Находим число единиц допусков для размера $\varnothing 23$ при $T = 52$ мкм: $a_{23} = T/i = 52/1,31 \approx 40$. 3. Находим числа единиц допусков, установленных на размер $\varnothing 280$, сопоставляем их с числом единиц допусков для размера $\varnothing 23$ и определяем точность допусков в трех заданных случаях: 1) $T = 81$ мкм; $a_{280} = 81/3,23 \approx 25,1 < a_{23}$, следовательно, допуск на $\varnothing 280$ точнее, чем допуск на $\varnothing 23$ мм; 2) $T = 130$, $a_{280} = 130/3,23 \approx 40 \approx a_{23}$ — допуски обоих размеров имеют одинаковую точность; 3) $T = 210$, $a_{280} = 210/3,23 \approx 65,1 > a_{23}$ допуск на размер $\varnothing 280$ грубее, чем допуск на размер $\varnothing 23$.

Выводы. 1. Единица допусков зависит только от размера и не зависит от назначения, условий работы и способов обработки деталей, т. е. единица допусков позволяет оценивать точность различных размеров и является общей мерой точности или масштабом допусков разных классов.

2. Допуски одинаковых размеров в разных квалитетах различны, так как зависят от числа единиц допусков a , т. е. качества определяют точность одинаковых номинальных размеров.

3. Различные способы обработки деталей обладают определенной экономической достижимой точностью: черновое точение позволяет обрабатывать детали с грубыми допусками; для обработки с весьма малыми допусками применяют тонкое шлифование и т. д., поэтому качества фактически определяют технологию обработки деталей.

§ 4.4. Общие сведения о посадках

Механизмы всех машин и приборов состоят из взаимосоединяемых деталей и сборочных единиц. Характер соединений должен обеспечивать точность положения или перемещения деталей и сборочных единиц, надежность эксплуатации, простоту ремонта машин и приборов, поэтому конструкции соединений могут быть различными и к их характеру могут предъявляться различные требования.

58

В одних случаях необходимо получить подвижное соединение с зазором (соединение оси 7 с корпусом 12 на рис. 3.1), в других — неподвижное соединение с натягом (соединение той же оси с рычагом 6).

Зазором S называют разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала, т. е. $S = D - d$ (рис. 4.6, а).

Натягом N называют разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия (рис. 4.6, б). При подобном соотношении диаметров d и D натяг можно считать отрицательным зазором, т. е.

$$N = -S = -(D - d) = d - D. \quad (4.14)$$

Зазоры и натяги обеспечиваются не только точностью размеров отдельно взятых деталей, но главным образом соотношением размеров сопрягаемых поверхностей — посадкой.

Посадкой называют характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадки характеризуют свободу относительного перемещения соединенных деталей или их способность сопротивляться взаимному смещению. В зависимости от расположения полей допусков отверстия и вала посадки подразделяют на три группы:

посадки с зазором обеспечивают зазор в соединении (поле допусков отверстия расположено над полем допусков вала, см. рис. 4.5);

посадки с натягом обеспечивают натяг в соединении (поле допусков вала расположено над полем допусков отверстия, см. рис. 4.6);

переходные посадки дают возможность получать в соединении как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются, см. рис. 4.9).

Посадки с зазором характеризуются предельными зазорами — наибольшим и наименьшим (см. рис. 4.5). **Наибольший зазор S_{\max}** равен разности наибольшего предельного размера отверстия и наименьшего предельного размера вала

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}. \quad (4.15)$$

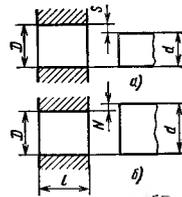


Рис. 4.6

59

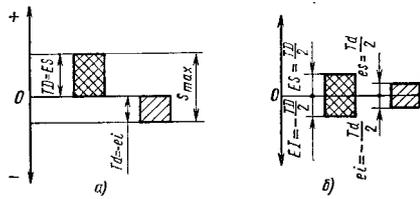


Рис. 4.7

Наименьший зазор S_{\min} равен разности наименьшего предельного размера отверстия и наибольшего предельного размера вала

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} \quad (4.16)$$

Формулы (4.15) и (4.16) можно преобразовать для вычисления S_{\max} и S_{\min} через отклонения, для чего подставим в формулу (4.15) значения D_{\max} и d_{\min} из формул (4.9) и (4.10):

$$S_{\max} = ES - ei \quad (4.17)$$

Аналогично найдем

$$S_{\min} = EI - es \quad (4.18)$$

Формулами (4.17) и (4.18) удобно пользоваться, так как при этом отклонения выбирают по справочникам и не нужно предварительно находить предельные размеры.

К посадкам с зазором относятся также посадки, в которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала (рис. 4.7, а). У этих посадок, как у всех посадок с зазором поле допуска отверстия располагается над полем допуска вала, но $S_{\min} = 0$.

Пример 4.8. Заданы диаметры отверстия в корпусе 12 (см. рис. 3.1) $\varnothing 10^{+0,015}$ и оси 7 $\varnothing 10^{-0,005}$ (см. пример 4.6). Определить предельные зазоры в соединении оси 7 с корпусом 12 по формулам (4.15)–(4.16). Обозначить S_{\max} и S_{\min} на рис. 4.5.

Решение. 1. Вычислим зазоры по формулам (4.15) и (4.16), используя предельные размеры D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} и d_{\min} , вычисленные в примере 4.6: $S_{\max} = 10,015 - 9,985 = 0,029$ мм; $S_{\min} = 10 - 9,995 = 0,005$ мм. 2. Вычисляем зазоры по формулам (4.17) и (4.18): $S_{\max} = 15 - (-14) = 29$ мкм = 0,029 мм; $S_{\min} = 0 - (-5) = 5$ мкм = 0,005 мм. 3. Указываем на схемах полей допусков условные обозначения и значения зазоров (см. рис. 4.5).

Посадки с натягом.

Для образования натяга диаметр вала до сборки обязательно должен быть больше диаметра отверстия. В собранном состоянии диаметры обеих деталей в зоне сопряжения уравниваются. Это означает, что сборка осуществляется в результате упругих деформаций материала, и детали соединяются неподвижно. Способы сборки деталей, условия работы, методы проектирования соединений с натягом рассматриваются в курсах технической механики и деталей машин. Посадки с натягом характеризуются предельными натягами. Наибольший натяг N_{\max} (рис. 4.8) равен разности наибольшего предельного размера вала и наименьшего предельного размера отверстия; наименьший натяг N_{\min} равен разности наименьшего предельного размера вала и наибольшего предельного размера отверстия:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} \quad (4.19)$$

Предельные натяги, как и предельные зазоры, удобно вычислять через предельные отклонения:

$$N_{\max} = es - EI; \quad N_{\min} = ei - ES \quad (4.20)$$

Пример 4.9. Заданы размеры соединения оси 7 с рычагом 6 (см. рис. 3.1): отверстие (деталь 6) $\varnothing 8^{+0,015}$; вал (деталь 7) $\varnothing 8^{+0,028}$. Определить предельные натяги и построить схему полей допусков.

Решение. 1. Натяги вычисляем через предельные отклонения, которые по условию задачи равны: $es = 28$ мкм; $ei = 19$ мкм; $ES = 15$ мкм и $EI = 0$. 2. По формулам (4.20) определяем $N_{\max} = 28 - 0 = 28$ мкм = 0,028 мм; $N_{\min} = 19 - 15 = 4$ мкм = 0,004 мм. 3. Строим схему полей допусков (см. рис. 4.8).

Переходные посадки. Основной особенностью переходных посадок является то, что в соединениях деталей, относящихся к одним и тем же парням, могут получаться или зазоры, или натяги. Переходные посадки характеризуются наибольшими зазорами и наибольшими натягами (рис. 4.9).

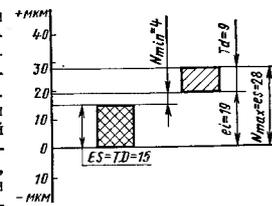


Рис. 4.8

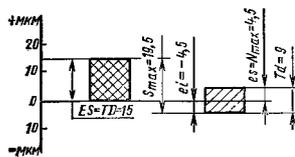


Рис. 4.9

Пример 4.10. Заданы размеры соединения оси 7 с рукояткой 11 (см. рис. 3.1): отверстие (деталь 11) $\varnothing 8^{+0.0045}$; вал (деталь 7) $\varnothing 8 \pm 0,0045$. Определить предельные размеры, натяги и зазоры, построить схему полей допусков.

Решение. 1. По условию задачи предельные отклонения равны: $ES = 15$, $EI = 0$, $es = 4,5$; $ei = -4,5$ мкм.

2. По формулам (4.20) вычисляем предельные натяги: $N_{\min} = 4,5 - 0 = 4,5$ мкм; $N_{\max} = -4,5 - 15 = -19,5$ мкм. Так как наименьший натяг оказался отрицательным, то в данном случае сочетание наименьшего предельного размера вала с наибольшим предельным размером отверстия дает наибольший зазор $S_{\max} = 19,5$ мкм. 3. Для проверки вычисляем предельные зазоры по формулам (4.17) и (4.18): $S_{\max} = 15 - (-4,5) = 19,5$ мкм; $S_{\min} = 0 - (+4,5) = -4,5$ мкм. Проверка показала, что при заданных отклонениях сочетание наибольшего отверстия с наименьшим валом дает S_{\max} , а сочетание наименьшего отверстия с наибольшим валом дает N_{\max} . 4. Строим схемы полей допусков (см. рис. 4.9).

На основании расчетов, выполненных в примере 4.10, сделаем следующие выводы: так как отрицательные зазоры равны положительным натягам и наоборот, то для определения в переходной посадке значений S_{\max} и N_{\max} достаточно вычислить оба предельных зазора или оба предельных натяга; при правильном вычислении S_{\min} или N_{\min} обязательно окажутся отрицательными, и по абсолютным значениям будут равняться соответственно N_{\max} или S_{\max} .

Допуск посадки $ТП$ равен сумме допусков отверстия и вала, составляющих соединение:

$$ТП = TD + Td. \quad (4.21)$$

Из схемы полей допусков посадки с зазором (рис. 4.5) следует, что $S_{\max} = S_{\min} + TD + Td$. Из этой же схемы следует, что зазоры изменяются в пределах от S_{\min} до S_{\max} . Известно, что разность предельных значений размера равна его же допуску. Таким образом, разность предельных зазоров равна допуску зазора TS , т. е. $S_{\max} - S_{\min} = TS$.

Следовательно, можно доказать, что для посадок с зазором допуск посадки равен допуску зазора или разности предельных зазоров:

$$ТП = TS = S_{\max} - S_{\min}. \quad (4.22)$$

Пользуясь рис. 4.8, аналогично можно доказать, что для посадок с натягом допуск посадки равен допуску натяга или разности натягов:

$$ТП = TN = N_{\max} - N_{\min}. \quad (4.23)$$

При вычислении допуска переходных посадок в формулы (4.22) или (4.23) подставляют предельные зазоры или натяги с их знаками. Иначе говоря, допуск переходной посадки

$$ТП = S_{\max} + N_{\max}. \quad (4.24)$$

Пример 4.11. По данным примеров 4.9 и 4.10 определить допуск посадок с натягом и переходной по формулам (4.21), (4.23) и (4.24).

Решение. Для посадки с натягом $ТП = 15 + 9 = 24$; $TN = 26 - 4 = 24$ мкм. Для переходной посадки $ТП = 15 + 9 = 24$ мкм; по алгебраической разности зазоров $ТП = S_{\max} - S_{\min} = 19,5 - (-4,5) = 24$ мкм; по сумме S_{\max} и N_{\max} $ТИ = 19,5 + 4,5 = 24$ мкм.

§ 4.5. Посадки в системе отверстия и в системе вала

Посадки всех трех групп с различными зазорами и натягами можно получить, изменяя положения полей допусков обеих сопрягаемых деталей (рис. 4.10, а). Однако удобнее в технологическом и эксплуатационном отношении поля допуска только вала (рис. 4.10, б) или только отверстия (рис. 4.10, в). Например, все посадки, рассмотренные в примерах 4.8—4.10 (см. рис. 4.5, 4.8 и 4.9), образованы изменением положения полей допусков вала при постоянных полях допусков отверстий ($ES = 15$ мкм; $EI = 0$). Деталь, у которой положение поля допуска не зависит от вида посадки, называют основной деталью системы. Это может быть отверстие или вал, имеющие любое основное отклонение. В системе допусков и посадок

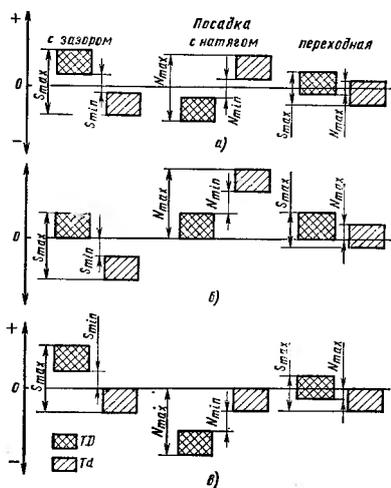


Рис 4.10

СЭВ основными деталями служат отверстия или валы, имеющие основное отклонение, равное нулю.

Таким образом, *основная деталь* — это деталь, поле допуска которой является базовым для образования посадок, установленных в данной системе допусков и посадок. *Основное отверстие* — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю $EI = 0$ (см. рис. 4.7, а и 4.10, б). У основного отверстия верхнее отклонение всегда положительное и равно допуску $ES - 0 = TD$; поле допуска расположено выше нулевой линии и направлено в сторону увеличения номинального размера. *Основной вал* — вал, верхнее отклонение которого равно нулю $es = 0$ (см. рис. 4.7, а и 4.10, в). У основного вала $Td = 0 - (-ei) = |ei|$, поле допуска расположено ниже нулевой линии и направлено в сторону уменьшения номинального размера.

В зависимости от того, какая из двух сопрягаемых деталей является основной, системы допусков и посадок включают два ряда посадок: *посадки в системе отверстий* — различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (см. рис. 4.10, б); *посадки в системе вала* — различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (см. рис. 4.10, в).

Нужные зазоры и натяги получают, изменяя основные отклонения несюльных деталей: валов в системе отверстия и отверстий в системе вала. Основные отклонения несюльных деталей системы изменяются по абсолютной величине и могут быть положительными, отрицательными и равными нулю. В последнем случае (см. рис. 4.7, а) получается посадка с зазором, образующая основным отверстием и основным валом.

Валы различной точности (даже высокой) можно обрабатывать и измерять универсальными инструментами — резцами, шлифовальными кругами, микрометрами и т. д. Для обработки и измерения точных отверстий применяют специальные, дорогостоящие инструменты (зенкеры, развертки, протяжки, калибры-пробки). Число комплектов таких инструментов, необходимых для обработки отверстий с одинаковым номинальным размером, зависит от разнообразия предельных отклонений, которые могут быть назначены. Допустим, требуется изготовить три комплекта деталей одинаковых номинальных размеров и одинаковой точности для получения посадок с зазором, натягом и переходной. В системе отверстия предельные размеры отверстий одинаковы для всех трех посадок (см. рис. 4.10, б), и для обработки потребуются только один комплект специальных инструментов. В системе вала предельные размеры отверстий для каждой посадки различны (см. рис. 4.10, в), и для обработки потребуются три комплекта специальных инструментов.

Благодаря тому, что для получения разнообразных посадок в системе отверстия требуется значительно меньше специальных инструментов для обработки отверстий, эта система в машиностроении имеет преимущественное применение.

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

§ 5.1. Общие сведения о системах допусков и посадок

Системой допусков и посадок называют комплекс рядов допусков и посадок, созданный на основе теоретических исследований и обобщения опыта проектирования, изготовления и эксплуатации изделий. Стандартные системы допусков и посадок разработаны для различных типовых соединений деталей машин и приборов. Они обеспечивают взаимозаменяемость в машино- и приборостроении; создают условия для стандартизации конечной продукции, комплектующих изделий, режущего инструмента и калибров; способствуют повышению качества продукции.

Современные системы допусков и посадок:

- 1) охватывают определенные диапазоны размеров, которые для упрощения таблиц допусков разбивают на интервалы размеров;
- 2) содержат единицы допусков, выражающие зависимость допуска от размера;
- 3) содержат необходимое число квалитетов, классов или степеней точности, в которых установлены допуски разной величины для одинаковых номинальных размеров;
- 4) содержат необходимое разнообразие посадок двух рядов — в системе отверстия и в системе вала;
- 5) являются предельными асимметричными системами, в которых точность размеров задана двумя предельными размерами, а поля допусков основного отверстия и основного вала расположены асимметрично относительно нулевой линии (см. рис. 4.7 и 4.10);
- 6) имеют определенную температуру для проведения точных измерений $t = 20^\circ\text{C}$.

Системы допусков и посадок оформлены в виде таблиц, содержащих значения допусков и отклонений для всех интервалов, размеров, квалитетов, степеней и классов точности. Стандартные общегосударственные системы допусков и посадок являются обязательными, но на их основе можно составлять отраслевые, ведомственные и заводские стандарты, ограничивающие выбор допусков и посадок

теми значениями, которые удовлетворяют запросы отдельных отраслей промышленности и предприятий.

Комплексной программой развития технико-экономического сотрудничества стран-членов СЭВ предусмотрено создание ряда систем допусков и посадок типовых соединений, согласованных с рекомендациями ИСО. Согласно этой программе Общесоюзная система допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений ОСТ с 1.1.77 г. заменяется системой допусков и посадок СЭВ, оформленной в виде стандартов СТ СЭВ 144—75, СТ СЭВ 145—75, СТ СЭВ 177—75, СТ СЭВ 179—75 и СТ СЭВ 302—76. Система допусков и посадок СЭВ почти полностью соответствует системе допусков и посадок ИСО, которая изложена в рекомендациях ИСО/Р 286 (1962 г.), ИСО/Р 1829 (1970 г.) и ИСО/Р 1938 (1971 г.).

§ 5.2. Диапазоны размеров, единицы допусков и квалитеты ЕСДП СЭВ

Диапазоны и интервалы размеров. Система допусков и посадок СЭВ распространяется на размеры до 10 000 мм (нижний предел — менее 1 мм — неограничен). Указанный диапазон размеров разбит на три группы: до 500 мм, свыше 500 до 3150 мм и свыше 3150 до 10 000 мм. Перечисленные группы размеров подразделены на основные и промежуточные интервалы. Для размеров до 500 мм установлено 13 основных интервалов: до 3 мм; свыше 3 до 6, свыше 6 до 10, свыше 10 до 18 мм и т. д. (табл. 5.1). Начиная с 10 мм основные интервалы дополнительно разбиты на промежуточные. Например, в основном интервале свыше 10 до 18 мм имеется два промежуточных — свыше 10 до 14 и свыше 14 до 18 мм (см. табл. 5.4). Размеры свыше 500 до 3150 мм разбиты на 8 основных и 16 промежуточных интервалов, а свыше 3150 мм на 5 основных и 10 промежуточных. Промежуточные интервалы введены для отклонений, образующих посадки с большими натягами и зазорами для получения более равномерных зазоров и натягов.

Единицы допуска i (I) вычисляют по формулам (4.11) и (4.12) для всех интервалов размеров по среднему геометрическому размеру данного интервала

$$D_m = \sqrt[3]{D_G D_m} \quad (5.1)$$

где D_G и D_m — больший и меньший размеры интервала.

Т а б л и
Единицы допуска для

Основные интервалы размеров	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50
D_m , мм	1,73	4,24	7,75	13,4	23,2	38,7
i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56

Т а б л и
Число единиц допусков для квалитетов ЕСДП
Общее назначение квалитетов

Число единиц допуска		1	2	3	4	5	6	7	8
Квалитеты	ЕСДП СЭВ	—	01	0	1	2	3	4	—
Классы точности системы ОСТ	Отверстия	02	03	04	05	06	07	08	—
	Вала	02	03	04	05	06	07	08	—
Общее назначение квалитетов и классов точности		Для концевых мер длины			Для калибров и особо точных размеров				

Например, для интервала размеров свыше 18 до 30 мм $D_m = \sqrt[3]{18 \cdot 30} \approx 23,2$ мм; для размеров до 3 мм $D_m = \sqrt[3]{3}$ мм.

Единицы допуска основных интервалов для наиболее распространенных в машиностроении размеров (до 500 мм) приведены в табл. 5.1. Деление размеров, которые охватываются системой допусков и посадок, на интервалы и применение для всех размеров каждого интервала одной общей единицы допуска позволяет ограничить разнообразие допусков и отклонений и упрощает таблицы стандартов.

В системе допусков и посадок СЭВ для гладких цилиндрических соединений допуски отверстий и валов обозначают *IT*, что означает «допуск ИСО».

табл. 5.1
размеров до 500 мм

Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
63,2	97,8	147	212	281	355	447
1,86	2,17	5,52	2,89	3,22	3,54	3,89

табл. 5.2
СЭВ и классов точности системы ОСТ.
и классов точности

7	10	14	20	30	40	64	100	160	250	315	400	640	1000	1600
5	6	7	8	—	9	10	11	12	—	13	14	15	16	17
09	1	2	2a	3	—	3a	4	—	5	—	7	8	9	10
1	2	2a	—	3	—	3a	4	—	5	—	7	8	9	10
Для сопрягаемых размеров. Содержат посадки										Для несопрягаемых и соответствующих размеров с допуском				

Квалитеты. В ЕСДП СЭВ для размеров до 10 000 мм установлено 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, ..., 17. В порядке убывания точности допуски квалитетов условно обозначают *IT01*, *IT0*, *IT2*, ..., *IT16*, *IT17*.

Для квалитетов от 5 до 17 допуски вычисляют по формуле (4.13). Число единиц допуска *a* принимают по табл. 5.2. Начиная с *IT6* значения *a* образуют геометрическую прогрессию со знаменателем $q \approx 1,6$, т. е. при переходе к каждому следующему квалитету число единиц допуска увеличивается на 60 %, а через пять квалитетов — в 10 раз. Например, для *IT11* $a_{11} = a_6 \cdot 10 = 10 \cdot 10 = 100$ (см. табл. 5.2); для интервала размеров свыше 18 до 30 мм *IT6* = 13 мкм; *IT11* = 130 мкм (табл. 5.3). Такая закономерность позволяет устанавливать допуски и число единиц

Т а б л и ц а 5.3
Допуски для размеров до 500 мм (СТ СЭВ 145—75)

Интервал размеров, мм	Значение допуска для качества, мкм												
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
До 3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Св. 3 до 6	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
» 6 » 10	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
» 10 » 18	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
» 18 » 30	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
» 30 » 50	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
» 50 » 80	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
» 80 » 120	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
» 120 » 180	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
» 180 » 250	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
» 250 » 315	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
» 315 » 400	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
» 400 » 500	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39

a для квалитетов грубее 17. Так, для размеров свыше 18 до 30 мм для нестандартизованного 20-го квалитета $IT_{20} = IT_{10} \cdot 100 = 6400$.

Квалитеты 01 и 0 с допусками точнее допуска квалитета 1 введены позже в связи с повышением требований к точности машино- и приборостроительной продукции.

В наиболее точных квалитетах основное влияние на точность размеров оказывает погрешность измерения, которая прямо пропорциональна размеру. Поэтому для размеров до 500 мм в первых трех квалитетах допуски, линейно зависящие от размера, вычисляют по следующим формулам: $IT_{01} = 0,3 + 0,008D_m$; $IT_0 = 0,5 + 0,012D_m$; $IT_1 = 0,8 + 0,02D_m$. Допуски квалитетов 2—4 составляют геометрическую прогрессию между IT_1 и IT_5 .

Для размеров свыше 500 до 10 000 мм допуски в квалитетах 01, 0 и 1 также вычисляют по формуле (4.13), принимая *a* равным соответственно 1; 1,41 и 2. Допуски квалитетов 2—4 также приближенно являются членами геометрической прогрессии между допусками IT_1 и IT_5 .

Пример 5.1. Вычислить допуски для диаметров 10 и 100 мм в квалитетах 6 и 11. Результаты сравнить с данными табл. 5.3.

Решение. 1. По табл. 5.1 для диаметра 10 мм (интервал свыше 6 до 10) $D_m = 7,75$ мм; $i = 0,9$ мкм; для диаметра 100 мм (интервал свыше 80 до 120) $D_m = 97,8$ мм; $i = 2,17$ мкм. 2. Находим $IT_6 =$

для обоих размеров $a_6 = 10$ (табл. 5.2); для диаметра 10 мм $IT_6 = 10 \cdot 0,9 = 9$; для диаметра 100 мм $IT_6 = 10 \cdot 2,17 \approx 22$ мкм. 3. Находим $IT_{11} : a_{11} = 10 a_6 = 100$; следовательно, для диаметра 10 мм $IT_{11} = 90$ и для диаметра 100 мм $IT_{11} \approx 220$ мкм. Значения вычисленных допусков равны стандартным (см. табл. 5.3).

§ 5.3 Образование посадок в ЕСДП СЭВ

Основные условия образования посадок: 1) посадки с нужными зазорами или натягами образуются сочетанием полей допусков соединяемых деталей — отверстия и вала; 2) поля допусков определяются численными значениями допуска и основного отклонения; 3) для получения различных посадок в системах допусков и посадок должно содержаться достаточное разнообразие полей допусков. Посадки можно получать двумя способами.

При первом способе стандартизуются ряды посадок в системе отверстий и в системе вала; для каждой посадки устанавливают пару полей допусков отверстия и вала; каждое поле допуска задают двумя предельными отклонениями, присущими только данному полю допуска. Такой способ образования посадок применяли в более ранних системах, в том числе в системе ОСТ (см. § 5.5). Недостаток этого способа заключается в том, что разнообразие и число посадок зависят от числа стандартизованных полей допусков.

При втором способе стандартизуются отдельно параметры, из которых образуются поля допусков, т. е. ряды допусков в разных квалитетах (см. табл. 5.3), и независимо от допусков ряды основных отклонений валов (рис. 5.1 и табл. 5.4) и отверстий. Поля допусков получают, сочетая любые допуски и основные отклонения. Этот способ обеспечивает большое разнообразие полей допусков и соответственно посадок при сравнительно ограниченных комплектах допусков и основных отклонений. Он является современным и применяется для образования посадок в системах ИСО и СЭВ.

Основные отклонения. Для образования полей допусков в ЕСДП СЭВ для каждого интервала номинальных размеров установлены ряд допусков из 19 квалитетов (см. табл. 5.3) и по 28 основных отклонений (см. рис. 5.1) полей допусков валов (см. табл. 5.4) и отверстий. Основные отклонения обозначают одной или двумя буквами

Таблица 5.4

Основные отклонения валов, мм, для размеров до 500 мм (СТ СЭВ 145—75)

Интервал размеров, мм	Верхнее отклонение $+es$						Нижнее отклонение $-ei$											
	d	e	f	g	h	js	Все качества											
							к	л	м	н	р	s	t	u	v			
Св. 3 до 6 » 6 » 10	20 30 40	14 10 25	6 10 13	2 4 5	0 0 0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	2	4	6	10	14	18	23	28	33	39
							0	1	2	4	6	10	14	19	23	28	33	41
Св. 10 до 14 » 14 » 18	50	52	16	0	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	7	12	18	23	28	33	39	47	55	
							0	0	8	15	22	28	35	41	48	55	68	81
Св. 30 до 40 » 40 » 50	80	50	25	0	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	9	17	26	34	43	54	60	68	81	
							0	0	11	20	32	43	53	66	87	102	120	
Св. 50 до 65 » 65 » 80	100	60	30	10	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	13	23	37	51	71	91	124	146		
							0	0	13	23	37	51	71	91	124	146		
Св. 80 до 100 » 100 » 120	120	72	36	12	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	13	23	37	51	71	91	124	146		
							0	0	13	23	37	51	71	91	124	146		

Продолжение табл. 5.4

Интервал размеров, мм	Верхнее отклонение $+es$						Нижнее отклонение $-ei$											
	d	e	f	g	h	js	Все качества											
							к	л	м	н	р	s	t	u	v			
Св. 120 до 140 » 140 » 160 » 160 » 180	145	85	43	14	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	15	27	43	63	92	122	170	202		
							0	0	15	27	43	63	92	122	170	202		
Св. 180 до 200 » 200 » 225 » 225 » 250	170	100	50	15	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	17	31	50	77	122	166	236	284		
							0	0	17	31	50	77	122	166	236	284		
Св. 250 до 280 » 280 » 315	190	110	56	17	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	20	34	56	94	158	218	315	385		
							0	0	20	34	56	94	158	218	315	385		
Св. 315 до 355 » 355 » 400	210	125	62	18	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	21	37	62	108	190	268	390	475		
							0	0	21	37	62	108	190	268	390	475		
Св. 400 до 450 » 450 » 500	230	135	68	20	0	0	Предельные отклонения $\pm IT/2$											
							0	0	23	40	68	126	232	330	490	595		
							0	0	23	40	68	126	232	330	490	595		

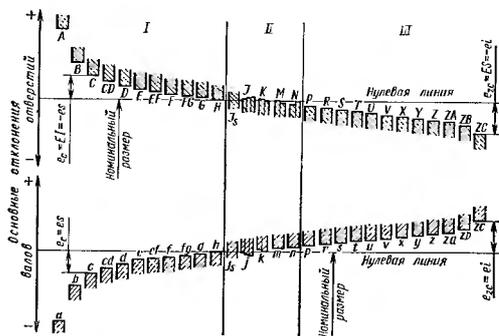


Рис. 5.1

латинского алфавита¹ — прописными (A, B, C, CD, D и т. д.) для отверстий и строчными (a, b, c, cd, d² и т. д.) для валов. Основные отклонения полей допусков можно обозначать буквой *e* с буквенным индексом, соответствующим данному полю допуска, например: e_c — основное отклонение отверстия C; e_c — основное отклонение вала *c*.

Основные отклонения валов зависят от номинальных размеров и остаются постоянными для всех квалитетов (см. табл. 5.4). Исключения составляют основные отклонения отверстий J, K, M, N и валов *j* и *k*, которые при одинаковых номинальных размерах, в разных квалитетах имеют различные значения (см. отклонения *k* в табл. 5.4). Поэтому на рис. 5.1 поля допусков с отклонениями J, K, M, N, *j*, *k*, разделены на части и показаны ступенчатыми.

Все поля допусков (кроме J_s и j_s , которые расположены симметрично относительно нулевой линии) ограничены горизонтальными линиями только с одной стороны:

¹ Две буквы CD, *cd* и т. д. обозначают основные отклонения, которые были дополнительно введены в систему ИСО для сопряжений, имеющих $D \leq 10$ мм (точнее приборостроение).
² Для обозначения номинальных размеров отверстий и валов и одной размерности основных отклонений приняты одинаковые буквы D и d (сравнить, например, рис. 4.3—4.5 с рис. 5.1).

с нижней, если поле допуска расположено выше нулевой линии, или с верхней — если оно расположено ниже нулевой линии. Это объясняется тем, что при одном и том же номинальном размере для всех квалитетов допуск имеет различные значения, а основные отклонения не изменяются. Следовательно, на рис. 5.1 показано расположение полей допусков в разных квалитетах при одинаковом номинальном размере. Основными отклонениями служат: для валов *a*—*h* верхние отклонения $-es$; для отверстий A—H нижние отклонения $+EI$; для валов *j*—*zc* нижние отклонения $+ei$; для отверстий J—ZC верхние отклонения $-ES$.

Основные отклонения валов вычисляют по эмпирическим формулам. Исходным параметром, по которому вычисляют основные отклонения, служит средний геометрический диаметр D_m интервала размеров (рекомендации ИСО/P 286 и СТ СЭВ 145—75).

Основные отклонения отверстий должны допускать образование посадок в системе отверстия и в системе вала с равными зазорами и натягами. Для этого установлены два правила вычисления отклонений отверстий — общее и специальное.

В соответствии с общим правилом основные отклонения отверстий принимают равными по абсолютной величине и противоположными по знаку основным отклонениям валов, обозначенным теми же буквами. Например, для отверстия C основное отклонение $e_c = -e_c$ или $EI = -es$ (см. рис. 5.1). Таким образом, основные отклонения отверстий являются относительно нулевой линии зеркальным отражением основных отклонений валов и в тех случаях, когда применимо общее правило, их вычисляют по формулам:

$$\text{для отверстий A—H} \quad EI = -es; \quad (5.2)$$

$$\text{для отверстий J—ZC} \quad ES = -ei. \quad (5.3)$$

Общее правило не распространяется на те случаи, когда действует специальное правило, а также на отверстия N с допусками IT9—IT17 (у этих отверстий при размерах более 3 мм $e_N = 0$).

Вторые (неосновные) предельные отклонения вычисляют по формулам (4.7) и (4.8), полагая известными основ-

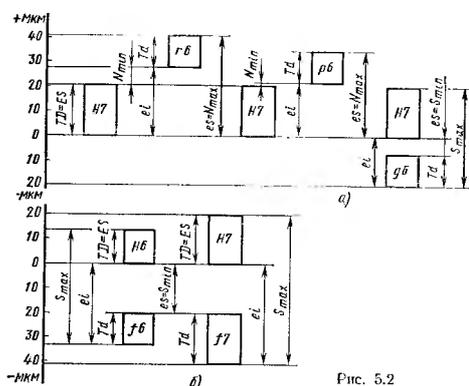


Рис. 5.2

ные отклонения и допуски. Для валов и отверстий, расположенных ниже нулевой линии, искомыми являются нижние отклонения, а для расположенных выше нулевой линии — верхние отклонения.

Пример 5.2. Для первого вала $es = -25$ мкм, для второго вала $ei = 9$ мкм; для обоих валов $Td = 25$ мкм. Определить вторые отклонения валов.

Решение. В первом случае по формуле (4.8) $ei = -25 - 25 = -50$ мкм; во втором случае по формуле (4.7) $es = 9 + 25 = 34$. Рекомендуем по исходным данным и результатам расчета построить схему полей допусков.

Поля допусков в ЕСПД СЭВ образуют сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов. В соответствии со способом образования поля допусков обозначают одной буквой или сочетанием двух букв основного отклонения и цифрой, указывающей номер квалитета. Например, обозначения $r6$, $p6$, $g6$ (рис. 5.2, а) означают, что на схеме показаны поля допусков валов квалитета 6 с основными отклонениями r , p и g ; обозначение $H7$ соответствует полю допуска отверстия квалитета 7 ($IT7$) с основным отклонением H ; $EF8$ — поле допуска отверстия $IT8$ с основным отклонением EF .

Принцип образования полей допусков, принятый в ЕСПД СЭВ, допускает сочетание любых основных отклонений с любыми квалитетами. Например, можно образовать поля допусков $a11$, $a14$, $c15$ и другие, не установленные в СТ СЭВ 145—75. Исключение представляют основные отклонения J и j , которые заменяются основными отклонениями J_s и j_s . Использование всех основных отклонений и квалитетов позволяет получить 490 полей допусков для валов и 489 для отверстий. Такие широкие возможности образования полей допусков позволяют применять ЕСПД СЭВ в различных специальных случаях. Это является ее существенным достоинством. Однако на практике использование всех полей допусков неэкономично, так как вызовет чрезмерное разнообразие посадок и специальной технологической оснастки.

При разработке национальных систем допусков и посадок на базе систем ИСО или СЭВ из всего многообразия полей допусков отбирают только те поля, которые обеспечивают потребности промышленности страны и ее внешнеэкономические связи. При этом учитывают рекомендации по отбору полей допусков, разработанные ИСО (рекомендации ИСО/Р 286 и ИСО/Р 1829). Подобный ограничительный отбор полей допусков валов и отверстий установлен стандартами СЭВ отдельно для размеров: менее 1 мм; от 1 до 500 мм; свыше 500 до 3150 мм (СТ СЭВ 144—75) и свыше 3150 мм (СТ СЭВ 177—75).

Для размеров от 1 до 500 мм установлено 77 полей допусков валов (табл. 5.5) и 68 полей допусков отверстий общего применения. Число полей допусков отверстий сокращено за счет полей допусков, применяемых для посадки с натягами в системе вала. Из указанного числа выделены предпочтительные поля допусков — 10 отверстий и 16 валов (в табл. 5.5 заключены в рамки). Кроме того, введены 68 дополнительных полей допусков (СТ СЭВ 144—75). В первую очередь применяют предпочтительные, а затем остальные поля допусков общего применения. Дополнительные поля применяют, если посадку нужного характера нельзя получить с помощью полей допусков общего применения.

Предпочтительные поля допусков выделены на основе обобщения опыта производственной деятельности и внешнеэкономических связей стран-членов СЭВ с учетом рекомендации ИСО/Р 1829 и, как правило, позволяют получать нужные посадки. Широкое внедрение в промыш-

Таблица 5.5
Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Квалитет	Основные отклонения																										
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z						
01								h0 ^a	js0 ^a																		
0								h0 ^a	js0 ^a																		
1								h1 ^a	js1 ^a																		
2								h2 ^a	js2 ^a																		
3								h3 ^a	js3 ^a																		
4							g4	h4	js4	k4	m4	n4															
5							g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5												
6							f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6											
7							e7	f7	g7	h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	s7										
8				св	d8	e8	f8	g8	h8	js8	k8							u8	v8	x8	y8	z8					
9				d9	e9	f9	g9	h9	js9	k9																	
10				d10	e10	f10	g10	h10	js10	k10																	
11	а11	б11	с11	а11				h11	js11	k11																	
12		б12						h12	js12	k12																	
13								h13	js13	k13																	
14								h14	js14	k14																	
15								h15	js15	k15																	
16								h16	js16	k16																	
17								h17	js17	k17																	

* Поля допусков, как правило, не предназначены для посадок

ленность предпочтительных полей допусков необходимо для дальнейшего развития взаимозаменяемости, кооперирования и специализации производства. Кроме того, оно обеспечивает сокращение номенклатуры и централизацию выпуска режущего и измерительного инструмента, а также другой технологической оснастки. Уже сейчас номенклатура нормального инструмента (сперл, разверток и пр.), выпускаемого специализированными инструментальными заводами, определяется только рядами предпочтительных полей допусков.

Для размеров менее 1 мм в ЕСДП СЭВ увеличено общее число полей допусков и повышен уровень их точности по сравнению с полями допусков, принятыми для размеров от 1 до 500 мм. Поля допусков, как правило, не предназначены для посадок, установленны в квалитетах 01—3 и 9—13, а поля допусков, предназначенные для посадок, — в квалитетах 4—10. Установлено почти одинаковое число полей допусков валов (81 поле) и отверстий (80 полей). Это объясняется одинаковой сложностью обработки точных отверстий и точных валов весьма малых размеров, широким применением в приборах посадок с натягом в сп-

стеме вала, а также более высокими требованиями к точности в приборостроении.

На все размеры менее 1 мм допуски назначают по табл. 5.3 из интервала до 3 мм. В СТ СЭВ 144—75 размеры до 1 мм разделены на три интервала (до 0,1; свыше 0,1 до 0,3 и свыше 0,3 до 1 мм исключительно) и для каждого интервала даны рекомендуемые поля допусков.

Для размеров свыше 500 до 10000 мм установлено несколько меньшее число полей допусков, чем для размеров от 1 до 500 мм; значительно сокращено число полей допусков отверстий, применяемых для посадок с натягом; поля допусков для сопрягаемых поверхностей смещены в сторону квалитетов меньшей точности (располагаются в квалитетах 6—11); предпочтительные поля допусков не выделены.

Поля допусков для всех размеров, не указанные в СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 177—75, являются специальными и применяются только в исключительных случаях.

Посадки можно получать, сочетая любые поля допусков из числа рекомендованных для применения. Однако в ЕСДП СЭВ установлены посадки двух групп: посадки в системе отверстия с основным отверстием H , у которого $EI = 0$ и посадки в системе вала с основным валом h , у которого $es = 0$ (СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 177—75).

В каждой группе посадок установлены посадки с зазором, переходные и с натягом. Для посадок с зазором (I) применяют несомные валы $d-h$ или несомные отверстия $A-H$; для переходных посадок (II) — несомные валы $js-n$ или несомные отверстия $js-N$; для посадок с натягом (III) — несомные валы $p-zc$ или несомные отверстия $P-ZC$ (см. рис. 5.1).

Так как допуск определяет точность деталей, а величина и знак основного отклонения — характер соединения деталей, то сочетая различные поля допусков, можно получить любую необходимую посадку. Например, соединение вала $h6$ с отверстием $H7$ (см. рис. 5.2, а) дает посадку с большим значением $N_{\text{вход}}$, чем соединение вала $h6$ с таким же отверстием. Изменяя только основное отклонение (допуск постоянный), можно получить посадки совершенно иного характера. Например, поля допусков $H7$ и $g6$ дают посадку с зазором. В рассмотренных трех случаях изменялся характер соединения, но точность обработки деталей и допуски посадок оставались одинаковыми.

На рис. 5.2, б показаны две посадки с зазором, имеющие одинаковые отклонения валов и наименьшие зазоры, но разные допуски: допуски первой пары соединяемых деталей (отверстие H6 и вал f6) меньше допусков второй пары деталей (отверстие H7 и вал f7). С учетом соотношения допусков соединение отверстия H7 с валом f7 имеет больший разброс зазоров, но обходится дешевле, чем соединение отверстия H6 с валом f6.

В ЕСДП СЭВ посадки не имеют специальных названий и обозначаются комбинациями условных обозначений полей допусков, которыми они образованы. Например, соединение отверстия и вала, имеющих номинальные диаметры 20 мм и обработанных по полям допусков H6 и f6 (см. рис. 5.2, б), дает посадку в системе отверстия, которую можно обозначить на чертеже одним из следующих способов: $\varnothing 20 \frac{H6}{f6}$, $\varnothing 20 H6/f6$ или $\varnothing 20 H6-f6$.

Независимо от способа записи в числителе дроби или на первом месте строки помещают условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе или на втором месте строки — условное обозначение поля допуска вала. Это правило является общим для обозначения посадок в системе отверстия и в системе вала. Если основное отклонение вала обозначено символом основного вала — буквой h, то посадка выполнена в системе вала. Например, посадки F7/h7 и F6/h6 относятся к системе вала. Таким образом, условные обозначения показывают принятую систему посадок, намеченные качества, основные отклонения и характер соединения, а также дают представление об относительной величине зазоров или натягов.

Пример 5.3. Для посадок $\varnothing 20 H7/f6$, $\varnothing 20 H7/r6$ и $\varnothing 20 H7/e6$ определить допуски и предельные отклонения и построить схему полей допусков.

Решение. По табл. 5.3 в интервале размеров свыше 18 до 30 мм находим допуски (мкм): для отверстия в качестве T TD = IT7 = 21; для валов в качестве C Td = IT6 = 13.

Находим отклонения отверстий. Так как отверстия являются основными, то EI = 0; ES = TD = 21 мкм.

По табл. 5.4 в интервале свыше 18 до 30 мм находим основные отклонения валов (мкм): для основного отклонения вала r es = ei = 26; для вала p ep = ei = 22; для вала g eg = es = -7.

Вычисляем верхние отклонения валов (мкм) по формуле (4.2): для вала r es = 26 + 13 = 41; для вала p es = 22 + 13 = 35; для вала g es = -7 + 13 = 6 мкм.

Схемы полей допусков рекомендуем построить по результатам расчета самостоятельно.

Пример 5.4. Заданы предельные отклонения валов, мкм: первого ei = -50 и es = -25; второго ei = 9 и es = 34. Определить поля допусков валов. Номинальные диаметры валов D = 40 мм.

Решение. Это обратная задача по отношению к примеру 5.3: по известным предельным отклонениям необходимо определить качества, основные отклонения и условные обозначения полей допусков.

По формуле (4.8) находим допуски, мкм: первого вала Td = -25 - (-50) = 25; второго вала Td = 34 - 9 = 25. По табл. 5.3 в интервале свыше 30 до 50 мм находим, что для обоих валов назначены допуски по качеству 7.

Находим основные отклонения. Так как ими всегда являются ближайшие отклонения — меньшие по абсолютным значениям, то для первого вала основное отклонение es = -25 мкм, а для второго ei = 9 мкм. Затем по горизонтальной строке интервала свыше 30 до 50 мм табл. 5.4 находим, что в первом случае принято отклонение f; во втором — отклонение m. Таким образом, для валов назначены поля допусков f7 и m7.

§ 5.4. Посадки в ЕСДП СЭВ

В ЕСДП СЭВ установлены рекомендуемые посадки для всех интервалов размеров. Для размеров от 1 до 500 мм установлено 69 посадок общего применения в системе отверстия (табл. 5.6) и 61 посадка в системе вала. Из посадок общего применения выделены предпочтительные

Таблица 5.6
Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Основное отклонение отверстия	Основные отклонения валов																											
	a	b	c	d	e	f	g	h	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z	Посадки							
H5									H5/H5	H5/H5	H5/H5	H5/H5	H5/H5															
H6									H6/H6	H6/H6	H6/H6	H6/H6	H6/H6	H6/H6	H6/H6	H6/H6												
H7									H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7	H7/H7
H8									H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8	H8/H8
H9									H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9	H9/H9
H10									H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10	H10/H10
H11									H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11	H11/H11
H12									H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12	H12/H12

Примечание. В рамках указаны предпочтительные посадки.

(17 посадок в системе отверстия и 10 — в системе вала). Предпочтительные посадки, образованные из предпочтительных полей допусков, следует применять в первую очередь.

При размерах более 1 мм точные отверстия труднее обрабатывать, чем точные валы, поэтому при этих размерах применение отверстий повышенной точности ограничено и в квалитетах 5—9 посадки получают сочетанием валов с менее точными (на один, реже на два квалитета) отверстиями. Например, посадки в системе отверстия: $H6/m5$, $H7/g6$, $H8/f7$ (см. табл. 5.6); посадки в системе вала: $M6/h5$, $G7/h6$, $F8/h6$ и др.

В системе отверстия установлено несколько посадок с более точными полями допусков отверстий ($H7/c8$ и др.). Это объясняется необходимостью получения посадок с увеличенными зазорами.

Для размеров менее 1 мм в СТ СЭВ 144—75 приведены ряды посадок, рекомендуемых для отдельных интервалов этой группы размеров (до 0,1; свыше 0,1 до 0,3 и свыше 0,3 до 1 мм исключительно). В системах отверстия и вала установлено примерно одинаковое число посадок, которые образуются из полей допусков $IT4—IT11$. При этих размерах посадки получают сочетанием полей допусков отверстий и валов одинаковой точности, например $H5/r5$, $H5/h5$ и др. Это объясняется сложностью обработки точных валов весьма малых диаметров.

Для размеров свыше 500 до 3150 мм установлено 63 посадки в системе отверстия и 55 в системе вала. Число посадок в системе вала уменьшено в основном за счет посадок с натягом, которые в этом интервале размеров нерацionalmente применять. Посадки образуют из полей допусков $IT6—IT12$. В квалитетах 6—9 имеется много посадок, полученных сочетанием менее точных отверстий с более точными (на один квалитет) валами.

Для размеров свыше 3150 мм установлено 28 посадок в системе отверстия и 18 в системе вала (посадки с натягом и переходные в системе вала не предусмотрены). Посадки образованы из полей допусков $IT6—IT11$ одинаковой точности.

Кроме посадок, рекомендуемых к применению и дополнительно установленных, для всех диапазонов размеров в технически обоснованных случаях допускаются и другие посадки, образованные полями допусков, содержащимися в СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 177—75. При этом,

по возможности, посадки должны относиться к системе отверстия или системе вала; при неодинаковых допусках больший допуск назначают для отверстия, а допуск вала не должен быть грубее допуска отверстия более чем на два квалитета.

Пример 5.5. Заданы размеры соединения (см. рис. 3.1, а также примеры 4.8, 4.9 и 4.10): 1) оси 7 с корпусом $12 d = \varnothing 10_{-0,0014}^{-0,005}$; $D = \varnothing 10_{+0,015}^{+0,015}$; 2) оси 7 с рычагом $6 d = \varnothing 8_{+0,028}^{+0,028}$; $D = \varnothing 8_{+0,015}^{+0,015}$; 3) оси 7 с рукояткой $11 d = \varnothing 8 \pm 0,0045$; $D = \varnothing 8_{+0,015}^{+0,015}$. Определить посадки для перечисленных соединений.

Решение. Соединение оси 7 с корпусом 12. По условию находим предельные отклонения и допуски, мкм: для отверстия во всех трех случаях $EI = 0$; $ES = TD = 15$, т. е. отверстия являются основными отверстиями H ; для вала $es = -5$; $ei = -14$; $Td = 9$. По табл. 5.3 устанавливаем квалитеты $TD \pm IT7$; $Td = IT6$. По табл. 5.4 находим, что вал имеет основное отклонение $es = e_6$. Следовательно, в первом случае соединение осуществлено по посадке с зазором $\varnothing 10 H7/g6$.

Соединение оси 7 с рычагом 6. Находим предельные отклонения только для вала, мкм: $es = +28$; $ei = +19$; $Td = 9$, т. е. $Td = IT6$. По табл. 5.4 находим основное отклонение вала $ei = e_7$. Во втором случае применена посадка с натягом $H7/r6$.

Соединение оси 7 с рукояткой 11. Предельные отклонения вала, мкм: $es = 4,5$; $ei = -4,5$; $Td = 9 = IT6$. Предельные отклонения вала равны $\pm IT6/2$. Поэтому для вала принято поле допуска h_6 и применена переходная посадка $\varnothing 8 H7/j_6$.

Зазоры и натяги в ЕСПД СЭВ удобнее вычислять через отклонения по формулам (4.17), (4.18) и (4.20). Для посадок с зазором, относящихся к системам отверстия и вала, при сочетании полей допусков одинаковых и разных квалитетов предельные отклонения определяют по общему правилу (см. стр. 75).

Пример 5.6. Определить предельные зазоры посадок $\varnothing 60 H7/h6$ и $\varnothing 60 E7/h6$.

Решение. Посадка $H7/h6$. По табл. 5.3 находим допуски $IT7 = 30$ мкм; $IT6 = 19$ мкм. Отклонения основного отверстия $H7$: $EI = 0$; $ES = TD = 30$ мкм. Отклонения вала $h6$, мкм: $es = e_6 = -60$ (табл. 5.4); $ei = -60 - 19 = -79$ (по формуле (4.8)). По формулам (4.17) и (4.18) находим зазоры, мкм: $S_{\max} = 30 + 79 = 109$; $S_{\min} = 60$.

Посадка $E7/h6$. Допуски те же. Основной вал $h6$: $es = 0$; $ei = -19$ мкм. Отверстие $E7$: вследствие симметричности отклонений валов и отверстий (см. рис. 5.1) основное отклонение $EI = -es = 60$ мкм; $ES = 60 + 30 = 90$ мкм [формула (4.7)]. $S_{\max} = 90 + 19 = 109$ мкм и $S_{\min} = 60$ мкм. Схема полей допусков для обеих посадок дана на рис. 5.3.

В одноименных посадках с натягом в системах отверстия и вала натяги одинаковы при одинаковой точности

сопрягаемых деталей, и поэтому основное отклонение несосновного отверстия вычисляют по общему правилу. На рис. 5.4 показаны схемы полей допусков, предельные отклонения и натяги для посадок $\varnothing 60$ H7/h7 и $\varnothing 60$ U7/h7. Обычно посадки с натягом для размеров более 1 мм получают сопряжением менее точных отверстий с более точными (на один квалитет) валами. В подобных случаях для получения в системах отверстия и вала одинаковых натягов основное отклонение несосновного отверстия вычисляют по специальному правилу.

Пример 5.7. Определить предельные натяги для посадок $\varnothing 60$ H7/h6 и $\varnothing 60$ U7/h6, вычислив основное отклонение отверстия U7 по общему правилу.

Решение. Для решения используем данные табл. 5.3 и 5.4, формулы (4.20), (5.3), (4.7) и (4.8). Допуски, отклонения и натяги в мкм. Находим допуски IT7 = 30 и IT6 = 19. Вычисляем отклонения: для основного отверстия H7 EI = 0; ES = 30, для основного вала h6 es = 0; ei = -19; для вала h6 ei = 87; es = 106; для отверстия U7 ES = -87; EI = -117. Находим предельные натяги: для посадки H7/h6 $N_{\max} = 106$; $N_{\min} = 57$; для посадки U7/h6 $N_{\max} = 117$; $N_{\min} = 68$. Строим схемы полей допусков (рис. 5.5, а и б).

На рис. 5.5, а и б наглядно показано, что при равенстве абсолютных значений одноименных основных отклонений отверстия и вала, относящихся к разным квалитетам, например U7 и h6, нельзя получить посадки с равными натягами в системах отверстия и вала. Для обоснования этого утверждения представим наименьший натяг в виде разности между нижним откло-

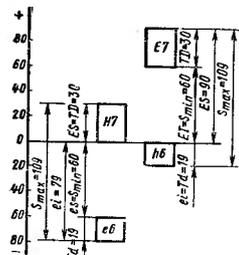


Рис. 5.3

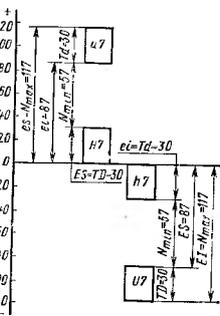


Рис. 5.4

нения несосновной детали и допуском основной детали. Обозначим допуск основного отверстия TD (в частном случае H7) через IT_n , а допуск основного вала Td (h6) через IT_{n-1} . Тогда для вычисления наименьших натягов получим следующие формулы:

$$\text{в системе отверстия } N_{\min A} = ei - IT_n;$$

$$\text{в системе вала } N_{\min B} = ES - IT_{n-1}.$$

Так как $IT_{n-1} < IT_n$, то $N_{\min A} > N_{\min B}$ (см. рис. 5.5, а и б).

Чтобы уравнять наименьшие натяги, достаточно увеличить верхнее отклонение отверстия в системе вала. Для вывода расчетной зависимости приравняем наименьшие натяги $N_{\min A} = N_{\min B}$; заменим натяги их значениями $ei - IT_n = ES - IT_{n-1}$; полученную зависимость решим относительно верхнего отклонения несосновного отверстия $ES = ei - IT_{n-1} + IT_n$.

Так как всегда основные отклонения валов и отверстий имеют обратные знаки, то $ES = -(ei - IT_{n-1} + IT_n)$. Отсюда

$$ES = -ei \pm \Delta, \quad (5.4)$$

где $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$.

Значения Δ , равные разности допуска более грубого квалитета IT_{n-1} и ближайшего более точного квалитета IT_n , приведены в СТ СЭВ 145—75 или могут быть вычислены по разности принятых допусков. Формулу (5.4) используют для определения основных

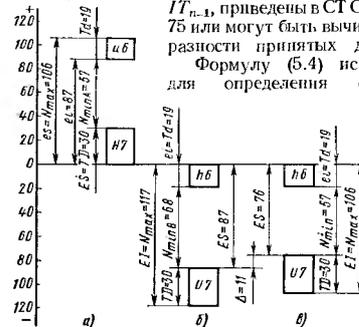


Рис. 5.5

отклонений несосновых отверстий по специальному правилу. Это правило применяют при размерах более 3 мм для отверстий *J*, *K*, *M* и *N* с допусками до *IT8* включительно, а также для отверстий от *P* до *ZC* с допусками до *IT7* включительно.

Пример 5.8. Для посадки $\varnothing 60$ *U7/h6* определить отклонения отверстий *U7* по специальному правилу, вычислить натяги и построить схему полей допусков.

Решение. Выполним только те расчеты, которые должны быть изменены в примере 1.7. Для вычисления *ES* по формуле (5.4) находим $\Delta = IT7 - IT6 = 30 - 19 = 11$; $ES = -87 + 11 = -76$. Уточняем по формуле (4.7) $EI = -76 - 30 = -106$. Находим предельные натяги по формуле (4.20): $N_{\max} = ei = ES - ei = -19 + 76 = 57$. В данном случае предельные натяги посадок *H7/h6* и *U7/h6* оказались одинаковыми. Схема полей допуска показана на рис. 5.5, в.

§ 5.5. Основные сведения о системе допусков и посадок ОСТ для гладких цилиндрических соединений

Система допусков и посадок ОСТ основана на принципах, изложенных в § 5.1, и имеет много общего с системой допусков и посадок ИСО и ЕСДП СЭВ. Особенности построения системы ОСТ обусловлены тем, что она начала создаваться в 20-х годах и в течение длительного времени постоянно дополнялась.

Основные определения, принятые в указанных системах, почти полностью совпадают. Весь диапазон размеров, охватываемых системой ОСТ, делится на 4 группы: менее 0,1; свыше 0,1 до 1; свыше 1 до 500 и свыше 500 до 10 000 мм. Все группы размеров разбиты на интервалы, которые для размеров свыше 3 до 180 и свыше 500 мм совпадают с интервалами ЕСДП СЭВ.

Единицы допуска в системе ОСТ $i_{\text{ОСТ}}$ установлены отдельно для групп размеров свыше 0,1 до 1, свыше 1 до 500 и свыше 500 мм. Формулы для вычисления $i_{\text{ОСТ}}$ являются также эмпирическими и аналогичны принятым в ЕСДП СЭВ. Например, для размеров свыше 1 до 500 мм $i_{\text{ОСТ}} = 0,5 \sqrt[3]{D_m}$ (мкм), где D_m — среднее арифметическое крайних диаметров интервалов, т. е. $D_m = 0,5 (D_6 + D_9)$.

В системе ОСТ ряды допусков разной точности при одинаковых номинальных размерах называют классами точности и обозначают в порядке убывания точности: 02, 03, ..., 09; 1; 2; 2а; 3; 3а; 4, ..., 10; 11 (см. табл. 5.2).

Промежуточные классы точности 2а и 3а введены позже, чем классы точности 1, 2, 3 ... В 1958 г. и позже добавлены классы точности с допусками точнее первого класса 02, 03 и т. д. Ни одна группа размеров не содержит полностью все классы точности. Наиболее полно классы точности представлены в группе размеров от 1 до 500 мм, в которой нет только 6-го и 11-го классов точности.

Значения допусков для размеров более 0,1 мм вычисляют по формуле (4.13). Число единиц допуска *a*, зависящее от класса точности, выбирают по табл. 5.2. В ЕСДП СЭВ в каждом качестве установлено только одно значение числа единиц допуска, увеличивающееся при переходе в смежный качество в 1,6 раза. Этим обеспечивается равномерное изменение допусков по качествам. В системе ОСТ (см. табл. 5.2) закономерность изменения числа единиц, а следовательно, и допусков по классам точности не соблюдается. Кроме того, в классах точности 1, 2 и 2а для отверстий и валов установлены разные числа единиц допусков.

Система ОСТ состоит из посадок системы отверстия и системы вала. Посадки образуют по первому способу (см. § 5.3). Для пояснения способа образования посадок и ознакомления с таблицами предельных отклонений приведена табл. 5.7, представляющая поддержку из справочных таблиц по допускам и посадкам системы ОСТ.

В системе ОСТ в отличие от ЕСДП СЭВ всем посадкам присвоены условные названия и обозначения, приблизительно отражающие характер соединения, который получается при сборке. Нужные натяги или зазоры, т. е. необходимую посадку, получают за счет отклонений полей допусков несосновой детали системы. Поэтому поля допусков основных отверстий обозначают буквой *A*, основных валов — буквой *B*, а поля допусков несосновых деталей — прописными буквами русского алфавита, которые являются начальными буквами названий соответствующих посадок.

В системах отверстия и вала в классах точности 07—5 установлены следующие посадки:

- 1) посадки с натягом — прессыные третья — Пр3, вторая — Пр2 и первая — Пр1, горячая — Гр, прессовая — Пр и легкопрессовая — Пл;
- 2) посадки переходные: глухая — Г, тугая — Т, напряженная — Н, плотная — П;

Таблица 5.7

Система допусков и посадок ОСТ. Предельные отклонения валов и отверстий для некоторых посадок системы отверстия для размеров от 1 до 30 мм

Номиналь- ные раз- меры, мм	Отклонения	2-й класс точности											3-й класс точности		
		Вал											Вал		
		Отверстие	А	Гр	Пр	Г	Н	П	С	Д	Х	Л	А ₃	С ₃	Х ₃
От 1 до 3	В	+10	+27	+18	+13	+7	+3	0	-3	-8	-12	+20	0	-7	-17
	Н	0	+17	+12	+6	+1	-3	-6	-9	-18	-25	0	-20	-32	-50
Св. 3 до 6	В	+13	+33	+23	+16	+9	+4	0	-4	-10	-17	+25	0	-11	-25
	Н	0	+20	+15	+8	+1	-4	-8	-12	-22	-35	0	-25	-44	-65
Св. 6 до 10	В	+16	+39	+28	+20	+12	+5	0	-5	-13	-23	+30	0	-15	-35
	Н	0	+23	+18	+10	+2	-5	-10	-15	-27	-45	0	-30	-55	-85
Св. 10 до 18	В	+19	+48	+34	+24	+14	+6	0	-6	-16	-30	+35	0	-20	-45
	Н	0	+29	+22	+12	+2	-6	-12	-18	-33	-55	0	-35	-70	-105
Св. 18 до 30	В	+23	+65	+42	+30	+17	+7	0	-8	-20	-40	+45	0	-25	-60
	Н	0	+39	+28	+15	+2	-7	-14	-22	-40	-70	0	-45	-85	-130

* В — верхнее; Н — нижнее.

Таблица 5.8

Поля допусков системы допусков и посадок ОСТ для размеров от 1 до 500 мм в классах точности 1—5 (система отверстия)

Класс точности	Система	Поля допусков		
		несоюзных валов для образования посадок		
		с натягом	переходных	с зазором
1	A ₁	Пр2 ₁ , Пр1 ₁	Г ₁ , Т ₁ , Н ₁ , П ₁	C ₁ , Д ₁ , Х ₁
2	A	Гр, Пр, Гл	Г ₂ , Т, Н, П	C ₂ , Д ₂ , Х ₂ , Л ₂ , Ш ₂ , ТХ
2a	A _{2a}	Пр2a, Пр1a	Г _{2a} , Т _{2a} , Н _{2a} , П _{2a}	C _{2a} , Х _{2a}
3	A ₃	Пр3, Пр2, Пр1		C ₃ , Х ₃ , Ш ₃
3a	A _{3a}			C _{3a}
4	A ₄			C ₄ , Х ₄ , Л ₄ , Ш ₄
5	A ₅			C ₅ , Х ₅

Примечание. Поля допусков предпочтительного применения первого ряда подчеркнуты одной чертой, а второго ряда — двумя.

3) посадки с зазором: скользящая — С, движения — Д, ходовая — Х, легкоходовая — Л, широкоходовые — Ш, Ш1 и Ш2; тепловая ходовая — ТХ.

В отдельных классах точности и группах размеров установлено технически обоснованное разнообразие посадок (табл. 5.8). Наиболее полным является 2-й класс точности. Посадки с натягом и переходные устанавливают в классах точности не грубее 2а, 3.

Для размеров от 1 до 500 мм в 1—5-м классах выделены два ряда полей допусков (посадок) предпочтительного применения. В системе ОСТ разрешается применять комбинированные посадки, которыми называют посадки, составленные из полей допусков разных классов точности, но одной системы (отверстия или вала) или реже даже разных систем. Для образования комбинированных посадок в первую очередь следует применять предпочтительные поля допусков.

Условные обозначения полей допусков и посадок в системе ОСТ и ЕСДП СЭВ аналогичны. Цифровыми индексами указывают классы точности, к которым относятся данные поля допусков (см. табл. 5.8). При условных обозначениях полей допусков 2-го класса точности, наиболее распро-

страненного, цифру 2 не ставят. Следовательно, поля допусков А, Пр относятся ко 2-му классу точности; А₃, Ш₃ — к 3-му и т. д. Запись $\varnothing 20A/X$ означает: номинальный размер соединения $D = 20$ мм, ходовая посадка 2-го класса точности в системе отверстия; $\varnothing 20X/B$ — та же посадка в системе вала; $\varnothing 20A2a/H$ — комбинированная посадка, составленная из полей допусков системы отверстия разных классов.

Основные особенности системы допусков для размеров от 0,1 до 1 мм: установлены классы точности с 03 по 7-й включительно; посадки трех видов содержатся в 1—4-м классах; в системах отверстия и вала имеется примерно одинаковое число посадок; выделены два ряда предпочтительных полей допусков.

Основные особенности системы допусков для размеров свыше 500 до 10 000 мм; группа размеров разбита на 13 интервалов; установлены классы точности 1, 2, 2а, 3, 3а, 4, 5, 7—11; посадки содержатся в классах точности 2—5; в системе вала нет посадок с натягом и уменьшено число переходных посадок.

Замена полей допусков и посадок системы ОСТ полями допусков и посадками ЕСДП СЭВ. Необходимость такой замены может возникнуть при ремонте механизмов в случае замены деталей, выполненных до отмены системы ОСТ; при переработке технической документации, содержащей допуски и посадки из системы ОСТ; при проектировании, если допуски и посадки назначают по аналогии с применявшимися ранее в системе ОСТ.

Замена полей допусков и посадок, относящихся к системе ОСТ, возможна по следующим обстоятельствам. Обе рассматриваемые системы являются предельными асимметричными и включают посадки системы отверстия и системы вала. В систему ОСТ было введено большое число полей допусков из системы ИСО, на базе которой создана ЕСДП СЭВ. Примерно одна пятая полей допусков ЕСДП СЭВ выходит за пределы близких по характеру полей допусков ОСТ не менее чем на 10 %, а около одной четверти — более чем на 10 %. Однако даже в последнем случае замена полей допусков ОСТ полями допусков ЕСДП СЭВ практически возможна, но может потребовать обоснования.

Принято считать, что характер соединения сохраняется, если предельные отклонения поля допуска из ЕСДП СЭВ не выходят за границу заменяемого поля допуска из си-

стемы ОСТ более чем на 10 %. Заменяемость посадок характеризуется относительной разностью допусков посадок $\varphi_{ТП}$, %, или отношением разности предельных зазоров (натягов) к допуску посадки системы ОСТ $\varphi_{S(N)/ТП}$, %:

$$\varphi_{ТП} = \frac{ТП_{ОСТ} - П_{СЭВ}}{ТП_{ОСТ}} 100; \quad (5.5)$$

$$\varphi_{S(N)/ТП} = \frac{S(N)_{СЭВ} - S(N)_{ОСТ}}{ТП_{ОСТ}} 100. \quad (5.6)$$

В общем случае заменяемость посадок обеспечивается, если допуск посадки ЕСДП СЭВ сокращен по сравнению с допуском посадки ОСТ не более чем на 20 %, а также если при выходе предельных зазоров (натягов) посадки ЕСДП СЭВ за пределы полей допусков заменяемой посадки ОСТ разность сопоставляемых зазоров (натягов), отнесенная к допуску посадки ОСТ, не превышает 10 %.

При замене посадок ОСТ необходимо стремиться к увеличению запасов на износ или на прочность соединения. Для этого заменяющие посадки ЕСДП СЭВ по сравнению с заменяемыми посадками ОСТ должны иметь уменьшенный зазор S_{\max} (в подвижных посадках с зазором) или увеличенный натяг N_{\min} (в посадках с натягом) (см. примеры 5.9 и 5.10). Заменяемость полей допусков отдельных деталей и посадок с учетом конкретных условий можно оценивать и другими критериями. Таблицы рекомендуемых замен полей допусков и посадок, относящихся к системе ОСТ, полями допусков и посадками ЕСДП СЭВ приведены в рекомендациях П51.

Подбор заменяющих посадок можно выполнить с помощью таблиц допусков и предельных отклонений системы допусков и посадок ОСТ и ЕСДП СЭВ.

Пример 5.9. Заменить посадку $\varnothing 30 A_3/Ш_3$ посадкой из ЕСДП СЭВ, имеющей аналогичный характер. Желательно увеличить запас соединения на износ.

Решение. Задана широкоходовая посадка 3-го класса точности, относящаяся к посадкам системы отверстия. По табл. 5.2 находим, что 3-й класс точности ОСТ занимает промежуточное положение между квалитетами 8 и 9.

По табл. 5.7 в интервале размеров свыше 10 до 30 мм находим предельные отклонения отверстия A_3 и вала $Ш_3$ и по ним строим схему полей допусков заданной посадки (рис. 5.6, а). По формулам (4.7) и (4.8) вычисляем допуски отверстия A_3 $TD = 43$ и вала $Ш_3$ $Td = 70$ мкм. По формуле (4.21) $ТП = 115$ мкм. Предельные зазоры по формулам (4.17) и (4.18): $S_{\min} = 60$ и $S_{\max} = 175$ мкм.

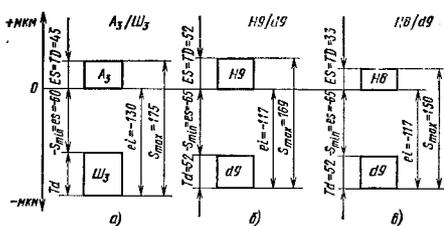


Рис. 5.6

Находим поля допусков для заменяющей посадки из ЕСП СЭВ. По табл. 5.3 в интервале размеров свыше 18 до 30 мм находим допуски отверстия и вала $TD = Td = IT9 = 52$ мкм; для отверстия принимаем ближайшее большее значение, чем имеет A_3 , а для вала (с учетом рекомендации увеличить запас соединения на износ) — ближайшее меньшее значение, чем установлено для $Ш_3$. По табл. 5.4 определяем, что для вала можно принять основное отклонение d , у которого $es = -65$ мкм $\approx es_{ост}$. Вычисляем нижнее отклонение вала ei и предельные зазоры для посадки ЕСП СЭВ (рис. 5.5, б) по формулам (4.8), (4.17) и (4.18): $ei = -117$ мкм; $S_{min} = 65$ мкм; $S_{max} = 169$ мкм. Допуск посадки по формулам (4.21) и (4.22) $TI = 104$ мкм. Сравним посадки $A_3/Ш_3$ и $H9/d9$. По формулам (5.5) и (5.6): $\varphi_{ТП} = [(115 - 104)/115] \cdot 100 = 9,6\%$; $\varphi_{ТН} = [(169 - 175)/115] \cdot 100 = -5,1\%$, т. е. принятая посадка $H9/d9$ может заменить посадку $A_3/Ш_3$, создавая некоторый запас износа вала ($Td_{СЭВ} < Td_{ост}$).

Для повышения запаса на износ вала и отверстия можно применить посадку $H8/d9$, поля допусков которой показаны на рис. 5.6, в. $S_{max} = 150$ мкм; $TI = 85$ мкм. Для этой посадки коэффициенты φ принимают нереконструируемые значения: $\varphi_{ТП} = 26\%$ и $\varphi_{ТН} = 22\%$. Однако создаются запасы на износ отверстия (24% $Td_{ост}$) и вала (26% $Td_{ост}$).

Окончательное решение может быть принято с учетом конкретных условий работы соединения.

Пример 5.10. Заменить посадку $\varnothing 30A/Гр$ посадкой из ЕСП СЭВ. Предусмотреть возможность повышения прочности соединения.

Решение. Посадка $A/Гр$ является посадкой системы отверстия 2-го класса точности. Предельные отклонения, мкм: для отверстия $EI = 0$; $ES = 23$; для вала $ei = 39$, $es = 62$ (см. табл. 5.7, интервал размеров свыше 18 до 30 мм). Допуски, мкм: отверстия и вала $TD = Td = 23$; посадки $TI = 46$ [формулы (4.7), (4.8) и (4.21)]. Предельные натяги по формулам (4.20), мкм: $N_{min} = 16$; $N_{max} = 62$. Схема полей допусков показана на рис. 5.7, а.

Для подбора заменяющей посадки ЕСП СЭВ принимаем $TD = Td = IT7 = 21$ мкм (см. табл. 5.3). Для вала подходит основное отклонение i (см. табл. 5.4), у которого $ei = 41$ мкм. Однако поле допуска $H7$ относится к дополнительным (СТ СЭВ 144—75) и будет полу-

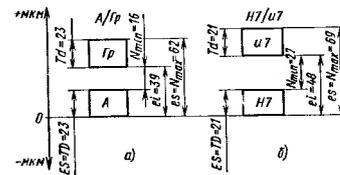


Рис. 5.7

чена нереконструируемая посадка. Поэтому остановимся на поле допуска вала с основным отклонением i , для которого $ei = 48$ мкм. Увеличение основного отклонения вала по сравнению с посадкой ОСТ на 11 мкм создаст запас прочности соединения.

Для замены заданной посадки намечаем посадку ЕСП СЭВ $H7/u7$, для которой $TI = 42$ мкм; $N_{min} = 27$ мкм; $N_{max} = 69$ мкм; $\varphi_{ТП} = 8,7\%$ и $\varphi_{ТН} = 11,3\%$. Схема полей допусков показана на рис. 5.7, б. Окончательное решение о применении посадок $H7/IT$, $H7/u7$ или какой-либо другой требует учета условий работы проектируемого соединения.

§ 5.6. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками

Предельными отклонениями размеров с неуказанными допусками называют предельные отклонения качества 12 и грубее, которые не указывают непосредственно после номинальных размеров, а оговаривают общей записью в технических требованиях. Эти размеры, определяющие общую форму деталей, относятся к несопрягаемым поверхностям и существенно не влияют на работоспособность деталей.

На размеры с неуказанными допусками допуски и предельные отклонения назначают по СТ СЭВ 302—76. Этот стандарт распространяется на линейные и угловые размеры гладких элементов, а также радиусов закруглений и фасок металлических деталей машин и приборов, обработанных резанием. Его рекомендуется применять также для металлических деталей, обрабатываемых другими способами, и для неметаллических деталей.

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров, кроме радиусов закруглений и фасок, назначают либо по качествам, приведенным в СТ СЭВ 145—75 и СТ СЭВ 177—75 (для номинальных размеров менее 1 мм

назначает по квалитетам 11—13, а от 1 до 10 000 мм — по квалитетам 12—17, либо по классам точности, установленным в СТ СЭВ 302—76. Классы точности условно называются и обозначаются: точный — t_1 ; средний — t_2 ; грубый — t_3 и очень грубый — t_4 . В перечисленных классах точности предельные отклонения установлены для укрупненных интервалов (например, для номинальных размеров от 6 до 30 мм, от 30 до 120 мм и т. д.) и получены грубым округлением среднего допуска, вычисленного по допускам, принятым соответственно в квалитетах 12, 14, 16 и 17 для интервалов размеров, которые входят в данный укрупненный интервал.

Для размеров металлических деталей, обрабатываемых резанием, предпочтительными являются квалитет 14 и класс точности t_2 .

Для радиусов закруглений и фасок, а также неуказанных предельных отклонений углов в СТ СЭВ 302—76 установлены по два ряда предельных отклонений. Первые из этих рядов применяются при квалитетах 12—16, а вторые — при квалитете 17 и соответствующих этим квалитетам классах точности.

Для размеров с неуказанными допусками рекомендуется несколько вариантов расположения полей допусков относительно номинальных размеров. Для охватываемых поверхностей поле допуска обычно располагается ниже нулевой линии, тогда $es = 0$; $ei = IT$ или $ei = I$. Для охватывающих поверхностей поле допуска обычно располагается выше нулевой линии, тогда $EI = 0$; $ES = IT$ или $ES = I$. Для некруглых охватываемых и охватывающих поверхностей можно применять, а для размеров, которые не относятся к отверстиям и валам (высота и длина уступов, глубина пазов и пр.), всегда применяют симметричное расположение полей допусков относительно нулевой линии. В этих случаях допуски выбирают только по классам точности и предельные отклонения равны $\pm t/2$. На размеры менее 1 мм можно устанавливать симметричные предельные отклонения по квалитетам.

§ 5.7. Обозначение предельных отклонений

На все размеры, указанные на чертежах, включая размеры несопрягаемых поверхностей, назначают предельные отклонения, отсутствие которых усложняет изготовление и контроль деталей. Правила написания предельных

отклонений установлены в ГОСТ 2.307—68 и СТ СЭВ 2180—80 (вводятся с января 1983 г.).

Нанесение предельных отклонений линейных размеров на чертежах деталей. Предельные отклонения линейных размеров указывают (рис. 5.8) непосредственно после номинальных размеров условными обозначениями полей допусков (вариант 1), числовыми значениями (вариант 2) с соблюдением правил, изложенных на стр. 50, или совместно — условными обозначениями полей допусков и указанными в скобках соответствующими значениями предельных отклонений (вариант 3). Кроме того, значения предельных отклонений можно указывать в таблице (СТ СЭВ 2180—80).

Рядом с условными обозначениями полей допусков значения предельных отклонений в соответствии с ГОСТ 2.307—68 указывают обязательно, если отклонения назначены: а) на размеры, не включенные в ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636—69, например: $41,5 H7^{+0,005}$; б) на размеры или элементы соединений специальных видов — посадки подшипников качения, шпоночных пазов (рис. 5.9, а) и пр.; в) на размеры уступов с несимметричным полем допуска (рис. 5.9, б); г) на отверстия, которые обрабатываются в системе вала; например, отверстие в детали 2 (см. рис. 5.12) обозначено правильно, а в детали 3 — неправильно.

Если один предельный размер ограничен каким-либо условием в сторону увеличения или уменьшения, то после значения размера указывают max или min (рис. 5.10, а).

Если отдельные участки поверхности с одним номинальным размером должны иметь различную точность, то

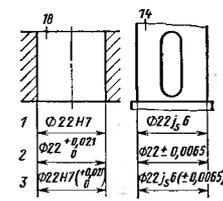


Рис. 5.8

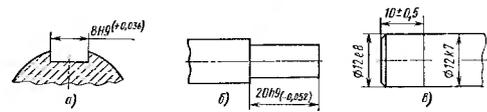
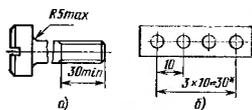


Рис. 5.9



* Предельные отклонения размеров осей любых двух отверстий $\pm 0,1$ мм

Рис. 5.10

эти участки разделяют тонкой линией и указывают точность обработки каждого участка (см. рис. 5.9, в).
На сборочных чертежах предельные отклонения обеих сопрягаемых деталей указывают одним из следующих способов (рис. 5.11): условными обозначениями полей допусков отверстия и вала (посадки) (варианты 1 и 2) с соблюдением правил, изложенных на стр. 90 для посадок ЕСДП СЭВ и на стр. 89—90 для посадок системы ОСТ; значениями предельных отклонений отверстия, помещенными над чертой, и вала, помещенными под чертой (вариант 3). Если предельные отклонения заданы численной величиной, размеры с предельными отклонениями можно указывать в виде двойной записи (вариант 4): для отверстия — над размерной линией, для вала — под ней. Перед номинальными размерами указывают, к какой детали относятся предельные отклонения. В некоторых случаях указывают размер с условным обозначением поля допуска или с предельными отклонениями только одной детали соединения (отверстия или вала). Тогда перед размером представляют номер детали и всю надпись помещают над размерной линией, например, поз. 14 $\varnothing 22 \pm 0,0065$.

На рис. 5.12 показаны условные обозначения полей допусков деталей и их соединений в системе вала.

Предельные отклонения линейных размеров с неуказанными допусками задают общей записью, которая должна содержать условные обозначения односторонних и симметричных предельных отклонений, назначенных по полям допусков или квалитетам СТ СЭВ 145—75 ($H, h, \pm 0,5IT$) или по классам точности СТ СЭВ 302—76 ($+i, -i, \pm I$).

Обозначения односторонних предельных отклонений, назначенных для круглых отверстий и валов по квалитетам, дополняют символом диаметра \varnothing . Неуказанные предельные отклонения радиусов закруглений, фасок и углов отдельно не указывают, так как в соответствии с СТ СЭВ 302—76 их значения зависят от квалитетов или классов точности предельных отклонений, назначенных на линейные размеры.

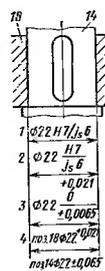


Рис. 5.11

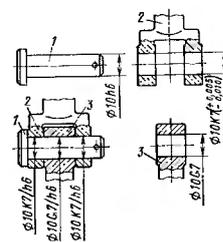


Рис. 5.12

Общая запись, обозначающая предельные отклонения, установленные на размеры с неуказанными допусками, для варианта, имеющего наибольшее применение в машиностроении: неуказанные предельные отклонения размеров $H14; h14; \pm I_2/2$.

§ 5.8. Выбор системы посадок, квалитетов и вида посадок

Выбор системы посадок. В машиностроении преимущественно применяют посадки системы отверстия. Посадки системы вала применяют для соединения нескольких деталей с гладким валом (штифтом) по разным посадкам (например, деталей 2 и 3 со штифтом 1, рис. 5.12); для установки изделий массового производства в корпусные детали (например, для соединения наружных колец подшипников качения с корпусами). В приборостроении точные оси малого диаметра (менее 3 мм) часто изготавливают из гладких калиброванных прутков, и в этих случаях система вала находит широкое применение.

Выбор квалитетов. При выборе квалитетов необходимо учитывать ряд общих положений.

Техико-экономические факторы. С уменьшением допуска повышается качество, но усложняется изготовление и резко увеличивается стоимость изделий. В связи с этим следует назначать точность, которая при наименьших затратах обеспечивает заданную работоспособность продукции.

Технологические возможности достижения намеченной точности. Каждый метод обработки металлов характеризуется определенной точностью [4]. Точностные возможности одних и тех же технологических процессов (чистового обтачивания, шлифования и пр.) зависят от состояния станков и организации технологических процессов. Например, с помощью специальных приспособлений точность одних и тех же технологических процессов может быть несколько повышена. На изношенном оборудовании нельзя получить такую же точность, как на новом.

Средний уровень точности, гарантирующий работоспособность продукции. Например, большинство соединений сельскохозяйственных машин выполняют по IT8, IT9.

Возможность проверки намеченной точности размеров. Требуется полное соответствие между уровнем точности продукции и достижимой точностью измерительных средств.

Требования к точности отдельных размеров и соединений. Например, работоспособность коробки передач (см. рис. 3.1) зависит от характера соединения зубчатых колес с валами и практически не зависит от зазоров между валом 14 и втулками 15 и 17.

Наличие посадок и их видов. Например, в интервале размеров от 1 до 500 мм посадки с зазором установлены в квалитетах 4—12, переходные — в квалитетах 4—7, посадки с натягом — в квалитетах 5—8. Если вид посадки определяют по результатам расчета, то квалитет выбирают одновременно с посадкой.

При подборе квалитетов часто используют опыт проектирования и эксплуатации аналогичных изделий. В машинах и приборах при высоких требованиях к ограничению разброса зазоров и натягов посадок применяют для отверстий квалитет 7, для валов квалитет 6 (класс точности 2); при особо высоких требованиях к точности соединений (узлы подшипников качения высокой точности в приборах) применяют для отверстий квалитет 6 и для валов квалитет 5 (1-й класс точности); при менее высоких требованиях к ограничению разброса зазоров и натягов для упрощения технологии можно применять квалитет 8 (класс точности 2а); в соединениях, допускающих большие зазоры, и для облегчения сборки применяют квалитеты 9—12 (классы точности 3а, 4, 5); допуски свободных размеров назначают по квалитету IT (в приборах) и грубее. Учитывая

повышенные требования к качеству машин и приборов, рекомендуется шире применять квалитеты 6—8.

Основной причиной потери работоспособности машинами серийного выпуска является снижение точности в результате износа основных деталей и соединений, поэтому в настоящее время распространен метод назначения допусков и выбора посадок с зазором, основанный на гарантированных запасах точности эксплуатационных показателей машин. Суть этого метода заключается в том, что на основные детали и соединения назначают несколько завышенных допусков, которые должны обеспечивать эксплуатационные показатели машин (точность вращения шпинделя, перемещения суппорта и пр.), а также компенсировать погрешности изготовления и сборки.

Такой допуск называют функциональным. Он включает в себя эксплуатационный допуск T_E , обеспечивающий запас точности деталей и их соединений с целью сохранения работоспособности машины в течение намеченного срока службы, и конструктивный допуск T_K , обеспечивающий компенсацию погрешностей изготовления деталей и сборки изделий.

Таким образом, функциональные допуски отдельной детали T_F и посадки с зазором T_{FS} :

$$T_F = T_E + T_K; \quad (5.7)$$

$$T_{FS} = T_E S + T_K S. \quad (5.8)$$

Запас точности характеризуется коэффициентом запаса точности:

$$\text{для отдельного размера} \quad K_T = T_F / T_K; \quad (5.9)$$

$$\text{для посадки с зазором} \quad K_{FS} = T_{FS} / T_K S, \quad (5.10)$$

где T_{FS} , $T_K S$ — функциональный и конструктивный допуски посадки с зазором.

Коэффициенты K_T и K_{FS} зависят от назначения машины, срока ее службы, допустимого снижения эксплуатационных показателей и других параметров. Подробно этот вопрос изложен в работах [19, 21].

Выбор посадок. Основными характеристиками посадок являются наименьшие натяги или зазоры и их допуски. При переходе от посадок с большими зазорами (образо-

важными полями a, A) к посадкам с большими натягами (образованными полями zc, ZC , см. рис. 5.1) при неизменном номинальном размере наименьшие зазоры уменьшаются и наименьшие натяги увеличиваются. У переходных посадок в том же направлении (от поля js, Js к полю n, N) повышается вероятность получения натягов. При переходе к менее точным квалитетам при одинаковых посадках и номинальных размерах значения S_{min} и N_{min} не изменяются, но допуски посадок при этом увеличиваются. Например, допуск посадки $H7/j7$ в 1,5 раза больше допуска посадки $H6/j6$ при $S_{\text{min}} = 20$ мкм (см. рис. 5.2, б). С увеличением допуска посадки утрачивают определенность характера соединения, что особенно нежелательно для посадок с натягами и переходных. Поэтому указанные посадки образуют полями допусков не грубее IT8 (см. табл. 5.5 и 5.6). Для правильного применения посадок необходимо знать их основные свойства.

Посадки с натягом по значению гарантированного натяга подразделяют на три подгруппы.

Посадки с минимальным гарантированным натягом ($H7/r6, P7/h6, H6/r5, P6/h5$) применяют при малых нагрузках и для уменьшения деформаций собранных деталей. Неподвижность соединения обеспечивают дополнительным креплением. Эти посадки допускают редкие разборки.

Посадки с умеренными гарантированными натягами ($0,0002-0,0006D$) ($H7/r6, H7/s6, H8/s7, H7/j6, R7/h6, T7/h6, H6/r5, H6/s5$) допускают передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления, а также с дополнительным креплением. Могут применяться для передачи больших нагрузок, если прочность деталей не позволяет применить посадки с большими натягами, сборка может производиться под прессом или способом термических деформаций.

Посадки с большими гарантированными натягами ($0,001-0,002D$) ($H7/u7, H8/u8, U8/j7, H8/x8, H8/z8$) передают тяжелые и динамические нагрузки без дополнительного крепления. Необходима проверка соединяемых деталей на прочность; сборка осуществляется в основном способом термических деформаций.

Переходные посадки образуются полями допусков (см. рис. 5.1 и табл. 5.5 и 5.6), которые установлены в квалитетах 4—8; характеризуются возможностью получения сравнительно небольших зазоров или натягов; применяются в неподвижных разъемных соединениях при необ-

ходимости точного центрирования; необходимо дополнительное крепление собранных деталей.

Посадки с более вероятными натягами ($H7/m6, M7/h6, H7/n6, N7/h6$ и др.) применяют при больших ударных нагрузках, при повышенной точности центрирования и редких разборках, а также при затрудненной сборке вместо посадок с минимальным гарантированным натягом.

Посадки с равновероятными натягами и зазорами ($H7/k6, K7/h6$ и др.) имеют наибольшее применение из переходных посадок, так как для сборки и разборки не требуют больших усилий и обеспечивают высокую точность центрирования.

Посадки с более вероятными зазорами ($H7/js6, J57/h6$ и др.) применяют при небольших статических нагрузках, частых разборках и затрудненной сборке, а также для регулирования взаимного положения деталей.

Посадки с зазором образуются полями допусков $a-h$ и $A-H$ (см. рис. 5.1 и табл. 5.5 и 5.6), установлены в квалитетах 4—12 и применяются в неподвижных и подвижных соединениях; для облегчения сборки при невысокой точности центрирования; для регулирования взаимного положения деталей; для обеспечения смазки трущихся поверхностей (подшипники скольжения) и компенсации тепловых деформаций; для сборки деталей с антикоррозийными покрытиями. Посадки с $S_{\text{min}} = 0$ (H/h) обеспечивают высокую точность центрирования и поступательного перемещения деталей в регулируемых соединениях, могут заменять переходные посадки.

Для подбора посадок применяют методы подобия и расчетный. В методе подобия используют рекомендации по применению различных посадок, разработанные в результате обобщения опыта проектирования и эксплуатации разнообразных машин, механизмов, приборов. При подборе посадок необходимо учитывать конструктивные и эксплуатационные особенности проектируемого соединения. Например, зазоры и натяги для стандартных посадок установлены для следующих условий: нормальная температура работы соединений $t = 20^\circ\text{C}$; соединяемые детали изготовлены из материалов с одинаковым или близкими температурными коэффициентами линейного расширения; отношение длины соединения к диаметру $l/D \approx 1,5$ (см. рис. 4.6).

Если перечисленные условия не выполнены, то выбор посадок корректируется. При $l/D > 1,5$ принимают по-

садки с большими зазорами, а при $l/D < 1,5$ — с меньшими. При больших тепловых деформациях отверстия выбирают посадку с уменьшенным зазором, а при больших тепловых деформациях вала — с увеличенным зазором. Для посадок с натягами при малой длине напрессовки увеличивают натяги и уменьшают их с увеличением длины, для соединения тонкостенных деталей или деталей, изготовленных из малопрочных материалов, применяют посадки с меньшими натягами и т. д. Метод подобия характеризуется отсутствием точных критериев и требует большого опыта проектирования.

Расчетный метод дает более обоснованные результаты. Однако неисчерпаемое разнообразие соединений препятствует созданию универсального метода расчета посадок. Пока разработаны методы расчета натягов в неподвижных посадках, в соединении подшипников качения с валами, для вычисления зазоров в подшипниках скольжения.

При расчете неподвижные посадки подбирают исходя из следующих условий: при наименьшем натяге соединение должно передавать действующие нагрузки, а при наибольшем натяге в материале соединяемых деталей не должны возникать остаточные деформации. Для подшипников скольжения зазор между цапфой и вкладышем подшипника определяют из расчета, основанного на гидродинамической теории смазки. Зазор в опоре должен обеспечивать полное разделение маслом трущихся поверхностей при заданном режиме работы опоры. По расчетному значению зазора подбирают стандартную посадку.

При подборе посадок следует пользоваться пособиями [1, 4, 21].

§ 5.9. Допуски и посадки деталей из пластмасс

Поля допусков и рекомендуемые посадки для гладких сопрягаемых и несопрягаемых элементов деталей из пластмасс установлены СТ СЭВ 179—75. Стандарт распространяется на пластмассовые детали, сопрягаемые с пластмассовыми или металлическими деталями с номинальными размерами от 1 до 500 мм. Данная система допусков и посадок основана на принципах, принятых для гладких цилиндрических изделий (СТ СЭВ 145—75), и построена с учетом физико-механических свойств пластмасс, к которым относятся высокий температурный коэффициент ли-

нейного расширения (больше, чем у стали в 5—10 раз); низкий модуль упругости (меньше, чем у стали в 10—100 раз); склонность к водо- и маслпоглощению; старение — изменение свойств и размеров под влиянием времени и среды; трудность достижения высокой точности при обработке деталей из пластмасс.

В стандарте СТ СЭВ 179—75 в квалитетах 8—17 установлено 45 полей допусков вала и 42 поля допуска отверстия. Из них девять полей допусков вала и восемь полей допусков отверстия введены специально для пластмассовых изделий, а остальные отобраны из содержащихся в СТ СЭВ 144—75. Для образования посадок с расширенными зазорами и натягами увеличено число полей допусков с большими по абсолютной величине основными отклонениями (a , b , za , zb , zc). Кроме того, информационным приложением № 1 к СТ СЭВ 179—75 введены дополнительные поля допусков.

В квалитете 10 установлены дополнительные поля допусков вала y_{10} и отверстия Z_{10} и Z_{10} .

В квалитете 11 введены новые поля допусков: валов ay_{11} , az_{11} и отверстий A_{Y11} , A_{Z11} для образования посадок с большими зазорами; вала ze_{11} и отверстия ZE_{11} — для образования посадок с большими натягами.

Преимущественно для несопрягаемых размеров введены поля допусков h_{18} , j_{18} , H_{18} и J_{s18} .

Таблицы допусков IT_{18} и предельных отклонений для дополнительных полей приведены в приложении № 1 к СТ СЭВ 179—75. Дополнительные поля допусков следует применять лишь в технически обоснованных случаях.

Все поля допусков, установленные настоящим стандартом, относятся к следующим исходным условиям: температура 20 °C; относительная влажность воздуха 65 %.

В информационном приложении № 2 к СТ СЭВ 179—75 даны рекомендации по образованию посадок. Стандарт устанавливает 42 посадки в системе отверстия и 39 в системе вала. Основными деталями приняты в системе отверстия — отверстие H , а в системе вала — вал h . В отдельных случаях допускается образование посадок путем сочетания неосновных отверстий с неосновными валами. Такие посадки имеют весьма большие зазоры и натяги и находят применение для соединения пластмассовых деталей с металлическими.

§ 5.10. Нормальная температура измерений

Температура рабочих помещений машино- и приборостроительных предприятий ($\approx 20^\circ\text{C}$) принята в качестве нормальной температуры измерений (ГОСТ 9249—59). Соблюдение температурного режима необходимо, так как измерительные средства градуированы и аттестованы при $t = 20^\circ\text{C}$; стандартные допуски и отклонения установлены для деталей, имеющих нормальную температуру.

Температурный режим выдерживают при точных измерениях, при измерениях крупногабаритных деталей или при различных температурных коэффициентах линейного расширения материалов измеряемых деталей и измерительных средств.

Точные измерения обязательно производят при температуре среды $t = 20^\circ\text{C}$. В момент измерения объекты измерения и измерительные средства должны иметь одинаковую температуру и предохраняться от местного нагрева. Погрешность измерения Δl (мм), вызванную отклонениями от нормальной температуры и разностью температурных коэффициентов линейного расширения материалов детали и измерительного средства, вычисляют по формуле

$$\Delta l \approx l(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2), \quad (5.11)$$

где l — измеряемый размер, мм; α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материалов детали и измерительного средства; $\Delta t_1 = t_1 - 20^\circ\text{C}$ — разность температур детали t_1 и нормальной; $\Delta t_2 = t_2 - 20^\circ\text{C}$ — разность температур измерительного средства t_2 и нормальной.

Формула (5.11) является приближенной, так как не учитывает форму детали и измерительного средства.

ГЛАВА 6

ГЛАДКИЕ КАЛИБРЫ И ИХ ДОПУСКИ

Калибрами называют бесшкальные инструменты, предназначенные для контроля размеров, формы и расположения поверхностей деталей. Калибры бывают предельные и нормальные.

Предельные калибры позволяют установить, находится ли проверяемый размер в пределах допуска (рис. 6.1).

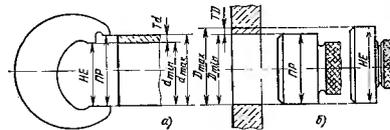


Рис. 6.1

Обычно для образования стандартных посадок такой контроль гарантирует качественное соединение деталей. *Нормальными калибрами* называют точные шаблоны, которые служат для контроля сложных профилей, например эвольвентных. О годности деталей судят по равномерности зазора между проверяемым профилем и рабочим профилем нормального калибра.

Предельные калибры используют для проверки размеров гладких цилиндрических, конусных, резьбовых и шлицевых деталей, высоты выступов и глубины впадин, если на проверяемые размеры установлены допуски не точнее IT_6 . К достоинствам предельных калибров относятся долговечность, а также простота и достаточно высокая производительность контроля. Несмотря на ряд недостатков (сложность изготовления калибров и пр.) предельные калибры широко используют в массовом, крупносерийном и индивидуальном производствах.

Наиболее часто предельные калибры применяют для контроля цилиндрических валов и отверстий: валы проверяют калибрами-скобами (рис. 6.1, а), отверстия — калибрами-пробками (рис. 6.1, б).

Размеры измерительных поверхностей предельных калибров (расстояния между измерительными губками калибров-скоб и диаметры измерительных вставок калибров-пробок) назначают по соответствующим предельным размерам проверяемых валов и отверстий. Таким образом, при контроле валов годными окажутся валы, которые проходят в раствор губок $Pr = d_{\max}$ и не проходят в раствор губок $HE = d_{\min}$; при контроле отверстий годными считают отверстия, в которые проходит вставка $Pr = D_{\min}$ и не проходит вставка $HE = D_{\max}$. В соответствии с этим стороны калибров делят на проходные (ПР) и непроходные (НЕ). Детали, которые не проходят через проходные стороны калибров, относятся к исправному

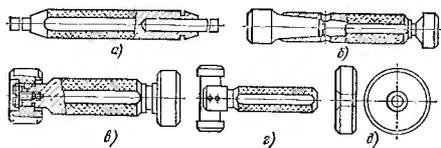


Рис. 6.2

браку, а детали, которые проходят через непроходные стороны, — к исправному.

К калибрам-пробкам относятся: пробки двусторонние с цилиндрическими вставками от 1 до 3 мм (рис. 6.2, а) и со вставками с коническим хвостовиком от 1 до 50 мм (рис. 6.2, б); пробки с цилиндрическими насадками от 3 до 100 мм (рис. 6.2, в); пробки неполные от 50 до 150 мм (рис. 6.2, г). К калибрам-скобам относятся скобы листовые односторонние от 1 до 180 мм (рис. 6.3, а) и двусторонние от 1 до 50 мм; скобы штампованные односторонние от 3 до 50 мм (рис. 6.3, б), двусторонние от 3 до 100 мм (рис. 6.3, в) и односторонние с ручкой от 50 до 170 мм (рис. 6.3, г).

Предпочтение отдают односторонним предельным калибрам. Они сокращают время контроля изделий и расход материала. Применяют также регулируемые скобы (со вставными и передвижными губками), которые позволяют компенсировать износ и могут настраиваться на разные размеры, относящиеся к определенным интервалам. Однако по сравнению с нерегулируемыми скобами они имеют меньшую точность и надежность и обычно применяются для контроля размеров с допусками не точнее $IT8$.

По назначению предельные калибры подразделяют на рабочие, приемные и контрольные. Рабочие калибры (проходной ПР и непроходной НЕ) предназначены для контроля деталей в процессе их изготовления. Ими пользуются рабочие и контролеры ОТК завода-изготовителя. В последнем случае применяют частично изношенные калибры ПР и новые калибры НЕ. Приемные калибры (проходной П — ПР и непроходной П — НЕ) применяют для приемки деталей представителями заказчика. Как правило, приемными калибрами служат изношенные проходные и новые непроходные рабочие калибры, чтобы не

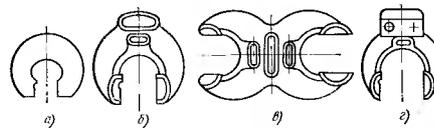


Рис. 6.3

браковались детали, правильно изготовленные и принятые по рабочим калибрам. В ЕСДП СЭВ приемные калибры не предусмотрены, но могут вводиться отраслевыми стандартами. Контрольные калибры (К — И) имеют форму шайб (рис. 6.2, в) и служат для контроля износа проходных рабочих калибров-скоб, а также для настройки регулируемых калибров-скоб. Несмотря на малые допуски контрольные калибры не всегда обеспечивают нужную точность проверки, и вместо них лучше использовать концевые меры длины или универсальные измерительные приборы.

Калибры изготовляют из инструментальных или углеродистых цементуемых сталей (У10А, У12А, 10, 15 и др.). Для повышения износостойкости и снижения затрат в СССР применяют твердосплавные скобы и пробки, износостойкость которых в 50—150 раз больше износостойкости стальных калибров, а стоимость — всего в 3—5 раз больше.

При конструировании предельных калибров для гладких, резьбовых и других деталей необходимо выполнять принцип подобия (принцип Тейлора), суть которого можно сформулировать следующим образом: 1) так как проходной калибр контролирует отклонение размера и формы проверяемой детали, то он должен иметь форму этой детали; 2) так как непроходной калибр контролирует только отклонение размера, то он должен иметь точечный контакт с проверяемой деталью. Предельными калибрами можно одновременно контролировать все связанные размеры и отклонения формы детали, а также проверять, находятся ли отклонения размеров и формы поверхностей деталей в поле допуска. Таким образом, изделие считается годным, если погрешности размера, формы и расположения поверхностей находятся в поле допуска.

Допуски калибров. Поля допусков калибров располагаются относительно их номинальных размеров, как

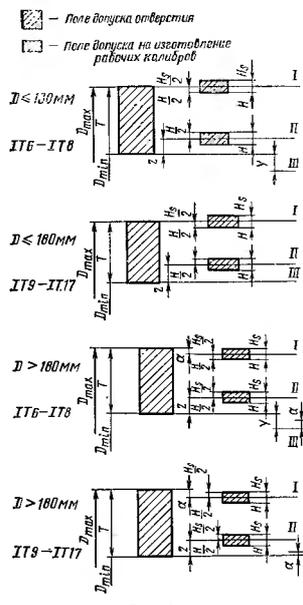


Рис. 6.4

готовления скоб. В качестве II и более допуски H и H_1 равны. Допуски H_p для всех типов контрольных калибров одинаковы. Установлены допуски на отклонения формы и шероховатость измерительных поверхностей калибров. Допуски на точность размеров и формы калибров увеличиваются с увеличением номера качества контролируемого изделия. Под допуском формы калибра понимают допуск на разноразмерность калибра в любом сечении и на любой его длине. Для проходных калибров, которые в процессе контроля изнашиваются, предусмотрен

показано на рис. 6.4 и 6.5 (I — непроходная сторона; II — проходная сторона; III — граница износа). При этом номинальными размерами калибров являются предельные размеры проверяемых поверхностей. На гладкие калибры для контроля отверстий и валов с размерами до 500 мм система допусков установлена в СТ СЭВ 157—75. Для изготовления калибров предусмотрены следующие допуски: H — на рабочие калибры-пробки, H_s — на те же калибры со сферическими измерительными поверхностями; H_1 — на калибры-скобы; H_p — на контрольные калибры, предназначенные для контроля скоб (см. рис. 6.5). В качествах 6—10 (включительно) допуски H_1 для скоб примерно на 50 % больше допусков H для пробок, что объясняется большей сложностью изготовления скоб. В качестве II и более допуски H и H_1 равны. Допуски H_p для всех типов контрольных калибров одинаковы. Установлены допуски на отклонения формы и шероховатость измерительных поверхностей калибров. Допуски на точность размеров и формы калибров увеличиваются с увеличением номера качества контролируемого изделия. Под допуском формы калибра понимают допуск на разноразмерность калибра в любом сечении и на любой его длине. Для проходных калибров, которые в процессе контроля изнашиваются, предусмотрен

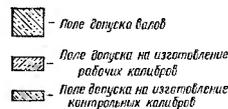


Рис. 6.5

также допуск на износ. Для размеров от 1 до 500 мм износ калибров ПР с допуском до IT8 включительно может выходить за границу поля допуска детали на величину Y для пробок и Y_1 для скоб (см. рис. 6.4, 6.5); для калибров ПР качеств 9—17 износ ограничивается проходным пределом, т. е. $Y = 0$ и $Y_1 = 0$.

Т а б л и
Формулы для вычисления исполнит

Калибр		Номинальный размер		
		До 180		
		Рабочий калибр		Контрольный
		Размер	Допуск	Размер
Для от- верстия	Проходная сто- рона новая	$D_{\min} + Z$	$\pm H/2$	—
	Проходная сто- рона изношен- ная	$D_{\min} - Y$	—	—
	Непроходная сторона	D_{\max}	$\pm H/2$ или $\pm H_g/2$	—
Для вала	Проходная сто- рона новая	$d_{\max} - Z_1$	$\pm H_1/2$	$d_{\max} - Z_1$
	Проходная сто- рона изношен- ная	$d_{\max} + Y_1$	—	$d_{\max} + Y_1$
	Непроходная сторона	d_{\min}	$\pm H_1/2$	d_{\min}

Пр и м е ч а н и е. Округление исполнительных размеров рабочих метром для изделий квалитетов 6—14 и всех контрольных калибров — до оканчивающихся на 0,25 и 0,75 мкм, округляются до величин, кратных

Поле допуска на износ отражает средний возможный износ калибра.

Для всех проходных калибров поля допуска H (H_1) и H_1 смещены внутрь поля допуска изделия на величину Z для калибров-пробок и на Z_1 для калибров-скоб. При номинальных размерах свыше 180 мм поле допуска непроходного калибра также смещено внутрь поля допуска детали на величину α для пробок и α_1 для скоб, так называемую зону безопасности, которая введена для компенсации погрешности контроля калибрами отверстий и валов при размерах свыше 180 мм. Поле допуска калибров НЕ для размеров до 180 мм симметрично верхнему отклонению изделия для пробок и нижнему — для скоб, т. е. $\alpha = 0$ и $\alpha_1 = 0$.

п а б.1
тельные размеры калибров

Калибр		Номинальный размер			
		Свыше 180 до 500			
		Рабочий калибр		Контрольный калибр	
		Размер	Допуск	Размер	Допуск
—	$D_{\min} + Z$	$\pm H/2$ или $\pm H_g/2$	—	—	—
	$D_{\min} - Y + \alpha$	—	—	—	—
	$D_{\max} - \alpha$	$\pm H/2$ или $\pm H_g/2$	—	—	—
$\pm H_p/2$	$d_{\max} - Z_1$	$\pm H_1/2$	$d_{\max} - Z_1$	$\pm H_p/2$	
$\pm H_p/2$	$d_{\max} + Y_1 - \alpha_1$	—	$d_{\max} + Y_1 - \alpha_1$	$\pm H_p/2$	
$\pm H_p/2$	$d_{\min} + \alpha_1$	$\pm H_1/2$	$d_{\min} + \alpha_1$	$\pm H_p/2$	

калибров для изделий квалитетов 15—17 производится до целого числа микро-числа, кратного 0,5 мкм, при этом допуск на калибры сохраняется. Размеры, 0,5 мкм, в сторону сокращения производственного допуска изделия.

Смещение полей допусков калибров и границ износа их проходных сторон внутрь поля допуска детали устраняет возможность искажения характера посадок и гарантирует получение размеров годных деталей в пределах установленных полей допусков.

Расчет исполнительных размеров калибров. Исполнительным называют размер калибра, проставленный на чертеже таким образом, чтобы допуск на его изготовление был направлен в тело калибра. Таким образом, в качестве исполнительного размера скобы принимают ее наименьший предельный размер с положительным отклонением, для пробки и контрольного калибра — их наибольший предельный размер с отрицательным отклонением.

Таблица 6.2
Допуски и отклонения калибров мм

Класс точности калибров	Обозначение	Интервалы размеров, мкм										Допуск, и ⁺ форму
		Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315			
6	Z	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6			IT1 IT2 IT1
	Y; α ₁	1,5	1,5	0	0	3	3	4	5			
	Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8			
	Y ₁	2	3	3	3	4	4	5	6			
	H; H _s	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8			
	H ₁	3	4	4	5	6	8	10	12			
H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6				
7	Z; Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8			IT2 IT1 IT1
	Y; Y ₁	2	3	3	3	4	4	6	7			
	α; α ₁	0	0	0	0	0	0	3	4			
	H; H ₁	3	4	4	5	6	8	10	12			
	H _s	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8			
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6			
8	Z; Z ₁	4	5	6	7	8	9	12	14			IT2 IT3 IT1
	Y; Y ₁	4	4	5	5	6	6	7	9			
	α; α ₁	0	0	0	0	0	0	4	6			
	H	3	4	4	5	6	8	10	12			
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	16			
	H _s ; H _p	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8			
9	Z; Z ₁	8	9	11	13	15	18	21	24			IT2 IT3 IT1
	α; α ₁	0	0	0	0	0	0	4	6			
	H	3	4	4	5	6	8	10	12			
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	16			
	H _s ; H _p	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8			

Формулы для вычисления исполнительных размеров калибров приведены в табл. 6.1, а допуски и отклонения калибров с наиболее распространенными номинальными размерами — в табл. 6.2.

Пример 6.1. Определить размеры калибра-пробки для отверстий диаметром $D = 200$ мм с полем допуска $E9$.

Решение. 1. Находим предельные отклонения отверстия: $ES = +215$ мкм; $EI = -10^4$ мкм (СТ СЭВ 144—75). Тогда $D_{\max} = 200,215$ мм; $D_{\min} = 200,100$ мм. 2. По табл. 2 СТ СЭВ 157—75 для заданного интервала размеров находим (мкм): $H = 10$; $Z = 21$, $\alpha =$

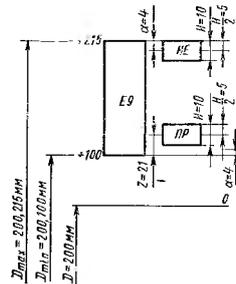


Рис. 6.6

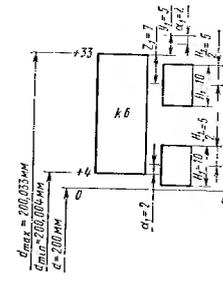


Рис. 6.7

4. Учитывая схему расположения полей допусков калибров-пробок (см. рис. 6.4, з) и пользуясь табл. 6.1, вычисляем

наибольший размер проходного нового калибра-пробки $PP_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 200,100 + 0,021 + 0,010/2 = 200,126$ мм; исполнительный размер калибра ПР $200,126_{-0,004}^{+0,004}$ мм; наименьший размер изношенного калибра ПР $PP_{\min} = D_{\min} + \alpha = 200,100 + 0,004 = 200,104$ мм; наибольший размер непроходного нового калибра-пробки $HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + H/2 = 200,215 - 0,004 + 0,010/2 = 200,216$ мм; исполнительный размер калибра HE $200,216_{-0,004}^{+0,004}$ мм. Схема полей допусков данного калибра приведена на рис. 6.6

Пример 6.2. Определить размеры калибра-скобы для вала диаметром $d = 200$ мм с полем допуска $k6$.

Решение. 1. Находим $es = +33$ мкм, $ei = +4$ мкм (СТ СЭВ 144—75). Тогда $d_{\max} = 200,039$ мм; $d_{\min} = 200,004$ мм. 2. По табл. 2 СТ СЭВ 157—75 находим (мкм): $H_1 = 10$; $Z_1 = 7$; $Y_1 = 5$; $\alpha = 2$; учитывая схему расположения полей допусков калибров-скоб (рис. 6.5) и табл. 6.1, вычисляем: $PP_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_1/2 = 200,039 - 0,007 - 0,010/2 = 200,021$ мм; исполнительный размер калибра ПР $— 200,021_{+0,004}^{+0,004}$ мм; $PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 - H_1 = 200,039 + 0,005 - 0,002 = 200,036$ мм; калибр HE $PP_{\min} + \alpha_1 - H_1/2 = 200,021 + 0,002 - 0,010/2 = 200,001$ мм; исполнительный размер калибра HE: $200,001_{+0,004}^{+0,004}$ мм. Схема полей допусков построена на рис. 6.7.

Пример 6.3. Определить размеры контрольных калибров для рабочих калибров-скоб, предназначенных для вала диаметром 200 мм с полем допуска $k6$ (см. пример 6.2).

Решение. 1. По табл. 2 СТ СЭВ 157—75 находим (мкм): $H_p = 4,5$; $Z_1 = 7$; $Y_1 = 5$ и $\alpha_1 = 2$. 2. Учитывая схему расположения полей допусков калибров-скоб (рис. 6.5) и поля допуска $k6$ (рис. 6.7), по соответствующим формулам табл. 6.1 определяем: $K-PP_{\max} = D_{\max} - Z_1 + H_p/2 = 200,039 - 0,007 + 0,0045/2 = 200,02825 \approx 200,28$ мм;

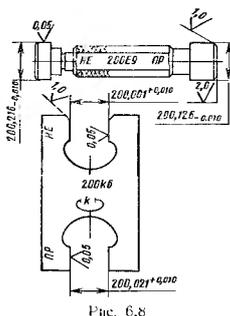


Рис. 6.8
 ные отклонения деталей в миллиметрах (на рабочих калибрах), тип калибра (НР, НЕ, К—И) и товарный знак завода-изготовителя (рис. 6.8)

$$\begin{aligned}
 K \cdot HE_{\max} &= D_{\text{нп}} + a_1 + \\
 &+ H_1/2 = 200,004 + 0,002 + \\
 &+ 0,0045/2 = 200,00825 \approx \\
 &\approx 200,008 \text{ мм}; \\
 K \cdot И_{\max} &= D_{\text{нп}} + Y_1 - a_1 + \\
 &+ H_1/2 = 200,003 + 0,005 - \\
 &- 0,002 + 0,0045/2 = \\
 &= 200,00825 \approx 200,008 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Испытательные размеры
 контркалибров: К-НР
 200,008 мм; К-НЕ
 200,008 мм; К-И 200,008 мм.

Для упрощенного определения размеров гладких рабочих калибров можно использовать ГОСТ 21401—75.

Маркировка калибров. При маркировке на калибр наносит номинальный размер детали, для которого предназначен калибр, буквенное обозначение после допуска детали, предель-

Осуществление указанных задач, стоящих перед Государственной метрологической службой СССР, достигается государственной системой обеспечения единств измерений (ГСИ).

ГСИ является нормативно-правовой основой метрологического обеспечения точности измерений, результаты которых используются государственными органами, предприятиями и организациями СССР.

Основными нормативно-техническими документами государственной системы обеспечения единства измерений являются ГОСТы.

Важнейшие положения ГСИ регламентированы ГОСТ 8.001—71; 8.002—71; 8.009—72; 8.010—72; 8.011—72; 16263—70; 13600—68 и др.

§ 7.2. Понятия об измерениях и единицах физических величин

Измерение — нахождение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств, например измерение размеров вала микрометром. За единицу физической величины принимают единицу измерения, определяемую установленным числовым значением, которое принято за исходную (основную или производную) единицу (например, метр — единица длины и т. п.).

Основное уравнение измерения имеет вид $Q = qU$, где Q и q — измеряемая физическая величина и ее числовое значение в принятых единицах; U — единица физической величины.

Измерения производят для установления действительных размеров изделий и соответствия их требованиям чертежа, а также для проверки точности технологической системы и подналадки ее для предупреждения брака.

Вместо определения значения физической величины часто проверяют, находится ли действительное значение этой величины (например, размер детали) в установленных пределах. Процесс получения и обработки информации об объекте (параметре детали, механизма, процесса и т. д.) с целью определения его годности или необходимости введения управляющих воздействий на факторы, влияющие на объект, называют контролем. При контроле деталей проверяют только соответствие действительных значе-

ГЛАВА 7

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

§ 7.1. Государственная система обеспечения единства измерений

Метрология — наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности. К основным задачам метрологии относятся: установление единиц физических величин и государственных эталонов единиц физических величин; создание образцовых средств измерений; определение физических констант и физико-химических свойств веществ и материалов, а также получение стандартных образцов этих свойств; разработка стандартных методов и средств испытания и контроля; разработка теории измерений и методов оценки погрешностей; надзор за приборостроением и эксплуатацией средств измерений; систематические поверки мер и измерительных приборов; ревизия состояния измерений на предприятиях и организациях.

ний геометрических, механических, электрических и других параметров нормирования допустимым значениям этих параметров, например, с помощью калибров (см. гл. 6).

Для введения единообразия в единицах измерения во всем мире на XI Генеральной конференции по мерам и весам в 1960 г. была принята Международная система единиц (СИ). В соответствии с СИ разработан СТ СЭВ 1052—78, который с 1 января 1980 г. введен в действие в качестве государственного стандарта СССР. СТ СЭВ 1052—78 устанавливает обязательное применение единиц СИ во всей разрабатываемой или пересматриваемой нормативно-технической документации.

В СИ установлены семь основных единиц, используя которые, можно измерять все механические, электрические, магнитные, акустические и световые параметры, а также характеристики ионизирующих излучений и параметры в области химии. Основными единицами СИ являются: метр (м) — для измерения длины; килограмм (кг) — для измерения массы; секунда (с) — для измерения времени; ампер (А) — для измерения силы электрического тока; кельвин (К) — для измерения температуры; моль (моль) — для измерения количества вещества и кандела (кд) — для измерения силы света.

В СИ принято новое определение единицы длины — метра. До введения СИ в качестве международного и национальных эталонов метра использовали штриховые меры, изготовленные из платино-иридиевого сплава и имеющие в поперечном сечении X-образную форму. Метр определяли как расстояние при температуре 0°C между осями двух средних штрихов меры. В СССР в качестве Государственного эталона был утвержден штриховой метр № 28. В СИ метр определяется длиной световых волн: «метр — это длина, равная 1 650 763, 73 длин в вакууме излучения, соответствующего переходу между уровнями $2p_{10}$ и $5d_5$ атома криптона 86».

Новое определение единицы длины дало возможность значительно повысить точность воспроизведения единицы длины и использовать для ее воспроизведения естественный (природный) процесс, отличающийся высокой стабильностью.

Кроме семи основных единиц, СИ устанавливает производные единицы, образованные с помощью простейших уравнений связи между физическими величинами. Так,

единицу скорости образуют с помощью уравнения, определяющего скорость прямолинейно и равномерно движущейся точки: $v = S/t$, где v — скорость; S — длина пройденного пути; t — время движения точки. Подстановка вместо S и t их единиц СИ дает $[v] = [S]/[t] = 1 \text{ м/с}$. Поэтому за единицу скорости СИ принят метр в секунду (м/с), равный скорости прямолинейно и равномерно движущейся точки, при которой она за время 1 с проходит путь длиной в 1 м.

§ 7.3. Классификация измерительных средств и методов измерений

Средство измерения — это техническое устройство, используемое при измерениях и имеющее нормированные метрологические свойства. К средствам измерений относятся, например, различные измерительные приборы и инструменты: штангенциркули, микрометры и др.

Принцип действия средства измерения — физический принцип, положенный в основу построения данного средства измерения. Часто принцип действия отражен непосредственно в названии средства измерения, например оптиметр.

Средство измерения, предназначенное для воспроизведения физической величины заданного размера, называют *мерой*. Различают *однозначные* меры, воспроизводящие физическую величину одного размера (например, концевые меры длины, гири, конденсаторы постоянной емкости и т. д.), и *многозначные* меры, воспроизводящие ряд одноименных величин различного размера (например, рулетки, разделенные на миллиметры, конденсаторы переменной емкости).

Эталон единицы физической величины — средство измерения (или комплекс средств измерений), официально утвержденное эталоном для воспроизведения единицы физической величины с наивысшей достижимой точностью и ее хранения (например, комплекс средств измерений для воспроизведения метра через длину световой волны). Примером точности эталонов может служить государственный эталон времени, погрешность которого за 30 тыс. лет не превысит 1 с.

Образцовые средства измерения — это меры, измерительные приборы или преобразователи, утвержденные в качестве образцовых. Они служат для контроля ниже-

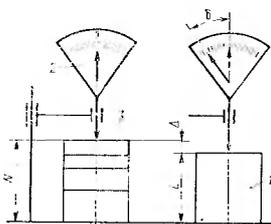


Рис. 7.1

стоящих по поверочной схеме измерительных средств и в то же время сами периодически подвергаются проверке по эталонам. Их точность имеет большое значение для обеспечения единства и правильности измерений.

Измерительное средство и приемы его использования в совокупности образуют *метод измерения*. По способу

получения значений измеряемых величин различают два основных метода измерений: метод непосредственной оценки и метод сравнения с мерой.

Метод непосредственной оценки — метод измерения, при котором значение величины определяют непосредственно по отсчетному устройству измерительного прибора прямого действия, например измерение длины с помощью линейки, размеров деталей микрометром, угломером и т. д.

Метод сравнения с мерой — метод измерения, при котором измеряемую величину сравнивают с величиной, воспроизводимой мерой. Например, для измерения высоты L детали 1 (рис. 7.1) миниметр 2 закрепляют в стойке. Стрелку миниметра устанавливают на нуль по какому-либо образцу (набору концевых мер \mathcal{Z}), имеющему высоту N , равную номинальной высоте L измеряемой детали. Затем приступают к измерению партии деталей. О точности размеров L судят по отклонению $\pm \Delta$ стрелки миниметра относительно нулевого положения. При измерении линейных величин независимо от рассмотренных методов различают *контактный* и *бесконтактный* методы измерений. Примером первого является измерение размера вала штангенциркулем, а второго — измерение того же вала с помощью проекционных приборов, например микроскопа.

В зависимости от взаимосвязи показаний прибора с измеряемой физической величиной измерения подразделяют на *прямые* и *косвенные*, *абсолютные* и *относительные*.

При *прямом* измерении искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных, например измерение угла угломером, диаметра — штангенциркулем.

При *косвенном* измерении искомое значение величины определяют на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям, например определение среднего диаметра резьбы с помощью трех проволок на вертикальном длиннотере, угла с помощью синусной линейки и т. д.

Абсолютное измерение основано на прямых измерениях величины и (или) использовании значений физических констант, например измерение размеров деталей штангенциркулем или микрометром. *Относительное* измерение основано на сравнении измеряемой величины с известным значением меры, например измерение отношения величины к одноименной величине, играющей роль единицы, или измерения величины по отношению к одноименной величине, принимаемой за исходную. Размер в этом случае определяется алгебраическим суммированием размера установочной меры и показаний прибора. Например, высоту L детали 1 (см. рис. 7.1) находят по отклонению Δ от размера N , по которому построен миниметр: $L = N \pm \Delta$.

§ 7.4. Метрологические показатели средств измерения

При выборе средства измерения в зависимости от заданной точности изготовления деталей необходимо учитывать их метрологические показатели (рис. 7.2): цену деления шкалы, диапазоны показаний и измерений, пределы измерения, измерительное усилие и др. Основным элементом отсчетного устройства является шкала, по которой снимается отсчет. *Цена деления шкалы* — разность значений величин, соответствующих двум соседним отметкам шкалы, например 0,002 мм при длине (интервале) деления шкалы прибора, равной 1 мм (под интервалом деления шкалы понимаем расстояние между осями двух соседних отметок шкалы). *Начальное* и *конечные* значения шкалы — соответственно наименьшее и наибольшее значения измеряемой величины, указанные на шкале, характеризующие возможности шкалы измерительного средства и определяющие диапазон показаний.

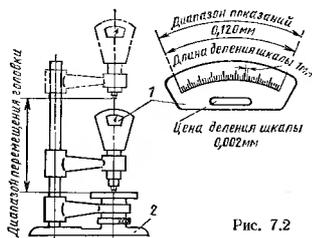


Рис. 7.2

Диапазон показаний — область значений шкалы, ограниченная конечным и начальным значениями шкалы. **Диапазон измерений**, состоящий из диапазонов показаний и перемещения измерительной головки по стойке прибора, — это область значений измеряемой величины, для которой нормированы допускаемые погрешности средства измерений. **Предел измерений** — наибольшее или наименьшее значение диапазона измерений.

Одной из основных характеристик контактных средств измерения линейных и угловых величин контактным методом является **измерительное усилие**, которое возникает в зоне контакта чувствительного элемента средства измерений с деталью или другим исследуемым объектом.

Основные метрологические показатели некоторых средств измерения приведены в табл. 7.1.

При анализе измерений сравнивают истинные значения физических величин с результатами измерений. Отклонение Δ результата измерения X от истинного значения Q измеряемой величины называют **погрешностью измерения**

$$\Delta = X - Q.$$

Под **точностью измерений** понимают качество измерений, отражающее близость их результатов к истинному значению измеряемой величины (высокая точность измерений соответствует малым погрешностям).

Погрешности измерений обычно классифицируют по причине их возникновения и по виду погрешностей.

В зависимости от причины возникновения выделяют следующие погрешности измерений.

Таблица 7.1
Основные метрологические показатели средств измерения

Измерительное средство	Метрологические показатели			Сила измерения, Н
	Цена деления шкалы	Диапазон показаний шкалы	Пределы измерения инструмента, прибора	
Штангенциркуль (тип ШЦ-1)	0,1	125	0—125	—
Штангенциркули (тип ШЦ-11)	0,05	200	0—200 10—210 *	—
		320	0—320 10—330 *	—
Микрометры гладкие (тип МК для измерения наружных размеров)	0,01	25	0—25	9
		25	25—50	9
		25	50—75	9
		25	75—100 и т. д.	9
Индикаторы часового типа (тип I)	0,01	10	**	1,8
		5	**	1,6
		2	**	1,4
Головка измерительная пружинная (микрокатор типа ПИП)	0,001	0,06	**	1,5
Оптиметр вертикальный (тип ОВО-1)	0,001	0,200 (± 0,1)	До 150 (диаметр) До 180 (длина)	2,7
Длиномер вертикальный (тип ИЗВ-1)	0,001	100	До 250	Переменная
Большой микроскоп инструментальный (тип РМН)	0,005	25	0—150 (ось X) 0—75 (ось Y)	—

Продолжение табл. 7.1

Измерительное средство	Микрометрические инструменты			Сила измерения, Н
	Цена деления шкалы	Диапазон поделений шкалы	Предела измерения измерительного прибора	
Микроскоп измерительный универсальный (тип УИМ-2)	0,001	100 200	0—100 (ось Y) 0—200 (ось X)	—
Нутромер индикаторный	0,01	4 8	6—10 10—18 и др.	4,5
Нутромер микрометрический	0,01	13 25 25	50—75 75—175 75—600 и др.	—

* При измерении внутренних размеров.
 ** Предел измерения данным средством зависит от применяемой стойки, в которой закрепляется прибор

Погрешность метода — это составляющая погрешности измерения, являющаяся следствием несовершенства метода измерений. Суммарная погрешность метода измерения определяется совокупностью погрешностей отдельных его составляющих (погрешности показаний прибора и блока концевых мер, погрешности, вызванной изменением температурных условий и т. п.).

Погрешность отсчета — это составляющая погрешности измерения, являющаяся следствием недостаточно точного отсчета показаний средства измерений и зависящая от индивидуальных способностей наблюдателя.

Инструментальная погрешность — составляющая погрешности измерения, зависящая от погрешностей при-

меняемых средств измерений. Различают *основную* и *дополнительную погрешность средства измерений*. За основную погрешность принимают погрешность средства измерений, используемого в нормальных условиях. Дополнительная погрешность складывается из дополнительных погрешностей измерительного преобразователя и меры, вызванных отклонением от нормальных условий. Например, если при настройке прибора для измерения методом сравнения с мерой температура меры отличается от нормальной, то это приведет к погрешности настройки прибора на нуль и соответственно к погрешности измерений. Погрешности средств измерений нормируют установленным пределом допускаемой погрешности.

Предел допускаемой погрешности средства измерения — наибольшая (без учета знака) погрешность средства измерения, при которой оно может быть признано годным и допущено к применению.

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

Под *систематическими* понимают погрешности, постоянные или закономерно изменяющиеся при повторных измерениях одной и той же величины. Выявленные систематические погрешности могут быть исключены из результатов измерения путем введения соответствующих поправок. Примером таких погрешностей являются погрешности показания прибора при неправильной градуировке шкалы; погрешности мер, по которым производят установку на нуль прибора.

Случайные погрешности — составляющие погрешности измерения, изменяющиеся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины. Случайными являются погрешности, возникающие вследствие нестабильности показаний измерительного прибора, колебания температурного режима в процессе измерения и т. д. Случайные погрешности нельзя установить заранее, но можно учесть в результате математической обработки данных многократных измерений.

К *грубым погрешностям* относятся случайные погрешности, значительно превосходящие погрешности, ожидаемые при данных условиях измерения. Причинами, вызывающими грубые погрешности, являются, например, неправильный отсчет по шкале прибора, неправильная установка измерительной детали в процессе измерения и т. д.

§ 7.5. Выбор измерительных средств

Выбор измерительных средств зависит от принятых организационно-технических форм контроля, масштабов производства, конструктивных особенностей контролируемых деталей, точности их изготовления, экономических и других факторов.

При выборе измерительных средств необходимо оценить допусковую погрешность измерения, а также определить положение приемочных границ, т. е. определить значения размеров деталей, по которым следует производить их приемку.

Допускаемая погрешность Δ измерения зависит от допуска на изготовление изделия, который связан с номинальным размером. Для линейных размеров до 500 мм СТ СЭВ 303—76 в квалитетах 2—17 устанавливает 16 рядов допускаемых погрешностей измерения. Эти погрешности составляют примерно от 20 (для грубых квалитетов) до 35 % допусков на изготовление деталей. Допускаемые погрешности измерения для квалитетов 5—13 приведены в табл. 7.2.

Если допуск на изготовление не совпадает с допуском ЕСДП СЭВ, погрешность измерения следует выбирать по

Таблица 7.2
Допускаемые погрешности измерения линейных размеров с допусками, назначенными по квалитетам 5—13 ЕСДП СЭВ

Номинальные размеры, мм		Допускаемые погрешности Δ , мкм, в квалитетах									
Св.	До	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
3	3	1,4	1,8	3	3	6	8	12	20	30	
6	6	1,6	2,0	3	4	8	10	16	30	40	
10	10	2,0	2,0	4	5	9	12	18	30	50	
18	18	2,8	3,0	5	7	10	14	20	40	60	
30	30	3,0	4,0	6	8	12	18	30	50	70	
50	50	4,0	5,0	7	10	16	20	40	50	80	
80	80	4,0	5,0	9	12	18	30	40	60	100	
120	120	5,0	6,0	10	12	20	30	50	70	120	
180	180	6,0	7,0	12	16	30	40	50	80	140	
250	250	7,0	8,0	12	18	30	40	60	100	160	
315	315	8,0	10,0	14	20	30	50	70	120	180	
400	400	9,0	10,0	16	24	40	50	80	120	180	
500	500	9,0	12,0	18	26	40	50	80	140	200	

ряду погрешностей, установленному для ближайшего более точного качества.

Допускаемые погрешности измерения нормируют независимо от способа измерения при приемочном контроле. Однако при измерении автоматическими и полуавтоматическими измерительными средствами изделий с допуском по качеству 4 и грубее рекомендуется принимать допусковую погрешность измерения на один ряд точнее.

Установленные стандартом погрешности измерения являются наибольшими, которые можно допускать при измерении; они включают как случайные, так и неучтенные систематические погрешности измерения (погрешности измерительных средств, установочных мер, базирования, температурных деформаций и т. д.). Значения размеров, полученных при измерении с погрешностью, не превышающей погрешностей, указанных в табл. 7.2, принимаются за действительные. Случайная погрешность измерения не должна превышать 0,6 предела допускаемой погрешности измерения.

ГЛАВА 8

КОНЦЕВЫЕ МЕРЫ ДЛИНЫ. ШТРИХОВЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ. РЫЧАЖНО-МЕХАНИЧЕСКИЕ И РЫЧАЖНО-ОПТИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ

§ 8.1. Плоскопараллельные концевые меры длины

Плоскопараллельные концевые меры длины (ГОСТ 9038—73) или плитки (рис. 8.1, а) представляют собой стальные закаленные параллелепипеды, у которых две противоположные измерительные грани расположены на исключительно точном расстоянии L и обработаны с наименьшими возможными шероховатостью, погрешностью формы и отклонением от параллельности. Измерительным, или рабочим, размером плиток является их срединная длина, равная высоте перпендикуляра AB , опущенного из середины верхней измерительной плоскости на плоскость Q , к которой плитка притерта своей противоположной измерительной плоскостью. Таким

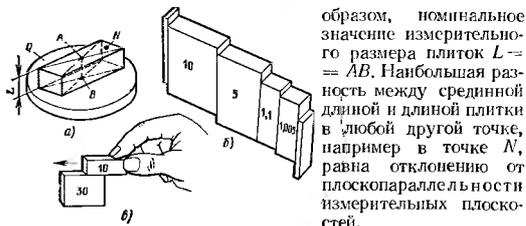


Рис. 8.1

образом, номинальное значение измерительного размера плиток $L = AB$. Наибольшая разность между срединной длиной и длиной плитки в любой другой точке, например в точке N , равна отклонению от плоскопараллельности измерительных плоскостей.

Выпускают наборы из 116, 87, 42 и менее плиток с разными измерительными размерами. Точность плиток определяется точностью изготовления (значением допуска) и точностью аттестации, т. е. предельной погрешностью определения действительных размеров плиток при аттестации. Плитки подразделяют по точности изготовления на четыре класса (в порядке убывания точности 0, 1, 2 и 3); по точности аттестации на пять разрядов (в порядке убывания точности 1, 2, 3, 4 и 5). К наборам прилагают аттестаты, в которых указаны номинальные размеры плиток, отклонения от номинальных размеров, разряд лабра и средства измерения, использованные при аттестации набора. Аттестация плиток по разрядам способствует повышению точности измерений. Плоскопараллельные концевые меры длины являются основным средством обеспечения единства мер в машино- и приборостроении. Они служат для передачи линейного размера от эталона до изделий в производстве и обеспечивают хранение единицы длины на предприятиях. Применяются для градуировки измерительных приборов и инструментов, а также для точных измерений, разметочных работ, наладки станков и т. д.

Передача и хранение точных размеров с помощью плиток происходит примерно по следующей схеме. На специальной измерительной установке проверяют размеры эталонных концевых мер 1-го разряда. Плитки, аттестованные как плитки высшей точности, имеются в основном только в проверочных лабораториях Госстандарта СССР. На заводах в зависимости от точности выпускаемых изделий имеются плитки от 2-го или 3-го до 5-го разрядов.

Передача точного размера заключается в том, что периодически с плитками 1-го разряда сравнивают плитки 2-го разряда, с плитками 2-го разряда сравнивают плитки 3-го разряда и т. д. А затем с помощью плиток в строго установленные сроки на предприятиях и в лабораториях проверяют все измерительные средства от самых точных до самых грубых. Результаты проверок вносят в паспорта, заведенные на каждый измерительный инструмент и прибор.

Для получения заданных размеров из плиток составляют блоки путем взаимной притирки нескольких (рекомендуется не более четырех) плиток. Например, на рис. 8.1, б показан блок из четырех плиток, образующий размер 17,105 мм. Крайние две тонкие плитки предохраняют от повреждения внешние измерительные плоскости блока. Процесс притирки плиток показан на рис. 8.1, в. Хорошая притираемость плиток объясняется силами молекулярного сцепления, возникающими благодаря высокой чистоте обработки и покрытию измерительных плоскостей тончайшей (не более 0,2 мкм) пленкой смазки. Притертые плитки настолько надежно сцепляются, что разъединить их можно только с помощью сдвигающих, а не растягивающих усилий.

Блоки составляют по определенному правилу. Рассмотрим его на примере составления блока по размеру 17,105 мм. Первая плитка всегда должна содержать последнюю цифру заданного размера. Выбираем первую плитку из микрометрического набора с размером 1,005 мм. Затем вычитая из размера 17,105 размер 1,005, получим остаток 16,1 мм. Вторую плитку выбираем из основного набора также со значением последней цифры предыдущего остатка, т. е. 1,1 мм. Следующий остаток равен 15 мм. Поэтому, третья и четвертая плитки должны иметь размеры 5 и 10 мм.

Для измерения высоты или глубины пазов, наружных размеров, выполнения разметки и в других случаях плитки используют с различными приспособлениями (струбцинами, боковинами, центрами и пр.).

§ 8.2. Штангенинструменты. Микрометрические инструменты

Штангенциркули. К штангенциркулям относятся штангенциркули (рис. 8.2, а), штангенглубиномеры (рис. 8.2, б) и штангенрейсмусы (рис. 8.2, в). Они пред-

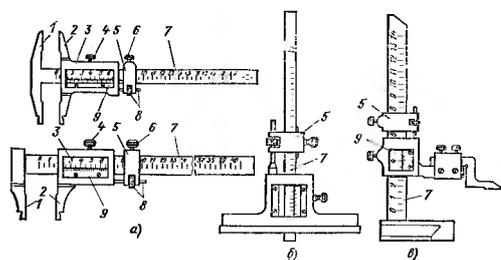


Рис. 8.2

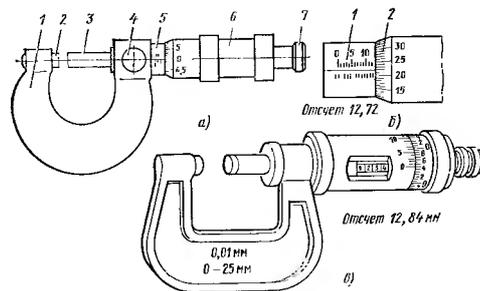


Рис. 8.4

назначены для абсолютных измерений линейных размеров, а также для воспроизведения размеров при разметке деталей. Основными частями штангенинструментов являются шкала-линейка с делениями 1 мм и перемещающаяся по линейке вспомогательная шкала-ноннус. По ноннусу отсчитывают десятые и сотые доли миллиметра. Наибольшее распространение получили ноннусы с точностью отсчета 0,1; 0,05; 0,02 мм. Для отсчета с помощью ноннуса сначала определяют по основной шкале целое число миллиметров перед нулевым делением ноннуса. Затем добавляют к нему число долей по ноннусу в соответствии с тем, какой штрих шкалы ноннуса ближе к штриху основной шкалы. Например, на рис. 8.3, а измеряемый размер равен 7 мм, а на рис. 8.3, б — 7,7 мм.

Основной характеристикой при расчете ноннуса является величина отсчета или точность ноннуса i . Сначала определяют число делений ноннуса $n = c/i$, где c — интервал деления основной шкалы. Интервал деления шкалы ноннуса $b = \gamma c - i$, здесь γ — модуль, т. е. натуральное число 1, 2, 3..., служащее для увеличения интервала деления ноннусной шкалы. Затем находят длину шкалы ноннуса $l = bn = (\gamma c - i) \times n$. Например, при $i = 0,1$ мм, $c = 1$ мм и

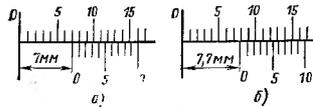


Рис. 8.3

$\gamma = 2$ число делений ноннуса $n = 10$, длина деления $b = 1,9$ мм и длина ноннуса $l = 19$ мм.

Штангенциркули (см. рис. 8.2, а). ГОСТ 166—73 предусматривает изготовление трех типов штангенциркулей: ШЦ-I с ценой деления 0,1 мм, ШЦ-II с ценой деления 0,05 мм и ШЦ-III с ценой деления 0,05 и 0,1 мм. Кроме того, на заводах применяют ранее изготовленные штангенциркули с ценой деления 0,02 мм. По основной линейке-штанге 7 с неподвижными губками 1 перемещается рамка 3 с подвижными измерительными губками 2. На основной линейке нанесены деления в миллиметрах, а на подвижной рамке 3 установлен ноннус 9. Для плавного перемещения рамки 3 по линейке-штанге 7 предусмотрено микрометрическое устройство, состоящее из хомутка 5, зажима 6, гайки микрометрической подачи 8. На подвижной рамке 3 установлен стопорный винт 4. Наружные размеры можно измерять как верхними губками, так и нижними. Для измерения внутренних размеров предназначены только нижние губки, а для разметки — верхние.

Штангенглубиномеры (рис. 8.2, б) принципиально не отличаются от штангенциркулей. Рабочими поверхностями штангенглубиномеров являются торцовая поверхность штанги 7 и база для измерений — нижняя поверхность основания.

Штангенрейсмусы (рис. 8.2, в) являются основными измерительными инструментами для разметки деталей.

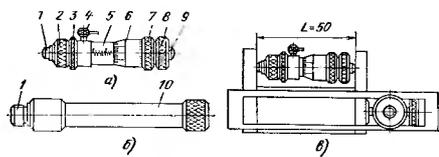


Рис. 8.5

Они могут иметь дополнительный присоединительный узел для установки измерительных головок параллельно или перпендикулярно плоскости основания.

Микрометрические инструменты. К микрометрическим инструментам относятся гладкие микрометры, микрометрические нутромеры, глубиномеры, рычажные микрометры, которые предназначены для абсолютных измерений наружных и внутренних размеров, высот уступов, глубин отверстий и т. д. Принцип действия этих инструментов основан на использовании винтовой пары (винт-гайка) для преобразования вращательного движения микровинта в поступательное. Цена деления таких инструментов 0,01 мм. Конструкция микрометра показана на рис. 8.4, а. В скобу 1 запрессованы неподвижная пятка 2 и стержень 5 (иногда стержень 5 присоединяется к скобе на резьбе). Внутри стержня 5 с одной стороны имеется микрометрическая резьба с шагом 0,5 мм, а с другой — гладкое цилиндрическое отверстие, обеспечивающее точное направление перемещения винта 3. На винт насажен барабан 6, соединенный с трещоткой 7. Трещотка имеет на торце односторонние зубья, к которым пружиной прижимается штифт, обеспечивающий постоянное усилие измерения. Стопор 4 служит для закрепления винта в нужном положении.

Отсчетное устройство микрометрических инструментов (рис. 8.4, б) состоит из двух шкал: продольной 1 и круговой 2. Продольная шкала имеет два ряда штрихов, расположенных по обе стороны горизонтальной линии и сдвинутых один относительно другого на 0,5 мм. Оба ряда штрихов образуют одну продольную шкалу с ценой деления 0,5 мм, равной шагу микровинта. Круговая шкала обычно имеет 50 делений (при шаге винта $P = 0,5$ мм). По продольной шкале отсчитывают целые миллиметры

и 0,5 мм, по круговой шкале — десятые и сотые доли миллиметра. Пример отсчета приведен на рис. 8.4, б.

Выпускают микрометры с цифровым отсчетом всего результата измерения (рис. 8.4, в). Стрелочное устройство действует по механическому принципу.

В соответствии с ГОСТ 6507—78 наша промышленность выпускает гладкие микрометры типа МК с пределами измерения от 0—25, 25—50 и т. д. через каждые 25 мм до 275—300 мм, а также 300—400, 400—500 и 500—600 мм. Предельная погрешность микрометров зависит от верхних пределов измерения и может составлять от ± 3 мкм (для микрометров с пределом измерения 0—25 мм) до ± 50 мкм (для микрометров с пределом измерения 400—500 мм).

Микрометрический нутромер (штихмас) (рис. 8.5, а) состоит из стержня 5, микрометрического винта 9, соединенного с корпусом барабана 6 гайкой 8. Один конец винта является измерительным наконечником. Микровинт закрепляется стопором 4, вращающимся в корпусе гильзы 3. На резьбу наконечника 1 навинчиваются предохранительная гайка 2 и удлинитель 10. При измерении измерительные наконечники приводят в соприкосновение со стенками проверяемого отверстия с помощью трещотки 7. Микрометрические нутромеры не имеют трещотки, поэтому плотность соприкосновения определяется наощупь. Установка нутромера на нуль показана на рис. 8.5, в.

Микрометрические нутромеры выпускают с пределами измерений 50—75, 75—175, 75—600, 150—1250, 800—2500, 1250—4000, 2500—6000 и 4000—10 000 мм. При необходимости увеличения пределов измерений используют удлинители (рис. 8.5, б).

Микрометрический глубиномер (рис. 8.6) имеет стержень 3, закрепленный на traversе 5. Одной измерительной

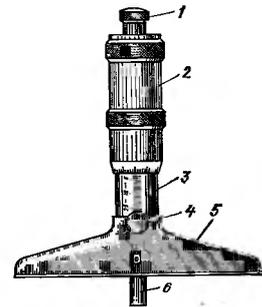


Рис. 8.6

поверхностью является нижняя плоскость траверсы, другой — плоскость микрометрического винта 6. Микровинт вращается трещоткой 1, соединенной с барабаном 2. Закрепляется микровинт стопором 4. В комплект микрометрического глубиномера входят установочные меры с плоскими измерительными торцами. По ГОСТ 7470—67 микрометрические глубиномеры выпускают с пределами измерений 0—100 и 100—200 мм.

§ 8.3. Рычажно-механические приборы

К рычажно-механическим приборам относятся индикаторы, рычажные скобы, индикаторные нутромеры и скобы, миниметры, рычажные микрометры, измерительные головки и т. д. Эти приборы обладают высокой точностью благодаря применению в них различных рычажно-механических систем, позволяющих значительно увеличить передаточное число механизма. Указанные приборы в основном предназначены для относительных измерений, хотя некоторые из них используют и для абсолютных измерений.

Приборы с зубчатой передачей. В производственных условиях и измерительных лабораториях широко используют для абсолютных измерений индикаторы или индикаторные измерительные головки. Индикаторы можно разделить на два типа: индикаторы часового типа (с зубчатой передачей) и рычажно-зубчатые. Механизм передачи индикатора часового типа (рис. 8.7) состоит из зубчатых пар. На измерительном стержне 1 головки нарезают зубчатую рейку, которая находится в зацеплении с зубчатым колесом 2. Возвратно-поступательное перемещение

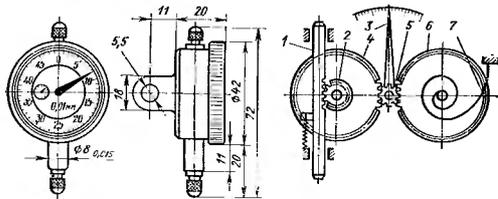


Рис. 8.7

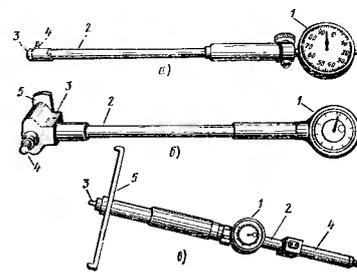


Рис. 8.8

измерительного стержня преобразуется в круговое движение стрелки 3 с помощью зубчатых колес 2, 4 и 5. Устранение зазора в зубчатых колесах обеспечивает спиральная пружина 7, один конец которой закреплен на зубчатом колесе 6, а другой — в корпусе индикатора. Индикатор имеет две шкалы: большую — для отсчета долей миллиметра и малую — для отсчета целых миллиметров. Один оборот стрелки 3 соответствует перемещению измерительного стержня на 1 мм. Большая шкала имеет 100 делений, цена деления индикатора равна 0,01 мм.

Погрешности индикаторов часового типа довольно значительны, от $\pm 4,5$ до ± 26 мкм, однако они находят применение для точных измерений благодаря большим пределам измерения. Индикаторы часового типа выпускают двух классов точности (0 и 1 по ГОСТ 577—68) в двух модификациях: индикаторы типа ИЧ с перемещением измерительного стержня параллельно шкале и индикаторы типа ИТ с перемещением измерительного стержня перпендикулярно шкале. Первые имеют пределы измерения 0—2 (малогабаритные), 0—5 и 0—10 мм, а вторые — 0—2 мм.

Выпускают также индикаторы часового типа с цифровым (электронным) отсчетом.

Индикаторные нутромеры (рис. 8.8 и 8.9) предназначены для относительных измерений отверстий от 3 до 1000 мм. Индикатор 1 (рис. 8.8, а, б) установлен в корпусе 2, на конце которого помещена измерительная головка.

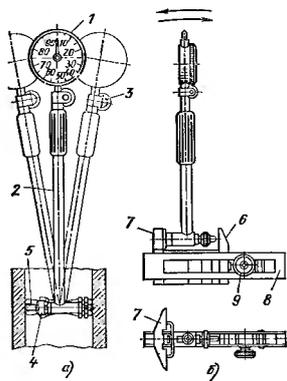


Рис. 8.9

На измерительной головке закреплена измерительная вставка 4 и измерительный стержень 3. Для совмещения линии измерения с диаметральной плоскостью измеряемого отверстия применяют центрирующий мостик 5 (рис. 8.8, в). Индикатор 1 (рис. 8.9, а) вставляют в верхнюю часть трубчатого корпуса 2 и зажимают винтом 3. Сменную измерительную вставку 5 вставляют в измерительную головку и фиксируют гайкой 4. Установка индикатора на нуль осуществляется либо по установочному кольцу,

либо по блоку концевых мер с боковиками 6 и 7 (рис. 8.9, б), которые зажимаются в державке 8 винтом 9. В зависимости от пределов измерений нутромеры выпускают с различными формами измерительных головок. К нутромерам обычно прилагают набор сменных измерительных вставок 5.

Индикаторные нутромеры (НИ) имеют цену деления 0,01 мм, пределы измерения от 6—10 до 700—1000 мм, погрешность показаний от 0,015 (для пределов измерения 6—10) до 0,025 (для пределов измерения 700—1000 мм).

Для точного измерения отверстий небольших размеров выпускают индикаторные нутромеры повышенной точности. Установка измерительной головки нутромера на нуль и измерения осуществляют так же, как индикаторным нутромером. Цена деления нутромеров повышенной точности 0,001; 0,002 мм, пределы измерений от 1,5—2 до 160—260 мм, глубина измерений от 8 до 300 мм, допускаемая погрешность от 0,003 до 0,006 мм.

К приборам с рычажно-зубчатой передачей относятся рычажные скобы, рычажные микрометры, рычажно-зубчатые измерительные головки и т. д. Эти приборы пред-

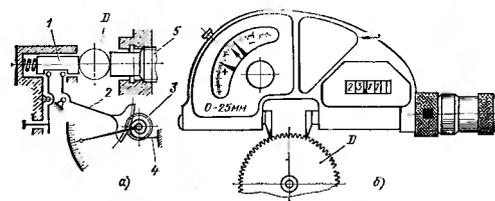


Рис. 8.10

назначены для относительных измерений наружных размеров в основном цилиндрических деталей.

В рычажных скобах (рис. 8.10, а) при измерении чувствительная пята 1, перемещаясь, воздействует на рычаг 2, зубчатый сектор которого поворачивает зубчатое колесо 3 и стрелку, неподвижно укрепленную на его оси. Пружина 4 постоянно прижимает колесо 3 к зубчатому сектору, устраняя таким образом зазор. У рычажной скобы микровинт 5 не имеет отсчетного устройства. Пределы измерения рычажной скобы от 0—25 мм через 25 мм до 75—100 мм, цена деления шкалы — 0,002 мм; пределы измерения по шкале $\pm 0,008$ мм.

Выпускают также рычажные скобы с цифровым отсчетом (рис. 8.10, б).

Рычажные микрометры аналогичны рычажным скобам и отличаются от них лишь наличием микрометрической головки.

Рычажно-зубчатые измерительные головки (рис. 8.11) отличаются от индикаторов часового типа тем, что у них, наряду с зубчатой передачей, имеется рычажная система, что позволяет увеличить передаточное число механизма и тем самым повысить точность измерений. При перемещении измерительного стержня 1 в двух направляющих втулках 8 поворачивается рычаг 3, который воздействует на рычаг 5, имеющий на большем плече зубчатый сектор, входящий в зацепление с зубчатым колесом (трибом) 4. На оси колеса 4 насажены стрелка и втулка, связанная со спиральной пружиной 6, выбирающей зазор. Измерительное усилие создается пружиной 7.

Для арретирования измерительного стержня служит рычажок 2. Шкала снабжена двумя переставляемыми

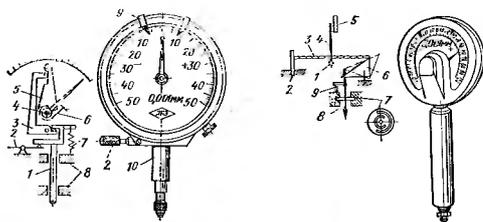


Рис. 8.11

Рис. 8.12

указателями допуска 9. Головка крепится в стойке или в приспособлении за втулку 10 диаметром 8 мм. Выпускают несколько моделей рычажно-зубчатых измерительных головок. Цена деления шкалы от 0,01 мм (модель 2-ГРЗ) до 0,001 мм (модель 1-МКМ), пределы измерения по шкале соответственно от $\pm 0,25$ до $\pm 0,05$ мм.

К приборам с пружинной передачей относятся измерительные пружинные головки (микрораторы, ГОСТ 6933—72), малогабаритные измерительные головки (микаторы ГОСТ 14712—69) и рычажно-пружинные измерительные головки бокового действия (миникаторы, ГОСТ 14711—69). Эти приборы предназначены для точных относительных измерений размеров и проверки отклонений деталей от правильной геометрической формы. Приборы этого типа построены по принципу использования в передаточных механизмах упругих свойств скрученной бронзовой ленты. Общий вид и принципиальная схема микроратора показана на рис. 8.12. Бронзовая пружинная лента 3 относительно стрелки 4 закручена в разные стороны и правым концом прикреплена к пружинному угольнику 6, а левым — к плоской пружине 2. При перемещении измерительного стержня 8 поворачивается угольник 6, что приводит к растяжению ленты 3 и повороту прикрепленной к ней в середине стрелки 4 относительно шкалы 5. Стрелка 4 сбалансирована с помощью противовеса 1. Измерительный стержень 8 подвешен к корпусу микроратора на мембране 9 и пружинном угольнике 6. Измерительная сила создается пружиной 7.

Микрораторы обладают значительными преимуществами перед другими типами подобных приборов: высокой

чувствительностью, малым усилием измерения, малой погрешностью обратного хода, высокой износостойкостью и долговечностью механизма. Существенным недостатком микрораторов является применение для отсчета показаний тонкой, едва заметной стрелки, расположенной на относительно большом расстоянии от шкалы. Это утомляет зрение контролера и увеличивает ошибки измерений. В зависимости от типа микроратора цена деления шкалы находится в диапазоне от 0,0001 до 0,01 мм, соответственно пределы измерения по шкале от $\pm 0,004$ до $\pm 0,30$ мм и допускаемая погрешность в пределах всей шкалы от $\pm 0,15$ до ± 5 мкм.

Микаторы и миникаторы имеют точно такой же пружинный механизм, и принцип действия их не отличается от принципа действия микроратора. Микаторы в зависимости от типа имеют цену деления шкалы от 0,0002 до 0,002 мм и пределы измерения по шкале от $\pm 0,010$ до $\pm 0,100$ мм. Миникаторы имеют цену деления шкалы 0,001 и 0,002 мм и пределы измерения по шкале $\pm 0,04$ и $\pm 0,08$ мм.

§ 8.4. Рычажно-оптические приборы

Эти приборы основаны на сочетании оптических схем и механических рычажных или пружинных передач. Наиболее распространенные приборы этой группы — пружинно-оптические измерительные головки — оптикаторы и оптиметры.

Оптикатор (ГОСТ 10593—74) построен на том же принципе, что и микроратор, но лишен основных его недостатков. В отличие от микроратора на скрученной ленте 1 (рис. 8.13) вместо стрелки закреплено зеркало 2, которое отражает на шкалу 3 изображения штриха метки 6. Штриховая метка, освещаемая через конденсор 5 лампочкой 4, проектируется объективом 7 на зеркало 2, находящееся в его фокусе. Чувствительность оптикатора в 2 раза больше, чем чувствительность микроратора. Отражаемый от зеркала 2 луч света отклоняется на

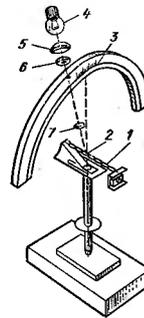


Рис. 8.13

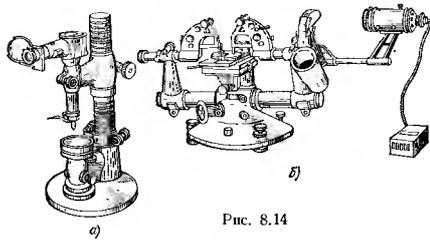


Рис. 8.14

угол, вдвое больший при одинаковом угле раскручивания среднего сечения линзы. Это позволяет уменьшить в 2 раза цену деления шкалы прибора. Кроме того, у оптикаторов изображение штриха находится в плоскости шкалы прибора, что значительно улучшает отсчет показаний. Цена деления шкалы оптикатора в зависимости от модели 0,000—0,001 мм, пределы измерения по шкале соответственно от $\pm 0,012$ до $\pm 0,125$ мм при допустимой погрешности в пределах всей шкалы от 0,05 до 0,4 мкм.

Оптиметры применяют для измерений относительным методом концевых мер длины, калибров, шариков, роликов и других деталей высокой точности. Оптиметр состоит из измерительной головки, называемой трубкой оптиметра, и вертикальной или горизонтальной стойки. В зависимости от вида стойки оптиметры подразделяют на вертикальные (рис. 8.14, а) и горизонтальные (рис. 8.14, б). Вертикальные оптиметры предназначены для измерений наружных размеров деталей, а горизонтальные — для измерений как наружных, так и внутренних размеров. Цена деления шкалы оптиметров 0,001 мм, предел измерения по шкале $\pm 0,1$ мм. Предел измерения вертикального оптиметра для плоских деталей — 0—180 мм, а для диаметров — 0—150 мм. Предел измерения горизонтального оптиметра для наружных измерений — 0—350 мм, для внутренних — 13,5—150 мм. Допускаемая погрешность оптиметров на всей шкале не должна превышать $\pm 0,3$ мкм, а на участке шкалы до 0,06 мм — $\pm 0,2$ мкм. Основной отсчетной частью прибора является трубка оптиметра. Принцип действия трубки показан на рис. 8.15. Лучи от источника света направляются зеркалом 1 в цель трубки и,

преломляясь трехгранной призмой 2, проходят через шкалу, имеющую 200 делений и нанесенную на плоскость стеклянной пластинки 3. Пройдя шкалу, луч попадает на призму полного отражения 4, и, отразившись от нее под прямым углом, направляется на объектив 5 и зеркало 6. Качающееся зеркальце пружиной 9 прижимается к измерительному стержню 7. При перемещении стержня 7, опирающегося на измеряемую деталь, зеркало 6 поворачивается на угол α вокруг оси, проходящей через центр опорного шарика 8, что вызывает отклонение

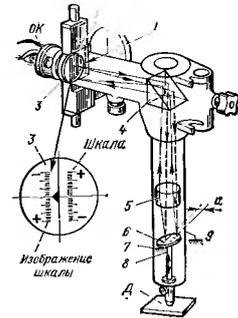


Рис. 8.15

отраженных от зеркала 6 лучей на угол 2α . Отраженный пучок лучей объективом превращается в сходящийся пучок, который дает изображение шкалы. При этом шкала смещается в вертикальном направлении относительно неподвижного указателя на некоторую величину, пропорциональную измеряемому размеру. Изображение шкалы наблюдается в окуляр ОК, как правило, одним глазом, что утомляет контролера. Для облегчения отсчета на окуляр надевают специальную проекционную насадку, на экране которой можно наблюдать изображение шкалы двумя глазами.

Из **оптических приборов** наиболее распространенные получили длиномеры, инструментальные и универсальные микроскопы.

Оптические длиномеры применяют для абсолютных и относительных измерений наружных размеров точно изготовленных деталей, например гладких и резьбовых калибров и т. д. Длинномер состоит из измерительной головки и вертикальной или горизонтальной стойки. В зависимости от вида стойки длиномеры подразделяют на вертикальные и горизонтальные. Цена деления шкалы длиномеров 1 мкм, хотя в последнее время промышленностью начали осваиваться длиномеры с ценой деления 0,1 мкм. Принцип работы длинмера (модель ИЗВ-1)

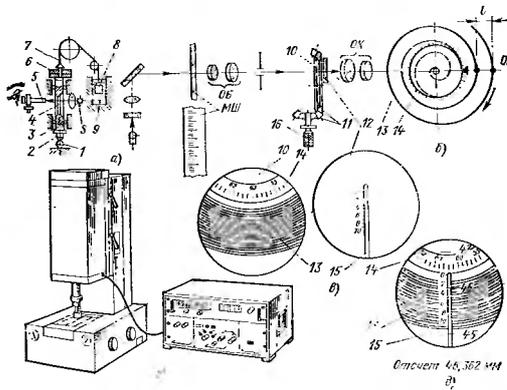


Рис. 8.16

показан на рис. 8.16, а. В пинцете 3 закреплена измерительный палец 2, входящий в соприкосновение с измеряемой деталью 1. Сила тяжести пинцета уравновешена противовесом 8, который перемещается внутри масляного демфера 9. Палец соединен с противовесом стальной лентой 7, перекинутой через блок, причем измерительная сила микрометра определяется разностью масс пинцета и противовеса. Эта сила регулируется с помощью грузовых шайб 6. Отсчеты по стеклянной шкале 4, освещаемой источником света S, производят с помощью отсчетного микроскопа 5 со спиральным нониусом. Спиральный нониус состоит из окуляра ОК и двух стеклянных пластинок (рис. 8.16, б). На неподвижной пластинке 12 нанесена шкала 15, имеющая десять штрихов с ценой деления 0,1 мм и расположенная в поле зрения окуляра. На пластинке 10 нанесена двумя эквиполлярными линиями спираль Архимеда 13 и круговая шкала 14, разделенная на 100 делений. Расстояние l (рис. 8.16, б) между витками архимедовой спирали (шаг) равно интервалу деления (0,1 мм) шкалы 15.

Одному обороту пластинки 10 (рис. 8.16, в), т. е. 100 делениям ее круговой шкалы, соответствует поступательное перемещение точки спирали вдоль радиальной прямой, равное одному шагу спирали. Таким образом, одному делению круговой шкалы соответствует отсчет $0,1/100 = 0,001$ мм.

В поле зрения микроскопа (рис. 8.16, д) видны штрихи миллиметровой шкалы МШ (45, 46, 47), один из которых находится в зоне линейной шкалы 15, часть круговой шкалы 14 и дуги витков двойной архимедовой спирали 13. Для производства отсчета пластинку 10 поворачивают (с помощью конической зубчатой передачи 11, приводимой в действие головкой 16) до тех пор, пока дуги одного витка двойной спирали не расположатся симметрично относительно штриха миллиметровой шкалы, который находится в пределах шкалы 15 (46 мм). Целые миллиметры отсчитывают по штрихам, обозначенным на миллиметровой шкале, десятые доли миллиметра — по линейной шкале 15 (0,3 мм), сотые и тысячные доли — по круговой шкале 14 (0,062 мм). Отсчет с точностью до 1 мкм, показанный на рис. 8.16, г, равен 46,362 мм (штрих 46 мм должен быть расположен между дугами двойной спирали).

Широкое распространение в настоящее время получают микрометры с цифровым отсчетом (рис. 8.16, з), на табло которых высвечивается непосредственно измеряемый размер. Такие микрометры выпускают с ценой деления 0,1; 0,2; 0,5 и 1 мкм, с пределами измерения всего прибора от 0 до 100 мм при абсолютном и от 0 до 20 мм при относительном измерениях.

Инструментальные и универсальные микроскопы предназначены для абсолютных измерений бесконтактным методом углов и длин различных деталей сложной формы в прямоугольных и полярных координатах, таких как резьбовой режущий инструмент, червячные фрезы, лекала, кулачки, резьбовые калибры, шаблоны, фасонные резцы и т. д. В соответствии с ГОСТ 8074—71 выпускают микроскопы с микрометрическими измерителями двух типов ММИ — малый микроскоп инструментальный и БМИ — большой микроскоп инструментальный. Выпускают также универсальные микроскопы, в которых вместо микрометрических измерителей применены миллиметровые шкалы с отсчетными спиральными микроскопами. Однако, несмотря на конструктивные различия, принци-

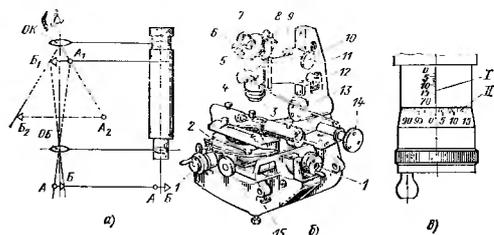


Рис. 8.17

пиальная схема измерения во всех микроскопах общая — визирование различных точек деталей, перемещаемых для этого по взаимно перпендикулярным направлениям, и измерение этих перемещений посредством отсчетных устройств. Для обеспечения лучшего визирования микроскопы снабжают сменными объективами различной степени увеличения. В качестве примера рассмотрим конструкцию (рис. 8.17, б) и принцип БМИ (рис. 8.17, а).

На массивном чугунном основании 15 в двух взаимно перпендикулярных направлениях на шариковых направляющих перемещается измерительный стол 2. Стол перемещается двумя микрометрическими винтами 1 с ценой деления 0,005 мм с пределами измерения 0—25 мм. Пределы измерения микроскопа можно значительно расширить в результате установки концевых мер длины соответствующего размера, кратного 25 мм, между микро-винтом и измерительным упором на столе микроскопа. Таким образом, пределы измерения увеличиваются в продольном направлении до 75 мм у микроскопа ММИ и до 150 мм у микроскопа БМИ. Для отсчета перемещений на гильзе, скрепленной с микрометрической гайкой, имеется миллиметровая шкала I (рис. 8.17, а), а на барабане, связанном с микрометрическим винтом, круговая шкала II с 200 делениями. Так как шаг винта равен 1 мм, то цена деления шкалы барабана составляет $1/200 = 0,005$ мм (на рис. 8.17, в показание микрометра равно 24,025).

Объектив 3 с тубусом 5 установлен на крошштейне 9, который перемещается в вертикальном направлении по стойке 11. Стойка с помощью маховика 14 может наклоняться вокруг оси 13 на $12,5^\circ$ в обе стороны для установки микроскопа под углом подъема измеряемой резьбы. Маховик 10, перемещающий крошштейн 9, служит для фокусировки микроскопа, причем установленное положение микроскопа фиксируется винтом 12. Для точного фокусирования микроскопа вращают рифленое кольцо 4, при этом тубус смещается по цилиндрическим направляющим крошштейна К верхней части тубуса крепится сменная угломерная окулярная головка с визирным 7 и отсчетным 6 микроскопами. Прилив 8 предназначен для крепления проекционной насадки, на экране которой получается изображение, наблюдаемое в окуляр микроскопа 7.

Оптическая схема микроскопа показана на рис. 8.17, а. Измеряемая деталь AB рассматривается через объектив OB микроскопа. Изображение детали A_1B_1 получается действительным, обратным и увеличенным. Глаз наблюдателя через окуляр OK видит мнимое, обратное и еще раз увеличенное окуляром изображение детали A_2B_2 .

В настоящее время большое распространение получили бинокулярные инструментальные микроскопы, которые значительно сокращают врезы переналадки приборов, повышают производительность контроля и создают большие удобства для контролера. Еще более совершенными являются инструментальные микроскопы с цифровым отсчетом, к пультам которых подключаются цифро-печатающие машины или перфорационные устройства.

Универсальные микроскопы имеют большие, чем инструментальные, пределы измерения и повышенную точность линейных измерений. Так, универсальный измерительный микроскоп УИМ-21 имеет пределы измерения для линейных размеров: в продольном направлении 0—200 мм, в поперечном 0—100 мм; для угловых размеров 0— 360° при цене деления угловой головки $1'$. Увеличение главного микроскопа равно 10 \times , 15 \times , 30 \times или 50 \times в зависимости от применяемого объектива. Такие же характеристики имеет проекционный микроскоп УИМ-23 с пределами измерения 200—100 мм, на котором главный и отсчетные микроскопы заменены проекционными устройствами, значительно облегчающими работу контролера П19 Г.

ТОЧНОСТЬ ФОРМЫ ДЕТАЛЕЙ.
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

§ 9.1. Общие сведения

Любую деталь можно представить как совокупность геометрических, идеально точных объемов, имеющих цилиндрические, плоские, конические, эвольвентные и другие поверхности. Например, вал 14 (см. рис. 3.1) образован сочетанием ряда цилиндров. В процессе изготовления деталей и эксплуатации машин возникают погрешности не только размеров, но также формы и расположения номинальных поверхностей. Кроме того, режущие элементы любого инструмента оставляют на обработанных поверхностях следы в виде чередующихся выступов и впадин. Эти неровности создают шероховатость и волнистость поверхностей. Таким образом, в чертежах форму деталей задают идеально точными номинальными поверхностями, плоскостями, профилями. Изготовленные детали имеют реальные поверхности, плоскости, профили, которые отличаются от номинальных отклонениями формы и расположения, а также шероховатостью и волнистостью.

§ 9.2. Отклонения формы и расположения поверхностей

Основные термины и определения установлены СТ СЭВ 368—76.

Отклонением формы поверхности или профиля называют отклонение формы реальной поверхности (реального профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля). В общем случае в отклонение формы входит волнистость поверхности (профиля) и не входит шероховатость. Отклонения формы поверхностей (профилей) отсчитывают от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающих поверхности, прямой, профиля по нормали к ним.

Прилегающая плоскость (рис. 9.1, а) — плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная так, чтобы отклонение Δ от нее до наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение. Прилега-

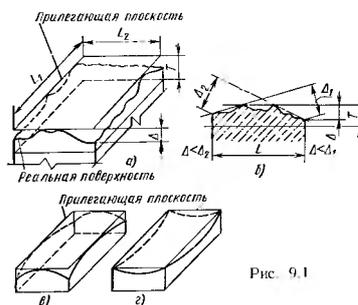


Рис. 9.1

ющая прямая (рис. 9.1, б) — прямая, соприкасающаяся с реальным профилем и расположенная так, чтобы отклонение от нее до наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение¹. Прилегающая окружность — окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения, или максимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения (рис. 9.2, а, б). Прилегающий цилиндр — цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности (рис. 9.2, в), или максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.

Прилегающие прямые, плоскости и поверхности используют для отсчета отклонений формы и расположения, так как их положение по отношению к реальным поверхностям соответствует положению контрольных линеек, плит и пробок, и они дают наименьшие отклонения в наиболее удаленных точках реальных поверхностей и профилей. Например, отклонения Δ_1 и Δ_2 реального профиля от касательных больше, чем отклонения Δ от прилегающей прямой (рис. 9.1, б).

Отклонения формы, а часто и расположения поверхностей оценивают наибольшим отклонением Δ . При этом

¹ Нормируемым участком называют часть поверхности или профиля, на которых определяют отклонения формы или расположения поверхностей, например часть профиля длиной L (рис. 9.1, б).

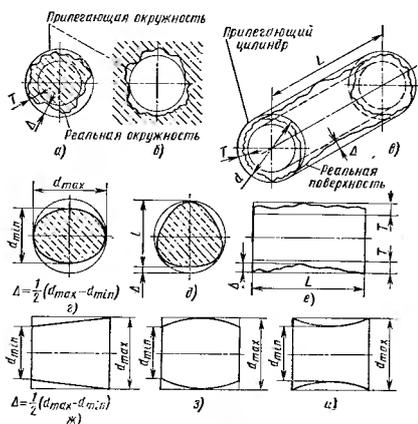


Рис. 9.2

должно обеспечиваться условие $\Delta \leq T$, где T — допуск формы или расположения.

Поле допуска формы представляет собой область в пространстве (рис. 9.1, а) или на плоскости (рис. 9.1, б), внутри которой должны находиться все точки реальной поверхности или реального профиля. Области полей допусков формы ограничиваются допуском T и заданными размерами рассматриваемых элементов L_1 , L_2 или L . Поле допуска цилиндрической поверхности (рис. 9.2, в) ограничивается торцовыми плоскостями, расположенными на расстоянии, равном L , и цилиндрическими поверхностями, имеющими диаметры d и $d - 2T$.

Отклонение формы плоских поверхностей (см. рис. 9.1, а). **Отклонение от плоскостности** равно наибольшему отклонению Δ . Частными видами отклонений от плоскостности являются **выпуклость** (см. рис. 9.1, в) и **вогнутость** (см. рис. 9.1, г).

Отклонение формы цилиндрических поверхностей характеризуется **нецилиндричностью** (см. рис. 9.2, в),

которая включает отклонения от круглости поперечных сечений (см. рис. 9.2, а, б) и профиля продольного сечения (см. рис. 9.2, е). К частным видам отклонения от округлости относятся овальность (см. рис. 9.2, з) и огранка (см. рис. 9.2, д). При огранке реальный профиль представляет собой многогранную фигуру. Отклонение профиля в продольном сечении цилиндрических поверхностей характеризуется **непрямолинейностью образующих** (см. рис. 9.2, е) и делится на **конусообразность** (см. рис. 9.2, ж) **бочкообразность** (см. рис. 9.2, з) и **седлообразность** (см. рис. 9.2, и).

Основные причины появления отклонений формы цилиндрических поверхностей: овальности — биение шпинделя токарного или шлифовального станков; огранки — изменение мгновенных центров вращения детали, например при бесцентровом шлифовании; конусообразности — несоосность шпинделя и задней бабки, износ резца; бочкообразности — деформации длинных валов при обтачивании их в центрах без люнетов и т. д.

Отклонения расположения поверхностей (осей, профилей). Номинальное расположение поверхности, оси или профиля определяется номинальными линейными или угловыми размерами между рассматриваемой поверхностью (прямой, профилем) и базой.

Базой называют элемент детали (поверхность, ось, точку), по отношению к которому заданы допуски расположения. Например, положение паза в детали, показанной на рис. 9.3, ж, определяется отклонением Δ относительно плоскости симметрии. Если база не задана, то номинальное положение рассматриваемых поверхностей (прямых, профилей) определяется номинальными размерами между ними, а реальное расположение тех же рассматриваемых элементов определяется действительными линейными или угловыми размерами.

Поле допуска расположения называют область, внутри которой должны находиться прилегающие плоскость или поверхность, ось, центр или плоскость симметрии рассматриваемого элемента в пределах нормируемого участка. Например, полем допуска расположения одной из параллельных плоскостей является область, ограниченная размерами T , L_1 и L_2 , внутри которой находится прилегающая плоскость (рис. 9.3, а).

Отклонением расположения (рис. 9.3) называют отклонение реального расположения поверхности, оси или

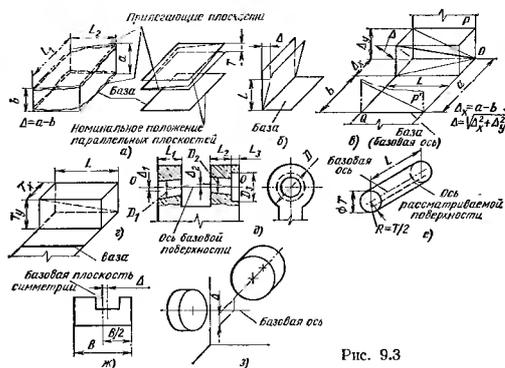


Рис. 9.3

профиля от номинального расположения без учета отклонения формы рассматриваемых и базовых поверхностей, прямых, профилей. При этом реальные поверхности, прямые, профили заменяют прилегающими¹, а в качестве осей, плоскостей симметрии и центров реальных поверхностей и профилей принимают оси, плоскости симметрии и центры прилегающих поверхностей и профилей.

Точность расположения считают обеспеченной, если действительное отклонение не превышает допуска, установленного на данный вид отклонения, т. е. $\Delta \leq T$.

Рассмотрим основные виды отклонений расположения.

Отклонения от параллельности и перпендикулярности плоскостей показаны на рис. 9.3, а и б.

Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве (рис. 9.3, в) равно геометрической сумме отклонений от параллельности проекций осей Δ_x и Δ_y на перпендикулярные плоскости Q и P . Плоскость Q является общей плоскостью осей; она проходит через базовую ось и точку другой оси (точка O). Плоскость P проходит через точку O перпендикулярно к плоскости Q и параллельно базовой оси. Составляющие Δ_x и Δ_y могут

быть самостоятельными погрешностями взаимного расположения осей в плоскостях. **отклонение от параллельности осей в общей плоскости Q** равно Δ_x ; **перекос осей на плоскость P'** (проходит через базовую ось перпендикулярно к плоскости Q). **Поле допуска параллельности осей в пространстве** (рис. 9.3, г) характеризуется параллелепипедом со сторонами T_x , T_y и L .

Отклонение от соосности относительно общей оси OO (рис. 9.3, д) — это наибольшее расстояние Δ_1 (Δ_2) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей (базовой) осью на длине нормируемого участка L_1 (L_2). Например, в ушках кронштейна, имеющих наружные диаметры D , расточены три отверстия диаметрами D_1 , D_2 и D_3 . Все поверхности должны быть расположены концентрично на общей оси OO . Допустим, что рассматриваемые поверхности D_1 и D_2 перекошены и смещены относительно оси OO (наибольшие смещения Δ_1 и Δ_2). Обычно направление смещения отдельных поверхностей не задается, и осевые каждой рассматриваемой поверхности могут быть расположены по любую сторону от общей оси, но в пределах допуска. Поэтому полем допуска соосности e является часть пространства, ограниченная цилиндром, диаметр которого равен допуску соосности T , длина образующей равна нормируемой длине L , а ось совпадает с базовой осью. Допуск соосности можно задавать в диаметральном и радиусном выражении. В радиусном выражении допуск удобнее задавать, если допустимо симметричное смещение рассматриваемой поверхности относительно базовой оси, т. е. $\Delta \leq \pm T/2$ (рис. 9.3, е).

Допуски в диаметральном и радиусном выражении применимы также для ограничения отклонений от параллельности прямых (рис. 9.3, в); от симметричности относительно базовой плоскости ($\Delta \leq \pm T/2$) отдельных конструктивных элементов номинально симметричных деталей (например, паза в детали на рис. 9.3, ж); от пересечения осей, которое равно кратчайшему расстоянию между номинально пересекающимися осями (рис. 9.3, з). В последнем случае рассматриваемая ось может быть расположена выше или ниже базовой оси на расстоянии $\Delta \leq T/2$.

Позиционное отклонение и позиционный допуск — условные названия отклонения и допуска на смещение осей или плоскостей относительно номинального располо-

¹ Для упрощения чертежей на некоторых рисунках вместо реальных показаны только прилегающие поверхности (см. рис. 9.3, а и б).

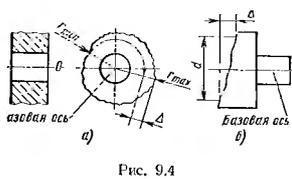


Рис. 9.4

жения. Следовательно, отклонения (допуски) осей от параллельности (см. рис. 9.3, в), поверхностей от базовой оси (см. рис. 9.3, д) или от плоскости симметрии (см. рис. 9.3, ж) и прямых от пересечения (см. рис. 9.3, з) относятся к позиционным отклонениям (позиционным допускам).

Суммарное отклонение (допуск) формы и расположения — отклонение (допуск), которое одновременно учитывает (ограничивает) отклонения формы и расположения рассматриваемой реальной поверхности (профиля) относительно заданных баз. Суммарные отклонения и допуски применяют, в частности, для оценки радиального и торцового биения.

Радиальное биение поверхности вращения (рис. 9.4, а) относительно базовой оси OO возникает в результате отклонений от круглости и соосности с указанной осью профиля проверяемого сечения. Оно равно разности Δ наибольшего и наименьшего радиусов проверяемого профиля в сечении, перпендикулярном базовой оси. **Полное радиальное биение** цилиндрической поверхности появляется в результате отклонений проверяемой поверхности от цилиндричности и соосности с базовой осью.

Торцовое биение (рис. 9.4, б), равное разности наибольших и наименьших расстояний от точек реальной поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси, определяют в сечении торцовой поверхности цилиндром заданного диаметра d . **Полное торцовое биение** определяют аналогично, но в пределах всей торцовой поверхности.

Точность расположения одной поверхности может влиять на точность сборки и качество работы узлов (механизмов). Например, перекос отверстия в корпусе 1 (рис. 9.5, а) вызовет перекос оси 2 за пределами корпуса и ухудшит работу зубчатого колеса 3. Требуемую точность расположения сопрягаемых деталей обеспечивают с помощью **выступающего поля допуска** расположения, т. е. поля допуска T , ограничивающего расположение рассматриваемого элемента (например, осевой линии отверстия в кор-

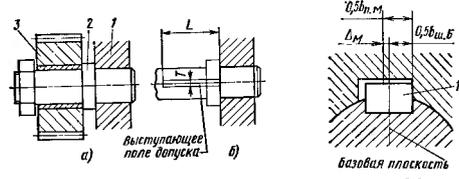


Рис. 9.5

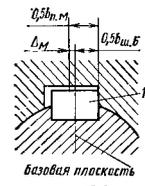


Рис. 9.6

пусе 1) на длине L , выходящей за пределы этого элемента (рис. 9.5, б).

Зависимый и независимый допуски расположения (формы). Зависимым называют переменный допуск расположения, который указывается на чертежах своим минимальным значением и может быть превышен на величину предельных отклонений вала или отверстия. Эти допуски называют, если зазоры или натяги между деталями, сопрягаемыми по нескольким поверхностям, должны находиться в заданных пределах.

Пример 9.1. В соединении шпонки с пазом ступицы (см. рис. 3.1 и 9.6) необходимо обеспечить зазор. Допускается одностороннее расположение зазора при условии, что между другой парой боковых граней шпонки и паза, например справа, не возникнет натяг. Для решения задачи принимаем: наименьший зазор слева $S_{м.л} > 0$, справа $S_{м.п} = 0$; соединение шпонки с валом выполнено идеально точно; базовая плоскость шпоночного соединения проходит через вертикальную ось вала.

Минимально допустимое смещение паза ступицы Δ_M получим для соединения шпонки, имеющей наибольшую ширину $b_{ш.б}$ с пазом ступицы, имеющим наименьшую ширину $b_{ш.м}$. Учитывая, что $S_{м.л} = 0$, получим $0,5b_{ш.б} + \Delta_M = 0,5b_{ш.м}$. Отсюда $\Delta_M = 0,5(b_{ш.м} - b_{ш.б})$.

Так как паз ступицы может сместиться в любую сторону от базовой плоскости, то допуск на смещение паза в диаметральном выражении $T = \pm \Delta_M$.

Независимым называют допуск расположения (формы), постоянный для всех одноименных деталей и не зависящий от действительных размеров рассматриваемых поверхностей. Например, допуск на межосевое расстояние a_w коробки передач (см. рис. 3.1) не зависит от точности отверстий в корпусе для подшипников качения.

Допуски формы и расположения поверхностей установлены СТ СЭВ 636—77 в 16-ти степенях точности (степени точности обозначают в порядке убывания 1, 2, ...). Ряды

Таблица 9.1
Зависимость допусков формы
поверхностей от уровня
геометрической точности

Вид допуска формы поверхностей	$(T_{\text{ф}}/T) \cdot 100$ % для уровня		
	A	B	C
Плоскостности, прямолнейности и параллельности Цилиндричности, круглости и профи- ля продольного сечения	60	40	25
	30	20	12

рической точности, характеризующиеся отношениями $T_{\text{ф}}/T$ (%). Уровни геометрической точности обозначают: нормальной — А; повышенной — В; высокой — С (табл. 9.1). При особо высоких требованиях к точности формы можно принимать отношения $T_{\text{ф}}/T$ меньше значений, установленных для уровня С. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах только при особых требованиях к точности геометрической формы поверхностей. Примеры применения отдельных степеней точности формы и расположения поверхностей приведены в работе [4].

Правила обозначения на чертежах допусков формы и расположения поверхностей деталей установлены стандартом СТ СЭВ 368—76. Для каждого вида допуска формы и расположения установлен определенный знак (табл. 9.2). Условное обозначение допуска содержит знак, числовое значение, а при необходимости и буквенное обозначение базы измерения (А, В и т. д.). Эти данные в указанном порядке вписывают в рамку, разделенную на две или три части. Рамку соединяют с контурной или выносной линией изделия (рис. 9.7, а, б). Обозначения допусков симметричности и соосности в диаметральном и радиусном выражении даны на рис. 9.7, в. Допуски могут быть заданы на ограниченной длине (0,02 мм на 100 мм длины, рис. 9.7, г) или одновременно на всей длине и на ограниченном участке (рис. 9.7, д). В необходимых случаях у рамок помещают надписи с дополнительными данными (рис. 9.7, е). Базы

допусков при переходе к следующей степени точности изменяются по R5 (в 1,6 раза).

Допуски формы и расположения поверхностей за некоторым исключением не должны превышать допуски размеров T . Для случаев, когда необходимо ограничить отклонения формы и расположения поверхностей, в СТ СЭВ 636—77 для плоских и цилиндрических поверхностей установлены уровни относительной геометрической точности, характеризующиеся отношениями $T_{\text{ф}}/T$ (%).

Таблица 9.2

Условные обозначения допусков формы и расположения

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски формы	Прямолнейности	
	Плоскостности	
	Круглости	
	Цилиндричности	
	Профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Параллельности	
	Перпендикулярности	
	Наклона	
	Соосности	

Продолжение табл. 9.2

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски расположения	Симметричности	
	Позиционный	
	Пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Радиального или торцового биения; биения в заданном направлении	
	Полного радиального или торцового биения	
	Формы заданного профиля	
	Формы заданной поверхности	

обычно обозначают зачерненным треугольником и соединяют с рамкой, в которой дано буквенное обозначение базы (см. рис. 9.7, б) или условное обозначение допуска (рис. 9.7, в). Зависимые допуски расположения и формы обозначают условным знаком *M*, который помещают в рамке вместе с допуском или базой вместо базы или иными способами (пояснения приведены в СТ СЭВ 368—77). Пример обозначения суммарного допуска дан на рис. 9.7, з.

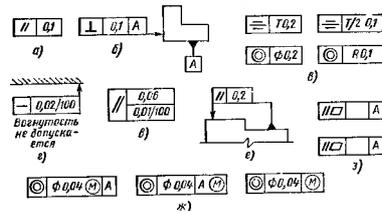


Рис. 9.7

§ 9.3. Шероховатость и волнистость поверхностей

Шероховатость поверхностей — совокупность неровностей с относительно малыми шагами на базовой длине (рис. 9.8). Параметры и характеристики шероховатости установлены в ГОСТ 2789—73, а также СТ СЭВ 1156—78 и СТ СЭВ 638—77. Указанные стандарты не распространяются на шероховатость ворсистых материалов (фетр и др.) и не учитывают такие дефекты поверхностей, как трещины, раковины и т. п.

Базовой линией для определения параметров шероховатости служит средняя линия *m*. Шероховатость можно оценивать на любом участке одинаково обработанной поверхности, имеющем ширину не менее базовой длины. Базовая длина *l* — длина базовой линии, на которой определяются числовые значения параметров шероховатости. Выступ и впадина профиля — части про-

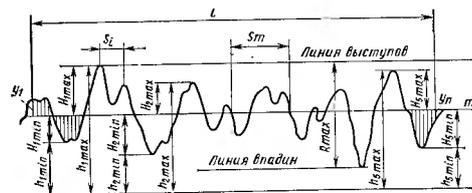


Рис. 9.8

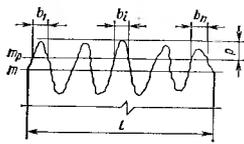


Рис. 9.9

филья, ограниченные контуром реальной поверхности и средней линией. Выступ расположен выше средней линии, а впадина ниже ее и направлена в тело. Неровности профиля образованы выступами и впадинами профиля.

Шаг неровностей профиля S_m — длина отрезка средней линии, пересекающего профиль в трех соседних точках. *Шаг неровностей профиля по вершинам* S_i — длина отрезка средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних выступов. *Средний шаг неровностей* S и *средний шаг неровностей по вершинам* S_i — среднее арифметическое значение шага неровностей соответственно по средней линии и по вершинам неровностей в пределах базовой длины

$$\left(S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}; S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i \right).$$

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a — среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля от средней линии m в пределах базовой длины. Приближенно

$$R_a \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i. \quad (9.1)$$

Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z — сумма средних абсолютных отклонений точек пяти наибольших минимумов $H_{i \text{ min}}$ и пяти наибольших максимумов $H_{i \text{ max}}$ профиля в пределах базовой длины. Для средней линии, имеющей форму отрезка прямой,

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 h_{i \text{ max}} - \sum_{i=1}^5 h_{i \text{ min}} \right), \quad (9.2)$$

где $H_{i \text{ max}}$ и $H_{i \text{ min}}$ — расстояния до указанных точек профиля от прямой, параллельной средней линии и не пересекающей профиль.

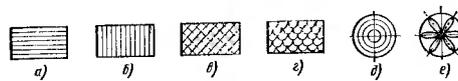


Рис. 9.10

Наибольшая высота неровностей профиля R_{max} — расстояние между линиями выступов и впадин профиля в пределах базовой длины.

Опорная длина профиля η_p — суммарная толщина выступов $b_1, \dots, b_i, \dots, b_n$ (рис. 9.9), полученная в результате пересечения выступов профиля линией m_p , эквидистантной средней линии, т. е. $\eta_p = \sum b_i$. *Относительная опорная длина профиля* $tp = (\eta_p/l) \cdot 100 = (10 \dots 90) \%$. *Уровень сечения профиля* p — расстояние между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль. Уровень сечения профиля выражают в процентах от R_{max} $p = (5 \dots 90) R_{max}, \%$.

Направление неровностей представляет условный рисунок, образованный на поверхности режущими элементами инструмента в процессе обработки. Для основных типов направления неровностей в ГОСТ 2789—73 установлены наименования, условные обозначения на чертежах (приводятся рядом с наименованиями в скобках) и схематические изображения (рис. 9.10): a — параллельное (\parallel); b — перпендикулярное (\perp); v — перекрещивающееся (\times); c — произвольное (M); d — кругообразное (C); e — радиальное (R).

Шероховатость поверхностей оценивают одним или несколькими из перечисленных параметров $R_a, R_z, R_{max}, S_m, S, tp$, значения которых приведены в ГОСТ 2789—73 и СТ СЭВ 638—77. Например, параметр R_a изменяется от 100 до 0,008 мкм, R_z и R_{max} — от 1600 до 0,025 мкм, S_m и S — от 12,5 до 0,002 мм.

Параметры шероховатости выбирают с учетом условий работы детали. Как показывает опыт эксплуатации изделий, следует применять следующие комплексы параметров шероховатости:

для поверхностей, работающих в условиях трения скольжения и качения и подверженных износу, — R_a или R_z, tp и направление неровностей;

для поверхностей, испытывающих контактные напряжения, — R_a или R_z и tp ;

Таблица 9.3

Уровень относительной геометрической точности ($T_{доп} T$)	Ra, T	Rz, T
	не более	
A (60%)	0,05	0,2
B (40%)	0,025	0,1
C (25%)	0,012	0,05
Точнее C (менее 25%)	0,15	0,6

Примечание. Если отклонения формы ограничиваются полным допуском формы, то значения параметров шероховатости назначают в соответствии с принятым методом обработки.

при необходимости обеспечить относительную неподвижность соединенных деталей (прессовые соединения) — Ra или Rz ; для поверхностей деталей, испытывающих переменные нагрузки, — R_{max} , S_m или S и направление неровностей; для поверхностей, образующих герметичные соединения, — Ra или Rz и tr . Для уменьшения трения скольжения и износа трущихся поверхностей лучше принимать произвольное направление неровностей. Для деталей, подверженных усталостному разрушению, наименее благоприятным является расположение неровностей перпендикулярно оси изгиба или кручения. При выборе параметров Ra и Rz предпочтение следует отдавать Ra , так как этот параметр дает более полную оценку шероховатости. Выбор параметров должен быть тщательно обоснован в техническом и экономическом отношении. В процессе сборки и эксплуатации деталей неизбежны сглаживание, смятие и истирание микронеровностей, что может вызвать дополнительные отклонения размеров и формы деталей. Шероховатость поверхностей зависит от технологического процесса и особенно от окончательных операций, поэтому

Таблица 9.4

Параметр шероховатости, мкм		Базовая длина l , мкм
Ra	$Rz; R_{max}$	
От 0,006 до 0,02	От 0,025 до 0,1	0,08
Св. 0,02 » 0,32	Св. 0,1 » 1,6	0,25
» 0,32 » 2,5	» 1,6 » 10,0	0,8
» 2,5 » 10,0	» 10,0 » 40,0	2,5
» 10,0 » 80,0	» 40,0 » 320,0	8,0
» 80,0 » 100,0	» 320,0 » 1600,0	25,0

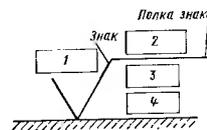


Рис. 9.11



Рис. 9.12

параметры Ra и Rz следует назначать, руководствуясь таблицами, в которых установлена связь между точностью размера, видом обработки и шероховатостью [4]. Допускаемые значения параметров Ra и Rz в зависимости от допуска размера T с учетом уровня относительной геометрической точности установлены исходя из условий, указанных в табл. 9.3.

При выборе базовой длины следует руководствоваться табл. 9.4. Для измерения других параметров шероховатости (tr , S , S_m) принимают те же базовые длины.

Условные обозначения шероховатости поверхности установлены ГОСТ 2.309—73. Структура обозначения шероховатости приведена на рис. 9.11: 1 — Ra , Rz , S и другие параметры или их комплексы; 2 — вид обработки (полировать, шабрить) или другие дополнительные данные; 3 — базовая длина; 4 — условное обозначение направления неровностей.

В зависимости от способа обработки поверхностей деталей применяют один из знаков, показанных на рис. 9.12: а — для поверхностей, на которые не устанавливается вид обработки; б — для поверхностей, образованных удалением слоя материала резанием, шлифованием и т. д.; в — для поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу и полученных без удаления материалов (литьем, ковкой, прокатом и т. д.).

Требования к шероховатости указывают условным обозначением и номинальным или наибольшим значением (или диапазоном значений) принятого параметра (символ Ra опускают). Если параметры шероховатости задают в виде диапазона значений, то цифры пишут в две строки (более грубое значение в верхней строке). Если параметр задают номинальным значением, то его приводят с предельными отклонениями. Предельные отклонения, назначаемые в процентах от номинального значения (10, 20

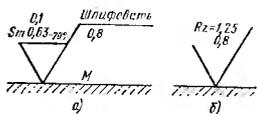


Рис. 9.13

или 40 %), могут быть односторонними и симметричными (ГОСТ 2789—73).

Например, на рис. 9.13, а средняя арифметическая высота неровностей Ra задана предельным значением, т. е. $Ra \leq 0,1$ мкм; средний шаг неровностей S_m задан номинальным значением 0,63 мкм с отклонением в сторону уменьшения шага, равным 20 % S_m ; базовая длина также задана предельным значением, т. е. $l \leq 0,8$ мм; направление неровностей — произвольное; для окончательной обработки поверхности намечено шлифование.

По рис. 9.13, б шероховатость поверхности оценивается только средней высотой неровностей профиля Rz , которая должна находиться в диапазоне от 1,25 до 0,8 мкм; способ обработки поверхности, направление неровностей и базовая длина конструктором не установлены.

Волнистость поверхности — совокупность периодически повторяющихся неровностей, шаг которых превышает базовую длину. Волнистость занимает промежуточное положение между шероховатостью и отклонением формы поверхностей. Волнистость характеризуется наибольшей высотой W_{max} , шагом S_w и длиной измерения $L_w \geq 5S_w$ волнистости. Базой отсчета служит средняя линия.

§ 9.4. Влияние точности геометрической формы поверхностей

Отклонения формы и расположения, волнистость и шероховатость поверхностей отрицательно влияют на работу механизмов.

В подвижных соединениях, работающих со смазкой, неплоскостность или некруглость, волнистость и шероховатость поверхностей под воздействием внешних нагрузок вызывают изменение характера зазоров, произвольное колебание толщины масляного слоя и даже его разрывы. Выступающие неровности трущихся поверхностей входят в непосредственный контакт. Фактическая площадь контакта значительно уменьшается, а давление в точках контакта соответственно увеличивается. В результате повышается температура, интенсивность изнашивания (выкра-

160

шивания) рабочих поверхностей и силы трения, а также возникает неравномерность хода подвижных частей механизмов.

Если шероховатость поверхностей находится в некоторых допустимых пределах, то интенсивное изнашивание происходит в течение относительно короткого времени t_n (рис. 9.14), а затем скорость изнашивания снижается. Такое изнашивание называют приработочным. Трущиеся поверхности в процессе приработки получают оптимальную шероховатость, обеспечивающую минимальный износ U_0 , который практически не изменяется в течение длительного времени t эксплуатации механизмов. В подшипниках скольжения отклонения формы цапф и вкладышей (овальность, огранка, конусность), шероховатость их поверхностей, вызывают указанные недостатки, но главным образом искажают расчетную величину и характер зазоров. Это нарушает режим смазывания, снижает несущую способность масляного слоя и вызывает неравномерность вращения ведомых звеньев механизмов.

В подшипниках качения некруглость, волнистость и шероховатость дорожек и тел качения нарушают равномерность вращения колец подшипников, вызывают повышенный шум и изнашивание подшипников.

Нерябкость направляющих скольжения и качения нарушает точность перемещения поступательно движущихся частей. Неплоскостность, волнистость и шероховатость направляющих скольжения сопровождаются перечисленными отрицательными явлениями.

Отклонения от параллельности осей валов вызывают перекосы зубчатых колес, звездочек приводных цепей, шкивов и других деталей передаточных механизмов. При этом возникает неравномерность распределения нагрузок по линиям контакта зубьев, в шарнирах цепей, по ширине приводных ремней и снижается долговечность передаточных механизмов.

В неподвижных посадках отклонения формы, расположения и шероховатость поверхностей нарушают герметичность соединений, а также снижают надежность соединений с натягом.

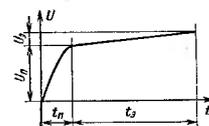


Рис. 9.14

Грубо обработанные поверхности подвержены коррозии в значительно большей степени, чем поверхности, имеющие малую шероховатость.

В процессе монтажа и эксплуатации механизмов форма и размеры сопрягаемых элементов могут изменяться. Это сопровождается нарушением заданных законов перемещения подвижных звеньев механизмов, появлением дополнительных ускорений и динамических нагрузок.

Шероховатость поверхностей способствует появлению или повышению концентрации напряжений и снижает усталостную прочность деталей.

Уменьшение этих погрешностей положительно сказывается на качестве деталей и работе механизмов. Однако повышение точности формы и снижение шероховатости поверхностей требует применения точного оборудования, сложной технологической оснастки, более совершенных технологических процессов. При этом увеличивается число чистовых операций и усложняются отделочные операции.

Поэтому параметры шероховатости, а также степени точности формы и расположения поверхностей необходимо назначать обоснованно в техническом и экономическом отношениях [4].

§ 9.5. Контроль точности формы, расположения и шероховатости поверхностей

Контроль точности формы поверхностей производят универсальными и специальными измерительными средствами.

Отклонения от прямолинейности и плоскостности измеряют лекальной (поверочной) линейкой, измерительной головкой, поверочными плитами на краску, оптическими линейками или самопишущими приборами.

Лекальную линейку 2 (рис. 9.15, а) прикладывают к детали 1 в одном или (при контроле плоскостей) в нескольких направлениях. Точность проверяемого профиля (плоскости) определяют по просвету на глаз или с помощью щупов.

Для проверки измерительными головками (индикаторами) деталь 1 (рис. 9.15, б) устанавливают на поверочной плите 2 и с помощью прокладок 3 обеспечивают параллельность проверяемых профиля или плоскости и базовой плоскости плиты. Затем, перемещая по плите стойку 4, по показаниям индикатора определяют отклонения от

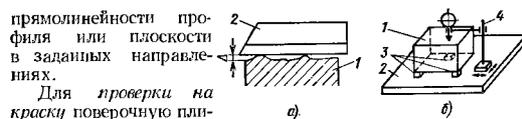


Рис. 9.15

прямолинейности профиля или плоскости в заданных направлениях.

Для проверки на краску поверочную плиту покрывают тонким слоем краски, соединяют ее с проверяемой плоскостью и, перемещая деталь по плите (или наоборот), переносят краску на проверяемую плоскость. О плоскостности судят по размеру и числу полученных пятен. Аналогично проверяют на краску профиль.

Для определения суммарных отклонений от цилиндричности надежных приборов пока нет, поэтому точность формы цилиндрических поверхностей проверяют, измеряя отклонения в нескольких поперечных и продольных сечениях.

Отклонения от круглости (рис. 9.16) определяют двухконтактными приборами или кругломерами. Для двухконтактного контроля круглости, овальности и огранки с четным числом граней применяют рычажные скобы с точечным контактом измерительных наконечников или измерительные головки (индикаторы) 1, закрепленные в специальных держателях 2 (рис. 9.16, а). Огранку с нечетным числом граней проверяют в калиброванных кольцах или трехконтактным способом в измерительной призме 2 с индикатором 1 (рис. 9.16, б). Отклонения при огранке с нечетным числом граней вычисляют по показаниям прибора с учетом числа граней [5].

Отклонения от круглости наиболее полно и точно определяют кругломерами с вращающимся измерительным наконечником или с вращающимся столом 2 (рис. 9.16, в). Измерительный наконечник индикатора 1 в зависимости от

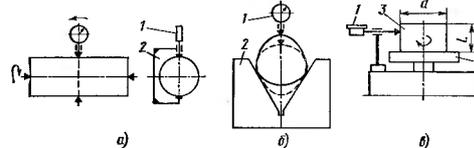


Рис. 9.16

ГЛАВА 10
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ
ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

§ 10.1. Точность подшипников качения

Подшипники качения, работающие при самых разнообразных нагрузках и частотах вращения, должны обеспечивать точность и равномерность перемещений подвижных частей машин и приборов, а также обладать высокой долговечностью. Работоспособность подшипников качения в большой степени зависит от точности их изготовления и характера соединения с сопрягаемыми деталями.

Точность подшипников качения (ГОСТ 520—71, СТ СЭВ 774—77) определяется следующими показателями: точностью присоединительных поверхностей, т. е. точностью формы и размеров отверстия диаметром d во внутреннем кольце 1, цилиндрической поверхности диаметром D наружного кольца 2 и ширины колец B (рис. 10.1); точностью размеров и формы тел качения, а также дорожек качения наружного k_n и внутреннего k_v колец; радиальным биением дорожек качения внутреннего R_i и наружного R_o колец; непостоянством ширины колец U_p ; биением базового торца внутреннего кольца относительно его отверстия S_i и наружной поверхности наружного кольца относительно базового торца S_o ; осевым биением дорожки качения внутреннего A_i и наружного A_o колец относительно базовых торцов; шероховатостью посадочных и торцовых поверхностей колец.

В зависимости от перечисленных показателей точности все типы подшипников качения делят на пять классов точности: 0, 6, 5, 4, 2 (в порядке повышения точности). В классах высокой точности требования к точности деталей резко ужесточаются. Например, для внутренних колец диаметром $d = 80 \dots 120$ мм допустимое радиальное биение дорожки качения уменьшается с 25 (в классе точности 6) до 2,5 мкм (в классе точности 2). Дорогостоящие подшипники высокой точности следует применять только в обоснованных случаях. В машино- и приборостроении при средних нагрузках и скоростях, а также нормальной точности вращения (например, в редукторах общего назначе-



Рис. 10.1

Рис. 10.2

ния) в основном применяют подшипники класса точности 0; при повышенных требованиях к точности вращения в тех же случаях применяют подшипники класса точности 6; при высоких частоте вращения и требованиях к точности вращения — подшипники классов точности 4 и 5; для прецизионных приборов и в других особых случаях — подшипники класса точности 2. Отдельные специальные технические требования к подшипникам, применяемым в авиационной промышленности, на железнодорожном транспорте, в узлах станков и приборов высокой точности и т. д., установлены ТУ. Класс точности (кроме класса 0) указывают через тире перед условным обозначением подшипника, например 6—205.

ГОСТ 520—71 и СТ СЭВ 774—77 устанавливают также порядок маркировки, упаковки, транспортирования и хранения подшипников, обозначения и определения основных параметров. Кроме того, в ГОСТ 520—71 приведены методы контроля колец и подшипников в сборе.

Определение годности колец подшипников имеет особенность. Кольца подшипников, находящиеся до монтажа в свободном состоянии, вследствие упругих деформаций могут иметь овальность (рис. 10.2). Однако кольца могут оказаться годными даже в том случае, когда у данного подшипника наибольший $D_{\max i}$ и наименьший $D_{\min i}$ диаметры посадочных поверхностей выходят за допустимые пределы. Это объясняется тем, что кольца многих типов подшипников имеют малую толщину, сравнительно легко деформируются и после сборки с валами и корпусами принимают форму круглых цилиндров, имеющих средние диаметры $D_{mi} = 0,5(D_{\max i} + D_{\min i})$ и $d_{mi} = 0,5(d_{\max i} + d_{\min i})$.

В связи с этим в таблицах стандартов установлены предельные отклонения на номинальные и средние диаметры. Годными являются кольца, действительные значения средних диаметров которых не выходят за предельные значения средних диаметров.

§ 10.2. Допуски и посадки подшипников качения

Для обработки валов и отверстий в корпусах в местах соединения с внутренними и наружными кольцами подшипников качения установлены ряды полей допусков, выбранные из систем допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений (часть из них приведена в табл. 10.1). В системе ОСТ было установлено по 13 полей допусков для отверстий и валов классов точности 1—3. В СТ СЭВ 773—77 для более полного удовлетворения запросов народного хозяйства установлено большее число полей допусков в квалитетах 3—11: 25 полей допусков для отверстий и 31 — для валов.

Система допусков и посадок, принятая для подшипников качения, обеспечивает взаимозаменяемость подшипников качения по их присоединительным размерам D и d , а также необходимое разнообразие посадок. Эта система, основанная на системе допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений, имеет ряд особенностей.

1. Для сокращения номенклатуры подшипников качения значения предельных отклонений, установленных на размеры D и d , зависят только от размеров и класса точности подшипников и не зависят от характера сопряжения подшипников с корпусами и валами.

Таблица 10.1

Поля допусков посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусах для сопряжения с внутренними и наружными кольцами подшипников качения

Классы точности	Поля допусков валов							Поля допусков отверстий						
5 и 4	$n5$ G_1	$m5$ T_1	$k5$ H_1	j_5 P_1	$h5$ C_1	$g5$ D_1	$N6$ G_1	$M6$ T_1	$K6$ H_1	J_6 P_1	$H6$ C_1			
0 и 6	$n6$ G	$m6$ T	$k6$ H	j_6 P	$h6$ C	$g6$ D	$P7$ P_2	$N7$ G	$M7$ T	$K7$ H	J_7 P	$H7$ C	$G7$ D	$H8$ $H9$ C_2

Примечания. 1. В верхних строках приведены поля допусков ЕСПД СЭВ, в нижних — аналогичные поля допусков системы ОСТ.
2. Полю допусков X соответствует поле допуска T (см. рис. 10.3). Однако в СТ СЭВ 773—74 установлено поле допуска H_6 , которое на 18% меньше нижнего отклонения поля допуска X.

2. Требуемый характер соединения колец подшипников с деталями механизмов достигается обработкой сопрягаемых поверхностей валов и отверстий в корпусах по предельным отклонениям, соответствующим назначенным посадкам, т. е. для соединения подшипников качения с деталями механизмов приняты по наружному кольцу — система вала, а по внутреннему — система отверстия.

3. Поля допусков наружного и внутреннего диаметров подшипников качения расположены ниже нулевой линии. Таким образом, поле допуска наружного диаметра подшипника D занимает такое же положение, как поле допуска основного вала, а поле допуска внутреннего диаметра d по сравнению с полем допуска основного отверстия перевернуто относительно нулевой линии.

4. Поля допусков, по которым обрабатывают посадочные поверхности валов и отверстий в корпусах в сочетании с полями допусков, установленными на диаметры подшипников качения D и d , образуют специальные посадки. Это объясняется следующими причинами.

Посадочные поверхности валов и корпусов обрабатывают по $IT3—IT11$, а подшипников качения — приблизительно по $IT2—IT5$. Следовательно, в сопряжениях колец с деталями механизмов получают более точные посадки, чем в сопряжениях деталей, обработанных по одинаковым квалитетам ЕСПД СЭВ.

По внутреннему диаметру подшипников благодаря перевернутому положению поля допуска с помощью полей допусков валов из ЕСПД получают специальные посадки

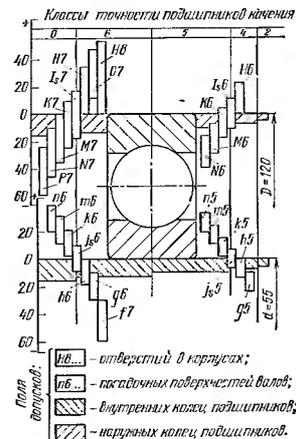


Рис. 10.3

(рис. 10.3). Так, поля допусков переходных посадок с основными отклонениями k, m, n при сопряжении с внутренними кольцами подшипников дают посадки с небольшими гарантированными натягами. Такие посадки вполне подходят для соединения с валами тонких, хрупких и легко деформируемых колец подшипников.

К точности формы и шероховатости посадочных поверхностей валов и отверстий предъявляют специальные требования. Например, в зависимости от классов точности подшипников овальность и конусность посадочных поверхностей не должны превышать 0,25 ... 0,5 допуска на размер, а шероховатость — $Ra = 0,32 \dots 1,25$ мкм.

Обозначения посадок подшипников качения на чертежах. На сборочных чертежах и чертежах деталей рядом с номинальным размером дают условное обозначение поля допуска только поверхности, сопряженной с подшипником. Например, сопряжение подшипника с корпусом на рис. 3.1 должно быть обозначено $\varnothing 42J_7$.

§ 10.3. Основные указания по выбору посадок

При выборе полей допусков учитывают тип машины, требования к точности вращения, характер нагрузок (постоянные, переменные, ударные) и другие эксплуатационные условия, а также тип, размеры и условия монтажа подшипников.

На характер соединения подшипников с деталями механизмов большое влияние оказывает вид нагружения колец подшипников качения. Вид нагружения зависит от того, какое кольцо вращается относительно результирующей радиальной нагрузки, действующей на подшипник. *Различают три вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.*

На рис. 10.4 показан радиальный подшипник качения, нагруженный радиальной силой P_c постоянного направления. Наружное кольцо подшипника установлено в корпусе неподвижно, а внутреннее вращается вместе с валом с угловой скоростью $\omega_{\text{вн}}$. Общая нагрузка P_c , приложенная к валу, передается от внутреннего кольца к наружному и далее на корпус через тела качения, расположенные в нагруженной зоне подшипника (под горизонтальной осью). Величины силы P_0, P_1, P_2 и т. д., нагружающие тела качения, зависят от их положения относительно линии действия силы P_c (от углов $\gamma, 2\gamma$ и т. д.) и могут быть най-

дены аналитически [16]. Соединив концы векторов сил P_0, P_1, P_2, \dots плавной кривой, получим эпюру нагружения дорожки качения наружного кольца подшипника. По условию равновесия подшипникового узла на внутреннее кольцо действуют реактивные силы (эпо́ра на внутреннем кольце).

Характеры нагружения дорожек качения обочек колец подшипника принципиально различны. По отношению

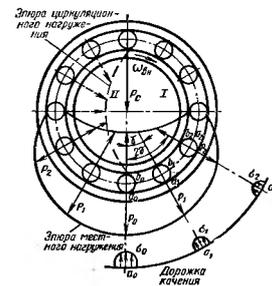


Рис. 10.4

к наружному неподвижному кольцу вектор силы P_c занимает постоянное положение. Следовательно, линии действия векторов сил P_2, P_1, P_0 , не изменяя направления, проходят через неподвижные точки a_2, a_1, a_0 . Таким образом, в одних и тех же точках дорожек качения наружного кольца при работе подшипника возникают многократно повторяющиеся нормальные напряжения с максимальными амплитудами $\sigma_2, \sigma_1, \sigma_0$. Следовательно, наружное кольцо в данном случае нагружается только на ограниченном участке, т. е. испытывает местное нагружение.

При местном нагружении кольцо воспринимает радиальную нагрузку P_c , постоянную по направлению, лишь ограниченном участком дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса.

Характерным для нагружения внутреннего кольца подшипника при принятых условиях является то, что за один оборот вала через зоны действия векторов сил P_2, P_1, P_0 и т. д. последовательно проходят все точки (b_1, b_2, b_0 и пр.) его дорожки качения. Условно можно считать, что эпо́ра реактивных сил P_1, P_2, P_0 вращается вместе с кольцом, занимая последовательно положения I, II и т. д., и сила P_c нагружает всю дорожку качения. Такое нагружение называют циркуляционным.

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает радиальную нагрузку P_c последовательно всей окружностью

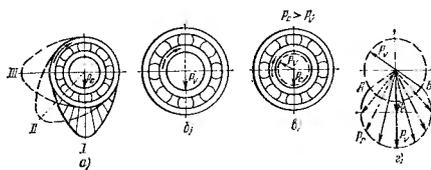


Рис. 10.5

дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса.

На рис. 10.5, а показан подшипник, на который действует постоянная по направлению нагрузка P_e , вращается наружное кольцо, внутреннее — неподвижно. Этот случай соответствует условиям работы подшипников качения колес транспортных машин, вращающихся на неподвижных осях. Наружное кольцо испытывает циркуляционное, а внутреннее — местное нагружение. В обоих примерах абсолютная и относительная (по отношению к радиальной нагрузке P_e) подвижности колец совпадают.

На рис. 10.5, б показан подшипник с неподвижным наружным кольцом, нагруженный радиальной силой P_e , которая вращается синхронно с внутренним кольцом (например, центробежная сила инерции). При этих условиях энора нагрузок неподвижна относительно внутреннего кольца и последовательно обегает дорожку качения наружного фактически неподвижного кольца, т. е. внутреннее вращающееся кольцо испытывает местное нагружение и по отношению к действующей нагрузке является неподвижным, а наружное неподвижное кольцо испытывает циркуляционное нагружение и по отношению к силе P_e является вращающимся. Этот пример показывает, что абсолютная и относительная подвижности колец могут не совпадать.

Подшипники качения могут быть нагружены одновременно двумя радиальными силами: P_e имеет постоянное, а P_o переменное направления (рис. 10.5, в). В этом случае вид нагружения колец определяют по равнодействующей силе $P_r = P_e + P_o$, учитывая соотношение сил P_e и P_o , а также фактическое вращение колец. Допустим, наружное кольцо неподвижно и обе силы приложены к внутреннему

вращающемуся кольцу. При этих условиях возможны два варианта.

1. $P_e > P_o$ (рис. 10.5, г). Вектор равнодействующей силы P_r совершает колебательное движение в пределах дуги АВ и на этом же участке нагружает наружное неподвижное кольцо. Рекомендуем, приняв $P_e = 3$ см и $P_o = 6$ см, построить в масштабе схему, подобную показанной на рис. 10.5, г и определить дугу АВ. Такой вид нагружения называют колебательным.

При колебательном нагружении кольцо воспринимает равнодействующую P_r двух радиальных нагрузок (P_e — постоянная по направлению; P_o — вращается; $P_o < P_e$) ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности корпуса или вала.

Вместе с тем внутреннее кольцо этого подшипника вращается относительно P_r и испытывает циркуляционное нагружение, так как через зону действия P_r последовательно проходят все точки его дорожки качения.

2. $P_e < P_o$. Вектор P_r вращается и нагружение колец соответствует схеме, показанной на рис. 10.5, б; внутреннее кольцо вращается вместе с вектором силы P_r и испытывает местное нагружение, а наружное неподвижно и испытывает циркуляционное нагружение.

Рассмотренные случаи являются основными и их необходимо усвоить, чтобы овладеть методикой определения вида нагружения колец [2, 4].

При отсутствии особых условий для колец, испытывающих местное нагружение, применяют посадки с зазором или с небольшим натягом, а при циркуляционном и колебательном нагружении — неподвижные посадки с натягом или переходные. Это объясняется тем, что при неподвижном закреплении кольца, испытывающего местное нагружение, максимальные напряжения всегда возникают в одной и той же точке его дорожки качения, т. е. в зоне действия силы P_o (точка a_0 на рис. 10.4). Именно в этой зоне дорожки качения очень скоро могут появиться усталостные трещины и раковины. Сопряжение местно нагруженного кольца с валом или корпусом при посадке с зазором или малым натягом допускает медленное проворачивание кольца под действием вибраций и толчков. Благодаря этому зона возникновения максимальных напряжений постепенно перемещается по всей дорожке качения кольца, испытывающего местное нагружение, и срок службы

подшипника увеличится. Кольцо, подверженное действию циркуляционной нагрузки, должно сидеть на валу или в корпусе совершенно неподвижно, так как зазор в сопряжении уменьшает точность вращения и приводит к развальцовыванию более мягкой посадочной поверхности сопряженной детали закаленным кольцом подшипника.

Между телами качения и дорожками качения в работающем подшипнике необходим *радиальный рабочий зазор*, который влияет на долговечность подшипника и зависит от действующих нагрузок, рабочей температуры, начального и посадочного зазоров. *Начальным радиальным зазором* называют зазор, имеющийся в новом подшипнике. *Посадочный зазор* образуется в результате деформации колец после монтажа и влияет на рабочий зазор. Отсутствие радиального рабочего зазора может привести к заклиниванию тел качения. В то же время уменьшение рабочего зазора повышает равномерность нагружения тел качения в подшипнике. Поэтому, особенно при больших нагрузках подшипники монтируют с некоторым предварительным натягом, который при работе переходит в небольшой зазор. В ответственных случаях монтажный натяг между посадочной поверхностью и циркуляционно нагруженным кольцом находят расчетным путем [2, 19].

На выбор посадки существенно влияют условия монтажа и регулирования подшипников, материал и конструкция сопрягаемых деталей и т. д. Например, в зубчатых передачах редукторного типа рекомендуется подшипники сопрягать по полям допусков $H7$ с корпусами и полям допусков $k6$ с валами. Однако в коробке перемены передач (см. рис. 3.1) для сопряжения колец подшипников с корпусом 12 и валами 1 и 14 лучше применить поля допусков соответственно J_7 и j_6 . Подобное отступление объясняется затрудненными условиями сборки подшипников с валами и повышенными требованиями к точности центрирования валов. Благодаря тому, что поле допуска внутреннего кольца подшипника расположено ниже нулевой линии (см. рис. 10.3), соединение подшипников с валами, обработанными по полю допуска j_6 создает посадки с вероятными небольшими натягами. Это облегчает сборку подшипников с валами внутри корпуса и обеспечивает неподвижность внутренних колец, испытывающих циркуляционное нагружение. Сопряжения наружных колец подшипников с отверстиями в корпусе, обработанными по полям допуском J_7 , образуют посадки

с вероятным небольшим зазором, что соответствует местному нагружению и обеспечивает достаточно высокую точность центрирования валов.

При выборе полей допусков ОСТ для обработки посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусах следует пользоваться пособиями [1, 2, 4].

ГЛАВА 11

РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

§ 11.1. Термины, определения и обозначения

Качество машин и приборов обеспечивается в числе других мер точностью расположения деталей, узлов и механизмов, образующих конечные изделия. При этом число операций, связанных с подгонкой деталей и регулированием их положения в процессе сборки, должно сводиться к минимуму. Зазоры, предельные размеры и другие параметры, координирующие взаимное положение собираемых объектов, как правило, зависят от режимов работы, конструктивных, технологических и эксплуатационных особенностей деталей, узлов и конечных изделий, поэтому часто взаимосвязь между предельными размерами и допусками собираемых деталей и узлов устанавливается с помощью расчетов, основанных на теории размерных цепей.

Размерная цепь — совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. С помощью размерных цепей можно решать конструкторские, технологические, измерительные и прочие задачи. Расчет размерных цепей позволяет обоснованно назначать допуски на взаимосвязанные размеры деталей и сборочных единиц; облегчает правильную простановку размеров на чертежах, согласованную с порядком обработки деталей и сборки механизмов. Размерные цепи применяют для определения операционных допусков, пересчета конструкторских баз на технологические, для выбора измерительных баз и т. д.

Звено размерной цепи — один из размеров, образующих размерную цепь (например, высота оси электродвигателя S_2 на рис. 11.1). Один и тот же механизм, даже одна деталь, могут иметь несколько размерных цепей. Например,

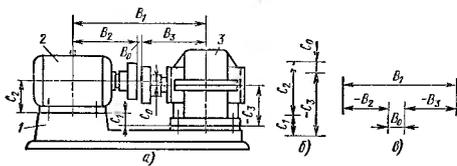


Рис. 11.1

размерные цепи, определяющие зазор между полумуфтами и соосность валов привода. Размерные цепи обозначают прописными буквами латинского алфавита A, B, C и т. д. Звенья, образующие размерную цепь, обозначают буквой, принятой для размерной цепи, с порядковыми цифровыми индексами: $A_1, A_2, \dots, A_n; B_1, \dots, B_n$ и т. д. Условные обозначения при определении параметров и в общих формулах для расчета размерных цепей даны далее для размерной цепи A , в обозначениях параметров, относящихся к другим цепям, букву A заменяем буквой, присвоенной соответствующей размерной цепи.

Виды звеньев размерных цепей. *Замыкающее звено* A_0 — звено размерной цепи, которое получается последним в процессе изготовления или сборки. *Исходное звено* A_0 — звено, получающееся по условию задачи, для решения которой используется размерная цепь. *Составляющее звено* A_j — звено, изменение которого вызывает изменение замыкающего звена. Составляющие звенья могут быть увеличивающими и уменьшающими. *Увеличивающее звено* — звено, с увеличением которого увеличивается замыкающее (исходное) звено. *Уменьшающее звено* — звено, с увеличением которого уменьшается замыкающее (исходное) звено. Увеличивающие звенья считают положительными. К условным обозначениям составляющих уменьшающих звеньев добавляют знак минус ($-A_j$).

Для пояснения приведенных терминов рассмотрим размерные цепи на рис. 11.1. При проектировании и сборке данного привода возникают две основные конструкторские и технологические задачи: 1) определение зазора B_0 (рис. 11, б) между полумуфтами электродвигателя 2 (рис. 11, а) и редуктора 3 (необходим для компенсации осевых погрешностей расположения и тепловых деформаций

валов этих механизмов); 2) определение отклонения от соосности валов C_0 (рис. 11, б).

Зазор B_0 , получающийся после установки на плите 1 механизмов 2 и 3, зависит от размеров B_1, B_2 и B_3 : с увеличением размера B_1 зазор увеличивается; с увеличением размеров B_2 и B_3 зазор уменьшается. Перечисленные размеры образуют замкнутый контур и величины их взаимосвязаны. Размеры B_1, B_2, B_3 и B_0 образуют размерную цепь B ; зазор B_0 в этой цепи является замыкающим, а остальные размеры составляющими (размер B_1 — увеличивающий, размеры B_2 и B_3 — уменьшающие).

Отклонение валов от соосности определяется замыкающим размером C_0 , последним в размерной цепи C и зависит от соотношения увеличивающих размеров C_1 и C_2 и уменьшающего размера C_3 .

В рассмотренных примерах величина и точность замыкающего звена зависят от соотношения размеров и точности составляющих звеньев. Однако в большинстве случаев размерные цепи включают звено, точность которого определяет работоспособность механизма, а следовательно, и составляющих звеньев. Например, для нормальной работы привода необходимо ограничить отклонение валов от соосности. Следовательно, точность звена C_0 определяет качество работы привода. Но чтобы обеспечить требуемую точность звена C_0 , допуски на составляющие звенья необходимо назначить исходя из допусков на звено C_0 . Этот пример поясняет сущность определения *исходного звена*: звено C_0 возникло в результате поставленной задачи проектирования — ограничить отклонения валов от соосности; исходя из этого назначают допуск на звено C_0 ; затем, решая размерную цепь, определяют допуски составляющих звеньев.

В качестве замыкающих и исходных звеньев используют детали (например, комплект прокладок 20, рис. 3.1), зазоры, натяги и т. д. Поэтому, числовые значения указанных звеньев могут быть положительными, отрицательными и равными нулю.

Виды размерных цепей. *Линейная размерная цепь* — размерная цепь, звеньями которой являются линейные размеры. *Угловая размерная цепь* — размерная цепь, звеньями которой являются угловые размеры. *Размерная цепь с параллельными звеньями* — размерная цепь, все звенья которой параллельны. *Плоская размерная цепь* — размерная цепь, звенья которой расположены в одной или

нескольких параллельных плоскостях *Пространственная размерная цепь* — размерная цепь, звенья которой расположены в пространстве под различными углами.

Размерные цепи с параллельными звеньями (см. рис. 11.1—11.4) весьма широко распространены в технике, их расчеты наиболее полно разработаны, дают достаточное представление о методике расчета размерных цепей.

Параметры звеньев размерных цепей¹. Составляющие, замыкающие и исходные звенья характеризуются: действительным, предельным (наибольшим $A_{\text{пmax}}$, $A_{\text{пmax}}$ и наименьшим $A_{\text{пmin}}$, $A_{\text{пmin}}$) и номинальным ($A_{\text{нл}}$, $A_{\text{нл}}$) размерами; верхним $[Es(A_0), Es(A_i)]$ и нижним $[Ei(A_0), Ei(A_i)]$ отклонениями; допуском (TA_0 , TA_i) и полем допуска.

Методы расчета. Размерные цепи рассчитывают на полную взаимозаменяемость по методу максимума-минимума и вероятностным методом. При расчете размерных цепей встречаются две основных задачи: 1) по установленным размерам и допускам составляющих звеньев определяют номинальный и предельные размеры замыкающего звена, его допуск и предельные отклонения; 2) по установленным размерам, отклонениям и допуску исходного размера определяют предельные размеры, отклонения и допуски составляющих размеров.

Расчет размерных цепей обычно начинают с составления расчетной схемы. *Схема размерной цепи* представляет собой графическое изображение размерной цепи (см. рис. 11.1, б и в, рис. 11.2, б и др.). Для составления расчетной схемы выясняют, какие размеры образуют размерную цепь, и выделяют из них увеличивающие, уменьшающие и замыкающий (исходный) размеры. Затем откладывают отрезки произвольной величины (схемы строят не в масштабе) в той же последовательности, в какой проставлены размеры на чертеже. В одном ряду откладывают отрезки, выражающие увеличивающие размеры, а в параллельном ряду в обратном направлении откладывают отрезки, выражающие уменьшающие и замыкающий размеры. Например, размерная цепь детали, показанной на рис. 11.2, а, образуется увеличивающим размером $A_1 = 60_{-0,074}$, двумя уменьшающими $A_2 = A_3 = 20_{+0,02}$

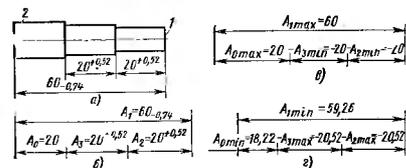


Рис. 11.2

и замыкающим размером $A_0 = 20$ мм (на чертеже детали не указан). Размерная схема этой детали построена по изложенным правилам (см. рис. 11.2, б) и представляет замкнутый контур. Замкнутость контура схемы размерной цепи служит основным показателем правильного построения схемы и обеспечивает правильность расчетов. Проверяют замкнутость контура обходом всех звеньев в одном направлении: начав обход с одного конца замыкающего звена (допустим с левого), нужно подойти к нему с другой стороны.

§ 11.2. Расчет размерных цепей

Расчет на максимум-минимум. Данный метод расчета основан на предположении, что при сборке механизма возможно сочетание увеличивающих звеньев, изготовленных по наибольшему предельному размеру с уменьшающими звеньями, изготовленными по наименьшему предельному размеру или наоборот. Например, в корпус 1 (рис. 11.3, а), размер A_1 которого имеет верхнее отклонение, установлены подшипники 2 и 4 и валки 3, размеры A_2 , A_3 и A_4 которых обработаны по нижним отклонениям. Этот метод расчета обеспечивает полную взаимозаменяемость в процессе сборки и эксплуатации изделий. Однако допуски составляющих размеров, вычисленные по этому методу, особенно для размерных цепей, содержащих много звеньев, могут получиться в техническом и экономическом отношении неоправданно малыми. Поэтому данный метод применяют для проектирования размерных цепей, имеющих малое число составляющих звеньев невысокой точности.

Основные расчетные формулы. Номинальный размер замыкающего (исходного) звена по условию замкнутости

¹ Определения многих параметров звеньев полностью соответствуют аналогичным определениям, установленным для гладких цилиндрических соединений (см. гл. 4), и здесь не приводятся.

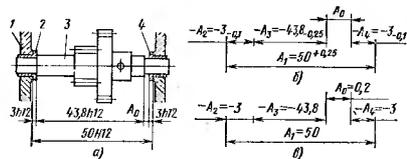


Рис. 11.3

контура, образующего расчетную схему размерной цепи (см. рис. 11.2 или рис. 11.3), равен алгебраической сумме увеличивающих и уменьшающих звеньев:

$$A_0 = \sum_{j=1}^{m-1} A_j \quad (11.1)$$

Учитывая знаки увеличивающих и уменьшающих звеньев, можно записать

$$A_0 = \sum_{j=1}^n A_j - \sum_{j=1}^p A_j \quad (11.2)$$

где $m-1$ — общее число составляющих звеньев; n и p — число соответственно увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Уменьшающие звенья в формулу (11.1) подставляют со знаком минус, а в формулу (11.2) подставляют их абсолютные величины. Например, для ступенчатого валика (см. рис. 11.2) $A_0 = A_1 - (A_2 + A_3) = 60 - (20 + 20) = 20$ мм.

Значения составляющих, а следовательно, и замыкающих (исходных) звеньев, могут находиться в пределах между наибольшими и наименьшими предельными размерами. Наибольший предельный размер замыкающего звена $A_{0\max}$ можно получить, подставив в формулу (11.2) наибольшие предельные размеры увеличивающих и наименьшие предельные размеры уменьшающих звеньев (см. рис. 11.2, в):

$$A_{0\max} = \sum_{j=1}^n A_{j\max} - \sum_{j=1}^p A_{j\min} \quad (11.3)$$

Наименьший предельный размер замыкающего звена A_0 получим, вычитая из наименьших предельных размеров

увеличивающих звеньев наибольшие предельные размеры уменьшающих звеньев (см. рис. 11.2, в):

$$A_{0\min} = \sum_{j=1}^n A_{j\min} - \sum_{j=1}^p A_{j\max} \quad (11.4)$$

Известны предельные размеры составляющих звеньев, мм (см. рис. 11.2, а): $A_{1\max} = 60$; $A_{1\min} = 60 - 0,74 = 59,26$; $A_{2\max} = A_{3\max} = 20 + 0,52 = 20,52$; $A_{2\min} = A_{3\min} = 20$.

Вычислим предельные размеры замыкающего звена: по формуле (11.3) $A_{0\max} = A_{1\max} - (A_{2\min} + A_{3\min}) = 60 - 20 + 20 = 20$ мм; по формуле (11.4) $A_{0\min} = A_{1\min} - (A_{2\max} + A_{3\max}) = 59,26 - (20,52 + 20,52) = 18,22$.

Выразим предельные размеры всех звеньев через номинальные размеры и предельные отклонения по формулам (4.9) и (4.10):

$$A_{0\max} = A_{0N} + Es(A_0); \quad A_{0\min} = A_{0N} + Ei(A_0);$$

$$A_{j\max} = A_{jN} + Es(A_j); \quad A_{j\min} = A_{jN} + Ei(A_j).$$

Подставим значения соответствующих предельных размеров в формулу (11.3) и с учетом (11.2) окончательно получим формулу для вычисления верхнего отклонения замыкающего (исходного) размера

$$Es(A_0) = \sum_{j=1}^n Es(A_j) - \sum_{j=1}^p Ei(A_j) \quad (11.5)$$

Аналогично выводим формулу для вычисления нижнего предельного отклонения замыкающего (исходного) размера

$$Ei(A_0) = \sum_{j=1}^n Ei(A_j) - \sum_{j=1}^p Es(A_j) \quad (11.6)$$

Из формул (11.5) и (11.6) следует, что верхнее отклонение замыкающего (исходного) размера равно разности сумм верхних отклонений увеличивающих и нижних отклонений уменьшающих размеров; нижнее отклонение замыкающего (исходного) размера равно разности сумм нижних отклонений увеличивающих и верхних отклонений уменьшающих размеров.

Увеличивающий размер $A_1 = 60_{-0,74}$ имеет $Es(A_1) = 0$ и $Ei(A_1) = -0,74$. Для уменьшающих размеров $A_2 = A_3 = 20_{+0,52}$, $Es(A_{2,3}) = +0,52$ и $Ei(A_{2,3}) = 0$. Найдём предельные отклонения замыкающего размера. По

формулам (11.5) и (11.6) $Es(A_0) = Es(A_1) - 2 \cdot Ei(A_{2,3}) = 0$; $Ei(A_0) = Ei(A_1) - 2Es(A_{2,3}) = -0,74 - 2 \cdot 0,52 = -1,78$ мм.

Вычтем почленно из формулы (11.5) формулу (11.6):

$$Es(A_0) - Ei(A_0) = \sum_{i=1}^n Es(A_i) - \sum_{i=1}^n Ei(A_i) + \left[\sum_{i=1}^p B_i(A_i) - \sum_{i=1}^p Ei(A_i) \right].$$

Так как разность предельных отклонений равна допуску (см. формулу (4.7) или (4.8)) и $n + p = m - 1$, окончательно получим

$$TA_0 = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i, \quad (11.7)$$

откуда следует, что *допуск замыкающего (исходного) звена равен сумме допусков составляющих звеньев*.

Заданы допуски увеличивающего размера $TA_1 = 0,74$ и уменьшающих размеров $TA_{2,3} = 0,52$. Определим допуск замыкающего размера по формуле (11.7) $TA_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 = 0,74 + 0,52 + 0,52 = 1,78$ мм. Такой же результат получим, вычитая предельные значения A_0 : $TA_0 = A_{r \max} - A_{r \min} = 20 - 18,22 = 1,78$ мм.

При решении второй задачи и в других случаях возникает необходимость определения предельных размеров, предельных отклонений или допуска одного из составляющих звеньев A_c (увязочного или компенсирующего) по известным аналогичным параметрам остальных звеньев. В подобных случаях одну из формул (11.3)–(11.7) решают относительно искомого параметра звена A_c . Например, по формуле (11.7) можно определить допуск любого составляющего звена A_c :

$$TA_c = TA_0 - \sum_{i=1}^{m-2} TA_i. \quad (11.8)$$

При решении второй задачи допуски составляющих размеров определяют по заданному допуску исходного размера TA_0 одним из следующих способов.

Способ равных допусков — на составляющие размеры назначают примерные равные допуски, руководствуясь средним допуском

$$TM = TA_0 / (m - 1). \quad (11.9)$$

При выводе формулы (11.9) предполагают, что допуски составляющих размеров равны между собой и равны среднему допуску, т. е. $TA_1 \approx TA_2 \approx \dots \approx TA_{m-1} \approx TM$. Тогда сумма допусков составляющих размеров равна произведению числа составляющих звеньев на средний допуск $\sum_{i=1}^{m-1} TA_i = (m - 1) TM$. Подставив значение $\sum_{i=1}^{m-1} TA_i$ в формулу (11.7), получим формулу (11.9).

По найденному значению TM устанавливают допуски на составляющие размеры, учитывая величину и ответственность каждого размера. При этом должны быть выполнены следующие условия: принятые допуски должны соответствовать стандартным допускам; сумма допусков составляющих размеров должна равняться допуску исходного размера (см. формулу (11.7)). Если при стандартных допусках равенство (11.7) не может быть обеспечено, то на один составляющий размер устанавливают нестандартный допуск, определяя его значение TA_c по формуле (11.8). Способ равных допусков прост и дает хорошие результаты, если номинальные размеры составляющих звеньев размерной цепи находятся в одном интервале.

Более универсальным и упрощающим подбор допусков при любом разнообразии размеров составляющих звеньев является *способ допусков одного качества*. При этом способе на размеры всех составляющих звеньев (кроме увязочного A_c) назначают допуски из одного качества с учетом номинальных размеров звеньев. Рекомендуется на охватывающие размеры (например, внутреннюю ширину корпуса A_1 на рис. 11.3) назначать допуски с основным отклонением H , а на охватываемые размеры (длину вала A_2) — с основным отклонением h . Качество принимают по числу единиц допуска

$$a = TA_0 \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} i_p}. \quad (11.10)$$

Для вывода формулы (11.10) исходной зависимостью служит формула (11.7). Допуск любого размера вычисляют по формуле (4.13), поэтому допуск составляющего размера $TA_i = ai_i$, где i_j зависит от номинального размера составляющего звена (см. табл. 5.1); a постоянно в пределах одного качества. Подставим в формулу (11.7) вместо допусков составляющих размеров их значения $TA_0 = \sum_{i=1}^{m-1} ai_i$.

Так как $a = \text{const}$, то $TA_0 = a \sum_{i=1}^{m-1} i_i$.

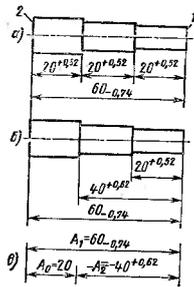


Рис. 11.4

По найденному числу единиц допуска a подбирают ближайший квалитет, по которому назначают допуски составляющих размеров. Для удовлетворения условия (11.7) на один из составляющих размеров, как и в предыдущем способе, допуск назначают по формуле (11.8).

На примере простой подетальной цепи (рис. 11.4) поясним некоторые основные правила проставки размеров на чертежах, а также проектирования размерных цепей. Допустим, на чертеже ступенчатой оси (рис. 11.4, а)

проставлены размеры всех уступов и общая длина с допусками по квалитету 9. При обработке оси от базового торца 1 последовательно протачивают два уступа размерами $20^{+0,52}$, затем подрезают торец 2 по размеру $60_{-0,74}$. Тогда длина третьего уступа оказывается замыкающим звеном и ее допуск $TA_0 = 1,78$ мм [см. расчет, приведенный после формулы (11.7)] вместо принятого по чертежу допуска 0,52 мм. Таким образом, большинство осей будет забраковано. Если длина последнего уступа на чертеже не указана (см. рис. 11.2, а), то все детали, изготовленные по размерам $20^{+0,52}$ и $60_{-0,74}$, будут годными. Точность замыкающего размера может быть повышена, если размеры уступов проставить от общей базы 1 (рис. 11.4, б, в). В этом случае допуск замыкающего размера равен сумме двух, а не трех составляющих размеров, т. е. 1,36 вместо 1,78 мм.

Так как допуск замыкающего размера зависит от числа составляющих размеров [см. формулу (11.7)], то основное правило проектирования размерных цепей можно сформулировать так: при конструировании деталей, узлов сборочных единиц и механизмов необходимо стремиться к тому, чтобы число размеров, образующих размерную цепь, было минимальным — принцип кратчайшей размерной цепи.

На чертежах указывают только составляющие размеры с предписанными отклонениями. Замыкающие размеры обычно получаются автоматически в результате обработки

деталей или сборки, поэтому их не контролируют и на чертежах не обозначают.

Проставлять на чертежах размеры замкнутыми цепочками (см. рис. 11.4, а) не рекомендуется. Особо недопустимо проставлять замыкающие размеры с отклонениями, так как это вызывает брак. В качестве замыкающих размеров следует принимать наименее ответственные размеры, которые могут иметь большие отклонения.

Пример 11.1. Определить номинальное значение, допуск и предельные отклонения замыкающего размера A_0 по заданным размерам и допускам узла промежуточного валика коробки скоростей (см. рис. 11.3) методом расчета на максимум-минимум.

Решение. 1. Данная задача относится к задаче первого вида. Выявляем увеличивающие и уменьшающие звенья по табл. 5.3, влияем для них допуски и определяем предельные отклонения составляющих звеньев.

Звено $A_1 = 50H12$ — увеличивающее; звенья $A_2 = A_3 = 3h12$ и $A_4 = 43,8h12$ — уменьшающие. Допуски, мкм: $TA_1 = 250$; $TA_2 = 100$. Предельные отклонения звеньев, мм: $Es(A_1) = +0,25$; $Ei(A_1) = 0$; $Es(A_2, 3) = 0$; $Ei(A_2, 3) = -0,1$; $Es(A_4) = 0$; $Ei(A_4) = -0,25$. По полученным данным строим схему размерной цепи (см. рис. 11.3, б).

2. Определяем номинальное значение замыкающего размера по формуле (11.2): $A_0 = A_1 - (A_2 + A_3 + A_4) = 50 - (3 + 43,8 + 3) = 0,2$ мм. Определяем допуск замыкающего размера по формуле (11.7): $TA_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 250 + 100 + 250 + 100 = 700$ мкм. Находим предельные отклонения замыкающего размера по формулам (11.5) и (11.6) $Es(A_0) = Es(A_1) - [Ei(A_2) + Ei(A_3) + Ei(A_4)] = 250 - (-100 - 250 - 100) = 700$ мкм; $Ei(A_0) = Ei(A_1) - [Es(A_2) + Es(A_3) + Es(A_4)] = 0$. Так как $T(A_0) = Es(A_0) - Ei(A_0) = 700$ мкм, то вычисления выполнены правильно.

Вывод: Допуск замыкающего размера получился излишне большой и не обеспечивает определенности положения детали 3 в осевом направлении. Правильнее наметить номинальное значение и допуск размера A_0 исходя из работоспособности узла, и по этому допуску вычислить допуски и предельные отклонения составляющих размеров.

Пример 11.2. Определить допуски и предельные отклонения составляющих размеров для размерной цепи, показанной на рис. 11.3, а, если исходный размер $A_0 = 0,2^{+0,25}$ мм. Допуски составляющих звеньев определить способами равных допусков и одного квалитета.

Решение. Эта задача второго вида (схема размерной цепи показана на рис. 11.3, в). Значение и допуск исходного размера определяются при проектировании. Причем исходный размер назначают исходя из следующих соображений: зазор A_0 необходим для свободного вращения валика 3, но должен ограничивать его осевое смещение. При очень малом зазоре тепловые деформации могут вызвать заклинивание валика между буртиками подшипников 2 и 4. По условию $Es(A_0) = 250$ мкм; $Ei(A_0) = 0$; $TA_0 = 250$ мкм; число составляющих звеньев $m - 1 = 4$.

Решая способом равных допусков, по формуле (11.9) найдем средний допуск $TM = 250/4 \approx 62$ мкм. В данной цепи размеры звеньев сильно отличаются, поэтому при подборе допусков для звеньев A_1

и A_3 потребуется увеличить $TA_{1,3}$, а для звеньев A_0 и A_1 уменьшить $TA_{2,4}$.

Решая способом допусков одного качества, по табл. 5.1 найдем единицы допуска (мкм) для звеньев: A_1 и $A_2 - i_{1,3} = 1,56$; A_2 и $A_3 - i_{2,4} = 0,55$. По формуле (11.10) находим число единиц допуска

$$a = \frac{TA_0}{2(i_{1,3} + i_{2,4})} = \frac{250}{2(1,56 + 0,55)} \approx 59,5.$$

По табл. 5.2 ближайшее число единиц допуска $a = 64$ соответствует качеству 10, по которому и назначаем допуски.

По табл. 5.3 для звеньев A_1 и A_2 $TA_{1,3} = 100$; для звеньев A_2 и A_3 $TA_{2,4} = 40$ мкм.

Проверяем условия равенства суммы допусков составляющих звеньев допуску исходного звена. По формуле (11.7) $TA_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4$ находим, что $TA_0 = 250 < 100 + 40 + 100 + 40 = 280$ мкм. Для обеспечения условия (11.7) допуск одного звена нужно уменьшить на 30 мкм. В качестве такого уязвочного звена A_4 принимаем звено A_3 . По формуле (11.8) $TA_3 = TA_0 - (TA_1 + TA_2 + TA_4) = 250 - (40 + 100 + 40) = 70$ мкм, что примерно соответствует $IT_9 = 62$ мкм.

Находим предельные отклонения всех звеньев в мкм. Для составляющих звеньев принимаем поля допусков: для звена A_1 $H10$, для звеньев A_2 и A_3 $h10$; для звена A_3 $h9$. Предельные отклонения составляющих звеньев, мкм; $Es(A_1) = 100$; $Ei(A_1) = 0$; $Es(A_2,3) = 0$; $Ei(A_2,3) = -40$; $Es(A_3) = 0$; $Ei(A_3) = -62$ мкм.

Для исходного звена по формулам (11.5) и (11.6): $Es(A_0) = -100 - (-40 - 62 - 40) = +242$; $Ei(A_0) = 0$; окончательно принимаем $ES(A_0) = 1250$ и $Ei(A_0) = 0$.

Пр и м е ч а н и е. Предельные отклонения уязвочного звена A_4 можно вычислить по формулам (11.5) и (11.6), решая их относительно звена, принятого в качестве уязвочного.

Понятие о вероятностном методе расчета размерных цепей. На рис. 11.5 показана простейшая размерная цепь, имеющая два составляющих размера: вала 1 и втулки 2. Замыкающим размером A_0 является зазор. Допустим, что случайные погрешности в партиях деталей 1 и 2 подчиняются закону Гаусса (см. § 3.3 и рис. 3.2, а).

В этом случае около 68% всех случайных погрешностей, относящихся к диаметрам вала и отверстия, находятся вблизи центров группирования: в зонах, ограниченных кривыми и

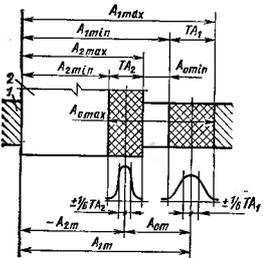


Рис. 11.5

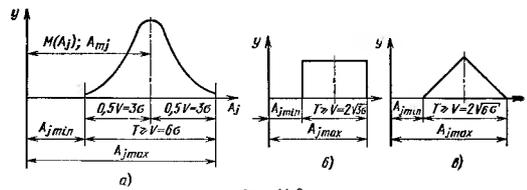


Рис. 11.6

ординатами, отстоящими от центра группирования на расстояниях $\approx \pm T/6$. Поэтому одновременное сочетание отверстий и валов, обработанных по предельным размерам (по A_{1min} и A_{2max} или по A_{1max} и A_{2min}), и получение предельных зазоров (A_{0min} или A_{0max}) маловероятны. Наиболее часто получаются средние $A_{0ср}$, или близкие к ним зазоры. Вероятность получения предельных значений замыкающих размеров особенно резко уменьшается с увеличением числа составляющих размеров. Именно на этом положении основан вероятностный метод расчета размерных цепей. Вероятностный метод расчета по сравнению с расчетом на максимум-минимум позволяет назначать на составляющие размеры более широкие допуски при одинаковых допусках исходных размеров или уменьшать допуски на замыкающие размеры при одних и тех же допусках составляющих размеров. Это способствует снижению стоимости изделий при сохранении требуемого качества. Недостатком является некоторый риск (не более 0,27%) появления бракованных изделий.

В теории вероятностей одной из основных характеристик рассеяния случайной величины служит среднее квадратическое отклонение

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (11.11)$$

где x_i — результат очередного измерения; \bar{x} — среднее значение данного размера; n — число измерений.

Среднее квадратическое отклонение является мерой предела поля распределения случайной величины. Так как за пределы этого поля может выходить незначительное число случайных отклонений, то допуск должен удовлетворять следующему условию: $T \geq V$ (рис. 11.6), т. е. T ,

как и V , можно выразить через σ . Установлены следующие соотношения между допуском размера, пределом поля распределения случайных отклонений того же размера и средним квадратическим отклонением: для закона нормального распределения (рис. 11.6, а) $T \geq V = 6\sigma$; для закона равной вероятности (рис. 11.6, б) $T \geq V = 2\sqrt{3}\sigma \approx 3,46\sigma$; для закона треугольника (рис. 11.6, в) $T \geq V = 2\sqrt{6}\sigma \approx 4,9\sigma$.

В теории вероятностей доказано, что при любых законах распределения нескольких независимых случайных отклонений (например, случайных отклонений размеров A_1, A_2 и т. д., составляющих размерную цепь) их сумма также является случайной величиной, подчиняющейся определенному закону распределения, и может быть вычислена по формуле

$$\sigma_2 = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_n^2} \quad (11.12)$$

Формула (11.12) является исходной для получения основных формул вероятностного метода расчета размерных цепей. Учитывая, что допуск $T \geq 6\sigma$, получим формулу для вычисления допуска замыкающего (исходного) размера путем квадратического суммирования допусков составляющих размеров:

$$TA_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} TA_i^2} \quad (11.13)$$

Аналогично из формулы (11.12) выведем формулы для вычисления среднего допуска

$$TM = TA_0/\sqrt{m-1} \quad (11.14)$$

и числа единиц допуска

$$a = TA_0/\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} i_i^2} \quad (11.15)$$

Формулы (11.13)–(11.15) применяют, когда распределение случайных величин подчиняется закону нормального распределения и центры группирования кривых распределения всех звеньев совпадают с серединой поля допуска.

В общем случае распределение случайных отклонений составляющих и замыкающего размеров может подчиняться

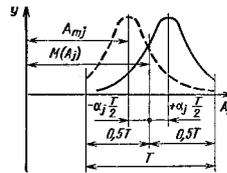


Рис. 11.7

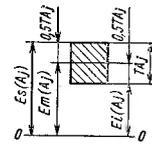


Рис. 11.8

различным законам распределения (см. рис. 11.6); средний арифметический размер звеньев или их отклонений может не совпадать с серединой поля допуска (рис. 11.7); процент риска, т. е. выхода действительных размеров (отклонений) за пределы поля рассеяния V , может отличаться от установленного для закона нормального распределения ($P = 0,27\%$).

Влияние перечисленных факторов на допуск замыкающего (исходного) размера учитывают с помощью коэффициентов: относительного рассеяния $k_{i,0} = 2\sigma_{i,0}/TA_{i,0}$ (для закона нормального распределения $k_{i,0} = 1$) и асимметрии кривой распределения $\alpha_{i,0} = 1M(A_{i,0}) - A_{mj,0}/0,5TA_{i,0}$, где $M(A_{i,0})$ — координата центра группирования случайной величины; $A_{mj,0} = 0,5(A_{i,0\max} + A_{i,0\min})$ — координата середины поля допуска, равная полусумме предельных размеров (если кривая распределения симметрична относительно середины поля допуска, то $\alpha_{i,0} = 0$), а также коэффициента t , учитывающего процент риска (для закона нормального распределения при проценте риска $P = 0,27\%$ $t = 3$).

При вероятностном методе расчета предельные отклонения звеньев вычисляют по средним отклонениям (рис. 11.8):

$$Es(A_{i,0}) = Em(A_{i,0}) + 0,5TA_{i,0} \quad (11.16)$$

$$Ei(A_{i,0}) = Em(A_{i,0}) - 0,5TA_{i,0} \quad (11.17)$$

Средние отклонения составляющих звеньев определяют по величине и расположению их полей допусков. Среднее отклонение замыкающего (исходного) звена вычисляют по формуле

$$Em(A_0) = \sum_{i=1}^n Em(A_i) - \sum_{j=1}^p Em(A_j) \quad (11.18)$$

Пример 11.3. Используя условие примера 11.1, определить допуск и предельные отклонения замыкающего звена вероятностным методом.

Решение. По формуле (11.13) определяем допуск

$$TA_0 = \sqrt{TA_3^2 + TA_2^2 + TA_1^2 + TA_4^2} = \sqrt{2 \cdot 250^2 + 2 \cdot 100^2} = 380 \approx 1710 = 400 \text{ мкм.}$$

Вычисляем средние отклонения для полей допусков, назначенных на составляющие звенья по формуле (4.4) $Em(A_1) = 125$ мкм; $Em(A_{2,4}) = -50$ мкм; $Em(A_3) = -125$ мкм.

Вычисляем среднее отклонение замыкающего звена по формуле (11.18) $Em(A_0) = 125 + 2 \cdot 50 + 125 = 350$ мкм.

Находим предельные отклонения замыкающего звена по формулам (11.16) и (11.17), мкм: $Es(A_0) = 350 + 0,5 \cdot 400 = 550$; $Ei(A_0) = 350 - 0,5 \cdot 400 = 150$, т. е. $A_0 = 0,2^{+0,550}_{-0,150}$.

Применение вероятностного метода расчета позволило уменьшить допуск замыкающего звена по сравнению с расчетом на максимум-минимум примерно в 2 раза.

Пример 11.4. По условию примера 11.2 определить допуски составляющих звеньев. Расчет выполнить вероятностным методом по способу допусков одного качества.

Решение. Для определения числа единиц допуска единицы допусков составляющих звеньев и допуск TA_0 принимаем из примера 11.2. Тогда по формуле (11.15) получим

$$a = \frac{TA_0}{\sqrt{i_1^2 + i_2^2 + i_3^2 + i_4^2}} = \frac{250}{\sqrt{211,55^2 + 0,55^2}} = 107.$$

По табл. 5.2 ближайшее число единиц допуска $a = 100$ соответствует качеству И1, по которому и назначаем допуски. По табл. 5.3 для звеньев A_1 и A_2 $TA_{1,2} = 160$; для звеньев A_3 и A_4 $TA_{3,4} = 60$. При вероятностном методе расчета соответствие между допусками замыкающего и составляющих звеньев выражается формулой (11.13). Так как принятое число единиц допуска меньше расчетного, то допуск одного из составляющих звеньев (увязочного) придется увеличить. В качестве увязочного звена примем звено A_3 . По формуле (11.13) $TA_3 = \sqrt{TA_0^2 - (2 \cdot TA_{2,4}^2 + TA_1^2)} = \sqrt{250^2 - (2 \cdot 60^2 + 160^2)} = 173$ мкм, что также примерно соответствует качеству И1.

Принимаем поля допусков: для уменьшающих звеньев A_2 , A_3 и A_4 — И11; для увеличивающего звена A_1 — И11. Находим средние отклонения составляющих звеньев, мкм: $Em(A_{2,4}) = -30$; $Em(A_3) = -80$ и $Em(A_1) = 30$. Среднее отклонение исходного звена по формуле (11.18) $Em(A_0) = Em(A_1) - [Em(A_{2,4}) + Em(A_3)] = 80 + 2 \cdot 30 + 80 = 220$ мкм.

Предельные отклонения по формулам (11.16) и (11.17): $Es(A_0) = 220 + 0,5 \cdot 250 = +345$ мкм; $Ei(A_0) = 220 - 0,5 \cdot 250 = 95$ мкм; исходный размер $A_0 = 0,20^{+0,345}_{-0,095}$.

Вывод. Применение вероятностного метода расчета позволяет при одинаковых допусках исходного звена расширить допуски составляющих звеньев по сравнению с расчетом на максимум-минимум в 1,5—1,6 раза.

Расчет допусков составляющих звеньев размерных цепей по условным звеньям [7]. Этот способ основан на закономерном построении рядов допусков в качествах 5—17 ЕСДП СЭВ и может применяться при расчете размерных цепей на полную взаимозаменяемость и вероятностным методом. Допуск TA_j любого составляющего звена или размера A_j независимо от интервала размеров и качества можно представить в виде произведения некоторого среднего допуска TM на безразмерный коэффициент $A_{усл. j}$:

$$TA_j = TMA_{усл. j}. \quad (11.19)$$

Средний допуск — условная величина. Это может быть допуск, установленный в данном качестве для любого интервала размеров. В качестве средних допусков удобно принимать допуски, установленные для интервала размеров свыше 120 до 180 мм. Безразмерные коэффициенты $A_{усл. j}$ равны отношению допусков, установленных в данном качестве для различных интервалов размеров к среднему допуску того же качества, т. е. $A_{усл. j} = TA_j / TM$. В пределах одного качества допуски зависят только от интервала размеров, т. е. от величины звеньев, образующих размерную цепь. Поэтому коэффициенты $A_{усл. j}$ отражают величину составляющего звена и могут быть названы *условными звеньями*.

Благодаря закономерному построению рядов допусков значения коэффициентов $A_{усл. j}$ для одних и тех же интер-

Таблица 11.1
Коэффициенты $A_{усл}$

Интервалы размеров, мм	$A_{усл}$	Интервалы размеров, мм	$A_{усл}$
До 3	0,24	Св. 500 до 630	1,75
Св. 3 » 6	0,30	» 630 » 800	2,00
» 6 » 10	0,36	» 800 » 1 000	2,25
» 10 » 18	0,45	» 1 000 » 1 250	2,62
» 18 » 30	0,52	» 1 250 » 1 600	3,10
» 30 » 50	0,63	» 1 600 » 2 000	3,70
» 50 » 80	0,74	» 2 000 » 2 500	4,38
» 80 » 120	0,83	» 2 500 » 3 150	5,32
» 120 » 180	1,00	» 3 150 » 4 000	6,55
» 180 » 250	1,15	» 4 000 » 5 000	7,98
» 250 » 315	1,30	» 5 000 » 6 300	9,96
» 315 » 400	1,42	» 6 300 » 8 000	12,20
» 400 » 500	1,56	» 8 000 » 10 000	15,00

валов размеров в квалитетах 5—17 практически не изменяются. Именно это обстоятельство позволяет по вычисленному среднему допуску подобрать квалитет для проектируемой размерной цепи. Значения коэффициентов $A_{\text{всл. } j}$ приведены в табл. 11.1.

При расчете размерных цепей на полную взаимозаменяемость средний допуск вычисляют по следующей формуле, которая получается из формулы (11.7) заменой допусков составляющих звеньев выражениями из формулы (11.19):

$$TM = \frac{TA_0}{\sum_{j=1}^{m-1} A_{\text{всл. } j}}. \quad (11.20)$$

По значению TM подбирают квалитет, а затем назначают допуски на составляющие звенья.

Пример 11.5. По условию примера 11.2 определить допуски составляющих звеньев. Расчет выполнить по условным звеньям на полную взаимозаменяемость.

Решение. По табл. 11.1 находим (см. рис. 11.3, в): $A_{\text{всл. } 1,2} = 0,63$; $A_{\text{всл. } 3,4} = 0,24$. Вычисляем средний допуск по формуле (11.20): $TM = 250/2 \cdot (0,63 + 0,24) = 144$ мкм.

По табл. 5.3 в интервале размеров св. 120 до 180 мм по ближайшему значению назначаем квалитет 10, для которого $IT10 = 160$ мкм. Дальнейший расчет выполняем по аналогии с решением примера 11.2.

К размерному анализу относятся также групповой подбор деталей (селективная сборка), регулирование и пригонка. *Селективной сборкой* называют сборку машин и приборов, при которой попарно работающие детали сортируют на группы по сопрягаемым размерам и соответствующим образом подбирают при сборке. Пример селективной сборки см. в § 13.4.

Сущность *регулирования* заключается в том, что требуемая точность взаимного расположения звеньев, составляющих размерную цепь, достигается изменением действительных размеров исходного, замыкающего или какого-либо другого звена. При этом изготовление деталей, образующих размерную цепь, упрощается и удешевляется, а точность сборочных единиц выдерживается в заданных пределах. Например, правильная установка валов 1 и 14 в корпусе 13 (см. рис. 3.1) должна обеспечивать равномерное вращение и исключать заклинивание тел качения подшипников при достаточно точной фиксации валов в осевом направлении. Для этого у каждого вала между

наружным кольцом одного подшипника и фланцем 3 должен быть небольшой зазор $S \approx 0,2 \dots 0,5$ мм. Эти зазоры являются исходными звеньями A_0 для всех составляющих звеньев, образующих размерные цепи соединения валов с корпусом. К этим звеньям относятся длина валов 1 и 14 между цапфами, ширина подшипников с учетом осевых зазоров, толщина комплектов прокладок 20, длина цилиндрических частей фланцевых крышек, наружная ширина корпуса 12. Если допуски на эти размеры назначать по допуску, установленному на A_0 , то потребуются недостижимая точность обработки перечисленных деталей. Гораздо экономичнее необходимый зазор получить, увеличив толщину δ прокладок 20 у одного из фланцев 3, крепящих валы 1 и 14 на величину A_0 . Звено, с помощью которого достигается заданная точность исходного (замыкающего) звена, называют компенсатором. В нашем примере компенсирующие прокладки выполнены наборными из пластин малой толщины. Меняя число пластин, можно легко получить требуемые характер вращения и осевое смещение валов. В качестве компенсаторов применяют регулируемые упоры, клинья, пружины и пр.

В условиях мелкосерийного и индивидуального производства предписанную точность исходного (замыкающего) звена можно получить *пригонкой* (припиловкой или шлифовкой) отдельных звеньев, а также совместной обработкой деталей и другими способами. Расчет компенсаторов и более подробные сведения о регулировании и пригонке даны в пособии [4].

ГЛАВА 12

ДОПУСКИ НА УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ И КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 12.1. Допуски на угловые размеры

Угловые размеры определяют положение плоскостей, осей, линий, центров отверстий и т. д. Угловые размеры бывают независимые и зависимые. Независимые углы не связаны с другими параметрами проектируемых изделий, и их размеры назначают по СТ СЭВ 513—77, в котором установлены три ряда нормальных углов (первый ряд

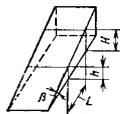


Рис. 12.1

предпочитают второму, а второй — третьему) Кроме того, для призматических деталей установлен ряд из шести уклонов $S = (H - h)L = \text{tg } \beta$ (рис. 12.1).

Зависимые угловые размеры определяются основными параметрами изделий, к которым они относятся. Их назначают по нормам, установленным для этих изделий. Например, угол λ поддема винтовой

линии червяка зависит от шага P и делительного диаметра червяка d ; углы конусов инструментов определяются конусностью. Для допусков угловых размеров и углов конусов общего назначения в машино- и приборостроении СТ СЭВ 178—75 устанавливает 17 степеней точности — 1; 2; ...; 16; 17 (в порядке убывания точности). Точность изготовления и измерения углов определяется не самим углом, а длинами L_1 и L сторон, образующих угол (рис. 12.2, в). С уменьшением длин сторон возрастают технологические трудности изготовления и измерения углов с высокой точностью. Таким образом, допуски одной и той же степени точности зависят только от длины сторон углов. Стандарт устанавливает допуски угловых размеров с меньшей стороной длины угла до 2500 мм. Весь диапазон длин разбит на 13 интервалов.

Допуск угла равен разности между наибольшим α_{max} и наименьшим α_{min} предельными углами, и в общем случае в обозначение допуска угла входит степень точности: AT_5 , AT_{10} и т. д. В СТ СЭВ 178—75 приняты следующие способы выражения и обозначения допусков углов:

AT_α — допуск в угловых единицах — в микроградусах — исходный для определения допусков через другие параметры; в стандарте приведены значения допусков, переведенные из микроградан в градусы, минуты или секунды (обозначены также AT_α);

AT_α — округленное значение допуска угла AT_α в градусах (минутах, секундах), применяемое для обозначения предельных отклонений на чертежах (СТ СЭВ 2180—80 и рис. 12.2, в);

AT_h — допуск угла, выраженный отрезками ab (рис. 12.2, б), перпендикулярными к стороне угла α_{max} и расположенными напротив вершины угла $AT_\alpha/2$ на заданном расстоянии L_1 . С учетом малости угла AT_α отрезок ab можно считать равным длине дуги, стягивающей стороны угла $AT_\alpha/2$ на расстояниях L_1 . Отрезок ib обозначим

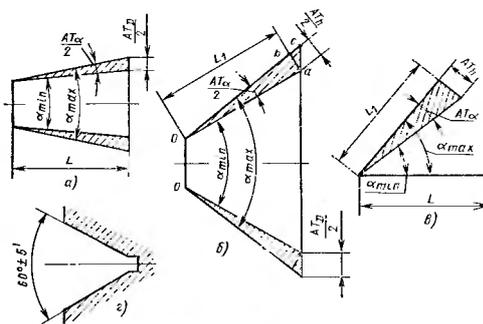


Рис. 12.2

$AT_h/2$. Из треугольника Oab $AT_h = AT_\alpha L_1 \cdot 10^{-3}$ (AT_h в мкм; AT_α в мкрад; L_1 в мм);

AT_D — допуск угла конуса, выраженный допуском на разность диаметров в сечении, которое расположено на заданной длине конуса L (рис. 12.2, а, б). Допуск AT_D , измеряемый перпендикулярно оси конуса, равен разности предельных значений диаметров конуса в данном сечении. Из треугольника bac $AT_D = AT_\alpha \cdot \cos \alpha/2$ (где $\alpha/2 \approx \approx < bac$). Допуск AT_D применяют при проверке диаметров конусов в заданных сечениях.

Допуски углов с конусностью не более 1 : 3 следует назначать по номинальной длине конуса L (рис. 12.2, а), а при большей конусности — по длине образующей конуса L_1 (рис. 12.2, б).

Для угловых размеров допуски выбирают по меньшей стороне угла L_1 (рис. 12.2, в). При одной степени точности с увеличением длины L допуски в угловых единицах уменьшаются, допуски в линейных единицах увеличиваются. Допуски углов могут быть расположены относительно номинальных углов в плюс, минус и симметрично. В обозначенных случаях допускаются иные способы расположения допусков.

Степени точности ориентировочно имеют следующие назначения: 1—6 — для угловых мер, угловых размеров

калибров, особо точных и герметичных соединений; 7 — для деталей высокой точности, требующих хорошего центрирования (инструментальных конусов, конусных соединений зубчатых колес с валами в передачах высокой точности); 8—9 — для деталей высокой точности, передающих конусными соединениями большие крутящие моменты (конических фрикционных муфт); 10—12 — для деталей нормальной точности (центров и центровых отверстий); 13—15 — для деталей пониженной точности (конических отверстий под конические головки болтов и др.); 16, 17 — для ограничения отклонений свободных угловых размеров. Технология обработки конусов и призм должна соответствовать намеченной степени точности [1, 4].

§ 12.2 Конические соединения (применение и основные параметры)

Конические соединения широко применяют в машинах, приборах, аппаратах, трубопроводах. На качество конических соединений влияют погрешности углов и отклонения формы сопрягаемых поверхностей. Для повышения точности центрирования, нагрузочной способности, износостойкости и герметичности соединений необходимо обеспечивать равномерный контакт сопрягаемых поверхностей. Наилучший контакт получают притиркой сопрягаемых конических поверхностей, которая позволяет довести погрешность угла конусов до $4''$. Однако это весьма трудоемкая операция и при ней нарушается взаимозаменяемость парных конусов, поэтому взаимную притирку применяют только при очень высоких требованиях к точности и герметичности соединений.

Основные термины, определения и обозначения допусков и посадок конических соединений (СТ СЭВ 1779—79). Условные обозначения параметров, относящихся к внутренним конусам, дополняются индексом i , а к наружным — индексом e .

Основная плоскость — плоскость 1 (рис. 12.3) поперечного сечения конуса, в которой задан его номинальный диаметр; **базовая плоскость** — плоскость 2, служащая для определения осевого положения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса.

К **номинальным размерам конусов и их соединений** относятся:

диаметры большого D и малого d оснований; диаметры в заданном D_s и произвольно расположенном d_x попереч-

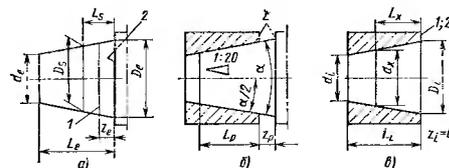


Рис. 12.3

ных сечениях (сечением с диаметром D_s обычно является сечение, в котором задан допуск конуса);

длины конуса L и соединения L_p ; **осевые расстояния** до заданного сечения: L_x — от большого основания и L_x — от произвольно расположенного;

угол конуса α — угол между образующими в продольном сечении конуса; **угол наклона $\alpha/2$** — угол между образующей конуса и его осью;

конусность C — отношение разности диаметров двух поперечных сечений конуса (например, для внутреннего конуса $D_i - d_i$) к расстоянию L_i между ними:

$$C = (D - d)/L = 2 \operatorname{tg}(\alpha/2). \quad (12.1)$$

Формула (12.1) показывает, что конические поверхности характеризуются четырьмя основными параметрами D , d , L и α . Три из них независимые, а четвертый можно вычислить. Конусность наиболее полно характеризует эксплуатационные и конструктивные особенности конического соединения. С уменьшением конусности повышаются точность центрирования деталей и нагрузочная способность соединения, но увеличивается давление на боковую поверхность соединения и осевые перемещения деталей при регулировании зазора или натяга в соединении. Конусность назначают по ГОСТам или ОСТам.

Базорасстояния конусов (наружного Z_p , внутреннего Z_i) — расстояния между основной и базовой плоскостями. Если плоскости 1 и 2 совпадают, то базорасстояние равно нулю (рис. 12.3, в). **Базорасстояние соединения Z_p** — осевое расстояние между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов.

Реальный конус и реальные или действительные размеры (СТ СЭВ 301—76 и СТ СЭВ 145—75) обозначают теми же

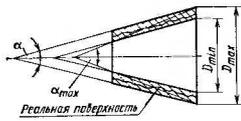


Рис. 12.4

символами, что и номинальные размеры, но с добавлением индекса a .

Допуски конусов. Допуск T_D — допуск диаметра конуса, равный постоянной разности предельных диаметров конуса на всей его длине (рис. 12.4.). Допуск T_D оп-

ределяет поле допуска конуса, в пределах которого должны находиться все точки реальной поверхности конуса, и ограничивает все его отклонения, если на отклонения угла, круглости и прямолинейности образующих не установлены отдельно меньшие допуски

Допуск T_{DS} ограничивает только отклонения диаметра конуса в поперечном сечении, имеющем заданное осевое положение (СТ СЭВ 145—75). Допуски T_D и T_{DS} назначают по квалитетам ЕСДП СЭВ, т. е. $T_D = IT$ и $T_{DS} = IT$.

Допуски формы конуса — круглости T_{FR} и прямолинейности образующих T_{FL} — ограничивают отклонения формы поперечного и отдельно продольного сечений конуса (СТ СЭВ 301—76). Допуски угла конуса AT — см. § 12.1.

Осевой допуск конуса T_z (наружного T_{ze} , внутреннего T_{zi} , рис. 12.5) равен разности между верхними и нижними осевыми отклонениями конуса.

Осевые отклонения конуса: верхние (es_z — наружного и ES_z — внутреннего) — осевые отклонения наибольших предельных конусов, определяющиеся нижними отклонениями диаметров конусов (наружного ei и внутреннего EI) в основной плоскости; нижние (ei_z — наружного и EI_z — внутреннего конусов) — осевые отклонения наибольших предельных конусов, определяющиеся верхними отклонениями диаметров конусов (наружного es и внутреннего ES) в основной плоскости

Основное осевое отклонение конуса ($e_{z \min}$ — наружного, $E_{z \min}$ — внутреннего) вычисляют по основному отклонению поля допуска конуса в основной плоскости (это частное от деления основного отклонения диаметра конуса на конусность C со знаком минус)

Осевые отклонения конусов отсчитывают от основной плоскости: они положительны, если направлены от вершины конуса, и отрицательны, если направлены к вершине конуса.

Осевые отклонения конусов и осевые допуски конусов и их соединений всех видов зависят от диаметральных отклонений и допусков конусов. Из треугольника Oab $tg(\alpha/2) = (ei/2) es_z$ (см. рис. 12.5). Так как $2 tg(\alpha/2) = C$, то $es_z = ei/C$. Аналогично получаем формулы для вычисления всех предельных осевых отклонений конусов:

$$ES_z(es_z) = EI(ei)/C;$$

$$EI_z(ei_z) = ES(es_z)/C \quad (12.2)$$

и их осевых допусков

$$T_{ze} = IT_e/C; \quad T_{zi} = IT_i/C. \quad (12.3)$$

Коническая посадка определяет характер конического соединения, зависящий от разности (до сборки) диаметров внутреннего и наружного конусов в их поперечных сечениях, совмещаемых после фиксации осевого положения. Конические посадки бывают с зазором (рис. 12.6, а), переходные (рис. 12.6, б) и с натягом (рис. 12.6, в). Предельные зазоры и натяги в конических посадках также делятся на наибольшие и наименьшие. По способу фиксации взаимного положения сопрягаемых конусов посадки подразделяют на посадки с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов; по заданному осевому расстоянию Z_y между базовыми плоскостями (см. рис. 12.3, б);

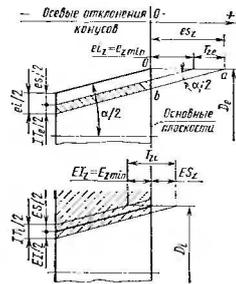


Рис. 12.5

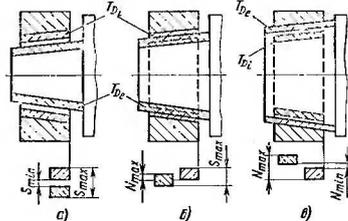


Рис. 12.6

по заданному взаимному осевому смещению от начального положения; по заданному усилно запрессовки.

Первые два способа фиксации сопрягаемых конусов позволяют получать посадки всех трех групп (с зазором, переходные и с натягом). Третий способ фиксации применяют для образования посадок с зазором и натягом, а четвертый — для посадок с натягом.

§ 12.3. Допуски и посадки конических соединений

Система допусков и посадок для конических соединений (СТ СЭВ 1780—79) распространяется на гладкие конусы с диаметром до 500 мм и конусностью от 1 : 3 до 1 : 500. Предусмотрены два способа нормирования допусков конусов: 1) совместное нормирование всех видов допусков допуском T_D ; 2) раздельное нормирование допусков диаметра конуса в заданном сечении.

В посадках с фиксацией по конструктивным элементам или по заданному осевому расстоянию Z_p между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов предпочтительнее применять первый способ нормирования допусков; в посадках с фиксацией по заданному осевому смещению или по заданному усилно запрессовки, а также у несопрягаемых конусов предпочтителен второй способ.

Поля допусков T_D и T_{DS} диаметров наружных и внутренних конусов образованы в 19 квалитетах (с 01 до 17) из допусков квалитетов и основных отклонений валов ($d, e, f, g, h, j_s, k, \dots, u, x, y$) и отверстий (H, J_s, N, K), установленных ЕСДП СЭВ (СТ СЭВ 145—75 и СТ СЭВ 144—75). Поля допусков для конических соединений в основном отобраны из полей допусков, содержащихся в СТ СЭВ 144—75. Кроме того, СТ СЭВ 1780—79 устанавливает ряд допусков специально для конусов. Предельные отклонения и допуски T_D и T_{DS} для конусов выбирают по СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 1780—79 или вычисляют по общему правилу.

При выборе полей допусков для образования посадок учитывают способ фиксации. Посадки с фиксацией сопрягаемых конусов по конструктивным элементам или по заданному осевому расстоянию назначаются по системе отверстия. Следует применять поля допусков не грубее квалитета 9 с основным отклонением H для внутренних конусов и любым из установленных в СТ СЭВ 1780—79 для наружных конусов. На сопрягаемые конусы рекомен-

дуется назначать поля допусков одного квалитета. В обоснованных случаях можно подбирать поля допусков из разных квалитетов (не грубее, чем на два квалитета, назначают на диаметр внутреннего конуса). В посадках с фиксацией по заданному смещению или усилно запрессовки применяют поля допусков квалитетов 8—12 с основными отклонениями H (предпочтительное), J_s или N — для внутренних конусов и h, j_s или k — для наружных конусов. В обоснованных случаях можно применять поля допусков точнее $IT8$.

Подвижные посадки (поля допусков валов $d - g$) обеспечивают зазор в соединении конусов, отсисительное вращение конических цапф, высокую точность центрирования и компенсацию износа конических поверхностей. Применяют в опорах точных приборов и станков, регулирующих устройствах и т. д.

Плотные посадки (поля допусков h, j_s, k, m) применяют для образования герметичных соединений (в кранах, клапанах двигателей внутреннего сгорания и т. д.). В ответственных случаях герметичность обеспечивают взаимной притиркой сопрягаемых конусов.

Неподвижные посадки (поля допусков n, p, r, s, t, u, x, z) обеспечивают передачу значительных нагрузок благодаря натягу и силам трения, возникающим на сопрягаемых поверхностях (при больших нагрузках соединения усиливают шпонками). Натяги создают затяжкой или запрессовкой наружного конуса, а также применяют сборку при тепловых деформациях. неподвижные посадки применяют для соединения фланцевых муфт с валами, конусов фрикционных муфт, установки конических штифтов, клиновых шпонок и т. д.

Формулы (12.3) показывают, что даже небольшие отклонения (допуски) диаметров вызывают значительные изменения базорасстояний конусов, их соединений, а также допусков, особенно при малых конусностях. Например, при $IT_e = 52$ мкм и $C = 1 : 100$ допуск на базорасстояние конуса $T_{ze} = 52 \cdot 100 = 5200$ мкм = 5,2 мм. Благодаря этому точность конусов и конических соединений часто проверяют по допускам на базорасстояние калибрами-пробками по уступам и калибрами-скобами по рискам (рис. 12.7).

В соответствии с ГОСТ 2.307—68 конусность указывают равносторонним треугольником в сочетании с отношением $1 : L$. Острый угол треугольника направляют в сторону

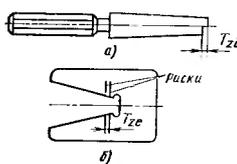


Рис. 12.7

вершины конуса; L означает длину, на которой разность диаметров конуса равна 1 мм. Например, $\angle 1 : 20$ ($D - d = 1$ мм на длине $L = 20$ мм, см. рис. 12.3, б). Уклон обозначают сочетанием острого угла (вершина направлена в сторону уклона) с тем же отношением, в котором L означает длину, на которой раз-

ность высот или радиусов равна 1 мм. Например, $\angle 1 : 40$.

О допусках инструментальных конусов. Для метрических конусов и конусов Морзе установлено пять степеней точности АТ4—АТ8, которыми регламентированы отклонения угла, прямолинейности образующих и круглости конусов, а также основных размеров конусов и их лапок. Отклонения угла располагают в плюс для наружных и в минус для внутренних конусов. Для внутренних конусов степени точности АТ4 и АТ5 являются перспективными. Степень точности указывают в условном обозначении конуса.

ГЛАВА 13

ДОПУСКИ НА РЕЗЬБУ

§ 13.1. Основные типы, параметры и условия работы резьб и резьбовых соединений

Резьбы служат для образования неподвижных (крепежных) и подвижных (кинематических) соединений. Обычно применяют для неподвижных соединений метрические (рис. 13.1) или дюймовые резьбы, а для подвижных — трапециевидные (см. рис. 13.11) или упорные резьбы. Резьбовые поверхности имеют сложную форму. Однако современные методы нарезания и контроля резьб обеспечивают полную взаимозаменяемость резьбовых деталей. Главным условием взаимозаменяемости резьб является свинчиваемость винтов и гаек, имеющих резьбу одинакового профиля, шага и номинального диаметра, при получении заданного характера соединения без подгонки.

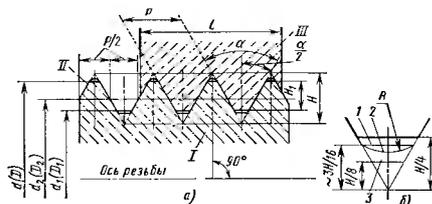


Рис. 13.1

К основным параметрам резьб относятся (рис. 13.1, а): наружный диаметр резьбы d (D) — диаметр воображаемого цилиндра, описанного касательно к вершинам наружной резьбы I или впадинам внутренней резьбы III (обычно является номинальным диаметром резьбы); средний диаметр резьбы d_2 (D_2) — диаметр воображаемого цилиндра, образующие которого пересекают номинальный профиль резьбы II в точках, где ширина выступов равна ширине впадин; внутренний диаметр резьбы d_1 (D_1) — диаметр воображаемого цилиндра, описанного касательно к впадинам наружной резьбы или к вершинам внутренней резьбы; шаг резьбы P — расстояние между соседними одноименными (правыми или левыми) боковыми сторонами профиля, измеренное параллельно оси резьбы на расстоянии, равном половине d_2 (D_2) от указанной оси; ход резьбы P_n — без учета погрешностей шага и других параметров $P_n = Pn$ (n — число заходов резьбы); угол профиля резьбы α — угол между боковыми сторонами профиля, измеренный в плоскости, проходящей через ось резьбы; половина угла профиля $\alpha/2$ или углы наклона боковых сторон профиля β и γ резьб с несимметричным профилем (например, упорных), равные углам между рассматриваемой боковой стороной профиля и перпендикуляром к оси резьбы; высота теоретического профиля H — высота остроугольного профиля, полученного при продолжении боковых сторон профиля до их пересечения; рабочая высота профиля H_1 — высота соприкосновения витков наружной и внутренней резьб в направлении, пер-

¹ По стандартам СЭВ диаметры внутренней резьбы (гаек) следует обозначать заглавными буквами (D), а наружной резьбы (болта, винта) — строчными буквами (d).

пендикулярном к оси резьбы; длина свинчивания резьбы l — длина соприкосновения наружной и внутренней резьб в осевом направлении (может быть выражена через целое или дробное число витков резьбы).

Прочность, долговечность и необходимый характер соединения являются общими требованиями, которые предъявляют ко всем резьбам и резьбовым соединениям. Достижение этих качественных показателей обеспечивается рядом конструктивных и технологических мер, а также точностью основных параметров резьб и необходимым разнообразием посадок.

Свинчиваемость и характер соединения резьб определяются соотношением и точностью средних диаметров наружной (болта) и внутренней (гайки) резьб. Точность формы резьбовых поверхностей (зависит от точности P и α) способствует равномерности нагружения сопряженных витков резьбы, поэтому точность шага и угла профиля обеспечивает повышение прочности резьбы в неподвижных, а также снижение износа в подвижных резьбовых соединениях.

В кинематических резьбовых парах точных механизмов основным показателем качества резьбы служит точность шага и хода, а в особых случаях также точность углов наклона боковых сторон профиля резьбы.

От точности d и D_1 зависит действительная рабочая высота профиля, а следовательно, износостойкость и прочность на смятие сопряженных витков резьбы. Большое влияние на прочность винта оказывает форма впадины резьбы (рис. 13.1, б). Углубление и заострение впадины уменьшают фактическую расчетную площадь поперечного сечения винта и снижают его статическую прочность. Форма впадины влияет на концентрацию напряжений, поэтому от нее зависит усталостная прочность резьбовых деталей. Впадина наружной резьбы может быть плоской (1) или закругленной (2). Если форма впадины не ограничена, ее контур должен находиться в зоне 3. Наименьшую усталостную прочность имеют наружные резьбы с плоской впадиной, а наибольшую — с закругленной по $R \approx 0,216P$.

Характер посадки по боковым сторонам профиля зависит от соотношения средних диаметров сопрягаемых резьб. Для неподвижных, часто разбираемых соединений применяют посадки с зазорами, равными нулю или относительно небольшими. Если требуется создать напряжен-

ное или герметичное резьбовое соединение, то применяют посадки переходные (см. рис. 13.8) или с натягом (см. рис. 13.9). В кинематических соединениях зазоры должны обеспечивать надежное смазывание резьбовых поверхностей и требуемую точность перемещений (см. рис. 13.11).

Для метрической резьбы (крепежной треугольного профиля) стандартизованы: профиль (СТ СЭВ 180—75); основные размеры $d, D, d_2, D_2, d_1, D_1, d_3$ (СТ СЭВ 182—75); ряды диаметров в интервале $d = 0,25 \dots 600$ мм и шагов $P = 0,075 \dots 6$ мм (СТ СЭВ 181—75). Для приборостроительной промышленности стандартом СТ СЭВ 183—75 установлены дополнительные (к СТ СЭВ 181—75) значения d и P в интервалах $d = 3,5 \dots 400$ мм и $P = 0,25 \dots 2$ мм (основные размеры даны в СТ СЭВ 184—75).

На допуски и посадки метрических резьб разработаны стандарты: СТ СЭВ 640—77 — допуски и посадки с зазором (распространяется на резьбы, имеющие $d = 1 \dots 600$ мм и $P = 0,2 \dots 6$ мм); СТ СЭВ 305—76 — переходные посадки ($d = 5 \dots 45$ и $P = 0,8 \dots 4,5$ мм); СТ СЭВ 306—76 — посадки с натягом ($d = 5 \dots 45$ мм и $P = 0,8 \dots 3$ мм); СТ СЭВ 837—78 — резьба метрическая для диаметров менее 1 мм; СТ СЭВ 1158—78 — резьба метрическая и ее допуски для деталей из пластмасс ($d = 1 \dots 180$ мм, $P = 0,2 \dots 6$ мм); ГОСТ 17722—72 — допуски для приборостроительной резьбы.

Для трапецидальной резьбы стандартизованы: профиль (СТ СЭВ 146—75); основные размеры $d, D_1, d_2, D_2, d_3, D_3$ (СТ СЭВ 838—78); диаметры $d = 8 \dots 640$ мм и шаги $P = 1,5 \dots 48$ мм (СТ СЭВ 639—77).

На допуски и посадки трапецидальной однозаходной резьбы разработан СТ СЭВ 836—78 (d св. 5,6 до 640 мм и $P = 1,5$ до 48 мм); на основные размеры и допуски трапецидальной многозаходной резьбы — СТ СЭВ 185—75.

Для упорной резьбы разработаны СТ СЭВ 1781—79 (профиль и основные размеры) и СТ СЭВ 2058—79 (допуски).

Стандартизованы также профили, основные размеры и допуски других резьб [1, 4].

§ 13.2. Общие принципы взаимозаменяемости цилиндрических резьб

Реальные резьбы по сравнению с теоретически точными имеют отклонения профиля и размеров. Несмотря на сложную форму точность резьбовых поверхностей вполне

вывода на рис. 13.3, а и б изображены номинальный контур 1 внутренней резьбы и свинчиваемый с ним реальный контур 2 наружной резьбы, расположенные по одну сторону общей оси. При одинаковых углах профиля и средних диаметрах (рис. 13.3, а) контуры 1 и 2 невозможно свинтить, так как фактическая длина свинчивания наружной резьбы P_{fz} больше номинальной Pz : контур наружной резьбы перекрывает контур внутренней резьбы (заштрихованные участки) и выходит за его пределы на величину отклонения шага $\Delta Pz = P_{fz} - Pz$.

Так как получить резьбу с абсолютно точным шагом невозможно, необходимо каким-то способом компенсировать допустимое отклонение. Для этого переместим контур 2 в сторону уменьшения среднего диаметра наружной резьбы на величину $0,5f_p$ (рис. 13.3, б), при которой устраняется перекрытие контура, но сохраняется соприкосновение крайних (на заданной длине) сторон профилей наружной и внутренней резьб. При этом смещении контура 2 значение отклонения шага не изменяется, но расположение его становится симметричным относительно номинальной длины свинчивания Pz . В результате получим два равнобедренных прямоугольных треугольника abc , у которых вертикальные катеты ac равны отрезку $0,5f_p = 0,5(D_2 - d_2)$; горизонтальные катеты $bc = 0,5Pz$; $\angle bac = \alpha/2$. Оба треугольника образуют равнобедренный треугольник bab (рис. 13.3, в). Из этого треугольника находим, $0,5f_p = 0,5 \Delta Pz \operatorname{ctg}(\alpha/2)$ и получаем формулу для вычисления диаметральной компенсации отклонения шага резьбы

$$f_p = \Delta Pz \operatorname{ctg}(\alpha/2), \quad (13.1)$$

где f_p и ΔPz в мкм.

Для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$ и $\operatorname{ctg} 30^\circ = 1,732$; для дюймовой резьбы $\alpha = 55^\circ$ и $\operatorname{ctg} 27^\circ 30' = 1,921$; для трапецидальной резьбы $\alpha = 30^\circ$ и $\operatorname{ctg} 15^\circ = 3,732$.

Отклонение угла профиля резьбы и его диаметральная компенсация характеризуется отклонениями половины угла профиля резьбы $\alpha/2$ для резьб с симметричным профилем или отклонениями углов наклона боковых сторон профиля для резьб с несимметричным профилем. Отклонением половины угла профиля $\Delta\alpha/2$ называют разность между действительным $\alpha_d/2$ и номинальным $\alpha/2$ значениями половины угла данного профиля резьбы (рис. 13.4, а и б). Эти отклонения также свойственны технологическим про-

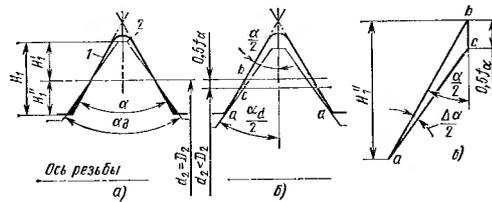


Рис. 13.4

цессам резобообразования и соответствующим образом должны быть компенсированы.

Совместим номинальный профиль 1 внутренней резьбы с реальным профилем 2 наружной резьбы, имеющей отклонения половины угла профиля. Зачерненные участки показывают, что профили 1 и 2 перекрываются и при равенстве средних диаметров и шага свинтить резьбы нельзя (рис. 13.4, а). Для компенсации отклонений $\alpha_d/2$ сдвинем реальный профиль 2 в сторону уменьшения среднего диаметра винта d_2 на величину $0,5f_\alpha$, при которой исчезнет перекрытие профилей 1 и 2, но сохранится их контакт в точках a (рис. 13.4, б). Смещение профиля 2 можно вычислить по теореме синусов для косугольного треугольника abc (рис. 13.4, б и в). В этом треугольнике углы при вершинах a , b и c соответственно равны $\Delta\alpha/2$, $\alpha/2$ и $180^\circ - (\alpha/2 + \Delta\alpha/2)$; сторона, противолежащая углу $\angle bac$, равна $0,5f_\alpha$; приближенно $H_1' = H_1/2$, поэтому сторона, противолежащая углу $\angle acb$ равна $H_1/2 \cos(\alpha/2)$. При этих условиях по теореме синусов получим

$$\frac{f_\alpha}{2 \sin \alpha/2} = \frac{H_1}{2 \cos(\alpha/2) \sin[(\alpha/2) + (\Delta\alpha/2)]}$$

После ряда упрощений и преобразований получим формулу для вычисления диаметральной компенсации отклонения половины угла профиля резьбы

$$f_\alpha = \frac{0,582 H_1}{\sin \alpha} \Delta\alpha/2. \quad (13.2)$$

Значение $\Delta\alpha/2$ при симметричном профиле равно среднему арифметическому абсолютных значений отклонений

правой $\Delta\alpha_{\text{вн}}/2$ и левой $\Delta\alpha_{\text{вн}}/2$ половин угла профиля, т. е. $\Delta(\alpha/2) = 0,5 [\Delta(\alpha_{\text{вн}}/2) + \Delta(\alpha_{\text{вн}}/2)]$.

В формуле (13.2) рабочую высоту профиля заменяют через шаг резьбы P , тогда для метрической резьбы $f_{\alpha} \approx 0,36P \Delta(\alpha/2)$; для трапецидальной $f_{\alpha} \approx 0,562P \Delta \times (\alpha/2)$ [$\Delta(\alpha/2)$ в угловых минутах; f_{α} в мкм и P в мм]. Полностью этот вывод приведен в работе А. И. Якушева [19].

Значения f_r и f_{α} для наружной и внутренней резьб вычисляются по одним и тем же формулам, но на чертеже эти отрезки откладывают по разные стороны относительно номинальных контуров: для наружной резьбы шже, а для внутренней резьбы выше этого контура.

Отклонения собственно среднего диаметра резьбы. Если условно заменить резьбовую поверхность гладким цилиндром такого же диаметра, то легко представить, что при изготовлении резьбы неизбежны отклонения собственно среднего диаметра резьбы. Эти отклонения ограничиваются допусковым значением Δd_2 (ΔD_2), которое можно установить по аналогии с допусками на гладкие цилиндрические изделия.

Суммарный допуск среднего диаметра резьбы. Отклонения шага, направленные параллельно оси резьбы, и угловые отклонения профиля приводятся к линейным отклонениям, имеющим одинаковые размерности в мкм [см. формулы (13.1) и (13.2)] и направленные перпендикулярно оси резьбы. Поэтому основным параметром, определяющим точность и свинчиваемость резьб с заданным характером, является средний диаметр, точность которого нормируется суммарным или полным допуском

$$Td_2(TD_2) = \Delta d_2(\Delta D_2) + f_r + f_{\alpha} \quad (13.3)$$

Для свинчивания резьбовых деталей по посадкам с зазором необходимо соблюдать условие $d_2 < D_2$, поэтому суммарный допуск наружной резьбы Td_2 располагается ниже, а внутренней резьбы TD_2 выше номинального контура (см. рис. 13.2). Началом отсчета отклонений служит номинальное значение d_2 (D_2). Для крепежных и кинематических резьбовых пар общего назначения каждую составляющую суммарного допуска Td_2 (TD_2) отдельно не нормируют и не вычисляют, а резьбу контролируют комплексными проходными и непроходными калибрами. Однако для резьбовых пар, осуществляющих точные переме-

щения, определяют и нормируют отклонения отдельно каждого из перечисленных параметров.

Приведенные средние диаметры наружной $d_{2\text{пр}}$ и внутренней $D_{2\text{пр}}$ резьбы. Для свинчиваемости и работоспособности резьбовых соединений необходимо выполнение двух условий:

1) измеренные средние диаметры наружной $d_{2\text{из}}$ и внутренней $D_{2\text{из}}$ резьб должны удовлетворять неравенствам $d_{2\text{из}} \geq d_{2\text{мин}}$; $D_{2\text{из}} \leq D_{2\text{макс}}$, где $d_{2\text{мин}} = d_2 - Td_2$ — наименьший средний диаметр наружной резьбы; $D_{2\text{макс}} = D_2 + TD_2$ — наибольший средний диаметр внутренней резьбы (см. рис. 13.2).

2) диаметр $d_{2\text{из}}$, увеличенный на f_r и f_{α} , должен быть не больше номинального d_2 или наибольшего $d_{2\text{макс}}$ среднего диаметра наружной резьбы, т. е.

$$d_{2\text{из}} + f_r + f_{\alpha} = d_{2\text{пр}} \leq d_2(d_{2\text{макс}}); \quad (13.4)$$

диаметр $D_{2\text{из}}$, уменьшенный на f_r и f_{α} , должен быть не меньше номинального D_2 или наименьшего $D_{2\text{мин}}$ среднего диаметра внутренней резьбы гайки, т. е.

$$D_{2\text{из}} - (f_r + f_{\alpha}) = D_{2\text{пр}} \geq D_2(D_{2\text{мин}}), \quad (13.5)$$

где $d_{2\text{пр}}$ и $D_{2\text{пр}}$ — приведенные средние диаметры наружной и внутренней резьб.

Приведенным средним диаметром резьбы называют измеренный (действительный) средний диаметр резьбы, увеличенный у наружной резьбы [см. формулу (13.4)] и уменьшенный у внутренней резьбы [см. формулу (13.5)] на диаметральную компенсацию отклонений шага и половины угла профиля резьбы. Условие свинчиваемости резьб выражается неравенством $D_{2\text{пр}} \geq d_{2\text{пр}}$. Понятие приведенного среднего диаметра упрощает контроль и расчет допусков резьб и их соединений.

Пример 13.1. Определить приведенный средний диаметр резьбы болта М24, гондист этого болта, а также склонение диаметра d_2 . Известны следующие данные: $P = 3$ мм; $d_{2\text{н}} = 21,9$ мм; $Td_2 = 200$ мкм; $\Delta P_2 = 40$ мкм; $\Delta\alpha_{\text{вн}}/2 = -30$; $\Delta\alpha_{\text{вн}}/2 = +70$; $d_2 = 22,051$ мм.

Решение. Определяем диаметральные компенсации f_r и f_{α} . Для метрической резьбы по формулам (13.1) и (13.2) $f_r = 40 \cdot 1,732 = 69$ мкм; $\Delta\alpha/2 = 0,5(30' + 70') = 50'$ и $f_{\alpha} = 0,36 \cdot 3 \cdot 50 = 54$ мкм. Приведенный средний диаметр по формуле (13.4) $d_{2\text{пр}} = 21,9 + 0,069 + 0,054 = 22,023$ мм. Сравниваем приведенный и номинальный средние диаметры: $d_{2\text{пр}} = 22,023 < d_2 = 22,051$ мм, следовательно, резьба на данном болте нарезана качественно. Отклонение среднего

диаметра равно разности измеренного и наименьшего значений: $d_{\text{min}} = d_2 - Td_2 = 22,051 - 0,200 = 21,851$ мм; действительное отклонение диаметра $d_2 \Delta d_2 = d_{2\text{из}} - d_{2\text{min}} = 21,900 - 21,851 = 0,049$ мм = 49 мкм.

§ 13.3. Допуски метрических резьб. Посадки с зазором

Для наиболее распространенных метрических крепежных резьб с диаметрами от 1 до 600 мм СТ СЭВ 640—77 устанавливает допуски и основные отклонения (табл. 13.1) резьб для посадок с наименьшим зазором $S_{\text{min}} > 0$. Расположение полей допусков по контурам профилей резьбы для посадок с $S_{\text{min}} = 0$ показано на рис. 13.2, а для посадок с $S_{\text{min}} > 0$ — на рис. 13.5.

Для резьб и резьбовых соединений степень точности, которая как и качество для гладких цилиндрических соединений определяет значение допусков, обозначают в порядке увеличения допусков цифрами 3, 4 и т. д. В качестве основного ряда допусков в СТ СЭВ 640—77 принят ряд допусков степени точности 6, которые вычисляют по эмпирическим формулам. Причем допуски диаметров d и D_1 зависят только от шага резьбы, а допуски диаметров d_2 и D_2 — от шага и номинального диаметра резьбы. На внутренний и средний диаметры внутренней резьбы устанавливают несколько большие допуски, чем на диаметры

Таблица 13.1
Резьба метрическая. Степени точности и основные отклонения для посадок с зазором

Вид резьбы	Диаметры резьбы	Степени точности	Основные отклонения
Наружная	d	4; 6; 8	$d_1; e; f; g; h$
	d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10*	$d_1; e; f; g; h$
Внутренняя	D_2	4; 5; 6; 7; 8; 9*	$E; F; G; H$
	D_1	4; 5; 6; 7; 8	$E; F; G; H$

Примечания. 1. Допуски диаметров d_1 и D_1 не устанавливаются.
2. Допуски среднего диаметра d_2 (D_2) резьбы являются суммарными.
3. Верхнее отклонение диаметра d_1 должно соответствовать основному отклонению диаметра d_2 , т. е. $es(d_1) = es(d_2)$.
4. Нижнее отклонение диаметра D_1 должно соответствовать основному отклонению диаметра D_2 , т. е. $EI(D_1) = EI(D_2)$.

* Только для резьб на деталях из пластмасс

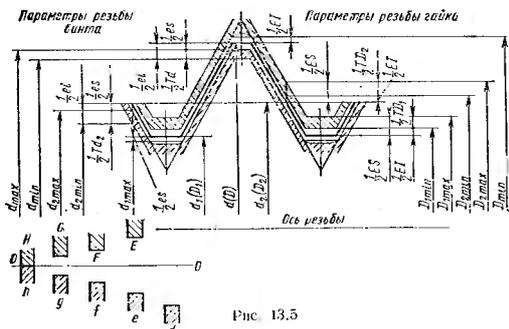


Рис. 13.5

d и d_2 наружной резьбы одинакового номинального диаметра. Так, допуск среднего диаметра внутренней резьбы в степени точности $6TD_2 = 1,32Td_2$. Это объясняется повышенными трудностями обработки внутренних резьб. Допуски в остальных степенях точности определяют умножением допуска степени точности 6 на коэффициенты, изменяющиеся по ряду R10 предпочтительных чисел:

Степень точности	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25	1,6	2	2,5

Основные отклонения, определяющие положение полей допусков резьбы, отсчитывают от нулевых линий, которыми являются линии номинального профиля (для допусков диаметров d и D_1) или образующие среднего цилиндра резьбы (для допусков диаметров d_2 и D_2). Так как для посадок с зазором поля допусков резьбы направлены в тело болта и гайки, то основными отклонениями являются для полей допусков наружной резьбы верхнее отклонение $-es$ и для внутренней резьбы нижнее отклонение $+EI$. Основные отклонения $h = H = 0$. Остальные основные отклонения, зависящие только от шага резьбы, вычисляют по эмпирическим формулам. Например, основное отклонение наружной резьбы $g - es = -(15 + 11P)$. Поля допусков внутренней резьбы располагаются симметрично

Т а б л и ц а 13.2
Метрическая резьба. Поля допусков для посадок с зазором, установленные в классах точности и в группах для свинчивания

Класс точности	Длина свинчивания		
	S	N	L
Поля допусков наружных резьб			
Точный	(3H4h)	$\frac{4g}{4h}$	(5H4h)
Средний	5g6g; (5H6h)	6d 6e 6f $\frac{6g}{6h}$	(7H6e) 7g6g (7h6h)
Грубый		8g (8h)*	(9H8g)
Поля допусков внутренних резьб			
Точный	4H	4H5H; 5H	6H
Средний	(5G) 5H	6G $\frac{6H}{6H}$	(7G) 7H
Грубый		7G 7H	(8G) 8H

Пр и м е ч а н и я. 1. Поля допусков, заключенные в рамки, являются предпочтительными, а в круглые скобки — ограниченного применения.
2. При длине свинчивания S и L можно применять поля допусков группы N.
3. Поля допусков для наружной и внутренней резьб отобраны из всех полей допусков, которые могут быть получены различным сочетанием степеней точности и основных отклонений, установленных в СТ СЭВ 640 (см. табл. 13.1). Разрешается применять поля допусков, которые можно получить любыми сочетаниями степеней точности и основных отклонений из табл. 13.1. Однако такие поля допусков считаются специальными, и их применение должно быть обосновано.
4. В последних допусках любые сочетания полей допусков наружной и внутренней резьб, установленные настоящим стандартом. Однако рекомендуется сочетать поля допусков одного класса точности.

* Только для резьб с шагом $P \geq 0,8$ мм. При $P < 0,8$ мм применяют поле допусков 8/6h.

полям допусков наружной резьбы, поэтому основные отклонения внутренней резьбы равны основным отклонениям наружной резьбы, но имеют обратные знаки. Так, основное отклонение внутренней резьбы $G EI = + |es|$. Вторые предельные отклонения (нижние для наружной резьбы — ei и верхние для внутренней резьбы $+ES$) вычисляются по формулам (4.7) и (4.8).

Верхнее отклонение внутреннего диаметра наружной резьбы равно основному отклонению диаметра d_2 . Нижнее отклонение наружного диаметра внутренней резьбы равно

основному отклонению диаметра D_2 . Вторые предельные отклонения диаметров d_1 и D_2 не установлены, так как точность этих диаметров определяется точностью резьбо-нарезного инструмента. Основные отклонения внутренней резьбы E и F применяют при значительной толщине защитных покрытий.

Поля допусков наружной и внутренней резьб, установленные в СТ СЭВ 640—77 для образования посадок с зазором, распределены с учетом длины свинчивания по классам точности (табл. 13.2). Поля допусков отдельных диаметров резьбы обозначают цифрой, показывающей степень точности, и буквой, присвоенной основному отклонению. Например, запись 6g означает поле допуска болта степени точности 6 с основным отклонением g. 7H — поле допуска гайки степени точности 7 с отклонением H. Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра (всегда на первом месте) и обозначения поля допуска наружного диаметра для наружной резьбы или внутреннего — для внутренней резьбы. Например, запись 7h6g означает, что приняты поля допусков: 7h для d_2 и 6g для d . Если на оба диаметра резьбы установлены одинаковые поля допусков, то в условном обозначении символы не повторяются. Например, запись 7H означает, что на диаметры резьбы гайки D_2 и D_1 установлены одинаковые поля допусков.

Длины свинчивания характеризуются отношением длины свинчивания резьбы к ее шагу. С увеличением длины свинчивания усложняется получение высокой точности и заданного характера соединения резьб. Для учета влияния длины свинчивания на выбор полей допусков и посадок СТ СЭВ 640—77 и другие стандарты СЭВ подразделяют длины свинчивания на три группы: малые S, нормальные N и большие L. Допуск резьбы при отсутствии отворота относится к наибольшей нормальной длине свинчивания N или ко всей длине резьбы, если длина свинчивания меньше нормальной. При длинах свинчивания S или L длину свинчивания указывают в технических требованиях или в обозначении резьбы. Например, M12 — 7h/6g — 30 (30 — длина свинчивания в мм).

В СТ СЭВ 640—77, кроме степеней точности, установлены три класса точности: точный, средний и грубый. На основании опыта эксплуатации резьбовых соединений в каждый класс точности включены определенные поля допусков (см. табл. 13.2), из которых выделены поля до-

Таблица 13.3
Резьба метрическая для d
менее 1 мм. Поля допусков
и посадки

Поля допусков резьбы		Посадки
наружной	внутренней	
5h3	3G5	3G5/5h3
	3G6	3G6/5h3
	4H5	4H5/5h3
	4H6	4H6/5h3
5h5	3G5	3G5/5h5
	4H5	4H5/5h5

Примечание. См. примечания 1 и 2 к табл. 13.1.

пусков предпочтительного применения. Кроме того, выработаны основные рекомендации по применению отдельных классов точности и полей допусков с учетом условий работы, назначения, длины свинчивания резьб. Классы точности облегчают выбор полей допусков для резьб и резьбовых соединений. Резьбы точного класса применяют для ответственных, статически нагруженных резьбовых соединений, а также для получения посадок, отличающихся высокой определенностью характера соединения; резьбы среднего класса, обеспечивающие достаточно высокую точность, статическую и динамическую прочность соединений, широко применяют в резьбовых соединениях общего назначения; резьбы грубого класса применяют при пониженных требованиях к точности, например на горячекатаных заготовках или в длинных глухих отверстиях.

В одном и том же классе точности допуск среднего диаметра по сравнению с допусками, установленными для нормальной длины свинчивания N , рекомендуется на одну степень увеличивать при длинах L и уменьшать при длинах S . Например, следует принимать для длины S степень точности 5; для N — степень точности 6 и для L — степень точности 7.

Посадки образуют сочетанием полей допусков, которые приведены в табл. 13.2, с учетом примечания 4 к этой таблице. В первую очередь следует применять поля допусков предпочтительного применения. Эти поля допусков дают посадки с небольшими наименьшими зазорами, обеспечивают определенность характера соединений и облегчают свинчивание резьб или позволяют применять тонкие антикоррозийные покрытия резьб.

Посадки с $S_{\min} > 0$ (с основными отклонениями $G, g - d$) применяют в резьбовых соединениях, работающих

при высокой температуре, для облегчения сборки и разборки или для повышения усталостной прочности резьбовых соединений. Посадки с $S_{\min} = 0$ (с основными отклонениями H и h) обеспечивают высокую определенность характера соединения и повышенную точность центрирования, но затрудняют свинчиваемость деталей и не могут применяться для резьбы с антикоррозийными покрытиями. Поля допусков степеней точности 7 и 8 применяют для крепежных соединений повышенной и средней точности. Поля допусков степеней точности 6 применяют при больших статических нагрузках и повышенных требованиях к плотности соединений, а также при малой длине свинчивания (дизели и приборостроение, станки высокой точности, пневматические машины). Поля допусков степеней точности 4 применяют для ответственных деталей, в соединениях с натягами, в точных винтовых механизмах.

Посадки резьб обозначают дробью: в числителе поле допуска гайки, в знаменателе поле допуска болта, например M12—6H/6g.

Резьба метрическая для диаметров менее 1 мм. В СТ СЭВ 837—78 для указанной резьбы установлены степени точности (3, 4, 5, 6), основные отклонения: h для d и d_2 , H и G для D и D_2 , а также по одному специальному отклонению для d_1 и D_1 . Установлены также поля допусков наружной и внутренней резьб и посадки (табл. 13.3). В условных обозначениях полей допусков метрических резьб для d менее 1 мм на первом месте помещают поле допуска d_2 (D_2), затем степень точности диаметра выступов, т. е. d (D_1).

Допуски метрических резьб на деталях из пластмасс (СТ СЭВ 1158—78). Номинальный профиль, диаметры и шаги, основные размеры резьбы принимают по СТ СЭВ 180—75, СТ СЭВ 181—75 и СТ СЭВ 182—75 (с некоторыми исключениями). Основные положения системы допусков, длину свинчивания, форму впадин, обозначения полей допусков — по СТ СЭВ 640—77.

На выступах наружной и внутренней резьб допускается закругление кромок (рис. 13.6) по радиусу $R_{1\max} =$

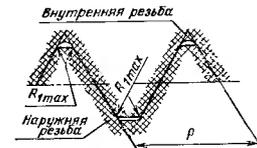


Рис. 13.6

Таблица 13.4
Резьба метрическая для деталей из пластмасс.
Поля допусков

Класс точности	Длина свинчивания					
	S		L		L	
	Поля допусков для резьбы					
	наруж- ной	внутрен- ней	наруж- ной	внутрен- ней	наруж- ной	внутрен- ней
Средний	6g; 6h	—	6g; 6h	6G; 6H	7g6g; 7h6h	7G; 7H
Грубый	7g6g; 7h6h	6G; 6H	8g; 8h	7G; 7H	9g6g; 9h6h	8G; 8H
Очень грубый	9g8g; 9h8h	8G; 8H	10h8h	9H8H	10h8h	9H8H

Примечания. 1. В особых случаях допускается применение других полей допусков из СТ СЭВ 610—77, кроме указанных в таблице.
2. Для металлических деталей, сопрягаемых с деталями из пластмасс, поля допусков резьбы назначаются по СТ СЭВ 640—77.
3. См. также примечания 1—4 к табл. 13.1 и 2 и 4 к табл. 13.2.

* Только для резьб на деталях из пластмасс

$= 0,54P$ при $P < 0,5$ мм и по $R_{\text{max}} = 0,54P + 0,02$ мм при $P \geq 0,5$ мм.

Не допускается применять: мелкие шаги для $d = 4$ мм; шаг $P = 0,5$ мм для $d > 16$ мм, $P = 0,75$ мм для $d > 18$ мм и $P = 1$ мм для $d > 36$ мм.

Установлены особо крупные шаги: $P = 0,8$ мм для $d = 3$ мм; $P = 1$ мм для $d = 4$ мм; $P = 1,5$ мм для $d = 5, 6$ и 8 мм.

Поля допусков для резьб на деталях из пластмасс установлены в классах точности среднем, грубом и очень грубом (табл. 13.4). Предельные отклонения для полей допусков, указанных в табл. 13.4, назначают по СТ СЭВ 640—77, за исключением полей допусков, введенных специально для пластмассовых деталей, для которых предельные отклонения назначают по СТ СЭВ 1158—78.

Резьбы среднего класса точности применяют в резьбовых соединениях повышенной точности при высоких требованиях к соосности деталей и герметичности соединений;

резьбы грубого класса точности — в нагруженных резьбовых соединениях, а очень грубого класса точности — в слабонагруженных соединениях, образованных деталями из пластмасс или из пластмассы и металла.

Предельные отклонения для резьб на пластмассовых деталях установлены при $t = 20^\circ\text{C}$ и относительной влажности воздуха 65%. В приложении к ГОСТ 11709—71 даны рекомендации по выбору степени точности и шага резьбы, а также по определению достижимой точности резьбы в зависимости от способа ее образования.

§. 13.4. Допуски метрических резьб. Посадки с натягом и переходные

Рассматриваемые посадки служат главным образом для соединения шпилек 1 с корпусными деталями 2 (рис. 13.7, а), если нельзя применить соединения винтовое или типа болт — гайка. Эти посадки применяют в крепких соединениях, работающих при ударах, вибрациях, колебаниях температуры, для центрирования деталей на резьбе и т. д.

Посадки с натягом и переходные должны обеспечивать неподвижность собранных деталей, исключая самоотвинчивание шпилек и возможность вывинчивания их из гнезда под действием моментов, возникающих на другом конце шпилек при отвинчивании гаек 3. Натяги создаются только по боковым сторонам профиля, т. е. по средним диаметрам сопрягаемых резьб, а по наружным и внутренним диаметрам предусматриваются зазоры. Резьбовые соединения с натягом требуют ограничения допусков на диаметры d_2 и D_2 , а следовательно, и допуска натяга. Это объясняется тем, что при больших колебаниях натягов в случаях сборки деталей, обработанных по размерам, дающим малые натяги, могут получиться соединения, не обеспечивающие заданной неподвижности. При натягах, близких к наибольшему предельному, в материале свинчиваемых деталей могут возникать высокие напряжения и весьма возможны скручивание шпилек и срыв резьбы.

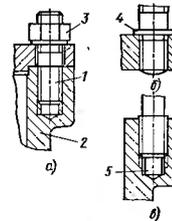


Рис. 13.7

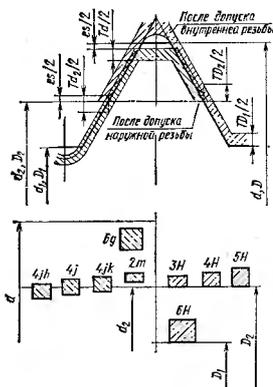


Рис. 13.8

Посадки по сравнению с посадками с натягом имеют существенные преимущества, так как допускают сборку без сортировки резьб по d_2 и (D_2) и с меньшими усилиями. Стандарты СТ СЭВ 305—76 и СТ СЭВ 306—76 распространяются на посадки для наружных резьб, нарезанных на ввинчиваемом конце стальных шпилек, сопрягаемых с внутренними резьбами, нарезанными в деталях из стали, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов. Посадки предусмотрены для длин свинчивания (1...2) d в зависимости от материала внутренней резьбы. В случае применения других материалов и длин свинчивания необходима проверка посадок. Предельные отклонения диаметров наружной и внутренней резьб принимают по таблицам и рекомендациям указанных стандартов. Допуски на d_2 (D_2) деталей, сортируемых на группы, не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля. Предельные отклонения P и $\alpha/2$ даны в СТ СЭВ 305—76 и СТ СЭВ 306—76.

Для переходных посадок в СТ СЭВ 305—76 приведены поля допусков резьбы по d , d_2 , D_2 и D_1 (рис. 13.8) и ряд посадок (табл. 13.5).

Так как значительное уменьшение допусков неэкономично, для соединений с натягом применяют селективную сборку.

В переходных посадках по d_2 и D_2 могут появляться небольшие зазоры или натяги, не гарантирующие неподвижность шпилек. Надежность переходных посадок повышается заклиниванием шпилек в гнезде коническим сбегом резьбы (см. рис. 13.7, а), плоским буртом 4 (см. рис. 13.7, б) или упором конического торца цапфы 5 в дно отверстия (см. рис. 13.7, в).

Переходные посадки по сравнению с посадками с натягом имеют существенные преимущества, так как допускают сборку без сортировки резьб по d_2 и (D_2) и с меньшими усилиями. Стандарты СТ СЭВ 305—76 и СТ СЭВ 306—76 распространяются на посадки для наружных резьб, нарезанных на ввинчиваемом конце стальных шпилек, сопрягаемых с внутренними резьбами, нарезанными в деталях из стали, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов. Посадки предусмотрены для длин свинчивания (1...2) d в зависимости от материала внутренней резьбы. В случае применения других материалов и длин свинчивания необходима проверка посадок. Предельные отклонения диаметров наружной и внутренней резьб принимают по таблицам и рекомендациям указанных стандартов. Допуски на d_2 (D_2) деталей, сортируемых на группы, не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля. Предельные отклонения P и $\alpha/2$ даны в СТ СЭВ 305—76 и СТ СЭВ 306—76.

Для переходных посадок в СТ СЭВ 305—76 приведены поля допусков резьбы по d , d_2 , D_2 и D_1 (рис. 13.8) и ряд посадок (табл. 13.5).

Таблица 13.5
Метрические резьбы. Переходные посадки и их поля допусков

Номинальный диаметр d , мм	Материал детали с внутренней резьбой	Поля допусков резьбы		Посадки
		наружной	внутренней	
От 5 до 16	Сталь	4jk; 2m	4H6H; 3H6H	4H6H; 3H6H 4jk 2m
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4jk; 2m	5H6H; 3H6H	5H6H; 3H6H 4jk 2m
От 18 до 30	Сталь	4j; 2m	4H6H; 3H6H	4H6H; 3H6H 4j 2m
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4j; 2m	5H6H; 3H6H	5H6H; 3H6H 4j 2m
От 33 до 45	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4jh	5H6H	5H6H 4jh

Примечания. 1. Для наружного диаметра наружной резьбы установлено только одно поле допусков. 2. См. примечания 1—4 к табл. 13.1.

Для посадок с натягом в СТ СЭВ 306—76 установлены поля допусков резьбы по d , d_2 , D_2 и D_1 (рис. 13.9) и два ряда посадок для $P \leq 1,25$ мм и $P > 1,25$ мм (табл. 13.6). На рис. 13.10 показано расположение полей допусков резьбы по d_2 (D_2) для посадок, осуществляемых без сортировки и с сортировкой на размерные группы по средним диаметрам.

Принцип селективной сборки заключается в том, что поля допусков собираемых деталей (в данном случае Td_2 и TD_2) делят на одинаковое число равных по величине сортировочных групп и нумеруют их в одном направлении (см. рис. 13.10). Детали, поступающие на сборку, сортируют на группы по действительным размерам или отклонениям. Границы групп сортировки (допустим, для группы I 0...37 мкм, для группы II 37...75 мкм и т. д.)

гнезд и шпильк в обеих группах: $TD_{2I} = 37$; $TD_{2II} = 38$; $Td_{2I} = 35$; $Td_{2II} = 36$. Предельные натяги и допуск натяга в группе I $N_{\max I} = es_1 - EI_1 = 98$; $N_{\min I} = ei_1 - ES_1 = 63 - 37 = 26$; $TN_I = 72$; в группе II $N_{\max II} = es_{II} - EI_{II} = 134 - 37 = 97$; $N_{\min II} = ei_{II} - ES_{II} = 98 - 75 = 23$; $TN_{II} = 74$.

3. Для посадки 2H5C (3)/3r (3) допуски и предельные натяги (мкм) без сортировки: $TD_2 = 75$; $Td_2 = 71$; $N_{\max} = 116$; $N_{\min} = -30$; $TN = 146$.

При сортировке на три группы допуски и предельные натяги (мкм): $TD_{2I, II, III} = 26$; $Td_{2I, II, III} = 25$; $N_{\max I} = 68$; $N_{\min I} = 20$; $N_{\max II, III} = 66$; $N_{\min II} = 18$; $N_{\min III} = 16$; $TN_{I, II} = 48$; $TN_{III} = 50$.

4. Рекомендуем вычислить для рассмотренных вариантов расчета средние натяги; построить схемы полей допусков для каждой посадки отдельно для сборки деталей без сортировки и с сортировкой; обозначить и показать на схемах предельные отклонения, границы между сортировочными группами, предельные и средние натяги; обосновать достоинства селективной сборки в посадках с натягом.

Поля допусков резьб и посадок переходных и с натягом обозначают по правилам, установленным для метрических резьб (поля допусков наружного диаметра наружной резьбы не указывают). В посадках с натягом в скобках дополнительно указывают число сортировочных групп. Например, для переходной посадки (резьба шпильки и гнезда $d = 14$ мм, $P = 2$ мм; поля допусков диаметров: $d_2 - 4jk$; $d - 6g$; $D_2 - 4H$ и $D_1 - 6H$): резьба шпильки — M14 4jk; резьба гнезда M14 4H6H; посадка M14 4H6H/4jk.

Для посадки с натягом (резьба шпильки и гнезда M14 $P = 1,5$ мм; поля допусков диаметров: $d_2 - 3p$; $d - 6c$; $D_2 - 2H$ и $D_1 - 5C$; две группы сортировки: резьба гнезда M14 $\times 1,5 - 2H5C (2)$; резьба шпильки M14 $\times 1,5 - 3r (2)$; посадка — M14 $\times 1,5 - 2H5C (2)/3r (2)$).

§ 13.5. Допуски трапецидальных и упорных резьб

Резьбы трапецидальные однозаходные (рис. 13.11, а) применяют преимущественно для подвижных соединений, поэтому они должны смазываться. Для распределения смазочного материала по всему профилю резьб создают гарантированные зазоры за счет разности соответствующих диаметров наружной и внутренней резьб. Этим объясняется, что в стандартах на размеры и допуски установлены различные значения и обозначения наружных диаметров гайки (D_2) и винта (d), а также внутренних диаметров гайки (D_1) и винта (d_2). По боковым сторонам профиля наименьшие зазоры обеспечиваются верхними отклоне-

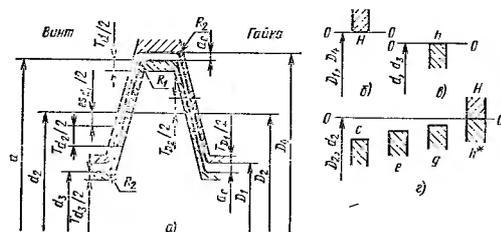


Рис. 13.11

ниями по d_2 . Для легко нагруженных кинематических реверсивных соединений или неподвижных, редко регулируемых соединений и в других случаях применяют трапецидальные резьбовые соединения с наименьшим зазором по боковым сторонам профиля, равным нулю (поля допусков H и h).

Расположение полей допусков гаек и винтов показано на рис. 13.11, а. СТ СЭВ 836—78 устанавливает основные отклонения диаметров резьбы (рис. 13.11, б, в и г); степени точности по диаметру $d - 4$ и 6 (последнюю применяют только для резьб, изготовляемых накатыванием), по $D_1 - 4$; по d_2 , d_3 и $D_2 - 6, 7, 8$ и 9 ; две группы длин свинчивания (нормальную N и большую L), классы точности (точный средний и грубый) и рекомендуемые поля допусков (табл. 13.7).

Предельные отклонения принимают по таблицам СТ СЭВ 836—78. Верхнее отклонение по D_4 стандартом не установлено.

Правила обозначения полей допусков и посадок однозаходной трапецидальной резьбы рассмотрим на примере обозначений резьбы, имеющей $d = 40$ мм и $P = 6$ мм, поля допусков по $D_2 7H$ и по $d_2 7e$: для винта $Tr 40 \times 6 - 7e$; для гайки $Tr 40 \times 6 - 7H$; для посадки $Tr 40 \times 6 - 7H/7e$. Длину свинчивания указывают по правилам, рассмотренным в обозначениях метрической резьбы.

Допуски многозаходных трапецидальных резьб общего назначения (СТ СЭВ 185—75). Системы допусков одно- и многозаходных трапецидальных резьб аналогичны. На-

Таблица 13.7
Поля допусков трапецеидальных и упорных резьб

Класс точности	Наружная резьба		Внутренняя резьба	
	Длины свинчивания			
	L	L	L	L
Поля допусков однозаходной трапецеидальной резьбы				
Точный	6e; 6g	7e	6H	7H
Средний	7e; 7g	8e	7H	8H
Грубый	8e; 8c	9c	8H	9H
Поля допусков многозаходной трапецеидальной резьбы				
Точный	7e; 7g	8e	7H	8H
Средний	8c; 8e	9c	8H	9H
Грубый	9c	10c	9H	9H
Поля допусков упорной резьбы				
Средний	7h	8h	7AZ	8AZ
Грубый	8h	9h	8AZ	9AZ

Примечания. 1. Поля допусков, заключенные в рамки, являются предельными.
2. Для многозаходных трапецеидальных резьб допускается применение короткой длины свинчивания S.
3. При повышенных требованиях к точности для длин свинчивания L можно применять поля допусков на длину свинчивания L.
4. Установлены поля допусков на d_2 и на D_2 1H. Кроме того, для однозаходных трапецеидальных резьб, изготовляемых из сталей, на d можно применять поле допуска 6g.
5. Степень точности диаметров d_2 должна соответствовать степени точности диаметра d_2 . Допуски на диаметры D_2 и D не устанавливаются.
6. См. примечание 2 к табл. 13.1, а также примечания 1, 3 и 4 к табл. 13.2.

пример, расположение полей допусков указанных резьб соответствует схеме, показанной на рис. 13.11. Основные отличия объясняются тем, что у резьб, имеющих значительные углы подъема винтовой линии, по технологическим причинам появляются отклонения от прямолинейности боковых сторон профиля.

Для компенсации этих отклонений и обеспечения прилегания боковых сторон профилей сопряженных витков резьбы винта и гайки, для многозаходных трапецеидальных резьб установлены посадки только с гарантированным зазором, и поле допуска h для d_2 в СТ СЭВ 185-75 не установлено. Суммарные допуски на средние диаметры

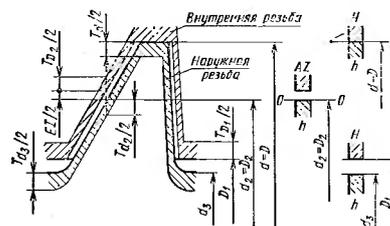


Рис. 13.12

резьбы обеспечивают компенсацию отклонений собственно средних диаметров, угла профиля и шага резьбы, а также при углах подъема винтовой линии до 10° , отклонений от прямолинейности боковых сторон профиля. Для равномерного зацепления всех сопрягаемых витков резьбы отклонения шага не должны превышать 30% суммарного допуска.

Поля допусков, установленные для многозаходных трапецеидальных резьб, приведены в табл. 13.7.

Обозначение многозаходных трапецеидальных резьб от обозначения однозаходных резьб отличается тем, что после диаметра резьбы ($Tr\ 20$) указывают ход резьбы и в скобках условное обозначение шага и его значение например $Tr\ 20 \times 4 (P2) - 8H/8e$.

Резьбы упорные применяют в различных винтовых механизмах, передающих большие осевые нагрузки, направленные в одну сторону. Для работы таких винтовых пар их необходимо смазывать. По боковым сторонам и внутреннему диаметру профиля резьбы создаются гарантированные зазоры (рис. 13.12). По наружному диаметру для улучшения центрирования гарантированный зазор отсутствует. Для повышения упругости прочности винтов впадину наружной резьбы выглаживают закругленной.

Для упорной резьбы в СТ СЭВ 2058-79 установлены степени точности по d и $D_1 - 4$ и по d_2 , d_3 и $D_2 - 7, 8$ и 9 ; основные отклонения, указанные на рис. 13.12; поля допусков наружной и внутренней резьбы для длин свинчивания N и L в среднем и грубом классах точности (см.

табл. 13.7). Допуски и предельные отклонения принимают по таблицам СТ СЭВ 2038—79.

Обозначения упорных резьб и посадок составляют по общим правилам, но вместо букв *M* или *Tr* используют букву *S*, условно обозначающую упорную резьбу, например $S 80 \times 10 - 7A Z 7h$.

Допуски других видов резьб (трубных, дюймовых и т. д.) рассмотрены в пособиях [1, 4].

ГЛАВА 14

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ УГЛОВ, КОНУСОВ И РЕЗЬБ

§ 14.1. Методы и средства контроля и измерения углов и конусов

Контроль и измерение углов и конусов осуществляют с помощью жестких образцовых мер, а также тригонометрическими и абсолютными способами. В качестве жестких образцовых мер применяют угловые меры (длитки и многогранники), угольники, шаблоны и калибры.

Угловые призматические меры служат для хранения и передачи единицы плоского угла. Их применяют для проверки шаблонов и угловых размеров различных изделий; для градуировки угломерных приборов, а также для непосредственных измерений. Угловые меры, предназначенные для проверки угломерных приборов и рабочих мер, называют образцовыми.

Угловые меры изготовляют по ГОСТ 2875—75 следующих типов: I — угловые плитки с одним рабочим углом и срезанной вершиной (рис. 14.1, а); II — угловые плитки с одним рабочим углом — остроугольные (рис. 14.1, б); III — угловые плитки с четырьмя рабочими углами

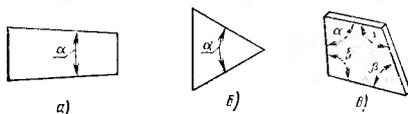


Рис. 14.1

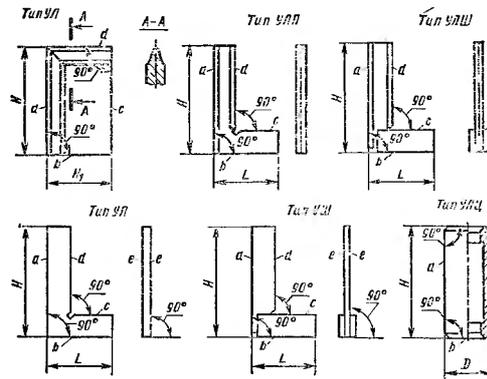


Рис. 14.2

(рис. 14.1, в); IV — шестигранные призмы с неравномерным угловым шагом; V — многогранные призмы с равномерным угловым шагом (восьми- и двенадцатигранные). Угловые меры выпускают в виде набора плиток толщиной 5 мм с таким расчетом, чтобы из трех-пяти мер можно было составлять блоки в пределах от 10 до 90°. В зависимости от отклонений действительных значений рабочих углов от номинальных значений и отклонений от плоскостности измерительных поверхностей угловые меры изготовляют трех классов точности (0, 1 и 2). Точность угла плиток 1-го класса $\pm 10''$, 2-го класса $\pm 30''$. По точности аттестации образцовые угловые меры делят на четыре разряда (1, 2, 3 и 4). Предельные погрешности аттестации рабочих углов не должны превышать для угловых мер 1-го разряда $\pm 0,5''$; 2-го $\pm 1''$; 3-го $\pm 3''$; 4-го $\pm 6''$. Угловые меры собирают в блоки с помощью специальных державок.

Контроль углов угольниками. По ГОСТ 3749—77 угольники выпускают шести типов (рис. 14.2). Контроль углов угольниками осуществляют, оценивая просвет между угольником и контролируемой деталью на глаз или срав-

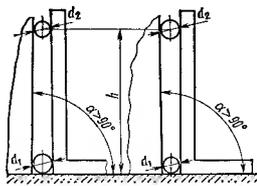


Рис. 14.3

нением с образцовой щелью, созданной с помощью концевых мер длины и лекальной линейки. При использовании крупных угольников просвет оценивают с помощью щупов, применяя для подсчета угловых отклонений следующую зависимость: угол 1" на длине 200 мм дает просвет 1 мкм. Погрешность проверки углов

с помощью угольников зависит от погрешности самого угольника, длины стороны угла, по которой производится проверка, и других факторов.

Тригонометрические или косвенные измерения углов сводятся к измерению прямолинейных отрезков с последующим определением искомого угла из тригонометрических соотношений. Используются специальные приборы и измерительные приспособления различной конструкции, а также концевые меры, линейки, контрольные шайбы и конусы.

В современном машиностроении часто приходится контролировать прямые углы с допуском в несколько минут. Оценка отклонения угла по просвету не обеспечивает точного определения угла и зависит во многом от опыта контролера. В таких случаях целесообразнее проверять углы косвенным методом с помощью угольника и измерительных роликов с разницей диаметров d_1 и d_2 порядка сотых долей миллиметра (рис. 14.3).

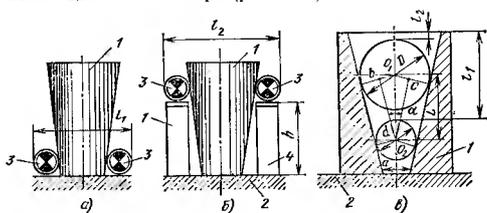


Рис. 14.4

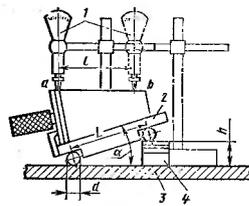


Рис. 14.5

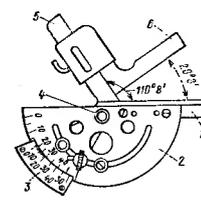


Рис. 14.6

Ролики устанавливают с помощью блоков концевых мер на определенной высоте h . Предельные размеры измерительных роликов и высоту h подсчитывают в зависимости от заданного на чертеже предельного отклонения угла контролируемой детали $\pm \Delta \alpha$.

Измерительные ролики и измерительные шарики используют также для контроля наружных (рис. 14.4, а, б) и внутренних (рис. 14.4, в) конусов. При контроле наружного конуса сначала измеряют размер l_1 по диаметрам роликов 3 (рис. 14.4, а). Затем под ролики подкладывают блоки из концевых мер 4 одинакового размера h и измеряют размер l_2 (рис. 14.4, б). Конусность определяют по формуле

$$2 \operatorname{tg} \alpha = (l_2 - l_1)/h. \quad (14.1)$$

При измерении внутренних конусов используют два шарика, диаметры которых известны. Втулку 1 (рис. 14.4, в) ставят на плиту 2, закладывают внутрь шарик малого диаметра d и измеряют с помощью глубиномера (микрометрического или индикаторного) размер l_1 , затем закладывают шарик большего диаметра D и измеряют размер l_2 . Конусность втулки определяют по формуле

$$2 \sin \alpha = \frac{2(D-d)}{2(l_1-l_2) - (D-d)}. \quad (14.2)$$

Для измерения углов и конусов часто используют синусную линейку (рис. 14.5), которая представляет собой стальной столик 2 с двумя прикрепленными к нему цилиндрическими роликами одинакового диаметра. Ролики расположены на строго определенном расстоянии один от другого, обычно 100 мм или 200 мм между центрами роликов. Столик 2 устанавливают на поверочной плите 4 под

заданным углом с помощью блока $З$ концевых мер. Зависимость между размером блока плиток h и углом наклона α синусной линейки определяют из соотношения

$$\sin \alpha = h/L. \quad (14.3)$$

Отклонение угла, например, конической пробки-калибра определяют по разности показаний приборов I в точках a и b , отнесенной к расстоянию L между этими точками. При равенстве показаний приборов в точках a и b можно найти угол конуса по высоте блока h . Погрешность измерения синусными линейками зависит от расстояния L и измеряемых углов и составляет $3'' \dots 52''$.

При абсолютных измерениях величина угла определяется непосредственно в угловых единицах с помощью угломеров, делительных головок, микроскопов и других приборов. Наибольшее распространение получили *нонусные угломеры* (рис. 14.6). Они состоят из неподвижной линейки 1 , прикрепленной к полудиску 2 , на котором нанесены градусные деления от 0 до 120° , и подвижной линейки 3 , жестко связанной с нонусным сектором 3 . Этим угломером можно измерить углы от 0 до 180° . Для измерения углов от 0 до 90° к подвижной линейке 3 с помощью хомутика 4 крепят съемный угольник 6 . При измерении углов больше 90° угольник снимают.

Предварительную грубую установку угломера на заданный размер производят вращением вручную подвижной линейки 3 ; для точной установки предусмотрена микрометрическая подача (подвижная линейка 3 при этом фиксируется в нужном положении специальными винтами). Устройство нонуса универсального угломера принципиально ничем не отличается от устройства нонуса штангенциркуля.

Для измерения углов от 0 до 180° с точностью до $5'$ применяют также *оптические угломеры*.

Погрешность измерения углов и конусов зависит от точности измерительных средств, метода измерения, формы поверхностей измеряемых деталей, длины сторон, проверяемых углов, опыта контролера и пр.

§ 14.2. Методы и средства измерения и контроля цилиндрических резьб

Для контроля точности цилиндрических резьб применяют комплексный и дифференцированный (поэлементный) методы.

Комплексный метод контроля применяют для резьбовых деталей, допуск среднего диаметра которых является суммарным. Метод основан на одновременном контроле среднего диаметра, шага, половины угла профиля, а также внутреннего и наружного диаметров резьбы путем сравнения действительного контура резьбовой детали с предельными. Для контроля используют предельные калибры, а для контроля резьб малых размеров — прокатеры.

При дифференцированном методе контроля отдельно проверяют средний диаметр, шаг и половину угла профиля. Годность резьбового изделия в этом случае определяют по приведенному среднему диаметру резьбы, который подсчитывают по результатам измерений отдельных его составляющих (см. гл. 13).

При дифференцированном методе контроля можно измерить любой элемент резьбы. Приборы для измерения всех элементов резьбы называют *универсальными*. Существуют и *специальные приборы* для измерения только одного элемента резьбы.

В производственных условиях обычно применяют комплексный метод контроля резьбовыми калибрами как самый производительный и экономичный.

Контроль резьбы калибрами. В комплект для контроля цилиндрических резьб входят рабочие проходные (НР) и непроходные (НН) предельные калибры. Контрольные калибры (контркалибры) применяют для проверки или регулирования (установки) размеров рабочих калибров-колец или скоб.

Проходные резьбовые калибры должны свинчиваться с проверяемой резьбой. Свинчиваемость калибра с гайкой означает, что приведенный средний и наружный диаметры резьбы гайки не выходят за установленные наименьшие предельные размеры. Свинчиваемость калибра с болтом свидетельствует, что приведенный средний и внутренний диаметры резьбы болта не выходят за установленные наибольшие предельные размеры (рис. 14.7).

Непроходные резьбовые калибры проверяют только средний диаметр резьбы. Эти калибры не должны свинчиваться с проверяемой резьбой, за исключением первых двух витков у болта и гайки.

Для проверки наружного диаметра болта используют предельные гладкие скобы, а для внутреннего диаметра гаек — предельные гладкие пробки.

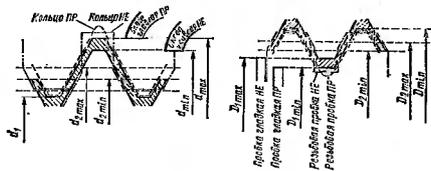


Рис. 14.7

Наружную резьбу (болтов) проверяют *резьбовыми скобами* или *резьбовыми кольцами*; внутреннюю резьбу (гаек) — *резьбовыми пробками*.

На резьбовые пробки (ГОСТ 18107—72) установлены допуски на все параметры резьбы, поэтому кондукторы для них не изготавливают, а резьбу калибров-пробок контролируют универсальными измерительными средствами. Жесткие кольца ПР и НЕ проверяют соответственно проходной контрольной пробкой КПР—ПР или КНЕ—ПР и непроходной пробкой КНП—НЕ или КНЕ—НЕ: первые должны свинчиваться, вторые — нет. Регулируемые резьбовые кольца устанавливают по кондуктору У—ПР и У—НЕ, а регулируемые скобы — по КПР—ПР и КНЕ—ПР. Износ колец и скоб ПР и НЕ проверяют соответственно кондукторами К—И и КИ—НЕ, которые не должны свинчиваться (проходить) с проверяемыми кольцами или скобами (допускается свинчивание не более чем на один оборот с каждой стороны кольца).

Проходные резьбовые калибры (аналогично гладким проходным калибрам) имеют полный профиль на длине свинчивания (рис. 14.8), а непроходные — укороченный профиль (см. гл. 6) и сокращенное число витков, чтобы контролировать только собственно средний диаметр и уменьшить влияние ошибок шага и половный угла про-

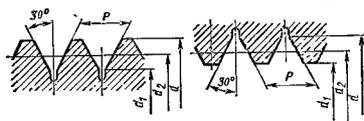


Рис. 14.8

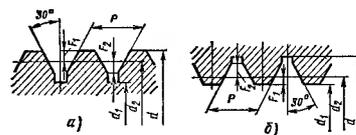


Рис. 14.9

филя на результат проверки. Полный профиль можно изготовлять со впадиной закругленной формы или с канавками произвольной формы. Полный профиль имеют также кондукторы У—ПР, КПР—ПР, КНЕ—ПР, У—НЕ, КНЕ—НЕ, КИ—НЕ.

Укороченный профиль резьбы калибров-пробок (рис. 14.9, а) получают уменьшением наружного диаметра и прорезанием канавки у впадин по внутреннему диаметру, у калибров-колец и скоб (рис. 14.9, б) — увеличением внутреннего диаметра и прорезанием канавки у впадин по наружному диаметру резьбы.

Схема расположения полей допусков резьбовых калибров для проверки болтов и гаек показана на рис. 14.10. Поля допусков на резьбовые калибры построены аналогично полям допусков на гладкие калибры, но для резь-

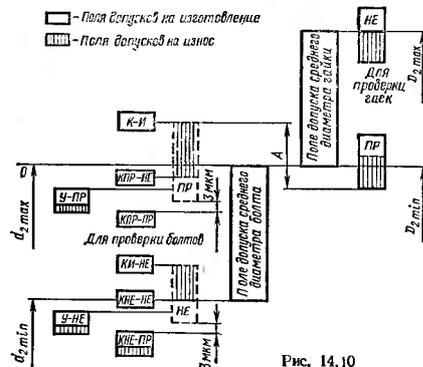


Рис. 14.10

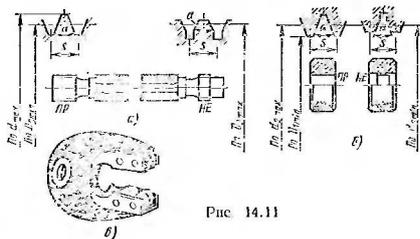


Рис. 14.11

бовых непроходных калибров установлен допуск на износ. Некоторые конструкции рабочих резьбовых калибров показаны на рис. 14.11: *a* — калибр-пробка для контроля внутренней резьбы; *b* — калибры-кольца для контроля наружной резьбы; *c* — регулируемая скоба для контроля наружной резьбы.

Дифференцированный контроль резьбы. Дифференцированный контроль параметров резьбы применяют и для наружных и для внутренних резьб. При измерении параметров болтов используют резьбовые микрометры со вставками для измерения собственно среднего диаметра резьбы d_2 с пределами измерений 0—25 мм, 25—50 мм и так далее (до 350 мм) через 25 мм; проволоочки и ролики для косвенного измерения среднего диаметра резьбы; резьбовые скобы с отсчетным устройством для контроля наружной резьбы диаметром 10—30 мм; шагомеры и индикаторные приборы для контроля наружных резьб с шагом от 0,4 до 6 мм.

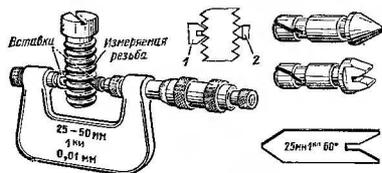


Рис. 14.12

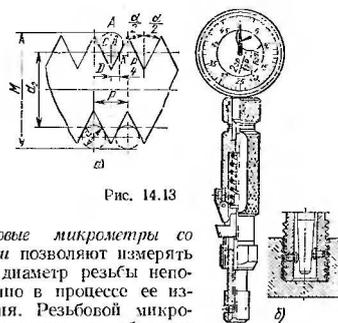


Рис. 14.13

Резьбовые микрометры со вставками позволяют измерять средний диаметр резьбы непосредственно в процессе ее изготовления. Резьбовой микрометр отличается от обычного тем, что в пятке и стержне микрометрического винта имеются отверстия, в которые устанавливают призматическую 1 и коническую 2 вставки с углами, равными углу профиля резьбы. Чтобы вставки не выпадали, их хвостовики имеют прорези (рис. 14.12). К каждому микрометру прилагают комплект вставок для измерения резьб в определенном интервале шагов. Призматические вставки ставят в отверстие пятки, а конические — в отверстие микрометрического винта. Одну из вставок (призматическую) устанавливают на выступ профиля резьбы, а другую — в канавку резьбы, поэтому микрометр располагается перпендикулярно оси резьбы. Погрешность контроля резьбовым микрометром достигает 0,2 мкм.

Для более точного измерения среднего диаметра резьбы применяют *метод трех проволочек*, используя при этом в зависимости от требуемой точности измерения гладкие микрометры, оптиметры или динномеры. Две проволоочки (рис. 14.13, *a*) закладывают во впадины резьбы (с одной стороны профиля, а одну — с противоположной (все проволоочки должны иметь один диаметр) так, чтобы они были параллельны. Затем любым из перечисленных приборов измеряют размер M .

Тогда средний диаметр

$$d_2 = M - 2AC = M - 2(AD - CD) \quad (14.4)$$

ДОПУСКИ НА ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 15.1. Общие сведения

Шпоночные и шлицевые соединения в основном служат для передачи вращающих моментов между валами и насаженными на них полумуфтами, зубчатыми колесами, шкивами, рукоятками управления и другими деталями¹. Шпопки и шлицы применяют в неподвижных соединениях втулок с валами, а также в соединениях, допускающих осевые перемещения втулок по валам, например, в соединениях колес 16 и 18 с валом 14 или блока шестерен 5 с валом 1 (см. рис. 3.1). Независимо от характера соединения шпопки и шлицы должны обеспечивать хорошее центрирование и исключать относительное проворачивание соединенных деталей, поэтому боковые зазоры у шпонок и шлицев нежелательны, особенно в реверсивных приводах. При реверсах изменение направления активного $M_{гп}$ и реактивного M_p моментов вызывает удары в результате перемещения бокового зазора с одной стороны шпопки (шлица) на другую (рис. 15.1, а).

Получить шпоночные и шлицевые соединения с идеальным центрированием и без зазоров по боковым сторонам

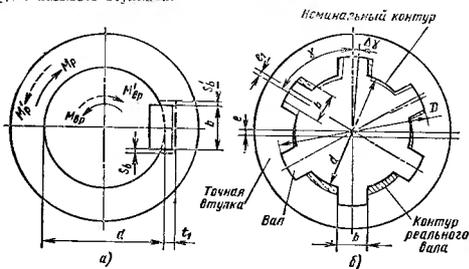


Рис. 15.1

Из геометрических построений следует, что

$$AD = AB + BD = \frac{d}{2} + \frac{d}{2 \sin(\alpha/2)} = \frac{d}{2} \left[1 + \frac{1}{\sin(\alpha/2)} \right];$$

$$CD = CK \operatorname{ctg}(\alpha/2) = \frac{P \operatorname{ctg}(\alpha/2)}{4}.$$

Подставляя значения AD и CD в формулу (14.4), получаем

$$d_s = M - d \left[1 + \frac{1}{\sin(\alpha/2)} \right] + \frac{1}{2} P \operatorname{ctg}(\alpha/2). \quad (14.5)$$

Для метрической резьбы формула (14.5) принимает вид

$$d_s = M - 3d + 0,866P. \quad (14.6)$$

Чтобы исключить влияние погрешностей угла профиля, используют проволочки с так называемыми наилучшими диаметрами d_m . При этом проволочка касается боковых сторон профиля резьбы в точках, в которых ширина канавки равна половине номинального шага

$$d_m = \frac{P}{2 \cos(\alpha/2)}. \quad (14.7)$$

Иногда при небольшом числе витков и если не требуется большой точности для измерения среднего диаметра резьбы, используют метод двух и даже одной проволочки. Последовательность выполнения измерений в этом случае такая же, как и при методе трех проволочек.

Шаг резьбы и половину угла профиля резьбы контролируют в основном на микроскопах или проекторах. Для измерения шага резьбы иногда применяют стационарные или накладные шагомеры (рис. 14.13, б).

Одним из основных методов для измерения резьб гаек является метод слепка. Во внутренней резьбе примерно на секторе в $1/3$ окружности с помощью легкоплавкого сплава снимают слепок с профиля резьбы и затем на микроскопе измеряют параметры резьбы. Этот метод очень трудоемкий, сложный и недостаточно точный.

Для измерения параметров внутренней резьбы с шагом от 0,25 до 2 мм и средним диаметром от 18 до 98 мм используют специальный резьбовой микроскоп ИЭК-59, выпускаемый в качестве приспособления к универсальным микроскопам (УИМ-21, УИМ-23). Погрешности измерения не превышают по шагу $\pm 0,002$ мм, по половине угла профиля $\pm 10'$ и по среднему диаметру $\pm 0,003$ мм.

шпонок и шлицев практически невозможно и не всегда требуется по условиям работы. Во-первых, неизбежны отклонения диаметров валов и втулок D и d , ширины b шпонок, шпоночных пазов, зубьев и впадин. Во-вторых, собираемость и требуемый характер соединения зависят от точности формы и взаимного расположения сопрягаемых поверхностей, т. е. от возможных перекосов и смещений e , шлицев и их впадин или шпоночных пазов (А на рис. 9.6) относительно плоскостей симметрии соединения; погрешностей шага и углового расположения шлицев $\Delta\gamma$; эксцентриситета шлицевых поверхностей D и d (от эксцентриситета e , рис. 15.1, б). Наконец, в зависимости от условий сборки, вида нагрузок (постоянные, переменные), характера соединения (подвижное, неподвижное) и пр., по боковым сторонам шпонок и шлицев, а также по центрирующим поверхностям могут предусматриваться зазоры или натяги.

В настоящее время в СССР действуют общесоюзные стандартные системы допусков и посадок для шпоночных соединений с призматическими, сегментными, клиновыми и тангенциальными шпонками, а также для шлицевых соединений с прямобочными и эвольвентными шлицами. Для соединений с треугольными шлицами имеются только ведомственные системы допусков и посадок.

§ 15.2. Допуски и посадки шпоночных соединений

Соединения призматическими и сегментными шпонками. Для облегчения сборки и создания неподвижных или подвижных соединений валов и втулок одна и та же шпонка боковыми гранями (по ширине b) часто сопрягается с пазами вала и комплектной к нему втулки по разным посадкам. Требуемые посадки получают, изменяя поля допусков пазов при неизменном поле допуска шпонки, т. е. по ширине шпоночных соединений применяют посадки в системе вала. С учетом технической целесообразности точности на ширину призматических и сегментных шпонок стандартами намечены поля допусков $h9$ (рис. 15.2).

Система допусков и посадок для соединений призматическими шпонками (ГОСТ 23360—78) не распространяется на шпоночные посадки с пригонкой или подбором шпонок, а также на специальные посадки, например, шпоночные посадки ходовых валочков. На основные раз-

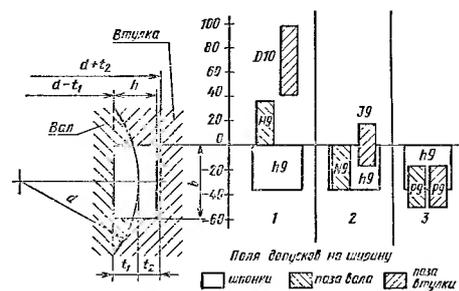


Рис. 15.2

меры рассматриваемых соединений намечены следующие поля допусков (см. рис. 15.2): на ширину пазов валов — $H9$, $N9$ и $P9$; на ширину пазов втулок — $D10$, $J9$ и $P9$; на высоту шпонок при $h = 2 \dots 6$ мм — $h9$ и свыше 6 мм — $h11$; на длину шпонок — $h14$ и на длину пазов — $H15$.

По ширине шпонок перечисленные поля допусков образуют три вида посадок или соединений:

1 — **свободное соединение**, применяемое при затрудненных условиях сборки и действии нереверсивных равномерных нагрузок, а также для получения подвижных соединений при легких режимах работы;

2 — **нормальное соединение** — неподвижное соединение, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

3 — **плотное соединение**, характеризующееся вероятностью получения примерно одинаковых небольших натягов в соединениях шпонок с обоими пазами; сборка осуществляется напрессовкой; применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках.

Система допусков и посадок для соединений сегментными шпонками (СТ СЭВ 647—77) предусматривает два назначения сегментных шпонок (рис. 15.3, а): I — для передачи крутящих моментов; II — для фиксации деталей.

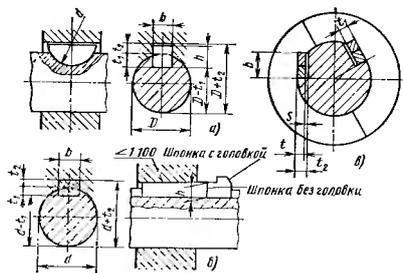


Рис. 15.3

Для сегментных шпонок установлены поля допусков; $h9$ — на ширину; $h11$ — на высоту; $h12$ — на диаметр несходного контура d . На ширину пазов установлены поля допусков $N9$ и $P9$ — для паза втулки и $J,9$ и $P9$ — для паза вала. Эти поля допусков, как и в соединениях с призматическими шпонками, образуют нормальное и плотное соединения (см. рис. 15.2).

Для соединений клиновыми шпонками с головками и без головок (СТ СЭВ 645—77) и тангенциальными (СТ СЭВ 646—77) шпонками (рис. 15.3, б и в) установлены размеры и предельные отклонения шпонок и пазов для них. На ширину, высоту и длину клиновых шпонок и на длину пазов для шпонок со скругленными торцами установлены такие же предельные отклонения, как и для призматических шпонок. Допуск на угловой размер ($<1:100$ на рис. 15.3, б) равен $\pm AT10/2$ по СТ СЭВ 178—75. На ширину пазов вала и втулки намечено только одно поле допуска $D10$, обеспечивающее зазор между боковыми гранями пазов и шпонок, необходимый для облегчения сборки соединения.

На толщину t тангенциальных шпонок предельные отклонения задают по $h11$. Номинальная глубина t_1 пазов во втулках равна номинальной толщине шпонок (см. рис. 15.3, в), а в валах несколько больше: $t_2 = t + \pm (0,3 \dots 0,4)$ мм. Благодаря этому создается необходимый сборочный зазор S по толщине шпонок.

242

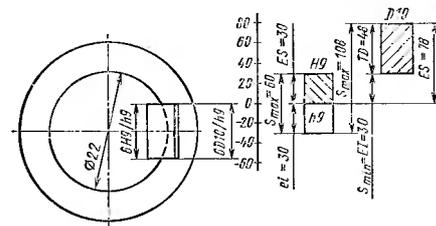


Рис. 15.4

Основные отклонения и допуски полей допусков шпонок и их пазов ($h9, h11, h12, h14, H15, D10, N9, J,9, P9$) взяты из СТ СЭВ 145—75. На второстепенные размеры шпонок и пазов установлены относительно грубые специальные отклонения (до 0,3 мм и более — для тангенциальных шпонок).

Предельные отклонения шпоночных соединений и их деталей указывают по общим правилам (см. § 5.6), причем на сборочных чертежах по одну сторону шпонки помещают обозначение соединения шпонки с пазом вала, а по другую — с пазом ступицы (рис. 15.4). На чертежах деталей (вала, втулки и шпонки) указывают предельные отклонения, относящиеся к данной детали.

Размеры шпоночных пазов в индивидуальном производстве проверяют универсальным измерительным инструментом, а в массовом и крупносерийном — специальными калибрами. Ширину и глубину пазов проверяют предельными плоскими калибрами. Глубину пазов во втулках контролируют по размеру $d(D) + t_2$ (см. рис. 15.2, 15.3, а, б), а на валах в зависимости от расположения паза проверяют по размеру $d(D) - t_1$ или t_1 . Симметричность расположения пазов проверяют во втулке пробкой со шпонкой, а на валу — накладной призмой с контрольным стержнем.

Пример 15.1. Для неподвижного шпоночного соединения наметить посадки для сопряжения шпонок 19 с валом 14 и со ступицами колес 16 и 18 (см. рис. 3.1); вычислить зазоры и натяги и дать условные обозначения принятых посадок. Ширина шпонки $b = 6$ мм. Шпонки с пазами собирают без посадки и подгонки. Колеса насаживают на вал внутри корпуса 12, что затрудняет сборку колес с валом.

243

Решение. Для соединения шпонки с пазом вала принимаем посадку H9/g9, а с пазом ступицы — D10/h9 (стандартное соединение). По СТ СЭВ 145—75 или ГОСТ 2338-6—79 находим допуски и отклонения, мкм: для шпонки $b = 6h9 IT = 30$, $es = 0$, $ei = -30$; для паза ступицы $b = 6D10 IT10 = 48$; $ES = 30$, $ES = 78$; для паза вала $b = 6h9 IT = ES = 30$; $EI = 0$.

Вычисляем зазоры, мкм: для соединения шпонки с пазом вала $S_{\max} = 30 - (-30) = 60$; $S_{\min} = 0$; для соединения шпонки с пазом ступицы $S_{\max} = 78 - (-30) = 108$; $S_{\min} = EI - es = 30$.

Схема полей допусков и условные обозначения соединения шпонки с пазами по принятым посадкам показаны на рис. 15.4. Рекомендуем самостоятельно дать условные обозначения предельных отклонений отдельно для шпонки и паза.

§ 15.3. Допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений

В машиностроении применяют шлицевые соединения трех видов: прямобочные, эвольвентные и треугольные. Наиболее совершенными являются эвольвентные шлицевые соединения, но в изготовлении они сложнее прямобочных. Треугольные соединения применяют при малых нагрузках и взамен прессовых соединений. Поэтому пока преимущественно применяют прямобочные шлицевые соединения.

К основным параметрам прямобочных шлицевых соединений относятся (см. рис. 15.1, б): наружный D и внутренний d диаметры шлицевых валов и втулок; число z и угол γ расположения шлицев; ширина шлицев и впадин b . Одним из основных показателей точности шлицевых соединений является concentricity сопрягаемых деталей, которая обеспечивается соосностью центрирующих поверхностей валов и втулок. Центрирование втулок на валах осуществляют по наружному диаметру D (рис. 15.5, а) — основной способ центрирования соединений с прямобочными шлицами; по внутреннему диаметру d (рис. 15.5, б) — при высокой твердости сопрягаемых поверхностей; по

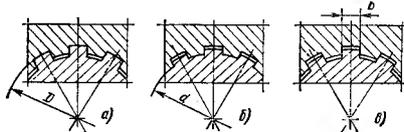


Рис. 15.5

боковым сторонам шлицев (рис. 15.5, в) — при невысокой точности центрирования и реперных ударных нагрузках.

Особенности построения системы допусков и посадок, а также контроля шлицевых соединений обусловлены тем, что собираемость шлицевых деталей и получение требуемого характера соединения обеспечиваются не только точностью каждого основного размера (D , d , b , γ), но и суммарной погрешностью. Суммарная или комплексная погрешность возникает в результате сочетания погрешностей формы и расположения шлицев и их впадин, а также эксцентриситета цилиндрических поверхностей диаметрами D и d . Влияние суммарной погрешности на работоспособность и собираемость шлицевого соединения показано на рис. 15.1, б. С теоретически точной втулкой, имеющей номинальный контур, собирается реальный вал, у которого точно выдержаны основные размеры D , d , b , но имеется суммарная погрешность формы поперечного сечения. Если наложить контур реального вала на контур точной втулки так, чтобы совместились их центрирующие окружности диаметрами D , то внутренняя окружность и шлицы вала перекроют точный контур на величину заштрихованных участков и сборка деталей окажется невозможной. Кроме того, характер сопряжения реального вала с номинальным контуром искажается погрешностями основных размеров вала. Так как все перечисленные погрешности неизбежны, то для собираемости реального вала с теоретически точной втулкой и для получения нужного характера сопряжения необходимо, чтобы суммарная погрешность и отклонения основных размеров реального вала находились в пределах полей допуска по D , d и b (рис. 15.6, б).

Терминология и условные обозначения по допускам и посадкам шлицевых соединений соответствуют установленным в СТ СЭВ 145—75. Чтобы отличать допуски и отклонения, относящиеся к ширине впадин и зубьев, обозначим ширину впадин B , а зубьев — b . Для допусков по размерам D , d , B и b примем следующие обозначения: для втулки TD , Td и TB ; для вала $T'D'$, Td' , $T'b$. К обозначениям предельных отклонений ширины впадин и зубьев введем дополнительные индексы B и b .

Реальные втулки также имеют отклонения основных размеров и суммарную погрешность формы, поэтому для сборки реальных втулок с теоретически точными валами необходимо, чтобы действительный контур втулок также

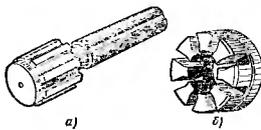


Рис. 15.8

с большими допусками, чем на центрирующие поверхности (см. пример 15.2).

Контроль шлицевых деталей и соединений. Шлицевые детали, как правило, контролируют комплексными проходными калибрами: шлицевые втулки проверяют калибрами-пробками (рис. 15.8, а), а шлицевые валы — калибрами-кольцами (рис. 15.8, б). Калибры-пробки изготовляют по наименьшим предельным размерам $D_{\text{мин}}$, $B_{\text{мин}}$ и $d_{\text{мин}}$ (см. рис. 15.6, а). Калибры-кольца изготовляют по наибольшим предельным размерам $D_{\text{макс}}$, $b_{\text{макс}}$ и $d_{\text{макс}}$ (см. рис. 15.6, б). При необходимости производят также поэлементный контроль, т. е. проверяют точность отдельно каждого основного размера втулок и валов — центрирующих и нецентрирующих диаметров, ширины впадин и шлицев. Поэлементный контроль осуществляют универсальными измерительными средствами или непроходными калибрами, изготовленными для втулок по наибольшим предельным размерам ($D_{\text{макс}}$, $B_{\text{макс}}$, $d_{\text{макс}}$), а для валов — по наименьшим предельным размерам ($D_{\text{мин}}$, $b_{\text{мин}}$, $d_{\text{мин}}$). Втулку считают годной, если калибр-пробка проходит, а диаметры и ширина впадины не выходят за наибольшие предельные размеры; вал считают годным, если калибр-кольцо проходит, а диаметры и ширина зубьев не выходят за наименьшие предельные размеры. В спорных случаях контроль комплексными калибрами является решающим.

Условные обозначения шлицевых соединений и их деталей должны содержать букву, обозначающую поверхность центрирования (D , d или b), число зубьев z , номинальные значения основных размеров D , d и b , обозначения посадок и полей допусков, принятых для соединения и отдельных деталей по размерам D , d и b . Поля допусков и посадки нецентрирующих поверхностей можно не указывать.

Условные обозначения шлицевых соединений и их деталей должны содержать букву, обозначающую поверхность центрирования (D , d или b), число зубьев z , номинальные значения основных размеров D , d и b , обозначения посадок и полей допусков, принятых для соединения и отдельных деталей по размерам D , d и b . Поля допусков и посадки нецентрирующих поверхностей можно не указывать.

Пример условного обозначения шлицевого соединения блока шестерен B с валом I (см. рис. 3.1). Принято центрирование по D ; $z = 6$; $d = 18$; $D = 22$; $b = 4$ мм; по диаметру центрирования назначена посадка $H7/j7$, а по боковым сторонам зубьев — $D9/e8$; на нецен-

Т а б л и ц а 15.1

Предельные отклонения и допуски, мкм

Отклонения, допуски	Втулка		
	$D = 22H7$	$B = 4D9$	$d = 18H11$
Основное отклонение	$EI = 0$	$EI = +30$	$EI = 0$
Допуск	$TD = 21$	$TB = 30$	$Td = 110$
Неосновное отклонение	$ES = -421$	$ES = -460$	$ES = -4110$
Отклонения, допуски	Вал		
	$D = 22f7$	$b = 4e8$	$d = 18$
Основное отклонение	$eS = -20$	$eS = -20$	—
Допуск	$TD' = 21$	$Tb = 18$	—
Неосновное отклонение	$ei = -41$	$ei = -38$	ei^*

* Наименьшее значение внутреннего диаметра вала при центрировании по D определяется $d' < d_1 = 16,7$ мм (СТ СЭВ 183—75).

трирующий диаметр втулки d назначено поле допуска $H11$; внутренний диаметр вала $d \geq d_1 = 16,7$ мм (СТ СЭВ 183—75).

При этих параметрах дают следующие обозначения: на оборотном чертеже $D = 6 \times 18 \times 22 \frac{H7}{j7} \times 4 \frac{D9}{e8}$; на чертеже втулки $D = 6 \times 18 \times 22 H7/k9$; на чертеже вала $D = 6 \times 18 \times 22 f7/k8$.

Пример 15.2 Для шлицевого соединения $D = 6 \times 18 \times 22 \frac{H7}{j7} \times 4 \frac{D9}{e8}$ определить предельные отклонения, допуски, зазоры и номинальные размеры комплексных калибров. Построить схемы полей допусков.

Решение. По СТ СЭВ 145—75 находим предельные отклонения втулки и вала для центрирующих диаметров D , ширины впадин B и зубьев b и нецентрирующих диаметров d . Значения отклонений сведен в табл. 15.1.

По данным табл. 15.1 построим схемы полей допусков вала и втулки, подобные показанным на рис. 15.6.

Вычисляем зазоры (мкм) по основным размерам сопряжения: по D $S_{\text{макс}} = 21 - (-41) = 62$; $S_{\text{мин}} = 0 - (-20) = 20$; по B (b) $S_{\text{макс}} = ES_B - ei_b = 60 - (-38) = 98$; $S_{\text{мин}} = EI_B - e_s = 30 - (-20) = 50$; по нецентрирующему диаметру d $S_{\text{макс}}$ не вычисляем, так как не установлено e_s ; $S_{\text{мин}} = d_{\text{макс}} - d_1 = 18,11 - 16,7 = 1,41$ мм, где $d_{\text{макс}}$ — наибольший предельный размер внутреннего диаметра втулки; $d_{\text{макс}} = d + ES = 18 + 0,11 = 18,11$ мм; d_1 — см. табл. 15.1.

На схемах полды допусков, включая и нецентрирующие поверхности, указываем значения отклонений, допусков и зазоров.

Вычисляем номинальные размеры комплексных калибров. Калибры должны быть проходными. Номинальные размеры вычисляем для калибра-пробки по наименьшим предельным размерам втулки, для калибра-кольца — по наибольшим предельным размерам вала:

калибр-пробка — $D_H = D + EI = 22 + 0 = 22$ мм; $b_H = B + EI_B = 4 + 0,03 = 4,03$ мм; $d_H = d + EI = 18 + 0 = 18$ мм;
 калибр-кольцо — $D_h = D + es = 22 + (-0,02) = 21,98$ мм; $b_h = b + es_b = 4 + (-0,02) = 3,98$ мм; $d_h = d = 18$ мм.

Затем вычисляем исполнительные размеры калибров (СТ СЭВ 1922—79 и СТ СЭВ 355—76).

§ 15.4. Допуски и посадки эвольвентных шлицевых соединений

Основные параметры и размеры этих соединений приведены в СТ СЭВ 268—76, СТ СЭВ 269—76 и СТ СЭВ 517—77, а допуски и посадки — в СТ СЭВ 259—76. Система допусков и посадок построена с учетом способов центрирования, которое осуществляется по наружному диаметру (рис. 15.9, а), боковым поверхностям (рис. 15.9, б) и внутреннему диаметру (рис. 15.9, в).

При центрировании по боковым поверхностям зубьев СТ СЭВ 268—76 предусматривает выполнение плоских и закругленных (см. рис. 15.9, б) впадин зубьев вала и втулки.

Для центрирующих и нецентрирующих диаметров установлены поля допусков из системы допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений (СТ СЭВ 145—74), а для сопряжений по боковым поверхностям зубьев приняты специальные поля допусков. Для основных размеров шлицевых соединений приняты посадки системы отверстия, т. е. поля допусков втулок по наружным и внутренним диаметрам, а также по боковым поверхностям впадин являются основными, а нужные посадки получают, изменяя поля допусков соответствующих размеров валов. По боковым поверхностям зубьев посадки создают при всех способах центрирования.

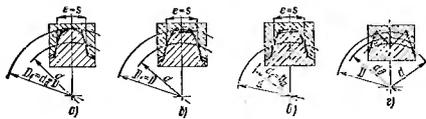


Рис. 15.9

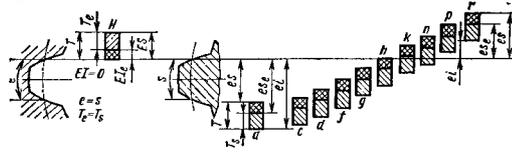


Рис. 15.10

Допуски и посадки при центрировании по боковым поверхностям зубьев. Ширину впадины втулки e и толщину зуба вала s измеряют по дуге делительной окружности d , причем $e = s$. Особенность построения системы допусков на боковые поверхности зубьев (рис. 15.10) заключается в том, что на ширину впадины и толщину зуба устанавливают суммарный допуск T , включающий отклонение непосредственно ширины впадины T_e или толщины зуба T_s и отклонение формы и расположения элементов впадины (зуба) от теоретически точного прототипа. Эта часть поля допуска $T - T_e$ ($T - T_s$) на рис. 15.10 заштрихована крест-накрест. Суммарный допуск T контролируют комплексными калибрами (для втулки — калибром-пробкой, для вала — калибром-кольцом). Допуски T_e и T_s контролируют, когда не применяется комплексный калибр. Допуски на ширину впадины и толщину зуба равны. Для ширины впадины втулки допуски предусмотрены в степенях точности 7, 9 и 11, а для толщины зуба в степенях точности 7—11. Для толщины зуба валов установлены основные отклонения, включая дополнительные, не указанные на рис. 15.10: a, b, c, d, e, f, g, h — для посадок с зазором; j, k, m, n, p, r — для посадок переходных и с натягом.

Так как допуски размеров e и s делятся на две части, то для всех полей допусков установлено по три отклонения (см. рис. 15.10).

Основное или суммарное отклонение (EI — для допусков ширины впадины и es — для допусков толщины зуба). Для полей допусков ширины впадины $EI = 0$. Для полей допусков толщины зубьев (в отличие от СТ СЭВ 145—75) основное отклонение всегда является наибольшим предельным;

отклонение, определяющее границу между допуском, установленным на отклонение формы и расположение

элементов профиля впадины или зуба и *собственно* размеров e или s . Для ширины впадины таким отклонением является нижнее отклонение EI_e ; для толщины зуба — верхнее отклонение es_s ;

отклонения, определяющие верхнюю границу поля допуска ширины впадины и нижнюю границу поля допуска зуба. Таким отклонением является верхнее отклонение ES для ширины впадины и нижнее ei для толщины зуба.

Поля допусков на размеры e и s обозначают числом, указывающим степень точности, и буквенным обозначением основного отклонения, например $9H$ или $8r$. Такое обозначение принято, чтобы отличать поля допусков по боковым сторонам зубьев от полей допусков для гладких соединений по СТ СЭВ 145—75. Посадки обозначают по обычным правилам, например $9H/8r$. Если посадка образована из полей допусков одинаковой степени точности, то цифру дважды можно не указывать, например $9H/r$ (степень точности 9 принята по e и s). Стандарт устанавливает на размер e поля допусков $7H, 9H$ и $11H$; на размер s — 14 полей допусков в степенях точности 7—11 (из них два предпочтительных для посадок с зазором — $9h$ и $9g$). В таблицах СТ СЭВ 259—76 приведены значения предельных отклонений, допусков и радиальных биений зубьев относительно центрирующих поверхностей. Предельные зазоры и натяги в посадках по боковым поверхностям зубьев вычисляют по общим формулам (см. пример 15.3).

В СТ СЭВ 259—76 установлены 11 посадок по боковым поверхностям зубьев. Кроме того, разрешается применять и другие посадки, образованные из полей допусков, предусмотренных этим стандартом. В обоснованных случаях можно, пользуясь содержащимися в стандарте допусками и основными отклонениями, применять специальные поля допусков и посадки.

Пример 15.3. Для посадок по боковым поверхностям зубьев $9H/g$ и $9H/h$ определить предельные отклонения, допуски, зазоры и натяги и построить схемы полей допусков. Номинальный диаметр соединения $D = 50$ мм, модуль $m = 3$ мм, число зубьев $z = 15$, диаметр делительной окружности $d = mz = 45$ мм.

Решение. По таблицам СТ СЭВ 259—75 при исходных данных $d = 45$ мм и $m = 3$ мм находим предельные отклонения, мм; для поля допуска $9H$ (размер e) $ES = 71$; $EI_e = 26$; $EI = 0$; для поля допуска $9g$ $es = -11$; $es_s = -37$; $ei = -82$; для поля допуска $9h$ $es = -88$; $es_s = 62$; $ei = 17$.

По предельным отклонениям строим схемы расположения полей допусков (рис. 15.11).

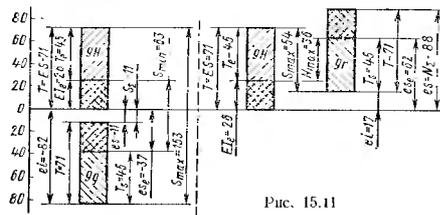


Рис. 15.11

Вычисляем допуски, мм: для размера e ($9H$) суммарный допуск $T = 71 - 26 = 45$; допуск собственно ширины впадины $T_e = ES - EI_e = 71 - 26 = 45$; для размера s ($9g$) $T = -11 - (-82) = 71$; $T_s = es - ei = -37 - (-82) = 45$; для размера s ($9r$) $T = 71$; $T_s = 45$. Поля допусков нанесим на схемы.

Вычисляем зазоры и натяги, мм; для посадки $9H/g$ $S_{\max} = 71 - (-82) = 153$; $S_{\min} = EI_e - es_s = 26 - (-37) = 63$; наименьший суммарный зазор между суммарными отклонениями $S_{\Sigma} = EI - es = 11$; для посадки $9H/r$ $S_{\max} = 71 - 17 = 54$; $S_{\min} = EI_e - es_s = 26 - 62 = -36 = -\lambda_{\text{нат}}$; $S_{\Sigma} = -88 = -\lambda_{\Sigma}$. Зазоры и натяги обозначаем на тех же схемах.

Допуски и посадки при центрировании по наружным диаметрам, т. е. по диаметрам окружностей впадин ступки D_f и вершины зубьев вала d_a (см. рис. 15.9, а). По центрирующему диаметрам установлено два ряда полей допусков из СТ СЭВ 145—75:

1-й ряд (предпочтительный) — $H7$ для D_f ; $n6, js6, h6, g6$ и $f7$ для d_a ;

2-й ряд — $H8$ для D_f ; $n6, h6, g6$ и $f7$ для d_a .

Для сопряжения по боковым сторонам зубьев используют часть полей допусков, установленную стандартом. Специально для размеров e и s , $9H$ и $11H$ — для размера e ; $9h, 9g, 9a, 9A$ и $11e$ — для размера s .

Допуски и посадки при центрировании по внутренним диаметрам окружностей вершины зубьев ступки D_f и впадин вала d_f (см. рис. 15.9, а). Применяют также два ряда полей допусков из СТ СЭВ 145—75: для D_f в первом ряду установлено поле допуска $H7$, а во втором $H8$; для d_f в обоих рядах — $n6, h6$ и $g6$.

Для сопряжений по боковым поверхностям зубьев применяют поля допусков, перечисленные в предыдущем случае.

Допуски нецентрирующих диаметров. Допуски на D_f и d_f при закругленной форме впадины не устанавливают:

$D_{f \min} = D$; $d_{f \max} = D - 2,2m$. В остальных случаях на диаметры D_f , D_a , d_f , d_a назначают допуски квалитетов 9—16.

Условные обозначения эвольвентных шлицевых соединений должны содержать номинальный диаметр соединения, модуль, обозначения посадки или полей допусков вала и втулки (помещают после размеров центрирующих элементов) и номер стандарта.

Примеры обозначения шлицевого соединения ($D = 50$ и $m = 2$ мм).

1. Центрирование по боковым поверхностям зубьев с посадкой $9H/g_6$ для соединения $50 \times 2 \times 9H/g_6$ СТ СЭВ 259—76; для втулки — $50 \times 2 \times 9H$ СТ СЭВ 259—76; для вала $50 \times 2 \times 9g_6$ СТ СЭВ 259—76.
2. Центрирование по наружному диаметру с посадкой по $D_f H7/g_6$ соответственно: $50 \times H7/g_6/2$ СТ СЭВ 259—76; $50 \times H7/2$ СТ СЭВ 259—76; $50 \times g_6/2$ СТ СЭВ 259—76.
3. Центрирование по внутреннему диаметру с посадкой по $d_f H7/g_6$ соответственно: $i50 \times 2 \times H7/g_6$ СТ СЭВ 209—76; $i50 \times 2 \times H7$ СТ СЭВ 259—76; $i50 \times 2 \times g_6$ СТ СЭВ 259—76.

Шлицевые соединения с треугольным профилем зубьев центрируют только по боковым сторонам зубьев (см. рис. 15.9, а).

ГЛАВА 16

ДОПУСКИ НА ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 16.1. Общие сведения

Точность в значительной мере определяет работоспособность зубчатых и червячных передач, так как их погрешности вызывают дополнительные динамические нагрузки, неравномерность вращения, вибрации, шум, концентрацию нагрузок по длине контактных линий и другие дефекты. Существующие системы допусков для зубчатых и червячных передач ограничивают погрешности изготовления с целью получения работоспособных передач. В табл. 16.1 приведены действующие стандарты на допуски для основных видов зубчатых и червячных передач.

Работоспособность передач с учетом условий их работы можно обеспечить, зная, какие основные эксплуатационные показатели определяют точность передач в отдельных случаях. Эта задача облегчается тем, что по

Таблица 16.1

Стандарты на допуски основных видов зубчатых и червячных передач (зацепление эвольвентное с углом профиля исходного контура 20°)

Вид передачи	Стандарт	Основные параметры передачи		Степень точности
		Модуль, мм	Диаметровой диаметр, мм	
Цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые колеса вала и червячного зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами	СТ СЭВ 641—77	От 1 до 35	До 6300	3 ... 12
	СТ СЭВ 642—77*	От 0,1 до 1 До 0,5	До 400 До 200	3 ... 12
Зубчатые конические и гипоидные передачи и пары (поставляемые без корпуса) внешнего зацепления с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями	СТ СЭВ 186—75 СТ СЭВ 313—76	От 1 до 56** От 0,1 до 1	До 4000 До 200	4 ... 12 4 ... 12
	СТ СЭВ 311—76	От 1 до 25	$d_1 \leq 450$ *** $d_2 \leq 6300$ ****	1 ... 12
Червячные цилиндрические передачи и червячные пары (поставляемые без корпуса) с разнородными видами червяков с межосевым углом 90°	СТ СЭВ 1918—79	От 0,1 до 1 До 0,5	$d_1 \leq 400$, $d_2 \leq 30$	3 ... 12
	СТ СЭВ 312—76	От 1 до 40	$b_{\text{ш}} \leq 630$ ****	3 ... 12
Зубчатые рейки и зубчатые реечные передачи с цилиндрическими, коническими или косозубыми зубчатыми колесами с точностью зубчатого колеса по СТ СЭВ 641—77 или СТ СЭВ 642—77	СТ СЭВ 1160—78	От 0,1 до 1	$b_{\text{ш}} \leq 40$	3 ... 12

* СТ СЭВ 642—77 распространяется также и на винтовые передачи.
 ** Для всех видов конических зубчатых колес указаны размеры средних модулей и средних диаметров.
 *** Диаметр шлица червяка и d_1 — колеса.
 **** $b_{\text{ш}}$ — рабочая ширина рейки.

условиям работы все зубчатые и червячные передачи можно подразделить на несколько групп, каждая из которых характеризуется своим основным показателем точности. Так, для расчетных передач основным показателем точности является кинематическая точность; для высокоскоростных — плавность работы; для тяжело нагруженных тихоходных — величина контактных зубьев; для реверсивных (особенно стечетных) — величина и колебания бокового зазора.

С учетом условий эксплуатации в стандартах на допуски для зубчатых и червячных передач установлены нормы точности: кинематической, плавности работы и контакта зубьев. Каждая норма точности характеризуется соответствующим комплексным показателем точности. Однако часто по технологическим соображениям или материальным условиям (например, при отсутствии необходимых приборов) точность зубчатых передач и колес определяют с помощью элементарных показателей или их комплексов.

Элементарным показателем точности (элементарной погрешностью) называют показатель (погрешность) геометрического элемента (параметра) зубчатого колеса (профиля зуба, шага, толщины зуба и т. д.). *Комплексом показателей* точности называют совокупность отдельных (элементарных) погрешностей, совместно характеризующих соответствующую комплексную погрешность.

Допускаемые значения погрешностей показателей, которые характеризуют точность зубчатых колес и передач, зависят от степени точности. Стандартами для каждой нормы точности установлено 12 степеней точности (1, 2, ..., 11, 12 в порядке увеличения допусков). Некоторые степени точности являются перспективными, и допуски для них пока не установлены (см. табл. 16.1).

Независимо от норм и степеней точности в стандартах предусмотрены необходимые виды сопряжений зубьев, отличающихся наименьшими боковыми зазорами и допусками зазоров.

§ 16.2 Допуски цилиндрических зубчатых колес и передач

Комплексные и элементарные показатели нормы кинематической точности. Комплексным показателем нормы кинематической точности является кинематическая по-

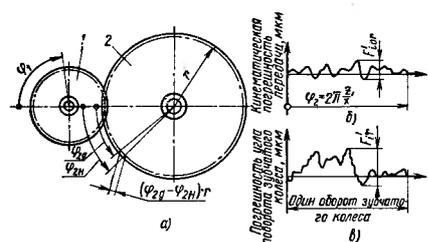


Рис. 16.1

грешность, которая обычно устанавливается в однопрофильном зацеплении¹.

Кинематической погрешностью передачи называют разность между действительным φ_{2n} и номинальным (расчетным) φ_{2n} углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи (рис. 16.1, а). Эту погрешность численно выражают в линейных величинах, и она равна разности дуг делительной окружности, соответствующих указанным углам поворота проверяемого зубчатого колеса (φ_{2n} — φ_{2n}) r_2 . Номинальный угол поворота зубчатого колеса определяют с учетом передаточного числа, т. е.

$$\varphi_{2n} = \varphi_1 z_1 / z_2,$$

где φ_1 — действительный угол поворота ведущего зубчатого колеса; z_1 и z_2 — числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес.

Основной характеристикой кинематической точности передач степеней точности 3—8 является *наибольшая кинематическая погрешность передачи* F'_{kin} (рис. 16.1, б). Эта погрешность равна наибольшей алгебраической разности значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес и ограничивается допуском F'_{kin} .

¹ При однопрофильном зацеплении зубьев контактируют только одни боковые профили, а между неработающими боковыми профилями имеется боковой зазор i_n (см. рис. 16.6, а). Такой вид зацепления является обычным для реальных зубчатых передач.

Показатели кинематической точности обозначают F , плавности работы — f ; один штрих означает, что показатель определен при однопрофильной проверке, два штриха — при двухпрофильной; буква o в индексе означает, что показатель точности относится к передаче, отсутствие буквы o — показатель точности одного зубчатого колеса; буква r в индексе означает действительное (реальное) значение показателя (допуски тех же показателей в индексах буквы r не содержат).

Допуск на наибольшую кинематическую погрешность передачи равен сумме допусков на кинематическую погрешность зубчатых колес 1 (F_{i1}) и 2 (F_{i2}), составляющих рассматриваемую передачу, т. е. $F_{io} = F_{i1} + F_{i2}$.

Кинематической погрешностью зубчатого колеса называют разность между действительным и номинальным углами поворота зубчатого колеса на рабочей оси, т. е. на оси, относительно которой оно вращается в реальном механизме (рис. 16.1, в). Кинематическую погрешность зубчатого колеса определяют при следующих условиях: измеряемое колесо приводится во вращение эталонным зубчатым колесом; отсутствуют перекосы осей вращения обоих зубчатых колес.

Комплексным показателем кинематической точности зубчатых колес степеней точности 3—8 служит наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса F_{it} , которая равна наибольшей алгебраической разности кинематических погрешностей в пределах полного оборота зубчатого колеса. Допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса F_i равен сумме допусков на накопленную погрешность шага зубчатого колеса F_p и на погрешность профиля зуба f_f .

К элементным показателям кинематической точности зубчатого колеса или передачи относятся:

накопленная погрешность k шагов F_{pk} — кинематическая погрешность зубчатого колеса при повороте его на k целых угловых шагов (рис. 16.2, а) Накопленная погрешность шага зубчатого колеса F_p равна наибольшей алгебраической разности шагов на зубчатом колесе (F_{pk} и F_p — соответственно допуски указанных погрешностей);

погрешность обката F_{er} , вызванная кинематическими ошибками механизма зуборезного станка, обеспечивающего вращение заготовки при нарезании зубьев (допуск F_e); колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса F_{ir}^1 (допуск F_d);

¹ Измерительным межосевым расстоянием называют межосевое расстояние при беззазорном (двухпрофильном) зацеплении проверяемого и измерительного (точного) зубчатых колес.

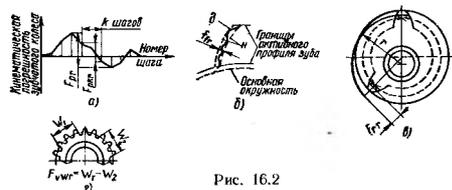


Рис. 16.2

радиальное биение зубчатого венца F_r (допуск F_r) (рис. 16.2, в); колебание длины общей нормали F_{cW} , $= W_1 - W_2$, где W_1 и W_2 — наибольшая и наименьшая действительные длины общей нормали (рис. 16.2, г) (допуск F_{cW}).

Значения допусков всех погрешностей выбирают по СТ СЭВ 641—77 или СТ СЭВ 642—77 в зависимости от принятых степеней точности, модулей, делительных диаметров и других параметров зубчатых колес. При определении допуска на кинематическую погрешность зубчатого колеса допуск на накопленную погрешность шага F_p назначают по степени точности, принятой для нормы кинематической точности, а допуск на погрешность профиля зуба f_f — по степени точности нормы плавности работы.

Для оценки кинематической точности зубчатых колес и передач вместо комплексных показателей F_{it} и F_{io} можно применять комплексы указанных элементных показателей или отдельные элементные показатели. Например, для зубчатых колес при степенях точности 3—8 применяют комплекс, состоящий из радиального биения зубчатого венца F_r и колебания длины общей нормали F_{cW} ; при степенях точности 9—12 и любых диаметрах точность зубчатых колес оценивают по F_{it} . Кинематическая точность передач, изготовленных по степеням точности 9—12, характеризуется кинематической точностью зубчатых колес и специального показателя точности не имеет.

Для повышения кинематической точности зубчатых колес необходимо точное центрирование заготовок и обработка зубьев на станках повышенной точности.

Комплексные и элементные показатели нормы плавности работы. Плавность работы зубчатых передач зависит от погрешностей, которые составляют часть кинематической погрешности, но многократно (циклически) прояв-

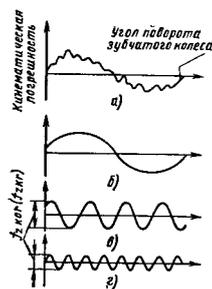


Рис. 16.3

ляются за оборот зубчатого колеса. Плавность работы нарушается мгновенными резкими изменениями углов поворота зубчатых колес. При таком режиме работы появляются систематически возникающие мгновенные ускорения ведомых зубчатых колес, дополнительные инерционные нагрузки и удары в зацеплении, а также вибрации машин и повышенный шум. Все это неблагоприятно влияет на надежность передач, работающих с большими скоростями и нагрузками.

Циклическую неравномерность вращения зубчатых колес вызывают местные погрешности зацепления, создающие волнообразность кривой кинематической погрешности передачи или зубчатого колеса (рис. 16.3, а). Эту кривую аналитическими методами можно разложить на ряд кривых с разными амплитудами и частотами циклов изменения амплитуд, т. е. на гармонические составляющие. Каждая из этих кривых соответствует различным погрешностям зацепления. Например, причиной возникновения синусоиды (рис. 16.3, б) служит эксцентриситет делительной окружности зубчатого колеса (проявляется один раз за оборот). Плавное изменение синусоиды не вызывает резких ударов и повышенного шума в зацеплении, но влияет на кинематическую точность вращения зубчатых колес. Кривые, показанные на рис. 16.3, в и г, возникают в результате наличия погрешностей шага (в) и профиля зубьев (г). Такие погрешности проявляются циклически с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Комплексными показателями плавности работы зубчатых передач служат циклическая погрешность передачи и циклическая погрешность зубцовой частоты.

Циклической погрешностью передачи $f_{z,ор}$ и зубчатого колеса $f_{z,к}$ называют удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности передачи или колеса (см. рис. 16.3, в, г). Циклические погреш-

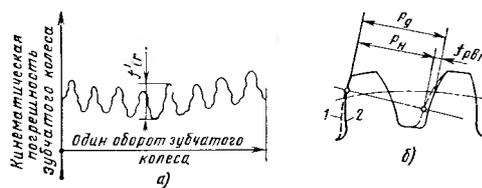


Рис. 16.4

ности ограничиваются допусками $f_{z,ко}$ — для передачи и $f_{z,к}$ — для зубчатого колеса.

Циклической погрешностью зубцовой частоты в передаче $f_{z,ор}$ называют циклическую погрешность с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление (допуск $f_{z,ор}$).

К элементарным показателям и их комплексам, характеризующим плавность работы зубчатых колес, относятся: комплекс из циклической погрешности зубчатого колеса $f_{z,к}$ и его местной кинематической погрешности f_{lr} (рис. 16.4, а) Последней называют наибольшую разность между местными соседними минимальными и максимальными значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах одного оборота. Ее допуск f_{lr} ;

комплекс из отклонения шага зацепления (основного шага) f_{pbv} (ограничивается предельными отклонениями $\pm f_{pbv}$, рис. 16.4, б) и погрешности профиля зуба f_{lr} . Погрешность профиля зуба f_{lr} (см. рис. 16.2, б) — расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными профилями, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль зубца зубчатого колеса (ее допуск f_{lr});

колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе (при повороте измеряемого колеса на один угловой шаг) f_{lr} , а также отклонения окружного шага f_{pr} (соответственно ограничиваются допуском f_{lr} и предельными отклонениями $\pm f_{pr}$).

При подборе комплексов и отдельных показателей для проверки плавности работы передач и зубчатых колес обязательно учитывают намеченные степени точности и коэффициент осевого перекрытия ϵ_B (с увеличением ϵ_B

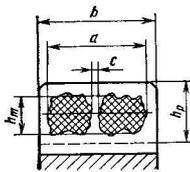


Рис 16.5

погрешности в зацеплении в меньшей мере нарушают плавность работы передач).

Для повышения плавности работы передач при нарезании зубьев необходимо обеспечивать высокую точность шага, а также применять шевингование и хонингование рабочих поверхностей зубьев.

Показатели нормы контакта зубьев в передаче. Для получения надежных зубчатых передач

зубья парных зубчатых колес должны соприкасаться по всей длине контактных линий. В этом случае удельная нагрузка в зацеплении достаточно равномерно распределяется вдоль контактных линий; исключается концентрация нагрузки, действующей на зубья, и иппряжений в материале зубьев; создаются условия для равномерного смазывания зацепления и обеспечивается (наряду с другими мерами) расчетная прочность зубьев передач. Равномерность контакта зубьев в передаче легко определить по пятну контакта. Для этого рабочие поверхности зубьев ведущего колеса (допустим, зубчатое колесо 1 в передаче, показанной на рис. 16.1, а) покрывают равномерным тонким слоем контрастной краски, которая при вращении зубчатых колес переносится на зубья ведомого зубчатого колеса 2, образуя на них пятна контакта (рис. 16.5). Пятно контакта, полученное на каждом зубе, представляет собой совокупность мгновенных следов прилегания боковых поверхностей зубьев и дает полное представление о характере контакта зубьев и равномерности распределения удельных нагрузок. С увеличением полноты контакта зубьев, т. е. площади и равномерности распределения пятна контакта по рабочей поверхности зубьев, повышается надежность передач.

Комплексными показателями полноты контакта зубьев являются суммарное и мгновенное пятна контакта. Суммарным пятном контакта называют часть активной (рабочей) поверхности зуба зубчатого колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев парного зубчатого колеса в собранной передаче после вращения ее при заданной нагрузке. Мгновенным пятном контакта называют часть боковой поверхности зуба колеса передачи, на которой располагаются следы его прилегания к зубьям

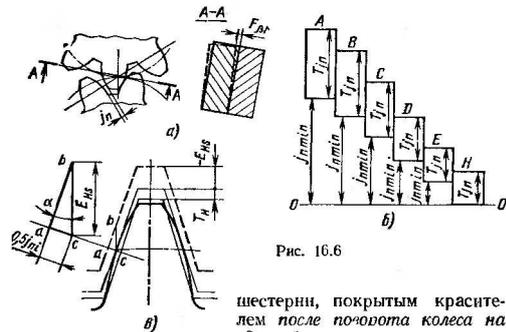


Рис. 16.6

шестерни, покрытым красителем после поворота колеса на один оборот при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование сопряженных зубьев. Пятно контакта характеризуется относительной длиной и высотой (см. рис. 16.5).

Относительная длина пятна контакта равна отношению расстояния a между крайними точками пятна контакта за вычетом разрывов c , превосходящих модуль, к длине зуба b : $[(a - c)/b] 100\%$.

Относительная высота пятна контакта равна отношению его средней высоты h_m к высоте зуба h_p , соответствующей активной боковой поверхности: $(h_m/h_p) 100\%$.

Полнота контакта зубьев зависит от ряда элементарных погрешностей, к которым относятся: отклонения осевых шагов, измеренные по нормали к направлению зуба, F_{pax} ; погрешности шага зацепления f_{pbr} ; направления зубьев F_{br} (рис. 16.6, а, сечение А—А), формы и расположения потенциальной контактной линии F_{br}^1 ; непараллельность осей зубчатых колес f_{ax} и перекося этих осей f_{ax} (на рис. 9.3, в соответственно обозначены Δx и Δy).

Контакт зубьев зубчатых колес в зависимости от коэффициента осевого перекрытия зубьев определяется следующими показателями; в степенях точности 3—8 при $\epsilon_\beta > 1,25 \dots 3$ комплексами F_{pax} и F_{br} или F_{pax} и f_{pbr}

¹ Потенциальной контактной линией называют линию пересечения зуба поверхностью зацепления.

при $\epsilon_p \leq 1,25 \dots 3$ показателями F_{br} и F_{br} ; в степенях точности 9—12 независимо от значения ϵ_p перечисленными комплексами показателей или показателями.

Контакт зубьев в передачах степеней точности 3—12 с нерегулируемым расположением осей определяется комплексом показателей f_{xx} и f_{br} ; в передачах степеней точности 3—11 — суммарным или мгновенным пятном контакта. По мгновенному пятну контакта рекомендуется оценивать контакт зубьев в передачах невысокой точности.

Для увеличения полноты контакта зубьев необходима точная установка заготовок на станках и хорошее состояние зубообрабатывающих станков.

При выборе степеней точности зубчатых колес и передач учитывают назначение и условия работы передачи, метод нарезания зубьев, окружную скорость зубчатых колес, характер и величину нагрузок, требования к точности и плавности вращения зубчатых колес и другие эксплуатационные характеристики. Имеется три метода выбора степеней точности [4, 11]: *расчетный* — степени точности для отдельных норм точности назначают на основе расчетов; *опытный* — степени точности для проектируемых передач выбирают, руководствуясь опытом эксплуатации зубчатых передач аналогичного назначения; *табличный* — степени точности подбирают по таблицам, содержащим рекомендации по применению отдельных степеней точности.

СТ СЭВ 641—77 и СТ СЭВ 642—77 разрешают для одной и той же зубчатой передачи с учетом ее назначения устанавливать различные степени точности на нормы кинематической точности, плавности работы и пятна контакта. Однако между отдельными показателями точности, относящимися к различным нормам точности, существует определенная взаимозависимость. Например, чрезмерное увеличение допуска на погрешность профиля зубьев прямоугольного колеса снижает его кинематическую точность. Следовательно, большая разница между плавностью работы и кинематической точностью зубчатого колеса практически нецелесообразна. В связи с этим в указанных стандартах установлены ограничения:

нормы плавности работы могут быть не более чем на две степени (для мелко модульных передач на одну степень) точнее и на одну степень грубее норм кинематической точности;

нормы контакта зубьев можно назначать по любым более точным степеням и на одну степень грубее норм плавности работы зубчатых колес и передач.

Рекомендуемые сочетания различных степеней точности по отдельным нормам точности содержатся в справочной литературе [4, 11]. Применение разных степеней точности для одних и тех же зубчатых колес весьма эффективно, так как позволяет назначать малые допуски на нормы точности, которые в основном определяют работоспособность конкретной передачи.

На основании опыта эксплуатации различных механизмов применяют следующие степени точности: в редукторах общего назначения 6—8; в крановых механизмах 7—10; в металлорежущих станках 3—8; для измерительных зубчатых колес 3—5 и т. д.

Виды сопряжений зубьев зубчатых колес в передачах. Характер сопряжений зубьев определяется боковым зазором между их нерабочими боковыми поверхностями (см. рис. 16.6, а). Боковой зазор в передаче отсчитывают по общей нормали к боковым поверхностям зубьев (по линии зацепления). Он необходим для компенсации погрешностей изготовления и сборки передач, для создания расчетных условий смазывания, а также для устранения опасности заклинивания зубьев одного зубчатого колеса во впадинах другого в результате тепловых и силовых деформаций. Заклинивание зубьев в результате тепловой деформации возможно, так как теплота выделяется в зоне зацепления и зубчатые колеса нагреваются больше чем корпус зубчатой передачи.

От боковых зазоров, возникающих в зацеплении зубьев зубчатых колес, зависит величина холостого хода зубчатых передач, поэтому гарантированный (минимальный) зазор $j_{n \min}$ и допуск на него T_{jn} (рис. 16.6, б) назначают с учетом условий работы зубчатых передач.

СТ СЭВ 641—77 устанавливает шесть видов сопряжений зубчатых колес *A, B, C, D, E, H*, отличающихся значениями гарантированного зазора; восемь видов допусков на $j_{n \min}$: *h, d, c, b, a, z, y, x* (в порядке увеличения допуска) — шесть классов отклонений межмодульного расстояния a_{α} : *I, II, III, IV, V, VI*. Для мелко модульных передач в СТ СЭВ 642—77 установлено пять видов сопряжений зубьев, обозначаемых (в порядке убывания гарантированного зазора) *D, E, F, G* и *H*, четыре вида допу-

Таблица 16.2
Основные характеристики видов сопряжения.
Соответствие между видами сопряжений и классами отклонений межосевого расстояния

Сопряжение		Степень точности по нормам плавности работы	Минимальный боковой зазор	Рекомендуемый вид допуска ***	Класс отклонения a_w ***
Вид	Название *				
A	Увеличенный	3—12	IT11	a	VI
B **	Нормальный	3—12	IT10	b	V
C	Уменьшенный	3—9	IT9	c	IV
D	Малый	3—8	IT8	d	III
S	Весьма малый	3—7	IT7	h	II
H	Нулевой	3—7	0	h	II

* Названия видов сопряжений в стандарте не даны.
 ** При сопряжении B исключается заклинивание зубьев в передачах, собранных из стальных и чугунных деталей, от нагрева при разности зубчатых колес и корпуса до 25 °С; в редукторах общего назначения имеет преимущественное применение.
 *** В обоснованных случаях разрешается комбинировать виды сопряжения классов отклонения и допусков, а также применение допусков x, y, z

сков на боковой зазор (e, f, g, h) и пять классов отклонений a_w (II—VI).

Основные характеристики видов сопряжений и соответствие между видами сопряжений и классами отклонений a_w приведены в табл. 16.2. Минимальные значения гарантированных зазоров, назначаемые в зависимости от номинального размера межосевого расстояния зубчатой передачи a_w , равны допуску соответствующего качества на размер a_w . Например, для соединения зубьев блока шестерен 5 с колесами 16 и 18 (см. рис. 3.1) с целью облегчения переключения скоростей можно принять вид сопряжения зубьев A. Тогда при межосевом расстоянии $a_w = 80$ мм $j_{n \text{ min}} = IT11 = 190$ мкм (см. табл. 5.3). Если принять вид сопряжений B, то $j_{n \text{ min}} = IT10 = 120$ мкм.

Боковой зазор в передаче обычно является результатом утоншения зубьев, которое получают наименьшим дополнительным смещением исходного контура (зуборезного инструмента) в тело зубчатого колеса от номинального положения на расчетную величину E_{Hs} (рис. 16.6, в). Связь между j_n и E_{Hs} устанавливают из треугольника abc

(рис. 16.6, в)*. В передачах с регулируемым положением осей валов боковой зазор получают, изменяя межосевое расстояние зубчатой передачи

Гарантированный боковой зазор в зацеплении зубьев обеспечивается, если соблюдается соответствие между намеренными для данной передачи видом сопряжения и классом отклонений a_w (см. табл. 16.2). Если класс отклонений a_w не соответствует виду сопряжения, гарантированный боковой зазор пересчитывают по формуле

$$j_{n \text{ min}} = j_n \text{ min} - 0,68 (|f_a' - |f_e|), \quad (16.1)$$

где $j_n \text{ min}$ — пересчитанный гарантированный боковой зазор; $j_n \text{ min}$ и f_a — табличные значения гарантированного бокового зазора для заданного вида сопряжения и соответствующих ему предельных отклонений a_w ; f_a' — предельные отклонения для принятого класса отклонений a_w .

Если назначен более грубый класс отклонений a_w , то $j_n \text{ min} < j_n \text{ min}$; если назначен более точный класс, то $j_n \text{ min} > j_n \text{ min}$.

Гарантированный боковой зазор должен быть достаточным для компенсации тепловых деформаций передачи и должен обеспечивать заданный режим смазки зацепления. Боковой зазор, необходимый для температурной компенсации,

$$j_{nt} = a_w [\alpha_{p, \text{зак}} (t_{\text{зак}} - 20) - \alpha_{p, \text{кор}} (t_{\text{кор}} - 20) 2 \sin \alpha], \quad (16.2)$$

где a_w — межосевое расстояние передачи, мм; $\alpha_{p, \text{зак}}$ и $\alpha_{p, \text{кор}}$ — коэффициенты линейного расширения для материалов соответственно зубчатых колес и корпуса; $t_{\text{зак}}$ и $t_{\text{кор}}$ — расчетные температуры нагрева соответственно зубчатых колес и корпуса; α — угол зацепления (при $\alpha = 20^\circ$ $2 \sin \alpha = 0,684$).

Боковой зазор, необходимый для смазки зацепления, мкм

$$j_{\text{нсм}} = km_n, \quad (16.3)$$

где $k = 10 \dots 30$ (10 — для тихоходных, 30 — для высокоскоростных передач).

* Номинальным положением исходного контура (на рис. 16.6, в показано штриховой линией) называют его положение, необходимое для нарезания зубьев с заданным коэффициентом коррекции. Дополнительное смещение исходного контура обозначают E_{Ht} . Наименьшее дополнительное смещение для зубчатых колес с внешними с зубьями обозначают — E_{Hs} , а с внутренними зубьями + E_{Ht} .

Боковой зазор должен удовлетворять следующему условию:

$$j_{n \min} \geq j_{nt} + j_{ncm} \quad (16.4)$$

По значению $j_{n \min}$ и заданному межосевому расстоянию передачи по СТ СЭВ 641—77 можно подобрать вид сопряжения, класс отклонений a_w , а также отклонение E_{H1} (E_{H2}) и допуск смещения исходного контура T_H . Наибольший боковой зазор $j_{n \max}$, необходимый для компенсации погрешности изготовления передачи, вычисляют по формуле

$$j_{n \max} = j_{n \min} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) 2 \sin \alpha, \quad (16.5)$$

где T_{H1} и T_{H2} — допуски на смещение исходного контура для шестерни и колеса

Показателями, обеспечивающими гарантированный боковой зазор, являются: для зубчатых колес E_{H1} или E_{H2} (отклонение средней длины общей нормали $W_m = (W_1 + W_2 + \dots + W_n)/n$, рис. 16.2, z) или другие показатели; для передач с регулируемым положением осей f_a , с регулируемым $j_{n \min}$.

Условные обозначения точности зубчатых колес и передач. В условных обозначениях последовательно указывают степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и пятна контакта, вид сопряжения и допуск на боковой зазор, номер стандарта. Например, запись 8—7—6—Ba СТ СЭВ 641—77 означает, что для передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами приняты степени точности по нормам кинематической точности 8, плавности работы 7 и пятна контакта 6; вид сопряжения B с допуском на боковой зазор a; класс отклонения a_w соответствует виду сопряжения, т. е. V. Класс отклонения межосевого расстояния указывают в обозначении в случае, если он не соответствует принятому виду сопряжения. Если принят более грубый класс отклонения, то после цифры, обозначающей класс отклонения, через тире помещают пересчитанное по формуле (16.1) значение бокового зазора $j_{n \min}$. Если принят более точный класс отклонения, пересчитанное значение бокового зазора в условном обозначении передачи можно не указывать.

Например, для предыдущей зубчатой передачи назначен VI класс отклонений a_w ($a_w = 200$ мкм). По СТ СЭВ находим $j_{n \min} = 185$ и $|f_a| = 90$ (для класса V откло-

нений a_w); $|f_a| = 140$ мкм (для класса VI). По формуле (16.1) $j_{n \min} = 185 - 0,68(140 - 90) = 151$ мкм. Условное обозначение передачи 8—7—6—Ba/VI—151 СТ СЭВ 641—77.

Если на все нормы точности назначены одинаковые степени точности, допуск бокового зазора и класс отклонений a_w соответствуют принятому виду сопряжения, то в обозначении степени точности указывают только один раз, а допуск бокового зазора отдельно не дают, например 7—C СТ СЭВ 641—77.

§ 16.3. Основные особенности систем допусков для конических, гипоидных, червячных и реечных зубчатых передач

Системы допусков для перечисленных передач (см. табл. 16.1) построены по принципам, которые приняты для зубчатых цилиндрических передач. В каждой степени точности установлены нормы кинематической точности, плавности работы и пятна контакта зубьев в зацеплении. Независимо от норм точности для каждой из указанных передач установлено по шесть видов сопряжений (см. рис. 16 б, в), соответствующих им гарантированных боковых зазоров и допусков на зазоры (для мелко модульных передач установлено по пять видов сопряжений).

Для конических и гипоидных зубчатых колес и передач, а также для червяков, червячных колес, пар и передач допускается комбинирование степеней точности по нормам точности. Однако нормы контакта зубьев и витков червяков не могут быть грубее норм плавности. Методика расчета бокового зазора аналогична принятой для цилиндрических зубчатых передач.

Точность рассматриваемых передач по всем нормам точности и сопряжениям зубьев характеризуется комплексными показателями, элементными показателями точности или их комплексами. Показатели точности в основном являются общими для всех видов передач, но учитывают конструктивные и эксплуатационные особенности отдельных видов передач. Стандарты на допуски для них дополнены необходимыми показателями точности.

Для зубчатых конических и гипоидных колес и передач основными конструктивными параметрами являются средний нормальный модуль, средний делительный диаметр и среднее конусное расстояние, поэтому значения показате-

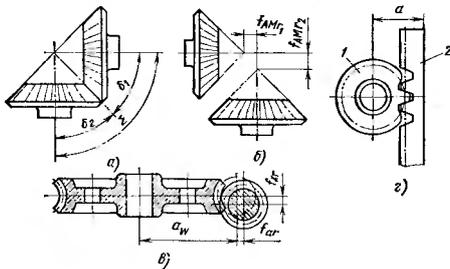


Рис. 16.7

телей по всем нормам и степеням точности в таблицах СТ СЭВ 186—75 приведены для средних модулей, делительных диаметров и конусных расстояний зубчатых и гипоидных колес и передач.

На работоспособность зубчатых конических и гипоидных передач большое влияние оказывают отклонения углов зубчатых колес δ_1 и δ_2 , колебание межосевого угла в собранной передаче Σ (рис. 16.7, а), смещения зубчатого венца вдоль его оси при монтаже передачи f_{AMr_1} и f_{AMr_2} (рис. 16.7, б).

В червячных передачах отдельно учитывают погрешности червячного колеса и червяка (погрешности шага, винтовой линии и профиля нарезки червяка). На качество работы червячных пар и червячных передач особое влияние оказывают отклонение межосевого угла в передаче, отклонения межосевого расстояния f_{e1} и смещение средней плоскости колеса f_{M1} (рис. 16.7, в).

В СТ СЭВ 641—77 приведены показатели точности по нормам точности и бокового зазора только для зубчатых реек и реечных передач. Точность зубчатых колес 1, входящих в реечные передачи (рис. 16.7, з), назначают по СТ СЭВ 641—77. Для реек 2 и реечных передач установлено шесть видов бокового зазора (см. рис. 16.6, б) и пять видов допусков на боковой зазор (см. табл. 16.2). Гарантированный боковой зазор в реечных передачах обеспечивается при соблюдении предельных отклонений $\pm f_a$ монтажного размера a (размер от базовой опорной

270

плоскости рейки до оси вращения зубчатого колеса). По величине предельных отклонений реечные передачи делят на пять классов точности II, III, IV, V и VI. Рекомендуется соблюдать следующее соотношение между видом бокового зазора и классом отклонений монтажного размера; для сопряжений H и E принимать класс II; для сопряжений D, C, B и A — соответственно классы III, IV, V и VI.

Выбор степеней точности и норм бокового зазора рассматриваемых передач основан на общих положениях, изложенных в § 16.2, а конкретные рекомендации приведены в пособиях [4, 11]. Однако в первую очередь следует пользоваться ведомственными и отраслевыми руководящими материалами.

Условные обозначения норм точности и бокового зазора указываются в технической документации по тому же принципу, что и для зубчатых цилиндрических передач.

ГЛАВА 17

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

§ 17.1. Общие сведения

Точность зубчатых колес определяется точностью многих параметров (шага зацепления, профиля рабочей поверхности зубьев, эксцентриситета делительной окружности и т. д.). При оценке точности зубчатых колес следует учитывать, относительно какой базы, в частности оси (технологической, измерительной или монтажной), производится их проверка. Точность отдельного зубчатого колеса не гарантирует получения качественной зубчатой передачи. Например, боковой зазор зависит от действительных отклонений межосевого расстояния данной передачи, а полнота контакта зубьев — от соосности валов и т. д. В связи с этим необходима проверка качества собранных зубчатых передач и даже их работы под нагрузкой.

Выбор контролируемых параметров и их комплексов, а также способов контроля должен обеспечить высокое качество зубчатых передач при минимальных затратах вре-

271

мени на контроль. Непосредственный контроль зубчатых колес и передач по отдельным показателям увеличивает число контрольных операций, требует проверки всех изготавливаемых зубчатых колес и, главное, не предупреждает появления брака в процессе изготовления. Гораздо выгоднее в технико-экономическом отношении применять технологический и профилактический контроль, при котором точность обработки зубчатых колес обеспечивается соответствующей организацией технологических процессов их изготовления, т. е. точностью станков, приспособлений, режущего инструмента; систематическим наблюдением за состоянием технологической оснастки; совершенствованием технологических процессов и другими мерами.

Таким образом, контроль зубчатых передач, представляющий собой сложную комплексную задачу, основывается на определенной методике и требует соответствующей организации и специальных измерительных приборов и средств. Принципиальные вопросы проведения контроля зубчатых колес и передач рассмотрены в работе [11].

В зависимости от этапов проведения и назначения контроль зубчатых колес и передач подразделяют на приемочный, профилактический и технологический.

Приемочный контроль устанавливает соответствие точности готовых зубчатых колес условиям работы зубчатых передач. При выборе метода приемочного контроля необходимо учитывать следующие положения:

для проверки предпочтительнее использовать комплексные, а не элементные показатели, так как комплексные показатели дают суммарную погрешность зубчатого колеса или передачи, а элементные показатели характеризуют погрешности отдельных параметров, которые, взаимодействуя между собой, могут компенсироваться или усиливаться;

желательно применять методы контроля, позволяющие непрерывно измерять контролируемый показатель, например целесообразнее контролировать кинематическую погрешность зубчатого колеса, а не накопленную погрешность окружного шага;

важное значение имеют измерения точности колеса на монтажной или рабочей оси вращения, измерения на других базах вносят в результат измерения погрешности самой базы;

целесообразнее применять методы контроля, не требующие математической обработки результатов измерения.

Профилактический контроль применяют для выявления геометрической и кинематической точности зубообрабатывающих станков; точности зуборезного инструмента, приспособлений и заготовок. Точность инструмента проверяют после каждой заточки.

Технологический контроль используют при наладке технологических операций (например, проверяют точность установки приспособления, заготовки и режущего инструмента), а также для выявления причин брака. При технологическом контроле применяют элементный контроль относительно установочных технологических баз показателей, которые дают полное представление о ходе и состоянии технологического процесса.

Выбор методов и комплексов контроля по всем нормам точности и виду сопряжения зависит от точности зубчатых колес, их размеров, условий производства, назначения передач и других факторов. Соответствующие рекомендации приведены в пособии [11]. Необходимо также учитывать технологические возможности предприятия и пользоваться ведомственными нормативными документами.

Приборы для контроля зубчатых колес подразделяют на приборы станковые и накладные; по назначению — для комплексных и элементных проверок; по точности измерения — на классы А, АВ, В.

Станковые приборы имеют устройства для базирования зубчатых колес, а накладные устанавливают на проверяемые зубчатые колеса.

По назначению приборы подразделяют на 15 групп: 1 — для контроля кинематической погрешности F_{kr} , f_{kr} и погрешности обката F_{pr} ; 2 — для контроля накопленной погрешности шага F_{pr} , F_{pkr} , отклонений шага f_{pr} и разности шагов f_{vpr} и др.

По каждому классу точности установлены метрологические показатели (размеры проверяемых изделий, цена деления, предел измерения) и предельные погрешности измерения.

Типы, основные параметры и нормы точности приборов для контроля зубчатых и червячных передач стандартизованы (например, для контроля цилиндрических передач ГОСТ 5368—73 или СТ СЭВ 1311—78).

§ 17.2. Основные приборы для комплексного контроля

Комплексный контроль кинематической погрешности выполняют на специальных приборах различных типов в однопрофильном зацеплении. Принцип осуществления контроля показан на рис. 17.1, а. На ведущем валу 1 закреплено точное зубчатое колесо 2, соединенное одновременно с точным 3 и проверяемым 6 зубчатыми колесами. Зубчатое колесо 3 закреплено на ведомом валу 4. Передаточное число между зубчатыми колесами 2 и 3 практически равно номинальному значению, т. е. $i_{2,3} = \text{const}$. Проверяемое зубчатое колесо 6 установлено на полый втулке 5, которая смонтирована концентрично с валом 4 и может свободно проворачиваться относительно этого вала. При отсутствии погрешностей передаточное число между зубчатыми колесами 2 и 6 также равно номинальному значению, т. е. $i_{2,6} = i_{2,3} = \text{const}$. При наличии погрешностей синхронность вращения вала 1 и втулки 5 нарушается. Все отклонения действительных углов поворота зубчатого колеса 6 через индуктивный датчик 7 и самопишущий прибор фиксируются на диаграмме (см. рис. 16.1, в). При однопрофильном контроле на тех же приборах определяют циклическую погрешность зубчатых колес.

Комплексный однопрофильный контроль, несмотря на свои достоинства, имеет ограниченное применение из-за отсутствия надежных приборов.

В массовом и крупносерийном производствах распространена комплексная проверка зубчатых колес в плотном двухпрофильном зацеплении с измерительными зубчатыми колесами на межцентромерах (рис. 17.1, б). На оправку 3 подвижной измерительной каретки 2 насаживают измерительное зубчатое колесо, а на оправку неподвижного суппорта 4 — проверяемое зубчатое колесо. Измерительная каретка под действием пружины 5 при-

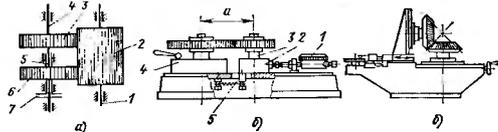


Рис. 17.1

жимает оба зубчатых колеса и создает между ними плотное зацепление. При совместном вращении зубчатых колес погрешности проверяемого зубчатого колеса вызывают колебания измерительного межосевого расстояния a , которое можно определить по шкале индикатора 1 или фиксировать на диаграмме, для чего устанавливают индукторный датчик и самописец. Номинальное межосевое расстояние a устанавливают по набору концевых мер или с помощью специальных дисков, насаживаемых на оправки. На подвижной каретке можно монтировать сменные узлы и приспособлять прибор для контроля конических (рис. 17.1, в), винтовых или червячных колес, червяков, а также зубчатых колес с внутренним зацеплением.

Межцентромеры имеют простую конструкцию, обеспечивают высокую производительность контроля, позволяют определять колебания межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса F_i и на одном зубе f_{ir} . В результате анализа кривых изменения межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса можно определить радиальное биение зубчатого венца F_r и суммарную погрешность шага зацепления и профиля рабочей поверхности зубьев. Прибор позволяет также определять смещение исходного контура E_{H1} и предельные отклонения межосевого расстояния $+E_{a1}$ и $-E_{a1}$ и поэтому используется также для комплексной проверки бокового зазора.

Двухпрофильную проверку дополняют профилактическим контролем точности зубообрабатывающих станков (например, контролем погрешности обката) и инструментов или контролем колебания длины общей нормали и используют для проверки кинематической точности зубчатых колес с помощью комплексов элементных показателей, например, по погрешностям F_{ir} и F_{r1} . Приборы двухпрофильного контроля можно приспособлять для активного контроля в условиях автоматизированного производства зубчатых колес.

§ 17.3. Основные приборы для элементного контроля

Шагомеры для проверки шага зацепления (основного шага)¹. Погрешности шага зацепления значительно влия-

¹ Погрешности шага зацепления, а также профиля зуба в значительной степени зависят от погрешностей зуборезного инструмента и его установки, поэтому проверка шага зацепления, окружного шага и профиля зубьев обязательна после каждой заточки или установки зуборезного инструмента.

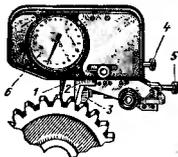


Рис. 17.2

ют на плавность работы передач и полировку контакта зубьев. Для проверки шага зацепления применяют специальные приборы — шагомеры, которые по виду контакта с измеряемыми поверхностями подразделяют на шагомеры с плоскими (тангенциальными) и кромочными измерительными наконечниками. Основное применение имеют шагомеры с тангенциальными (плоскими) наконечниками (рис. 17.2). Шаг зацепления измеряют подвижным 1 и неподвижным 2 наконечниками. Номинальное значение шага между измерительными плоскостями наконечников 1 и 2 устанавливают по блоку измерительных плиток или по эталону, перемещая винтом 4 наконечник 2. Опорный наконечник 3 совместно с наконечником 2 поддерживает прибор при измерении на зубчатом колесе и обеспечивает совпадение линии измерения с общей нормалью к профилям измеряемых зубьев. Для установки наконечника 3 в нужное положение служит винт 5. Отклонения шага зацепления через измерительный наконечник передаются на шкалу измерительного устройства 6 (цена деления шкалы 0,001 мм).

Контроль углового и окружного шага. Погрешности окружного шага, вызванные ошибками кинематической цепи зубообрабатывающих станков и радиальным биением заготовки, влияют на плавность работы и контакт зубьев. Для контроля углового и окружного шага используют накладные и стационарные шагомеры. Накладные шагомеры базируются по окружности выступов или впадин. На эти окружности обычно устанавливают грубые допуски, поэтому накладные шагомеры не обеспечивают высокой точности измерений, и более предпочтительны стационарные шагомеры. Принцип действия стационарного шагомера показан на рис. 17.3. Проверяемое зубчатое колесо 1 устанавливают на оправке соосно с лимбом 2 и неподвижно относительно него. Лимб при повороте на каждый угол γ фиксируют стопором 3. О точности окружного и углового шага судят по расстоянию между одноименными профилями зубьев по делительной окружности. Для этого стрелку индикатора устанавливают на нуль по первой паре зубьев. Затем каретку 4, несущую

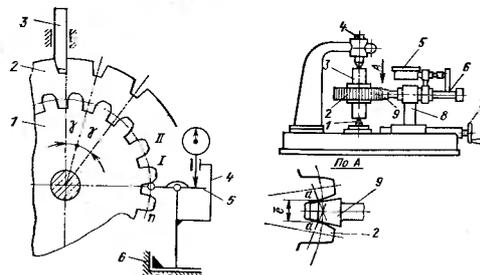


Рис. 17.3

Рис. 17.4

индикатор, отводят вправо и выводят из зацепления с первым зубом измерительный рычаг 5. После этого лимб с зубчатым колесом поворачивают по часовой стрелке на угол γ и перемещают каретку 4 в обратном направлении до упора 6. При этом измерительный наконечник входит в зацепление со следующим зубом, и по положению стрелки индикатора судят о точности шага первой пары зубьев. Аналогично определяют отклонение шага второй пары зубьев и так до n -го зуба.

Данный прибор позволяет находить отклонения $\pm f_{pr}$ любого углового или окружного шага на зубчатом колесе, накопленную погрешность k шагов F_{pr} , накопленную погрешность шага зубчатого колеса F_{pr} .

Контроль радиального биения зубчатого венца проводят на биенмерах (рис. 17.4). Оправку 3 с проверяемым зубчатым колесом 2 устанавливают в центрах 1 и 4 с возможностью вращения. В направляющей втулке стойки 8 находится стержень 6 с измерительным наконечником 9. Наконечник имеет форму зуба рейки, конуса с углом конусности 2α или шара и должен касаться поверхностей двух соседних зубьев в точках a постоянной хорды впадины e . Стойку устанавливают в нужном положении винтовым механизмом 7. Измерительный наконечник последовательно вводят во все впадины зубчатого колеса и снимают показания индикатора 5. Индикатор можно настраивать на нуль по первой впадине, с которой начинается проверка зубчатого колеса. Наибольшая раз-

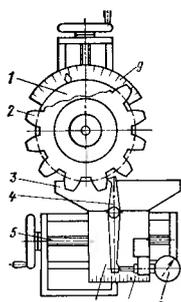


Рис. 17.5

ность показаний индикатора определяет биение зубчатого венца.

Проверка профиля зубьев. Профиль зубьев в торцовом сечении проверяют эвольвентомерами, работа которых основана на принципе образования эвольвенты путем обкатки без скольжения прямой по окружности. Эвольвентомеры бывают универсальные и с индивидуальными дисками. Схема эвольвентомера с индивидуальным диском показана на рис. 17.5. Проверяемое зубчатое колесо 2 и сменный диск 1 устанавливают на общей оправке. Диаметр диска 1 равен диаметру основной окружности проверяемого зубчатого колеса. Диск 1 прижимается к линейке 3, жестко соединенной с подвижной кареткой 6. При вращении винта 5 каретка вместе с линейкой получают поступательное перемещение и приводят во вращение диск с проверяемым зубчатым колесом. В данном случае получаем обратное движение: обкатывается без скольжения окружность по поступательно движущейся прямой, а не прямая по неподвижной окружности. Эти движения эквивалентны. Все точки диска 1, касающиеся ранее линейки 3, описывают в плоскости чертежа эвольвенты, которым соответствует номинальный профиль зубьев проверяемого зубчатого колеса, синхронно вращающегося с диском 1. К каретке в одной плоскости с проверяемым зубчатым колесом 2 шарнирно прикреплен рычаг 4. Кромка его измерительного наконечника расположена в плоскости, в которой находится плоскость контакта линейки с цилиндрической поверхностью диска. Другое плечо рычага 4 соприкасается с наконечником индикатора 8.

Погрешности определяют отдельно для каждого зуба. В начале измерения зубчатое колесо поворачивают так, чтобы измерительный наконечник рычага соприкасался с основанием боковой поверхности измерительного зуба, а стрелку индикатора устанавливают на нуль. Затем ходовым винтом сообщают каретке поступательное, а диску и зубчатому колесу вращательное движение. При этом

измерительный наконечник начинает скользить по боковой поверхности зуба до выхода из зацепления с ним, занимая все время вертикальное положение. Лишь погрешности боковой эвольвентной поверхности зуба вызывают небольшие угловые повороты рычага и соответствующие отклонения стрелки индикатора. Погрешности можно считать со шкалы индикатора или фиксировать самописцем на диаграмме.

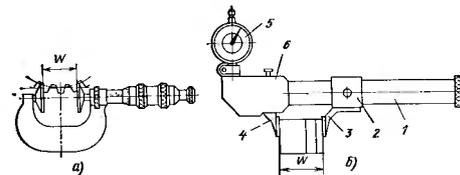


Рис. 17.6

По шкале 9 определяют угол поворота зубчатого колеса, при котором измерительный наконечник соприкасается с боковой эвольвентной поверхностью проверяемого зуба а по шкале 7 — соответствующее смещение каретки.

Для проверки следующего зуба каретку возвращают в исходное положение, а зубчатое колесо поворачивают на один угловой шаг. Для проверки противоположных профилей зубьев зубчатое колесо устанавливают на приборе другой стороной.

Для каждого размера зубчатого колеса необходим сменный диск соответствующего диаметра, поэтому эвольвентомеры данного типа применяют в условиях массового или крупносерийного производства. В индивидуальном и мелкосерийном производствах следует применять универсальные эвольвентомеры. Профиль зубьев зубчатых колес степеней точности 9—12 можно проверять на про-

свет по шаблонам.

Измерение длины общей нормали. Измерением длины общей нормали по колесу W_i (см. рис. 16.2, з) можно выявить погрешность обката, зависящую от неточности делительной червячной пары зубообрабатывающих станков. Среднее значение длины общей нормали характери-

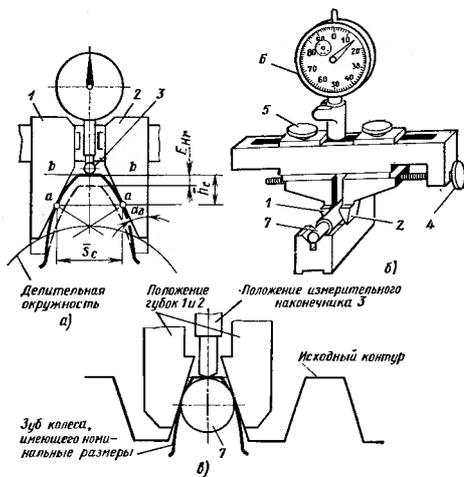


Рис. 17.7

зует смещение исходного контура E_{Hr} . Проверку длины общей нормали можно производить (в порядке повышения точности измерений) штангенциркулем, микрометром с тарельчатыми наконечниками 1 (рис. 17.6, а) или нормалеммерами (рис. 17.6, б). Нормалеммер состоит из полой штанги 1, на которую насажена разрезная втулка 2, имеющая жестко закрепленную измерительную губку 3. В корпусе 6 установлена подвижная губка 4, которая может совершать небольшие поступательные перемещения. Перемещение губки 4 через передаточный механизм, смонтированный в корпусе 6, передается наконечнику индикатора 5. Нормалеммер настраивают на номинальную длину общей нормали по блоку плоскопараллельных концевых мер путем перемещения разрезной втулки 2 и фиксации ее в нужном положении. Отклонение длины общей нормали равно разности между действительным

и номинальным значениями.

Измерение толщины зуба. Толщина зуба (окружная), измеряемая по делительной окружности, равна половине окружного шага: $S_t = 0,5P_t$. Однако гораздо чаще находят не толщину зуба, а длину постоянной хорды \bar{S}_c (рис. 17.7, а). Постоянная хорда зуба \bar{S}_c равна отрезку прямой, соединяющей точки a правой и левой эвольвентных боковых поверхностей зуба цилиндрического зубчатого колеса. Положение этих точек определяется нормальными, проведенными к боковым поверхностям зуба из точки пересечения делительной окружности зубчатого колеса с осью зуба.

Для измерения постоянной хорды необходимо знать расстояние h_c между касательной bb , проведенной к вершине зуба, и постоянной хордой. Формулы для вычисления номинальных значений \bar{S}_c и h_c приведены в ГОСТ 16532—70.

Толщину зуба по постоянной хорде можно измерять штангенциркулем, имеющим две шкалы (рис. 17.8, а). По шкале 1 определяют высоту h_c , а по шкале 7 — длину постоянной хорды \bar{S}_c . Перед измерением хорды упор 4 устанавливают по шкале 1 и по нониусу 2 на размер h_c и закрепляют в этом положении. Принцип измерения длины хорды ясен из рис. 17.8, б. Размер хорды отсчитывают по шкале 7 и нониусу 6. Штангенциркули, обеспечивающие точность отсчета до 0,02 мм, выпускают двух типоразмеров: для измерения зубчатых колес с модулем от 1 до 18 мм и от 5 до 36 мм. К их недостаткам относятся низкая точность измерения, быстрый износ кромок измерительных губок 3 и 5, влияние на результаты измерения погрешностей установки упора 4 и диаметра окружности выступов.

Для контроля смещения исходного контура и длины постоянной хорды применяют также тангенциальные

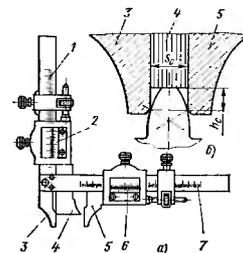


Рис. 17.8

зубомеры (рис. 17.7, б). Зубомер состоит из корпуса, закрепленного в нем индикатора 6, измерительных губок 1 и 2 и винта 4. Обе губки помещены в пазы корпуса и свинчены между собой винтом 4. На одной половине винта нарезана правая, а на другой — левая резьба. Благодаря этому губки при вращении винта перемещаются по пазам корпуса навстречу или в разные стороны, но всегда располагаются симметрично относительно оси индикатора. В нужном положении губки фиксируются винтами 5.

Измерительные плоскости губок 1 и 2 наклонены к вертикальной оси под углом $\alpha_d = 20^\circ$ и совместно с касательной bn к окружности выступов воспроизводят номинальный исходный контур зубчатой рейки (см. рис. 17.7, а и в). На этом основаны настройка зубомера по заданным размерам и контроль зубомером. Настройка зубомера (рис. 17.7, а и б) заключается в том, что по точному ролику 7 или по эталонным призмам измерительные плоскости губок 1 и 2 и измерительный наконечник 3 индикатора устанавливают по размерам \bar{S}_z и \bar{h}_p , соответствующим размерам номинального контура проверяемого зуба (утолщенные линии на рис. 17.7, а и в).

Для контроля зубьев зубомер устанавливают на зубья проверяемого зубчатого колеса так, чтобы его измерительные плоскости касались боковых поверхностей реального контура зуба (ему соответствует контур, показанный штриховой линией на рис. 17.7, а), и по показаниям стрелки индикатора определяют смещение исходного контура. Действительную толщину зуба или составляющую бокового зазора определяют по формуле $i_n = 2E_{n_k} \sin \alpha$.

Тангенциальные зубомеры по сравнению со штангензубомерами отличаются совершенством метода измерения, большей точностью измерений и долговечностью измерительных элементов.

Кроме рассмотренных, имеются приборы для контроля волнистости зубьев (волимеры), погрешностей хода винтовой линии зубьев (ходомеры) и другие приборы, предназначенные для контроля цилиндрических, конических и червячных передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиниста. М.: Машиностроение, 1978, т. 1. 728 с.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 574 с.
3. Бурдуи Г. Д., Марков Б. Н. Основы метрологии. М.: Изд-во стандартов, 1975. 335 с.
4. Допуски и посадки: Справочник/Под ред. В. Д. Мягкова. М.: Машиностроение, 1978. 1032 с.
5. Дуин-Барковский И. В. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1975. 551 с.
6. Журавлев А. Н. Допуски и технические измерения. М.: Высшая школа, 1976. 247 с.
7. Козловский Н. С. Расчет допусков составляющих звеньев размерных цепей по условным звеньям. — Стандарты и качество, 1979, § 5, с. 33, 34 и 51.
8. Комплексная система управления качеством продукции. М.: Изд-во стандартов, 1976. 231 с.
9. Кохтев А. А. Основы стандартизации в машиностроении. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
10. Марков Н. Н., Кайнер Г. Б., Сапердатов П. А. Погрешность и выбор средств при линейных измерениях. М.: Машиностроение, 1967. 392 с.
11. Методические указания по внедрению ГОСТ 1643—72 «Передачи зубчатые цилиндрические Допуски». М.: Изд-во стандартов, 1976. 111 с.
12. Методические указания по оценке технического уровня качества промышленной продукции РД 50-149-77. М.: Изд-во стандартов, 1979. 123 с.
13. Основы стандартизации и контроля качества/Под ред. В. Б. Траченко. М.: Изд-во стандартов, 1973. 432 с.
14. Приборостроение и средства автоматизации. Справочник/Под ред. А. Н. Гаврилова. М.: Машгиз, 1963, т. 1. 568 с.
15. Рекомендации по внедрению стандартов СЭВ на допуски и посадки гладких соединений (ЕСДП СЭВ). М.: Изд-во стандартов, 1986. 94 с.
16. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 655 с.

17. Стандартизация в СССР, 1925—1975/Под ред. В. В. Бойцова. М.: Изд-во стандартов, 1975. 472 с.

18. Тищенко О. Ф. Контрольно-измерительные приборы в машиностроении. М.: Машиностроение, 1974. 471 с.

19. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.

20. Якушев А. И., Виноградов А. Н. Единая система допусков и посадок СЭВ. Методическое пособие. М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1976. 163 с.

21. Якушев А. И., Бежелукова Е. Ф., Плуталов В. И. Допуски и посадки ЕСДП СЭВ для гладких цилиндрических деталей. М.: Изд-во стандартов, 1978. 255 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ ¹

Введение	3
Глава 1. Сущность стандартизации и ее экономическая эффективность	9
§ 1.1. Основные понятия	9
§ 1.2. Основные цели и задачи стандартизации	11
§ 1.3. Категории и виды стандартов	12
§ 1.4. Организация и методика проведения стандартизации	14
§ 1.5. Стандартизация на предприятии	15
§ 1.6. Экономическая эффективность стандартизации	17
§ 1.7. Основные сведения о качестве продукции	18
Глава 2. Методические основы стандартизации	23
§ 2.1. Научно-технические принципы стандартизации	23
§ 2.2. Системы предпочтительных чисел	24
§ 2.3. Параметры и параметрические ряды	28
§ 2.4. Виды и методы стандартизации	31
§ 2.5. Стандартизация крупных межотраслевых систем	35
Глава 3. Основные сведения о взаимозаменяемости	37
§ 3.1. Общие положения	37
§ 3.2. Виды взаимозаменяемости	39
§ 3.3. Взаимозаменяемость и точность размеров	42
§ 3.4. Меры, обеспечивающие взаимозаменяемость. Эффективность взаимозаменяемости	44
Глава 4. Основные понятия и определения по допускам и посадкам	46
§ 4.1. Поверхности, размеры, отклонения и допуски	46
§ 4.2. Графическое изображение допусков и отклонений	52
§ 4.3. Единица допуска и понятие о качествах	56
§ 4.4. Общие сведения о посадках	58
§ 4.5. Посадки в системе отверстий и в системе вала	63
Глава 5. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений	66
§ 5.1. Общие сведения о системах допусков и посадок	66
§ 5.2. Диапазоны размеров, единицы допусков и качества ЕСДП СЭВ	67
§ 5.3. Образование посадок в ЕСДП СЭВ	71

¹ Главы 6, 7, 8 и 14 написаны А. Н. Виноградовым, остальные главы и введение — Н. С. Козловским.

§ 5.4. Посадки в ЕСДП СЭВ	81		
§ 5.5. Основные сведения о системе допусков и посадок ОСТ для гладких цилиндрических соединений	86		
§ 5.6. Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками	93		
§ 5.7. Обозначение предельных отклонений	94		
§ 5.8. Выбор системы посадок, квалитетов и вида посадок	97		
§ 5.9. Допуски и посадки деталей из пластмасс	102		
§ 5.10. Нормальная температура измерений	104		
Глава 6. Гладкие калибры и их допуски	104		
Глава 7. Основы технических измерений	114		
§ 7.1. Государственная система обеспечения единства измерений	114		
§ 7.2. Понятия об измерениях и единицах физических величин	115		
§ 7.3. Классификация измерительных средств и методов измерений	117		
§ 7.4. Метрологические показатели средств измерения	119		
§ 7.5. Выбор измерительных средств	124		
Глава 8. Кошечные меры длины. Штриховые инструменты. Рычажно-механические и рычажно-оптические приборы	125		
§ 8.1. Плоскопараллельные концевые меры длины	125		
§ 8.2. Штангенинструменты. Микрометрические инструменты	127		
§ 8.3. Рычажно-механические приборы	132		
§ 8.4. Рычажно-оптические приборы	137		
Глава 9. Точность формы деталей. Шероховатость поверхностей	144		
§ 9.1. Общие сведения	144		
§ 9.2. Отклонения формы и расположения поверхностей	144		
§ 9.3. Шероховатость и волнистость поверхностей	155		
§ 9.4. Влияние точности геометрической формы поверхностей	160		
§ 9.5. Контроль точности формы, расположения и шероховатости поверхностей	162		
Глава 10. Допуски и посадки подшипников качения	166		
§ 10.1. Точность подшипников качения	166		
§ 10.2. Допуски и посадки подшипников качения	168		
§ 10.3. Основные указания по выбору посадок	170		
Глава 11. Размерные цепи	175		
§ 11.1. Термины, определения и обозначения	175		
§ 11.2. Расчет размерных цепей	179		
Глава 12. Допуски на угловые размеры и конические соединения	193		
§ 12.1. Допуски на угловые размеры	193		
§ 12.2. Конические соединения (применение и основные параметры)	196		
§ 12.3. Допуски и посадки конических соединений	200		
		Глава 13. Допуски на резьбу	202
		§ 13.1. Основные типы, параметры и условия работы резьб и резьбовых соединений	202
		§ 13.2. Общие принципы взаимозаменяемости цилиндрических резьб	205
		§ 13.3. Допуски метрических резьб	212
		§ 13.4. Допуски метрических резьб. Посадки с зазором и переходные	219
		§ 13.5. Допуски трапецеидальных и упорных резьб	224
		Глава 14. Методы и средства измерения углов, конусов и резьб	228
		§ 14.1. Методы и средства контроля и измерения углов и конусов	228
		§ 14.2. Методы и средства измерения и контроля цилиндрических резьб	232
		Глава 15. Допуски на шпоночные и шлицевые соединения	239
		§ 15.1. Общие сведения	239
		§ 15.2. Допуски и посадки шпоночных соединений	240
		§ 15.3. Допуски и посадки прямоугольных шлицевых соединений	244
		§ 15.4. Допуски и посадки эвольвентных шлицевых соединений	250
		Глава 16. Допуски на зубчатые и червячные передачи	254
		§ 16.1. Общие сведения	254
		§ 16.2. Допуски цилиндрических зубчатых колес и передач	256
		§ 16.3. Основные особенности систем допусков для конических, гипоидных, червячных и реечных зубчатых передач	269
		Глава 17. Методы и средства измерения зубчатых колес	271
		§ 17.1. Общие сведения	271
		§ 17.2. Основные приборы для комплексного контроля	274
		§ 17.3. Основные приборы для элементного контроля	275
		Список литературы	283

ИБ № 3688

**Николай Сергеевич Козловский,
Анатолий Никифорович Виноградов**

**ОСНОВЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ,
ДОПУСКИ, ПОСАДКИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

Редактор О. Ф. Корсуя
Художественный редактор И. К. Каприалова
Технический редактор Н. Н. Чистякова
Корректоры: Л. В. Астащенко, Н. И. Шарунина
Оформление художника И. Д. Слюсарена

Сдано в набор 12.01.62. Подписано в печать 03.08.62.
Т 15302. Формат 84×108^{1/32}. Бумага типографская № 2
Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 15,12
Уч.-изд. л. 15,23. Тираж 290 000 экз. Заказ № 19. Цена 75 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство
«Машиностроение», 107076, Москва, Стрёмкинский пер., 4
Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Совхозтипографома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.